

УДК 621.43.031.3

С.А. Алехин¹, В.П. Герасименко², Е.Н. Овчаров¹, В.А. Опалев¹¹ Казенное предприятие «Харьковское КБ по двигателестроению», Украина² Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Украина

ОПТИМИЗАЦИЯ МНОГОЯРУСНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦБК

Рассмотрены основные проблемы повышения напоров центробежных компрессоров. Представлен анализ влияния числа рабочих лопаток, относительного диаметра входа и угла выхода лопатки $\beta_{2л}$ на коэффициент мощности. Дано обоснование увеличения коэффициента мощности за счет применения многоярусных рабочих колес. Предложены рекомендации оптимального проектирования многоярусных рабочих колес ЦБК. Приведены результаты исследований двух- и трехъярусных рабочих колес в составе ЦБК. Переход к многоярусным колесам позволил повысить напор и КПД центробежных компрессоров. Применение таких рабочих колес существенно улучшает турбонаддув дизелей.

Ключевые слова: центробежный компрессор, коэффициент мощности, турбонаддув, дизель, оптимизация.

Введение

Высокие значения коэффициентов напора центробежных компрессоров (ЦБК) – одно из основных преимуществ их в сравнении со ступенями осевых компрессоров, благодаря которому определяются области целесообразного применения ЦБК. Области применения ЦБК также расширяются по мере развития газотурбинной техники и в частности газотурбинного наддува дизелей.

Формулирование проблемы

Сдерживающим фактором в широком применении ЦБК часто остаются сравнительно невысокие значения их КПД. Повышение напорности ЦБК за счет увеличения окружной скорости рабочих лопаток имеет ограничение по снижению КПД компрессора из-за проявления волновых потерь. Поэтому поиск путей одновременного повышения КПД и коэффициентов напора ЦБК – одна из наиболее актуальных задач.

Целью данной статьи является повышение напорности ЦБК за счет применения многоярусных рабочих колес (РК). Напорность РК ЦБК однозначно зависит от коэффициента мощности $\mu = C_{2u}/C_{2u\infty}$, характеризующего отставание потока из-за возникновения «осевого вихря», направленного противоположно вращению РК. Этот коэффициент более удобен для использования в сравнении с углами отставания потока δ , применяемыми в осевых компрессорах, независимо от наличия вращения решетки профилей, что принципиально отличает ЦБК от осевых компрессоров.

Результаты исследования

Используя модель «Осевого вихря» А.Стодола один из первых получил формулу для идеальной жидкости [1].

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z} \frac{\sin \beta_{2л}}{1 - \varphi_{2л} \operatorname{ctg} \beta_{2л}}, \quad (1)$$

которая для колес с радиальными лопатками ($\beta_{2л} = 90^\circ$) сводится к виду:

$$\mu = 1 - \pi/z. \quad (2)$$

В отличие от этих формул в формулах К.Пфлейдерера, Г.Ф.Проскуры и др. [1,2] показано влияние в явном виде на величину μ отношения диаметров входа и выхода из РК $\bar{D}_1 = D_1/D_2$.

Формулы Пфлейдерера и Проскуры кроме того дают симметричную зависимость коэффициента μ относительно радиального направления лопаток на выходе ($\beta_{2л} = 90^\circ$). Это означает, что как у реактивных ($\beta_{2л} < 90^\circ$), так и у активных ($\beta_{2л} > 90^\circ$) колес с одинаковыми углами наклона лопаток к тангенциальному направлению коэффициенты μ одинаковы. Однако значения μ для реактивных колес выше, чем для активных независимо от \bar{D}_1 , z и режима работы.

Повышение КПД за счет оптимизации угла $\beta_{2л}$ хотя и позволяет иногда достичь положительного эффекта при загнутых назад рабочих лопатках ($\beta_{2л} < 90^\circ$), однако, некоторое снижение при этом напорности ЦБК, а также технологические, прочностные и другие преимущества радиальных лопаток привели к более широкому применению колес с такими лопатками.

