

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВТУЛОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ И КИНЕМАТИКУ ПОТОКА СВЕРХЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Сахранавард М. (Университет СПбПУ), Соловьёва О. А. (Университет СПбПУ)
Научный руководитель – Профессор, доктор технических наук, Галеркин Ю. Б.
(Университет СПбПУ)

Введение. Современные программные комплексы позволяют успешно моделировать характеристики и проводить оптимизацию лопаточных аппаратов турбокомпрессоров. Одновременно указывается на значительные затраты на выполнение таких работ. В [1] представлено моделирование характеристик известного тестового объекта Rotor 37 по методике, рекомендованной компанией NUMECA. Решение оказалось возможным только при физически неоправданном задании начальных условий и показало невысокую точность моделирования. Очевидно, что применение CFD требует значительных усилий, квалификации и затрат. Применение CFD рационально на заключительной стадии проекта.

Основная часть. Методы и материалы: В данной работе выполнен расчетный анализ двух важных параметров проектирования – втулочного отношения и предварительной закрутки потока по программе первичного проектирования в квазитрехмерной постановке. Алгоритм программы дополнен известными уравнениями для расчета скачков уплотнения в сверхзвуковых ступенях [2] и эмпирическими коэффициентами [3].

Наибольшее влияние на радиальные размеры ступени оказывает втулочное отношение. У ступеней с меньшим втулочным отношением больше расход и меньше отношение давлений. Введение положительной закрутки на входе в рабочее колесо повышает КПД дозвуковых ступеней за счет уменьшения кинетической энергии потока на входе в РК. Для ступеней с разными втулочными отношениями предпринято исследование влияния предварительной закрутки.

В основной части расчетного исследования изучены параметры ступеней с втулочными отношениями 0,4, 0,45, 0,50, 0,55, 0,60 и 0,65. Сопоставлены параметры ступеней при изменении закрутки потока на входе от нуля до максимально возможной относительной закрутки c_{u1n} / u_n .

Соотношение проходных сечений 1 (вход в рабочее колесо (РК)), 2 (выход из РК – вход в направляющий аппарат (НА)) определялось из условия одинаковости меридиональных скоростей в сечениях 1 и 2, что соответствует рекомендациям.

Результаты: Уменьшение втулочного отношения $D_{вт1}$ с 0,728 до 0,40, при нулевой закрутке на входе, увеличивает удельную производительность – коэффициент расхода Φ – с 0,1170 до 0,2092, т. е. на 78,8%. В результате диаметр рабочего колеса $D_{1н}/D_{1н(втулка0,728)}$ уменьшается на 25%, и в обратной пропорции $n_{1н}/n_{(втулка0,728)}$ увеличиваются обороты, необходимые для выбранной окружной скорости.

Скоростной коэффициент λ_w на периферии лопаток у всех ступеней равен 1,40. У втулки скоростной коэффициент увеличивается от 0,924 при втулочном отношении 0,40, до 1,19 при втулочном отношении 0,728. При наименьшем втулочном отношении КПД равен 0,868, при наибольшем уменьшается до 0,845. Отрицательное влияние на КПД оказывает сильная изогнутость корневых профилей лопаток РК и НА: 54 и 78 градусов при втулочном отношении 0,728, и 37 и 49 градусов при втулочном отношении 0,40. Но зато при большей втулке коэффициент напора ψ_t равен 0,52 и отношение давлений $\pi^* 2,54$ – против коэффициента напора 0,30 и отношения давлений 1,80 при втулочном отношении 0,40.

Расчеты показали, что при постоянной закрутке по радиусу, КПД повышается, но сильно уменьшается коэффициент напора. Более эффективным оказалось применять закрутку потока, линейно уменьшающуюся от максимальной величины относительной закрутки на наружном радиусе до нуля у втулки.

