

Определение густоты круговых лопаточных решеток центробежных ступеней

Л.К. Чернявский (ЗАО «НПФ «Невинтермаш»)

Рассмотрены приближенные способы расчета густоты круговых лопаточных решеток в процессе исследования и разработки проточной части центробежных турбомашин. Произведена оценка точности применяемых при этом формул. Предложен более точный способ расчета, свободный от упрощающих допущений.

Ключевые слова: центробежные турбомашин, густота лопаточных решеток, рабочее колесо, лопаточный диффузор, обратно-направляющий аппарат.

Determination of circular blade arrays spacing for centrifugal stage L.K. Chernyavsky

Approximate methods suggested to calculate spacing of circular blade arrays in the process of investigation and design of the flow part of centrifugal machinery. The accuracy of the formulas used has been estimated. A more accurate calculation method was proposed, free of oversimplifying assumptions.

Ключевые слова: centrifugal turbo-machinery, blade arrays spacing, impeller, vane diffuser, back-guiding vanes.

Круговые лопаточные решетки есть в большинстве элементов проточной части центробежной ступени: в рабочем колесе и лопаточном диффузоре (рис. 1), обратно-направляющем аппарате (рис. 2), а также во входном регулирующем аппарате радиального типа. Густота решеток \bar{T} – важнейший параметр, поскольку она сильно влияет на потери в решетке и угол отставания потока от направления выходных кромок лопаток. В

связи с этим при исследовании и разработке проточных частей центробежных турбомашин необходимо определять параметр \bar{T} возможно точнее. Особое внимание следует уделять густоте решеток рабочих колес, потому что \bar{T} колеса совместно с выходным углом лопаток β_2 определяют напорность ступени.

Густоту \bar{T} круговых решеток обычно (например, в работе [1]) определяют как отношение длины лопатки /

