

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков
М.В. БУРЛАКА, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков
В.С. БАРАННИК, магистр НТУ «ХПИ», г. Харьков

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ПЛОСКИХ ТУРБИННЫХ ПРОФИЛЕЙ

Описано параметричну модель плоского профілю турбінної решітки. Приведена постановка задачі дослідження з описанням варійованих геометричних параметрів профілю та методів, що використовувалися. Представлено порівняння результатів розрахунків потенціального та в'язкого обтікання базового профілю. Приведені результати оптимізації плоского профілю напрямної турбінної решітки з використанням двох розрахункових методів.

The parametrical model of a turbine blade profile is described. Statement of a research problem with the description of a profile varied geometrical parameters and used methods is resulted. Comparison of calculations results of a potential and viscous flow of a base profile is presented. Results of a guide blade profile optimization with use of two calculation methods are resulted.

Совершенствование формы профилей лопаток по аэродинамическому критерию качества предполагает использование некоторого способа оценки потерь кинетической энергии при их обтекании. Из расчетных методик оценки профильных потерь наиболее широкое распространение получили два способа: определение потерь на основании расчета пограничного слоя вдоль обвода профиля [1, 2]; расчет потерь по эмпирическим зависимостям, полученным в результате систематизации и обобщения экспериментальных данных по продувкам турбинных решеток различных конфигураций [1, 3].

В последнее время широкое распространение получили методы вычислительной гидродинамики (CFD), позволяющие рассчитывать трехмерные нестационарные вязкие течения. В [4] показано, как с их использованием находится оптимальная форма сложного тангенциального навала направляющей турбинной решетки. Для дальнейшего повышения аэродинамической эффективности направляющей турбинной решетки необходимо решать комплексную оптимизационную задачу, включающую определение не только навала, но и оптимальной формы профилей лопатки в различных сечениях с учетом полной пространственной структуры течения в турбинной решетке. Ввиду сложности задачи в такой постановке представляется целесообразным проведение предварительных оптимизационных исследований методического характера в упрощенной постановке, в частности, исследования влияния геометрических характеристик плоского профиля на потери и пропускную способность турбинной решетки.

Параметрическая модель профиля турбинной лопатки.

Профилирование может осуществляться с использованием различных подходов: формирование профиля окружностями, параболом, кривыми Безье или с помощью степенных полиномов. В данной работе используется методика построения профилей с применением кривых Безье [1]. В соответствии с данной методикой профиль состоит из двух окружностей, описывающих входную и выходную кромки, и трех кривых Безье, одна из которых образует сторону давления, а две другие – спинку, соответственно от выходной кромки до горла и от горла до входной кромки.

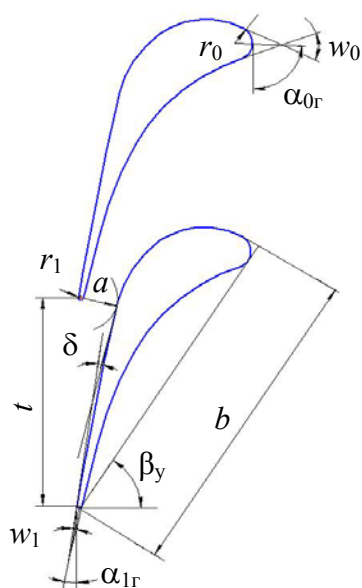


Рис. 1. Параметрическая модель профиля TC-1A

Параметрическая модель профиля показана на рис. 1. В общем случае она включает 9 параметров: t/b – отношение шага решетки к хорде лопатки, β_y – угол установки профиля, α_{0r} – геометрический угол входа, α_{1r} – геометрический угол выхода, δ – угол отгиба, w_0 – угол заострения входной кромки, w_1 – угол заострения выходной кромки, r_0 – радиус входной кромки, r_1 – радиус выходной кромки.

Постановка задачи.

В общем случае постановка задачи оптимального проектирования следующая: определить с точки зрения минимума аэродинамических потерь профиль решетки с заданными геометрическими параметрами, обеспечивающий расчетные параметры потока на выходе и удовлетворяющий требованиям прочности и технологичности [1].

Проектирование оптимального профиля осуществляется с использованием прямой задачи

аэродинамического расчета.

