

ваясь смещением вала от концентричного расположения, векторным сложением получают результирующую грузоподъемность подшипника и расход воздуха на подшипник.

Используя данные расчетов можно построить характеристики радиальных сегментных газовых подшипников в виде зависимостей грузоподъемности от эксцентриситета вала.

Для экспериментальных исследований радиальных сегментных газовых подшипников был разработан специальный стенд. На

стенде определялись характеристики при различных частотах вращения вала вплоть до номинальной с целью получения достоверной картины поведения подшипников во всем диапазоне частот вращения, а также для экспериментальной проверки результатов расчетов. На рис. 3 показана экспериментальная характеристика подшипника, состоящего из пяти сегментов (диаметр вала - 120мм., осевая длина - 120мм) с подводом питающего воздуха по поперечной канавке в районе входной кромки.

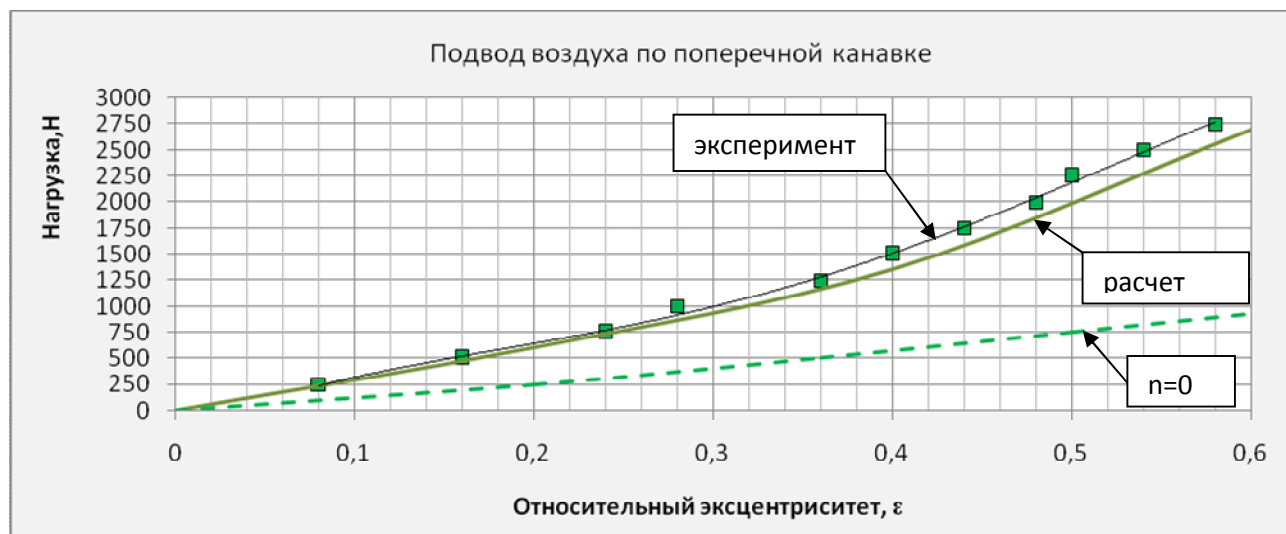


Рис. 3. Экспериментальная характеристика подшипника ( $n=26000$ об/мин.,  $pa=0,4$ МПа)

Сравнение результатов экспериментов с расчетными зависимостями позволяет сделать вывод о достаточной для инженерной

практики точности математических моделей течения в смазочном слое газовых подшипников.

УДК 621.45.012

### МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ МНОГОДИСЦИПЛИНАРНОЙ ЗАДАЧИ

Новаковский Г.С.<sup>1</sup>, Комаров А.П.<sup>1</sup>, Лещенко И.А.<sup>2</sup>, Клочков И.Н.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ООО "Делкам-Урал", г. Екатеринбург

<sup>2</sup>ООО "СигмаТехнология", г. Москва

### MULTIOBJECTIVE OPTIMIZATION OF AXIAL COMPRESSOR BASED ON NUMERICAL SOLUTION OF MULTIDISCIPLINARY TASK

*Novakovsky G.S., Komarov A.P., Leshchenko I.A., Klochkov I.N. The report presents the numerical solution of the optimization task which enables to correct initial blades shape to improve main gasdynamic and structural criteria of the compressor. Indirect Optimization on the basis of Self-Organization (IOSO) was chosen for this solution. CFD and mechanical simulation were implemented by finite volume and finite element method respectively.*

В настоящее время, при проектировании сложных технических систем, характерным примером которых является авиационный реактивный двигатель, разработчики обязаны учитывать большое количество критериев, определяющих совершенство изделия. Данные критерии, часто находящиеся во взаимном влиянии, могут относиться к разным физическим полям. Это вынуждает выполнять оптимизационные исследования в многодисциплинарной постановке. В данной статье рассмотрена задача многокритериальной оптимизации формы лопаток ступени компрессора на основе газодинамического и механического анализов.

Для осуществления оптимизации формы лопатки была выбрана хорошо зарекомендовавшая себя для подобного класса задач программная реализация многокритериальной версии метода непрямой оптимизации на основе самоорганизации (IOSO). Данный код выполнял выбор значений варьируемых параметров, поиск целевых функций, а также через управляющий файл осуществлял запуск газодинамического и механического решателей.