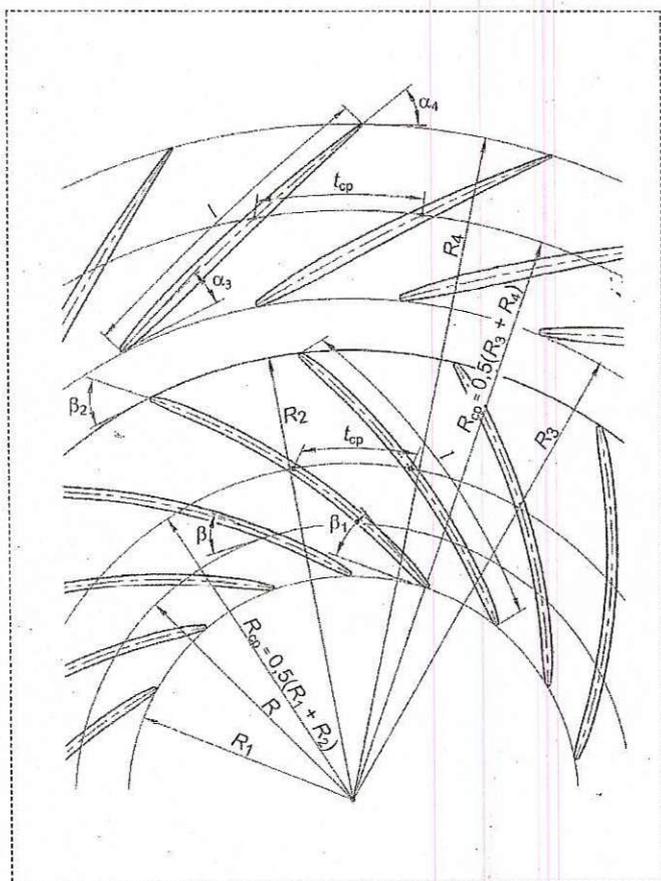


Рис. 1. Лопаточные решетки колеса и лопаточного диффузора

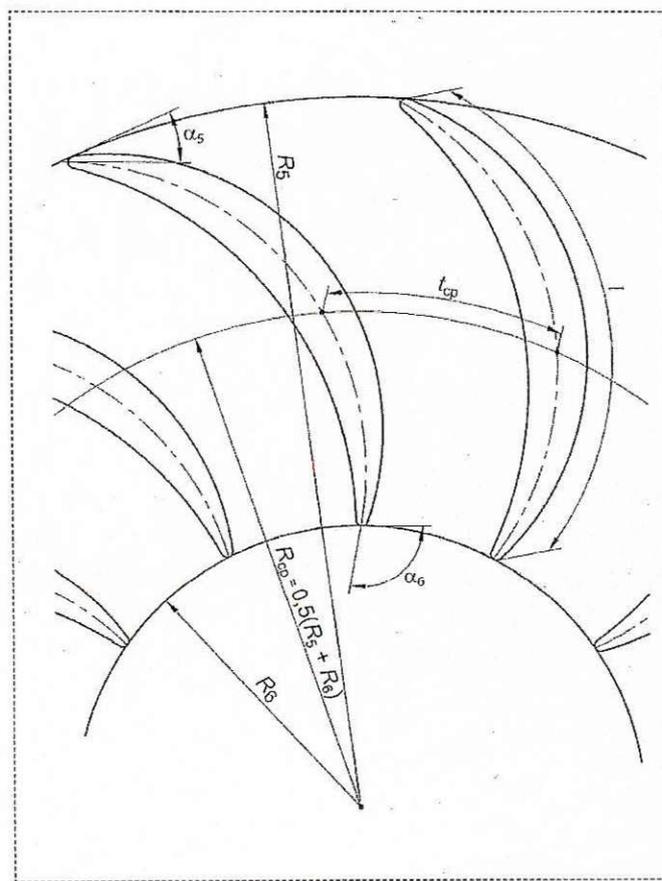


Рис. 2. Лопаточная решетка обратно-направляющего аппарата

к среднему шагу лопаток $t_{cp} \sqrt{\bar{l}} = l/t_{cp}$.

Используя обозначения, принятые для рабочих колес (см. рис. 1), запишем

$$t_{cp} = \pi(R_1 + R_2)/z,$$

где z – число лопаток в решетке.

Тогда для колеса

$$\bar{l} = \frac{zl}{\pi(R_1 + R_2)}. \quad (1)$$

Во избежание затруднений, связанных с вычислением длины лопатки l , часто полагают [2], что

$$l = \frac{R_2 - R_1}{\sin 0,5(\beta_1 + \beta_2)}.$$

При таком допущении

$$\bar{l} = \frac{z \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right)}{\pi \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) \sin 0,5(\beta_1 + \beta_2)}. \quad (2)$$

Известен еще один способ определения густоты \bar{l} круговых решеток. В свое время Б. Эккерт, прибегнув к отображению круговой решетки на прямую, предложил [3] находить \bar{l} по формуле

$$\bar{l} = \frac{z \ln \left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2\pi \sin 0,5(\beta_1 + \beta_2)}. \quad (3)$$

Вычислять \bar{l} по формуле (1) и особенно по формулам (2) и (3) просто и удобно. Однако результат всегда получается приближенным, потому что эти три способа определения \bar{l} не являются строгими.

Для строгого вычисления \bar{l} следует, учитывая непостоянство по радиусу R дифференциала \bar{l} , проинтегрировать $d\bar{l}$ в пределах от R_1 до R_2 :

$$\bar{l} = \int_{R_1}^{R_2} d\bar{l}. \quad (4)$$

Так как

$$d\bar{l} = \frac{dl}{t} = \frac{dR/\sin \beta}{2\pi R/z} = \frac{zdR}{2\pi R \sin \beta},$$

то выражение (4) для строгого определения \bar{l} принимает вид

$$\bar{l} = \frac{z}{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R \sin \beta}. \quad (5)$$

Фигурирующий в формуле (5) интеграл может быть

найден для каждой конкретной решетки, правда, численным методом, поскольку лопаточный угол β , как правило, является сложной функцией радиуса R .

При $\beta = \text{const}$ (что иногда имеет место в колесе) необходимость в интегрировании отпадает, благодаря тому, что

$$\int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R \sin \beta} = \frac{\ln \left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{\sin \beta}.$$

Поэтому для определения \bar{l} в этом частном случае применима формула

$$\bar{l} = \frac{z \ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \sin \beta}.$$

Приведенные для параметра \bar{l} выражения относятся к решетке рабочего колеса. Однако они с равным основанием применимы и для всех статорных решеток центробежной ступени, если заменить углы β углами α , а индексы «1» и «2» индексами «3» и «4» для лопаточного диффузора или индексами «б» и «5» для обратно-направляющего аппарата.

