7. Иващенко Н.А. Работа дизеля с разделенной камерой сгорания на рапсовом масле / Н.А. Иващенко, В.А. Марков, А.А. Ефанов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2007. – № 3. – С. 26-40.
8. Фокин Р.В. Разработка комплексной технологии получения смесового топлива с улучшенными свойствами для дизельных двигателей: автореф. дисс. канд. техн. наук / Фокин Р.В. – Мичуринск-Наукоград, 2008. – 24 с.

Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н.
Особенности 9-й версии математической модели Метода универсального моделирования

*ФГАОУ ВО Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
(Россия, Санкт-Петербург)*

doi: 10.18411/lj-11-2020-50

idsp: ljjournal-11-2020-50

Аннотация

В работе представлены особенности новейшей 9-й версии программы расчета и оптимального газодинамического проектирования центробежных компрессоров и компрессорных ступеней Метода универсального моделирования.

Ключевые слова: центробежный компрессор, осерадиальное рабочее колесо, безлопаточный диффузор, КПД

Abstract

The paper presents the features of the latest 9th version of the program for calculating and optimal gas-dynamic design of centrifugal compressors and compressor stages called Universal Modeling Method.

Key words: centrifugal compressor, 3D impeller, vaneless diffuser, efficiency

Введение

Центробежные компрессоры играют важную роль в экономике промышленно развитых стран. Задача газодинамического проекта – создание проточной части, обеспечивающей заданное отношение давлений при заданном расходе и при максимальном КПД, чтобы снизить главную составляющую эксплуатационных расходов – стоимость энергии на привод компрессора. Для решения этой задачи применяются различные подходы. Одним из самых эффективных является использование специализированных инженерных программ и методов.

В Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого (СПбПУ) на протяжении десятилетий проводились исследования компрессоров динамического действия. В результате сформулирована математическая модель потерь напора в проточной части и пакет программ, получивший название Метод универсального моделирования (МУМ). Описание математической модели представлено в работах [1,2].

Накопление опыта применения программ Метода универсального моделирования позволяет производить их дальнейшее усовершенствование. Ниже представлены основные нововведения 9-й версии МУМ.

Применение квазитрехмерного подхода к расчету ОРК

Значительная неравномерность потока по высоте лопаток ОРК приводит к тому, что применение одномерного подхода к расчету потерь в них дает погрешности. Смещение рассчитываемой линии тока от средней линии ближе к периферии, предложенное в [3] не до конца решает эту проблему. Наиболее эффективным является применение квазитрехмерного подхода к расчету потерь в лопаточных решетках ОРК.

Для этого в 9-й версии математической модели течение в лопаточной решетке разделяется на 8 линий тока, для каждой из которых рассчитываются ударные потери, потери трения на лопатках и потери смещения. Потери трения на ограничивающих поверхностях (на основном и покрывающем дисках) имеют место на 1-й и 8-й линиях тока, потери смещения в случае, если ширина БЛД больше высоты лопаток ОРК на выходе $\zeta_{cmb3/b2}$ так же считаются в одномерной постановке.

Показатель политропы процесса между сечениями 1 и 2 рассчитывается исходя из суммы потерь на каждой линии тока:

$$\eta_{1-2} = \frac{k}{k-1} - \lambda_{u0}^2 \frac{k}{k+1} \left(\sum_{i=1}^8 (\zeta_{mpli} + \zeta_{cmi}) \bar{w}_1''^2 + \zeta_{cmb3/b2} \bar{w}_1''^2 + \zeta_{oпрi=1} \bar{w}_{1i=1}''^2 + \right. \\ \left. + \zeta_{oпрi=8} \bar{w}_{1i=8}''^2 + \sum_{i=1}^8 (\zeta_{y\partial i} \bar{w}_{1i}''^2) + 2\psi_T (\beta_{np} + \beta_{mp}) \right) / \left[\frac{T_1'}{T_0^*} \left(\frac{T_2}{T_1'} - 1 \right) \right], \quad (1)$$

где T_0^* – полная температура на входе в ступень; T_2 – статическая температура на выходе из РК; ζ_{mpli} – коэффициент потерь трения на лопатках; ζ_{cmi} – коэффициент потерь смещения; $\bar{w}''$ – безразмерная скорость в косом срезе межлопаточного канала РК; $\zeta_{oпр}$ – коэффициент потерь трения на ограничивающих поверхностях; $\zeta_{y\partial i}$ – коэффициент ударных потерь; ψ_T – коэффициент теоретического напора.