Для моделирования газодинамики применялась программная реализация метода конечных объемов, осуществляющая численное решение уравнений динамики газа в частных производных (Навье-Стокса) для трехмерной расчетной области. Для этих целей был выбран программный модуль CFX, поскольку он, используя неявную связанную схему решения линеаризованной системы уравнений, обеспечивает быструю и устойчивую сходимость. При этом время решения задачи находится в линейной зависимости от объема расчетной сетки, что критично для сеточных моделей большой размерности. Решение выполнялось в стационарной постановке с учетом допущения о периодичности течения на лопатках рабочего колеса и направляющих аппаратов. Для передачи массива переменных с вращающейся части расчетной области на статичную применялось допущение осреднения физических переменных в окружном направлении. Для учета теплообмена и эффектов сжимаемости воздуха система решаемых уравнений дополнялась уравнением энергии.

Для анализа напряженно-деформированного состояния рабочего колеса и поиска его основных динамических характеристик – собственных частот колебаний применялась программная реализация метода конечных элементов, осуществляющая численное решение уравнений механики деформируемого твёрдого тела в трёхмерной постановке. Последовательно выполнялись два вида анализа: статический, для оценки запаса прочности и гармонический, для определения собственных частот лопатки. В статическом анализе учитывалось поле центробежных сил при вращении рабочего колеса, поле давления газа на перо лопатки, которое автоматически интерполировалось на соответствующие поверхности модели из газодинамического анализа. При проведении модального анализа учитывалось преднапряжённое состояние рабочего колеса при действии перечисленных выше нагрузок и граничных условий. Допущение о циклической симметрии напряженно-деформированного состояния позволило обойтись рассмотрением фрагмента рабочего колеса с одной лопаткой.

Варьируемыми параметрами брались геометрические размеры лопаток рабочего колеса и одного из направляющих аппаратов. Таковыми были осевая координата, углы передней и задней кромки, толщины лопатки. Эти размеры варьировались в нескольких сечениях по высоте лопатки. Критериями оптимизации служили адиабатическая эффективность ступени, запас газодинамической устойчивости, запасы по резонансу и статической прочности рабочего колеса. Критериями-ограничениями служили значения расхода и степени повышения давления.

#### **Библиографический список**

1. Egorov I.N., "Indirect Optimization Method on the Basis of Self-Organization", Curtin University of Technology, Optimization Techniques and Applications (ICOTA'98), Vol.2, pp. 683-691, Perth, Australia, 1998.
2. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., "Two Approaches to Multidisciplinary Optimization Problems", presented at European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering - ECCOMAS2000, Barsezona, Spain, 2000.

3. Dulikravich, G.S., Dennis, B.H., Martin, T.J. and Egorov, I.N., "Multi-Disciplinary Design Optimization", Evolution Methods for Design, Optimization and Control, (eds: K. Giannakoglou, D. Tsahalis, J. Periaux, K. Papailiou and T. Fogarty), CIMNE, Barselona, 2001.

4. Egorov I.N., Kuzmenko M.L. Shmotin Yu. N. "Increasing of Fan Efficiency basing on Optimization Technology", 17<sup>th</sup> International Symposium on Airbreathing Engines – ISABE 2005, Munich, Gemany, September 4-9, 2005.

УДК 621.454.2-181.4.022.2

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЖРДМТ ТЯГОЙ 10...15 Н

Бешенев Ю.А., Казанкин Ф.А., Салич В.Л., Семкин Е.В.

ФГУП «Научно-исследовательской институт машиностроения», г. Нижняя Салда

Принятые обозначения

$\nu$ , динамическая вязкость.  
 $\varphi_\beta$ , коэффициент полноты расходного комплекса.  
 $W$ , окружная составляющая скорости;  
 $\rho$ , плотность рабочего тела;  
 $V$ , составляющая скорости вдоль оси  $r$  (рис. 2)  
 $U$ , составляющая скорости вдоль оси  $x$  (рис. 2);  
 $r$ , координата в радиальном направлении (рис. 2)  
 $x$ , координата в осевом направлении (рис. 2).

Наиболее часто в конструкциях российских жидкостных ракетных двигателей (ЖРДМТ) для организации рабочего процесса используются соосные центробежные форсунки внешнего смешения. Выбор конструкции смесительных элементов форсуночных головок ЖРДМТ проводится по результатам проектных расчётов и экспериментальных исследований по поиску размеров втулок «О» и «Г», которые позволяют получать значения  $\varphi_\beta$ , близкие к предельным ( $\varphi_\beta = 0,93...0,96$ ). Выбор конструкции смесительных элементов проводится по результатам 5...10 испытаний ЖРДМТ на натурных компонентах топлива. Количество проводимых испытаний обусловлено неточностями методики проектного расчёта центробежных форсунок «О» и «Г». Для проектного расчёта центробежных форсунок используется методика, предложенная Г.Н. Абрамовичем [1]. Согласно данной методике производительность центробежной форсунки ставится в зависимость от геометрической характеристики форсунки  $A$ ,

$$A = \frac{r_c \cdot R \cdot \pi}{f_{BX}} \quad (1)$$

Основываясь на принципе максимального массового расхода через центробежную форсунку, по аналогии с течением жидкости по водосливам с широким порогом, связь между коэффициентом расхода  $\mu$  через центробежную форсунку и геометрической характеристикой форсунки определяется как

$$A = \frac{(1 - \varepsilon) \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{\varepsilon^3}}, \quad (2)$$

$$\mu = \sqrt{\frac{\varepsilon^3}{2 - \varepsilon}}.$$

Здесь  $\varepsilon$  коэффициент заполнения сопла форсунки,

$$\varepsilon = 1 - \frac{r_B^2}{r_c^2}, \quad (3)$$

где  $r_B$  радиус воздушного вихря.

Обозначения в формулах 1-3 соответствуют принятым на рис. 1.