Для определения погрешностей рассмотренных приближенных способов определения густоты решетки были вычислены значения \bar{l} по (1), (2), (3) и (5) для различных решеток колеса, лопаточного диффузора и обратно-направляющего аппарата. Рассмотренные решетки каждого из этих элементов проточной части отличались друг от друга входными и выходными углами, а также числом лопаток. Общим для всех решеток было только построение средних линий лопаток в радиальной плоскости по дугам окружности. Погрешности определения \bar{l} приближенными способами (1), (2), (3) вычислялись, естественно, по отношению к строгому выражению (5).

Результаты вычислений приведены ниже.

Номер решетки	Решетки рабочих колес								
	1	2	3	4	5	6	7		
$\beta_2,^\circ$	20	30	45	65	90	120	160		
$\beta_1,^\circ$	30	30	30	30	30	30	30		
R_1/R_2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5		
z	10	13	18	24	32	38	40		
Густота \bar{l} :									
по (1)	2,22	2,50	2,91	3,30	3,91	4,49	5,33		
по (2)	2,51	2,60	3,14	3,45	3,92	4,17	4,26		
по (3)	2,61	2,87	3,26	3,59	4,08	4,34	4,43		
по (5)	2,26	2,60	3,08	3,53	4,19	4,76	5,45		
Погрешность определения $\bar{l},\%$:									
по (1)	-1,8	-3,7	-5,4	-6,5	-6,7	-5,7	-2,2		
по (2)	+10,9	+6,3	+1,9	-2,1	-6,5	-12,4	-21,8		
по (3)	+15,3	+10,5	+5,9	+1,8	-2,8	-8,9	-18,7		
Номер решетки	Решетки лопаточных диффузоров								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\alpha_3,^\circ$	15	15	15	20	20	20	25	25	25
$\alpha_4,^\circ$	20	35	90	25	40	90	30	45	90
R_4/R_3	1,333	1,333	1,333	1,333	1,333	1,333	1,333	1,333	1,333
z	4	20	40	5	21	38	6	28	35



Густота \bar{T} :									
по (1)	0,564	2,06	2,37	0,569	2,12	2,18	0,574	2,17	1,94
по (2)	0,605	2,15	2,29	0,594	2,18	2,11	0,591	2,22	1,89
по (3)	0,609	2,17	2,31	0,598	2,20	2,12	0,595	2,24	1,90
по (5)	0,572	2,11	2,44	0,576	2,16	2,24	0,580	2,21	1,99

Погрешность определения \bar{T} , %:									
по (1)	-1,3	-2,3	-2,9	-1,1	-2,0	-2,6	-1,1	-1,8	-2,3
по (2)	+5,8	+2,1	-5,9	+3,2	+0,9	-5,7	+1,8	+0,3	-5,2
по (3)	+6,6	+2,8	-5,2	+3,9	+1,6	-5,0	+2,5	+1,0	-4,6

Решетки обратно-направляющих аппаратов

Номер решетки	1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha_5, ^\circ$	20	25	30	35	20	25	30	35
$\alpha_6, ^\circ$	90	90	90	90	100	100	100	100
R_6/R_5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
z	13	13	13	13	13	13	13	13
Густота \bar{T} :								
по (1)	2,38	2,28	2,19	2,12	2,30	2,22	2,14	2,07
по (2)	2,16	2,10	2,05	2,00	2,05	2,00	1,96	1,92
по (3)	2,31	2,25	2,19	2,14	2,19	2,14	2,09	2,05
по (5)	2,38	2,31	2,24	2,18	2,32	2,25	2,19	2,14
Погрешность определения \bar{T} , %:								
по (1)	-0,4	-1,3	-2,1	-2,9	-0,6	-1,5	-2,3	-3,0
по (2)	-9,2	-9,0	-8,7	-8,4	-11,7	-11,2	-10,7	-10,2
по (3)	-2,9	-2,7	-2,4	-2,0	-5,6	-5,1	-4,6	-4,0

Как видно, способ (1) всегда занижает значение \bar{T} , в то время как способы (2) и (3) могут и занижать, и завышать искомую густоту решетки.

Погрешность способа (1) в несколько раз меньше погрешностей способов (2) и (3), что вполне закономерно, так как способ (1) в отличие от (2) и (3) не содержит упрощающего допущения относительно длины лопатки.

Выявленные погрешности приближенных способов определения густоты решетки не очень велики, но и не настолько малы, чтобы ими можно было пренебречь. Поэтому густоту решетки целесообразно определять по выражению (5).

Список литературы

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машгиз, 1981.
2. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машгиз, 1982.
3. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. М.: Машгиз, 1959.