Детальный анализ показывает [3,4,5], что относительный диаметр \bar{D}_1 по разному влияет на

коэффициент μ в зависимости от числа лопаток z и диапазона изменения этого отношения диаметров D_1/D_2 . Для радиальных колес ($\beta_{2r} = 90^\circ$) с малым числом лопаток наблюдается сильное влияние \bar{D}_1 на коэффициент во всем диапазоне возможных значений отношения диаметров ($0,4 < D_1/D_2 < 1,0$). С увеличением числа лопаток до $z = 40...50$ этот диапазон сокращается до $0,7...1,0$, а при $z = 100 - 0,85...1,0$. При значениях \bar{D}_1 , меньших указанных диапазонов, величина μ мало зависит от отношения диаметров. При этом с увеличением z эта зависимость ослабевает.

Для ЦБК с радиальными рабочими лопатками часто рекомендуют формулу П.К.Казанджана [3]

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\pi}{3z} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}} \quad (3)$$

Графическое представление этой зависимости показано на рис. 1.

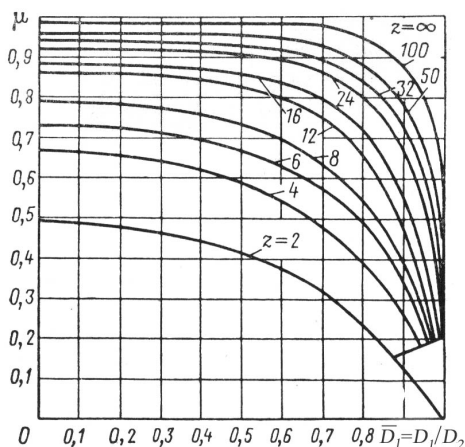


Рис. 1. Зависимость коэффициента мощности μ от относительного диаметра входа \bar{D}_1 и числа рабочих лопаток z

При числе лопаток $z > 14...16$ коэффициент μ практически не зависит от отношения диаметров в диапазоне $D_1/D_2 < 0,5$, что может быть пояснено отсутствием этого отношения в формуле А.Стодолы.

Относительный диаметр входа \bar{D}_1 и число лопаток РК z характеризуют густоту решетки

$\frac{b}{t_1} = \frac{bz}{\pi D_1}$. Влияние густоты на коэффициент μ , получаемой увеличением числа лопаток z или уменьшением относительного диаметра входа \bar{D}_1 различно. Число лопаток z является основным фактором, влияющим на коэффициент μ . Увеличение z , даже при уменьшении \bar{D}_1 , т.е. при

очень больших густотах, приводит к увеличению коэффициента μ . И только при очень больших числах лопаток влияние z практически прекращается. Указанное влияние объясняется тем, что при увеличении числа лопаток уменьшается шаг решетки (ширина канала на выходе колеса) и, соответственно, неравномерность скоростей.

Влияние же относительного диаметра входа \bar{D}_1 на коэффициент μ практически сказывается только при сравнительно малых густотах. Изменение \bar{D}_1 при густотах $b/t_1 > 1,8$ на режимах $u_2/c_{2r} = 10...20$ не приводит к изменению μ [4,5]. Критические густоты, при которых еще не наблюдается заметного снижения коэффициента μ равны $b/t_1 = 1,8...1,9$. При таких густотах значение μ отличается от максимального не более чем на 0,5%. Уменьшение густоты ниже указанной приводит к резкому увеличению углов отставания и, соответственно, к падению μ . В пределе, когда $\bar{D}_1 \rightarrow 1,0$ абсолютная скорость на выходе из колеса также как и на входе, направлена радиально ($c_{2u} = 0$) и следовательно $\mu \rightarrow 0$. Таким образом, падение коэффициента μ начинается с относительного диаметра \bar{D}_1 , который соответствует некоторой густоте $b/t_1 = 1,8...1,9$, не зависящей от числа лопаток z .

