

УДК 621.515.002

Ю.В.Кожухов (6 курс, каф. КВХТ), С.А.Вазенмиллер (асп., каф КВХТ)  
А.Ю.Прокофьев, доц., к.т.н., Ю.Б.Галеркин, проф., д.т.н.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАСЧЕТА НЕВЯЗКОГО КВАЗИТРЕХМЕРНОГО ТЕЧЕНИЯ

Кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбГПУ (далее кафедра КВХТ) на протяжении многих десятилетий занимается исследованием компрессоров динамического и объёмного действия. Получены важные теоретические результаты, созданы наиболее современные методы термогазодинамического проектирования. По проектам кафедры было построено и модернизировано большое количество центробежных компрессоров различного назначения, включая линейные и дожимные центробежные нагнетатели газоперекачивающих агрегатов.

Развитие вычислительной техники сделало возможным применение совершенно новых методов проектирования компрессоров, использование которых ранее не представлялось возможным из-за значительной трудоёмкости расчётов. Большое количество экспериментов, проведённых за годы деятельности кафедры КВХТ, позволило в совершенстве изучить суть физических явлений, происходящих в проточной части центробежного компрессора, разработать соответствующую теорию. С использованием накопленной информации на кафедре были разработаны математические модели («Метод универсального моделирования»), позволяющие предсказывать характеристики ступени центробежного компрессора по её геометрическим параметрам и безразмерным критериям подобия, таким как коэффициент расхода, показатель изоэнтропы газа, число Маха, число Рейнольдса. На основе этих моделей был создан ряд программ для проектирования и оптимизации центробежных компрессоров. Программы показали свою высокую эффективность при создании компрессоров ГПА нового поколения.

В настоящее время ведется работа по созданию модели расчета напора на основе квазитрехмерного невязкого обтекания лопаток центробежного колеса. На рис. 1 представлена напорная характеристика центробежной ступени, рассчитанная с помощью такой модели. Коэффициент теоретического напора  $\psi_{т,ид}$  (кривая ЗДМ\_ti) идеального компрессора получается несколько завышенным. Для уточнения расчета было пересчитано отношение плотностей. Для идеального случая  $\varepsilon$  вычислялось для изоэнтропного сжатия:

$$\varepsilon = \frac{\rho_{вых}}{\rho_{вх}} = \left( 1 + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{RT_1} h_T \right)^{\frac{1}{k-1}}$$

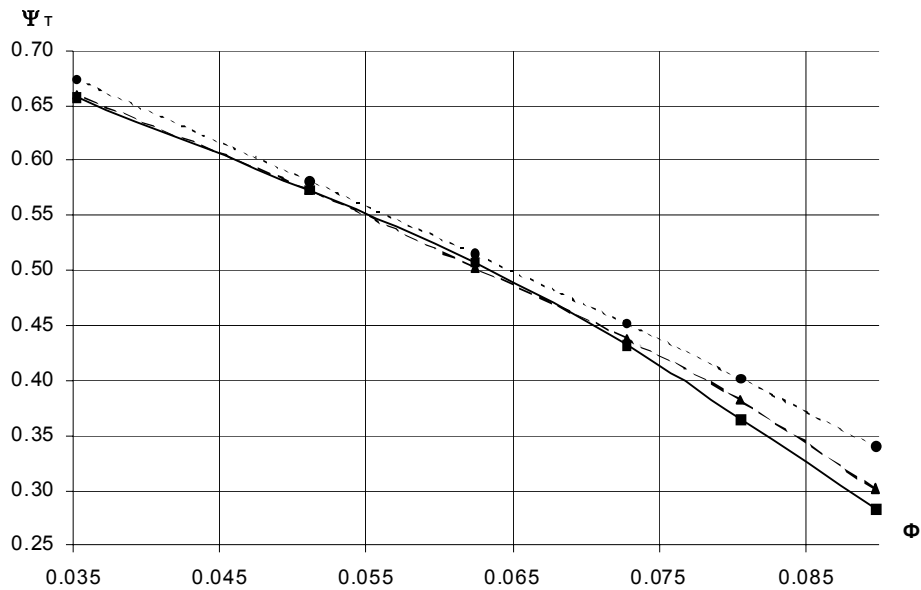


Рис.1 Характеристика рабочего колеса 064

—■— эксперимент - - - ● - - - 3DM\_ti - - ▲ - - - 3DM\_td

В действительности изменение плотности меньше, так как  $\varepsilon$  определяется показателем политропы процесса сжатия:

$$\varepsilon = \left( 1 + \frac{n-1}{n} \cdot \frac{1}{RT_1} h_n \right)^{\frac{1}{n-1}},$$

где  $\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_{прк}$

Снижение  $\varepsilon$  ведет в свою очередь к увеличению расходной составляющей скорости, что приводит к уменьшению  $\psi_T$ . Это хорошо видно из треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса (рис. 2). Для низконапорных ступеней этот расчет (кривая 3ДМ\_td) вполне хорошо совпадает с экспериментом (рис. 1).

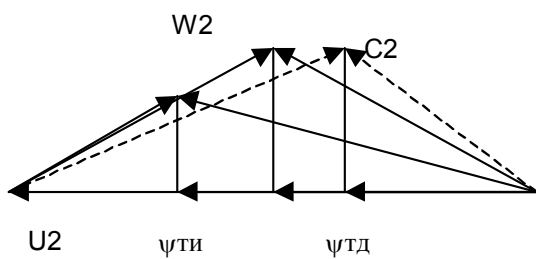


Рис. 2. Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса.

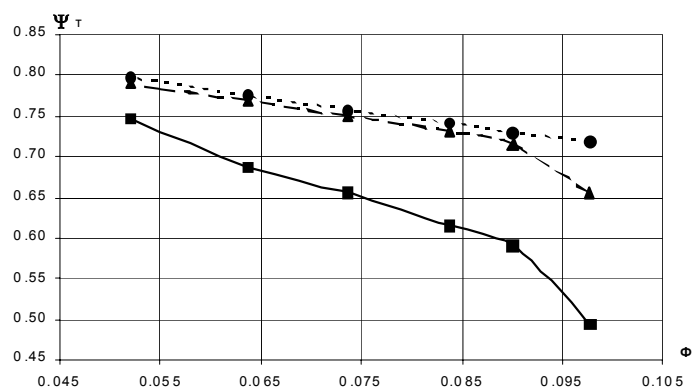


Рис.3 Характеристика рабочего колеса К-101-1

—■— эксперимент - - - ● - - - 3DM\_ti - - ▲ - - - 3DM\_td

Для высоконапорных колес (рис. 3) такая корректировка недостаточна. Действительный коэффициент напора ещё ниже. Это связано с наличием значительных зон отрыва потока, что ведет к увеличению отставания потока и снижению  $\psi_T$  (рис. 2 -

пунктирная линия). В данный момент ведется разработка методики учёта вышеописанного явления.