Моделирование диаграммы скоростей

Математическое моделирование предусматривает то или иное задание диаграмм скоростей. В соответствии с концепцией моделирования соотношения между скоростью на входе в межлопаточный канал и местными скоростями определяется на расчетном режиме и далее определяется скоростью на входе $\bar{w}''$ и средней нагрузкой лопаток $\Delta\bar{w}$ на каждом конкретном режиме работы в пределах характеристики.

Начиная с 5-й версии, для расчета диаграмм скоростей рабочего колеса (РК) служит система уравнений, основанная на аппроксимации массовых расчетов диаграмм скоростей по программе ЗДМ.023 [4,3]. В ней расчет скорости в начале и конце передней и задней поверхностей лопаток бы связан параметрами $\Phi_{\partial y}$ и $\psi_{Tрасч}$.

После введения эмпирического коэффициента $X(41)$, определяющего величину перестройки потока на входе лопаточную решетку, в алгоритм расчета величины расчета $\Phi_{\partial y}$ появилась некоторая некорректность расчета диаграмм. Для РК с конкретной формой проточной части форма диаграммы предопределена. Но при идентификации модели при разных значениях $X(41)$ диаграммы получаются разные.

Значение $X(41)$ влияет на $\Phi_{\partial y}$, а он, в свою очередь, на $\psi_{T\partial y}$ и $\Delta\bar{w}$. Поэтому диаграмма скоростей меняется, чего, в принципе, быть не должно.

Для устранения неопределенности расчета диаграмм скоростей в приведенных выше уравнениях принято условие $\Phi_{\partial y} = \Phi_{i=0}$. Коэффициент расхода $\Phi_{i=0}$ соответствует условию безударного входа без учета нагрузки лопаток $i_1' = \beta_{л1} - \beta_1' = 0$. Соответствующий коэффициент расхода $\Phi_{i=0}$ и соответствующие ему $\psi_{Ti=0}$ значения используется в формулах расчета диаграмм скоростей. Значение $\Phi_{i=0}$ рассчитывается итерационно, в том же цикле, что и $\Phi_{\partial y}$.

Математическая модель безлопаточного диффузора (БЛД), основанная на обобщении вычислительного эксперимента для БЛД с $b_2 / D_2 = 0.006-0.100$

Основываясь на опыте НИЛ ГДТМ О.А. Соловьёва в рамках диссертационного исследования [5] разработала новую математическую модель БЛД. Опыт ее применения показал хорошие результаты и высокую точность результатов идентификации. Были проведены расчеты течения и газодинамических характеристик безлопаточных диффузоров с относительной шириной $b/D_2 = 0.014 - 0.100$, с радиальной длиной D_4/D_2 до 2,0, в диапазоне углов потока на входе $\alpha_2 = 10 - 90^\circ$.

Опыт применения разработанной модели БЛД показал, что для малорасходных ступеней фирмы Кларк наблюдается тенденция к завышению рассчитанного КПД по сравнению с измеренным. Одна из причин этого – недооценка величины коэффициента потерь БЛД.

Для повешения точности моделирования малорасходных ступеней были проведены дополнительные расчеты узких БЛД в программе ANSYS CFX. Рассчитаны характеристики диффузоров с относительной шириной $b / D_2 = 0.006, 0.008, 0.010, 0.012$. Диапазоны измерения остальных параметров оставлены без изменений.

Аппроксимация вычислительного эксперимента выполнена с помощью программы EXEL методом регрессионного анализа. В общем виде аппроксимирующая зависимость для коэффициента потерь $\zeta = f(\bar{b}_2, \bar{D}_4, \alpha_2, \lambda_{c2}, Re, \bar{k}_{ui})$ представляется в том же виде, что и для предыдущей версии модели [5], однако система аппроксимирующих формул имеет совершенно иную структуру и коэффициенты. Выполнена аппроксимация влияния $b_2 / D_2, \alpha_2, \lambda_{c2}$:

$$\zeta = \frac{A \cdot \alpha^B \cdot K_{D4}}{K_{Re, k_{ui}}}, \quad (2)$$

где: $A, B = f(b_2 / D_2, \lambda_{c2})$

Поправка на влияние критерия Рейнольдса – относительной шероховатости сделана по аналогии с коэффициентом силы сопротивления пластинки, но с учетом специфики постановки вычислительного эксперимента.