Коэффициент μ растет с увеличением числа z и хорды b (длины) лопаток. Чем меньше длина хорды рабочих лопаток и чем больше шаг t – расстояние между лопатками (чем меньше число лопаток), тем больше отставание относительной скорости потока на выходе из колеса, вызванное наличием «осевого вихря», уменьшающим коэффициент μ . С другой стороны увеличение числа лопаток и их хорды, направленное на повышение коэффициента μ , приводит к снижению КПД компрессора из-за роста потерь на трение воздуха о поверхности лопаток. Поэтому целесообразна постановка задачи поиска условий получения максимума коэффициента при минимальной поверхности лопаток (густоте РК), обеспечивающей минимальные гидравлические потери.

Характер изменения $\mu(\bar{D}_1)$ на рис.1 и в работах [4,5] при разных числах лопаток z отличается тем, что указанные зависимости претерпевают резкое изменение от значений $\mu_{\max} \approx \text{const}$ на участках $\bar{D}_1 < \bar{D}_{1\text{пред}}$ с понижением μ при $\bar{D}_1 > \bar{D}_{1\text{пред}}$. Такое предельное значение относительного диаметра входа $\bar{D}_{1\text{пред}}$ соответствует густоте одноярусного колеса $b/t_1 \approx 1,8$ независимо от числа лопаток и реактивности колес [4,5],

где $t_1 = \pi D_{1\text{пред}}/z$. Таким образом, согласно исследованиям [4,5] при густотах $b/t_1 \geq 1,8$ или относительных диаметрах входа достигаются максимально возможные значения коэффициента мощности μ одноярусных рабочих колес ЦБК.

В работе [1] в качестве критериальной величины, обеспечивающей требуемые коэффициенты мощности, близкие к максимальным значениям, было предложено выбирать густоты рабочих колес по формуле

$$b/t_2 = \frac{z}{2\pi \sin \beta_{2н}} (1 - D_1/D_2), \quad (4)$$

которая связывает эти три параметра: b/t , z и D_1/D_2 . То есть влияние числа лопаток и отношения диаметров на коэффициент μ обеспечивается посредством их сочетания в виде густоты решетки. При густых РК с разным числом лопаток коэффициенты мощности могут быть одинаковыми. Однако применение густых колес для повышения значений сопровождается увеличением потерь на трение. С другой стороны, при уменьшении густоты происходит более интенсивное нарастание пограничного слоя на ограничивающих межлопаточные каналы поверхностях из-за увеличения угла раскрытия диффузора, и как следствие, возрастают потери, связанные с диффузорностью. Поэтому существует оптимальная густота решетки, при которой суммарные потери ожидаются минимальными [1].

Согласно данным Б.Эккерта диапазон оптимальных густот составляет $(b/t)_{\text{опт}} \approx 2,2...2,8$. Для

этого диапазона существует формула Эккерта по определению оптимального числа рабочих лопаток ЦБК в зависимости от относительного диаметра D_1/D_2 и суммы углов $(\beta_{2л} + \beta_{1л})$ [2].

Эффективным средством повышения коэффициента μ с оптимизацией КПД является применение многоярусных РК [1]. Переход к многоярусным РК за счет применения промежуточных укороченных лопаток, на которых снижаются потери на трение, позволяет получить максимально возможное значение коэффициента, соответствующее числу лопаток в наружном ярусе колеса, но при более высоком значении КПД из-за уменьшения поверхности трения укороченных лопаток. Относительные диаметры входа в соответствующий ярус предлагается определять по формуле

$$\bar{D}_1 = \frac{1}{1 + \frac{3,6\pi}{z}} \quad (5)$$

при кратном изменении числа лопаток с обеспечением одинаковых густот $b/t = 1,8$, рассчитанных по этим числам и предельным значениям диаметров входа в ярус $\bar{D}_{1\text{пред}}$, указанном выше. На рис.1 такие диаметры соответствуют началу быстрого падения коэффициента мощности при $z = \text{const}$ и увеличении координаты D_1/D_2 .