При всех втулочных отношениях коэффициент теоретического напора практически линейно уменьшается при увеличении относительной закруткой. При увеличении относительной закрутки от нуля до максимальной 0,25 – 0,28 (при большей закрутке невозможно выполнить условие радиального равновесия) коэффициент теоретического напора снижается на заметную величину 16 – 18%. Заметно снижается и отношение давлений. Например, при втулочном отношении 0,55 ступень без закрутки развивает отношение давлений 2,11, а при максимальной закрутке 0,27 – только 1,953.

При увеличении относительной закрутки КПД монотонно растет. При втулочном отношении 0,40, например, КПД возрастает от 0,87 до 0,897. При этом втулочном отношении у ступеней без закрутки коэффициент теоретического напора 0,32, с максимальной закруткой – 0,27, соответствующие отношения давлений – 1,85 и 1,72. При втулочном отношении 0,65 у ступеней без закрутки коэффициент теоретического напора 0,46, с закруткой – 0,38, соответствующие отношения давлений – 2,35 и 2,10.

Выводы: Максимальный КПД, равный 0,90 при отношении давлений 1,90 соответствует втулочному отношению 0,53. У ступеней без закрутки максимальный КПД при втулочном отношении 0,50 чуть больше 0,87, отношение давлений 2,0.

Результаты расчетного исследования КПД и коэффициента напора могут быть описаны аналитически. Аппроксимация результатов расчетного исследования выполнена следующим образом.

Функции ψ_T , $\eta_{ад} = f(D_{вт}, c_{u1H} / u_H)$ аппроксимированы линейной и квадратичной зависимостями:

$$\psi_T = a_\psi * (c_{u1H} / u_H) + b_\psi,$$

$$\eta_{ад} = a_\eta * (c_{u1H} / u_H) * (c_{u1H} / u_H) + b_\eta * (c_{u1H} / u_H) + c_\eta.$$

Коэффициенты a , b , c , в свою очередь, представлены в зависимости от втулочного отношения и аппроксимированы линейными и квадратичными зависимостями:

$$a_\eta = 15,451 * D_{вт} * D_{вт} - 19,078 D_{вт} + 5,3858,$$

$$b_\eta = 0,5121 D_{вт} - 0,059,$$

$$c_\eta = - 0,0306 D_{вт} + 0,8873,$$

$$a_\psi = - 4,7136 * D_{вт} * D_{вт} + 4,8301 D_{вт} - 1,428,$$

$$b_\psi = 0,5907 D_{вт} + 0,0649.$$

Соответствующее отношение давлений рассчитывается по уравнению:

$$\pi^* = (1 + 2 * (k-1) / (k+1) * \lambda_u * \lambda_u * \psi_T * \eta_{ад}^*)^{(k/k-1)}$$

По показанным уравнениям проектировщик может оценить КПД и коэффициент напора ступени с интересующими его втулочным отношением и безразмерной закруткой. Представленная система уравнений предложена на основе расчетного исследования ступеней с $\lambda_u = 1,445$, $\phi_{1H} = 0,54$, $D_{вт} = 0,40 - 0,65$, $c_{u1H} / u_H = 0 - 0,3$ при $c_{u1вт} / u_H = 0$.

Список использованных источников:

1. М. Сахранавард, Л.Н. Маренина, О. А. Соловьева. О первичном проектировании рабрых колес осевых компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – 2022. - №3. – С. 28-37.
2. Г. Н. Абрамович. Прикладная газовая динамика. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1953 – 00 736 с.
3. Borovkov, A., Galerkin, Y., Popov, Y., Rekstin, A., Semenovskiy, V., Soldatova, K. Efficiency analysis of blade cascades of axial compressors by the results of wind tunnel test. Journal of Advanced Research in Dynamical and Control Systems. Volume 12, Issue 1 Special Issue, 2020, Pages 953-961

Сахранавард М. (автор)

Подпись

Галеркин Ю. Б. (научный руководитель)

Подпись