Аппроксимация для расчета угла выхода потока из БЛД выполнена отдельно для диапазона БЛД с относительной шириной $0.006 \leq b / D_2 \leq 0.014$, $0.014 < b_2 / D_2 \leq 0.033$ и $0.033 < b_2 / D_2 \leq 0.100$.

Полученная система из 54 алгебраических уравнений отличается хорошей точностью 98.9%. Результаты применения новой модели показали незначительное уменьшение погрешности расчета характеристик модельных ступеней 20СЕ (порядка 0.27%) и уменьшение погрешности расчета модельных ступеней фирмы КЛАРК (порядка 0.56%).

Идентификация 9-й версии математической модели

Основным экспериментальным материалом для идентификации математической модели являются результаты испытаний модельных ступеней семейства 20 СЕ. В составе серии промежуточные ступени с безлопаточными диффузорами РК+БЛД (ЛД) +ОНА. Диапазон основных параметров проектирования модельных ступеней: $\Phi_{расч} = 0.028 - 0.080$, $\psi_{T, расч} = 0.40 - 0.67$, $\bar{D}_{gm} = 0.25 - 0.373$, $b_2 / D_2 = 0.03 - 0.061$; $\bar{D}_4 = 1.42 - 1.60$, $M_u = 0.60 - 0.80$.

Процесс идентификации осуществлялся путем перебора значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с экспериментально определенным

значением. Отбирались такие значения $X(i)$, при которых средняя погрешность расчета КПД минимальна.

Идентификация математической модели производилась сначала для ступеней с БЛД. Средняя погрешность моделирования расчетного (максимального) КПД составила 0,513 %, погрешность по пяти точкам (за исключением точки наибольшего расхода) составила 1,00 %.

Далее производилась идентификация эмпирических коэффициентов, отвечающих за потери в ЛД. Средняя погрешность моделирования расчетного (максимального) КПД составила 0,525 %, погрешность по пяти точкам (за исключением точки наибольшего расхода) составила 1,12 %.

Заключение

Новая версия математической модели МУМ позволила более точно описывать процессы, протекающие в элементах проточной части центробежных компрессоров, расширить диапазон параметров компрессоров, для расчета которых ее можно гарантированно применять и повысить точность моделирования газодинамических характеристик.

1. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры. [текст] / Ю.Б. Галеркин // Изд-во КХТ., 2010. – СПб. – С.650.
2. Данилов К. А. Создание математической модели и программных комплексов для оптимального газодинамического проектирования холодильных центробежных компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 1999. 176 с.
3. Дроздов, А.А. Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами. Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2016. – С. 236.
4. Лысякова, А.А. Совершенствование программ расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с использованием обобщенных диаграмм скоростей обтекания лопаток. [текст]: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Лысякова; СПбПУ. – СПб., 2010. –141 с.
5. Соловьёва, О.А. Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней. [текст] / О.А. Соловьёва // Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2018. – С. 162

Колтаков А.А., Винокуров С.Д., Прилепко Е.В.

Математическая модель электростанции ЭСД-200-30Т-400М, использ-уемая на стадии эскизного проектирования

*Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»
(Россия, Воронеж)*

doi: 10.18411/lj-11-2020-51

idsp: ljjournal-11-2020-51

Аннотация

В статье представлена математическая модель электростанции ЭСД-200-30Т-400М, позволяющая приблизительно определить жёсткость виброизоляторов пола в отсеке оператора при работе дизель-генераторной установки.

Ключевые слова: вибрация, виброизоляторы, жесткость, математическая модель.

Abstract

The article presents a mathematical model of a power plant ESD-200-30T-400M, which allows to approximately determine the rigidity of vibration isolators of the floor in the operator's compartment during operation of a diesel generator set.

Keyword: vibration, vibration isolators, rigidity, mathematical model.