В данной работе решалась задача уменьшения профильных потерь заданного базового профиля при заданных параметрах потока на входе и выходе с ограничением на расход рабочего тела через решетку с использованием двух различных расчетных методов определения потерь: расчет пограничного слоя по потенциальному обтеканию профиля и расчет вязкого обтекания профиля. Большое внимание уделялось именно сравнению этих методов применительно к задачам такого рода. Прочностные и технологические ограничения не накладывались.

Из 9-ти параметров варьировались только α_{1r} и δ при прочих равных условиях. Горло решетки считалось заданным. Выбор этих параметров обусловлен тем, что их варьирование изменяет форму профиля так, что его площадь практически не изменяется. В то же время, эти параметры оказывают значительное влияние на пропускную способность и потери турбинной решетки.

Определение оптимального сочетания варьируемых параметров производилось с использованием теории планирования эксперимента и ЛП_т-поиска по алгоритму, представленному в работе [4]. Диапазоны варьирования параметров α_{1r} и δ задавались исходя из условия существования профиля (отсутствие самопересечений и отсутствие скачка первой производной по обводу профиля).

При определении профильных потерь с использованием расчета пограничного слоя по потенциальному обтеканию задавались следующие параметры: тип пограничного слоя – смешанный; степень турбулентности – 1 %; степень шероховатости – 6.

При определении профильных потерь по результатам расчета вязкого обтекания задавались следующие граничные условия: полное давление на входе – 1,295945 атм; полная температура на входе – 298,15 К; статическое давление на выходе – 1 атм; степень турбулентности – 1 %; модель турбулентности – SST; расчетная схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах больших градиентов параметров потока; сетка 210×98; параметр $y^+ < 1$; расстояние от выходных кромок до плоскости замера параметров – $0,55b$.

Все расчеты производились в двумерной постановке.

В качестве базового профиля использовался профиль ТС-1А (рис. 1). Профиль ТС-1А был выбран из-за его достаточно совершенной аэродинамической формы и малых углов выхода потока. То есть ставилась задача улучшить и так достаточно хороший профиль. А малый действительный угол выхода потока накладывал высокие требования к точности соблюдения расхода через решетку. Параметры базовой плоской турбинной решетки: $t/b = 0,6721$, $\beta_y = 58,08^\circ$, $\alpha_{0r} = 85,584^\circ$, $\alpha_{1r} = 10,255^\circ$, $\delta = 6,24^\circ$, $w_0 = 48,943^\circ$, $w_1 = 3,811^\circ$, $r_0 = 0,01535$ м, $r_1 = 0,002$ м.

Следует отметить, что эффективный угол был постоянен и равен $9,1485^\circ$ во всех вариантах геометрии профиля, так ни шаг, ни горло не менялись по отношению к базовому профилю.

Сравнение результатов расчетов исходного профиля по двум методам.

На рис. 2 приведены зависимости числа Маха по обводу профиля, полученные двумя расчетными методами.

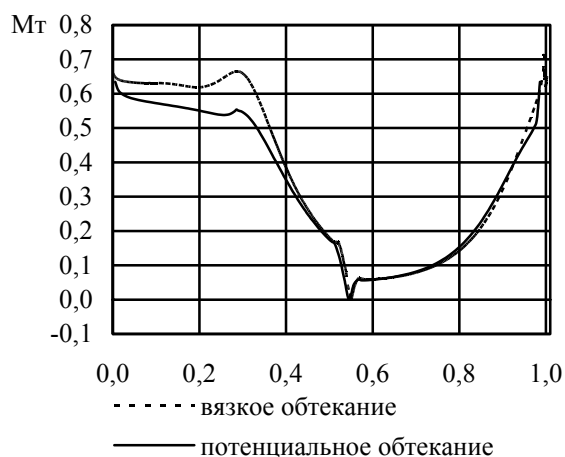


Рис. 2. Распределение числа Маха по обводу профиля

Как видно, распределения числа Маха практически совпадают на стороне давления, а на стороне разрежения они очень близки вначале с некоторым различием в области горла и косога среза. При таком характере распределений теоретического числа Маха по обводу профиля можно сказать, что оба метода расчета дают достаточно близкие результаты. Их различие в области горла и косога среза, видимо, связано с влиянием сжимаемости и вязкости, которые не-доучитываются при расчете потенциального обтекания, а также погрешностью параметризации.

