Развитие инженерного подхода к расчету теоретического напора центробежных колес

Л.К. Чернявский (АОЗТ «НПФ "Невинтермаш"»)

Расчет теоретического напора колеса $h_т$ – одна из двух главных проблем, стоящих перед разработчиками проточных частей центробежных турбомашин (вторая главная проблема – вычисление потерь напора).

В инженерной практике $h_т$ находят через коэффициент теоретического напора $\psi_т$ и окружную скорость u_2:

$$h_т = \psi_т u_2^2 . \qquad (1)$$

Коэффициент теоретического напора $\psi_т$ обычно представляют в виде произведения коэффициента теоретического напора при бесконечном числе лопаток $\psi_{т\infty}$ на коэффициент уменьшения теоретического напора μ:

$$\psi_т = \psi_{т\infty}\mu . \qquad (2)$$

Отметим, что при конечном числе лопаток вследствие явления отставания потока от направления выходных кромок профилей лопаток μ всегда меньше 1.

Для $\psi_{т\infty}$ известно строгое аналитическое выражение:

$$\psi_{т\infty} = 1 - \varphi'_{r2}\mathrm{ctg}\beta_{л2} , \qquad (3)$$

где $\varphi'_{r2} = c'_{r2}/u_2$ – коэффициент расходной скорости на выходе из колеса с учетом стеснения потока выходными кромками профилей; $\beta_{л2}$ – выходной угол лопаток.

Таким образом, задача расчета $h_т$ сводится к задаче определения коэффициента уменьшения теоретического напора μ.

Многие исследователи гидрогазодинамики центробежных турбомашин предложили немало формул (как правило, эмпирических), позволяющих быстро вычислить величину μ [1]. Среди зарубежных ученых здесь следует отметить Стодола, Экка, Пфлейдерера, Визнера и Стейница. Из отечественных исследователей попытки решить проблему простого определения μ и, следовательно, $h_т$ предпринимались Страховичем, Проскурой, Лившицем и Локшиным.

К сожалению, приходится констатировать, что все ранее предложенные формулы для определения μ слишком приближенны и, кроме того, применимы только для таких колес, лопаточные решетки которых одноярусные, а средние линии профилей лопаток – дуги окружностей.

Большая погрешность формул объясняется в основном тем, что они учитывают зависимость μ всего лишь от двух-трех, максимум от четырех [2] аргументов. Обычно это два геометрических параметра (чаще всего – густота решетки $l/t_{ср}$ и угол $\beta_{л2}$) и один режимный параметр (φ'_{r2} или угол атаки лопаток i_1). Между тем в действительности на величину μ влияет каждый из 15 геометрических и трех режимных параметров колеса [под режимными параметрами, кроме φ'_{r2} (или i_1), подразумеваются числа Рейнольдса и Маха].

Указанные недостатки существующих формул обусловили целесообразность получения новой, пусть тоже эмпирической, но более точной и более универсальной формулы, пригодной для двухъярусных решеток и любой формы средних линий профилей.

Погрешность нового выражения для μ будет меньше, если в него будет входить возможно большее число параметров решетки. Однако получение эмпирической формулы, учитывающей зависимость μ одновременно от 15–20 аргументов, практически нереально, поэтому было решено ограничиться (во всяком случае, сначала) учетом пяти наиболее значимых параметров решетки.

После соответствующего анализа в число аргументов были включены три параметра, принимавшиеся во внимание и прежде ($l/t_{ср}$, выходной лопаточный угол по передней стороне лопатки $\beta_{л2п}$ и угол атаки i_1), а также два новых параметра, ранее никогда не учитывавшиеся: относительный радиус сопряжения передней стороны профиля лопатки с окружностью выхода из решетки r_2/R_2 и параметр $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$. В обычных лопатках, имеющих четко выраженную выходную кромку (см. рисунок), r_2 – радиус закругления выходной кромки. Параметр $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ представляет собой отношение среднеинтегрального лопаточного угла $\beta_{л.ср} = \left(\int_{R_1}^{R_2}\beta_л dR\right) / (R_2 - R_1)$ к полусумме входного и выходного лопаточных углов $(\beta_{л1}+\beta_{л2})/2$.

Включение в число аргументов μ параметров r_2/R_2 и $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ объясняется тем, что они, по нашему мнению, влияют на μ не менее сильно, чем $l/t_{ср}$, $\beta_{л2п}$ и i_1.

Учет параметра $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ позволяет, кроме повышения точности искомой новой формулы, применять ее к решеткам, средние линии профилей которых – произвольные кривые. Это вытекает из того, что величина $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ отражает общую закономерность изменения $\beta_л$ по радиусу колеса R.

Для распространения искомой формулы для μ на двухъярусные решетки было решено не вводить еще один специальный аргумент, характеризующий двухъярусность, а получить вспомогательную формулу для густоты двухъярусной решетки.

Таким образом, в итоге первого этапа работы по получению новой формулы для μ определили, что должна отыскиваться функция

$$\mu = f[l/t_{ср}; \beta_{л2п}; i_1; r_2/R_2; 2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})]. \qquad (4)$$

Следующий этап работы состоял в выборе общего вида формулы. На этом, пожалуй, наиболее ответственном этапе, как и всегда при подборе эмпирических формул, сначала следовало сформулировать требования, которым должна удовлетворять искомая зависимость от принятых во внимание аргументов.

Простые физические соображения и известные экспериментальные данные по влиянию на μ пяти рассматриваемых параметров позволили придти к заключению, что искомая зависимость (4) должна быть возрастающей функцией $l/t_{ср}$; $\beta_{л2п}$; i_1 и