Расчет профильных потерь показал, что потери при вязком обтекании отличаются от потерь при потенциальном обтекании в большую сторону. Для потенциального обтекания профильные потери составили 3,3962 %, для вязкого – 5,2123 %. Для обеспечения ограничения на расход в турбинной решетке, характерным параметром был принят действительный угол выхода потока $\alpha_{1д}$. Расчеты показали, что действительные углы выхода потока также существенно отличаются и составляют соответственно $9,8325^\circ$ и $9,0502^\circ$.

Результаты оптимизации.

Для определения оптимальной формы профиля по алгоритму [4] обоим расчетным методам потребовалось три шага, так как при первом и втором приближении контрольные расчеты показали, что не была достигнута требуемая точность формальной макромодели. Один шаг оптимизации включал 9 расчетов по плану плюс 1 контрольный расчет, то есть в общей сложности было проведено по 30 расчетов для обоих методов расчета.

Оптимизация с использованием различных методов расчета дала различные результаты (таблица 1). Оптимизация с определением потерь по потенциальному обтеканию привела к базовому профилю. В свою очередь, оптимизация с определением потерь по CFD расчету позволила получить профиль с меньшими профильными потерями. При этом профильные потери в абсолютной величине уменьшились на

0,278 %, а действительный угол потока удалось с достаточно высокой точностью сохранить как в базовом профиле (разница в относительных величинах составила 0,007 %).

Таблица 1

Результаты оптимизации

Метод расчета	№ шага оптимизации	Диапазоны варьирования		Параметры профиля			
		α_{1r}	δ	α_{1r}	δ	ζ	α_{1d}
Потенц. обтекание	Исходный	–	–	10,255	6,24	3,3962	9,0502
	1	8–12,1	0,4–14,52	8,4107	8,6663	3,1918	8,8589
	2	8–11	6–10	9,7545	6,4272	3,3721	9,0276
	3	10–11	6–7	10,004	6,24	3,3820	9,0499
Вязкое обтекание	Исходный	–	–	10,255	6,24	5,2123	9,8325
	1	8–12,1	0,4–14,52	10,4061	6,73	5,1643	9,8436
	2	8–11	6–10	10,4587	9,9951	4,9536	9,8293
	3	9,5–11	9–11	10,4980	10,9920	4,9343	9,8318

Оба расчетных метода показали, что действительный угол выхода потока α_{1d} во всех вариантах геометрии профиля отличался от эффективного угла решетки. Эта разница могла достигать 1° , что при угле выхода потока 9° , означает отклонение в 11 %. Последнее означает, что ориентирование на эффективный угол при расчете расхода может дать недопустимо большую погрешность.

В свою очередь, действительные углы выхода потока, полученные двумя рассматриваемыми способами, также различаются между собой. Среднее отклонение по действительным углам выхода потока при потенциальном и вязком обтекании составило $0,846^\circ$.

Выводы.

- Угол выхода потока из решетки существенно зависит от ее формы и может отличаться от эффективного, особенно при расчете решеток с малыми углами выхода потока (в данном примере до 11 %).
- Значения профильных потерь и действительных углов выхода потока, полученные путем расчета пограничного слоя по потенциальному обтеканию и из CFD-расчета довольно значительно отличаются между собой, что требует проведения дополнительных исследований с привлечением экспериментальных данных.
- Оптимизация на основании плоских CFD-расчетов вязкого обтекания по используемому алгоритму позволила получить профиль с меньшими профильными потерями при том же действительном угле выхода потока. При упрощенном подходе уменьшения профильных потерь достичь не удалось.

Список литературы: 1. Бойко А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: Монография / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 365 с. – ISBN 966-593-228-4. 2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1970. – 904 с. 3. Мамаев Б.Н. Профильные потери в турбинной решетке / Б.Н. Мамаев, А.Г. Клебанов // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 38-42. 4. Бойко А.В. Методы параметрической оптимизации навала направляющих турбинных лопаток / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 2. – С. 13-21.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В., Баранник В.С., 2011
Поступила в редколлегию 22.03.11