Такой подход получения двух- и трехъярусных осерадальных РК ЦБК был применен в данной работе при создании агрегатов турбонаддува транспортных дизелей. Основные конструктивные параметры испытанных колес представлены в таблице 1.

Таблица 1. Основные параметры РК испытанных компрессоров

Параметр	Компрессоры наддува двухтактных транспортных дизелей				
	ЗТД-1	ЗТД-2	ЗТД-3	6ТД-1	6ТД-2Е
Расчетная степень повышения давления π_k^*	2,07	2,5	3,44	3,37	3,6
Коэффициент напора \bar{H}	0,71	0,712	0,748	0,71	0,755
Расчетный КПД компрессора η_k^*	0,8	0,8	0,8	0,79	0,805
Наружный диаметр колеса D_2 , м	0,18	0,205	0,22	0,24	0,24
Количество ярусов лопаток	2	2	3	2	3
Количество лопаток первого яруса ВНА	11	11	10	14	11
Количество лопаток второго яруса	22	22	20	28	22
Количество лопаток третьего яруса	-	-	40	-	44
Отношение диаметров: $D'_{1\text{ср}}/D_2$	0,484	0,421	-	0,5	-
	-	-	0,615	-	0,646
Густота решетки b/t_2	1,8	2,028	2,45	2,23	2,48
Экспериментальное значение μ	0,865	0,867	0,909	0,879	0,914
Расчет μ по формуле (3)	0,87	0,878	0,908	0,893	0,911

Повышению КПД компрессора при увеличении числа ярусов РК способствует не только уменьшение поверхности трения лопаток и достижение оптимальных густот решеток, но и окружное выравнивание потока за РК, улучшающее аэродинамику в безлопаточном и лопаточном диффузорах. Подтверждением такого улучшения является сопоставление на рис. 2 напорных характеристик двух компрессоров с двухъярусным (пунктирные линии) и трехъярусным (сплошные линии) РК. Из рисунка видно, что ЦБК с трехъярусным РК (рис.3) дизеля ЗТД-3 имеет более широкую характеристику, чем ЦБК дизеля ЗТД-2 с двухъярусным РК. Более широкая характеристика ЦБК агрегата турбонаддува существенно улучшает эксплуатационную характеристику дизеля.

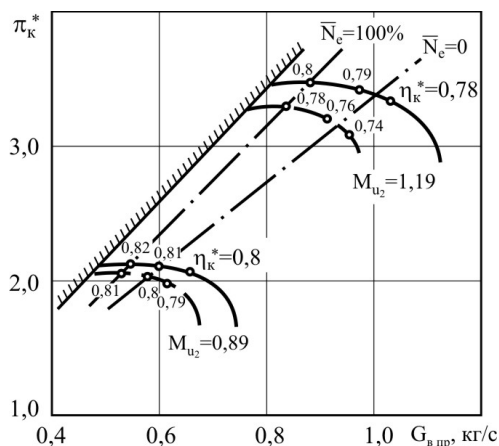


Рис. 2. Характеристики компрессора дизеля ЗТД

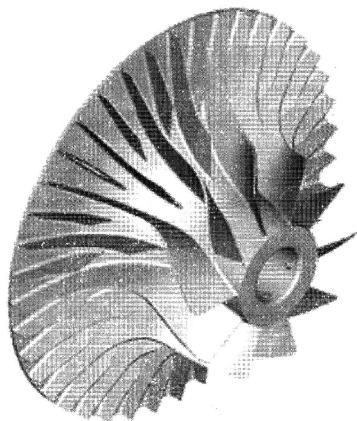


Рис. 3. Трехъярусное рабочее колесо компрессора

Положительным примером является применение трехъярусного РК ЦБК на дизеле 6ТД-2Е вместо двухступенчатого осецентрированного компрессора [6].

Заключение

Переход к двух- и трехъярусным рабочим колесам центробежных компрессоров заметно (на 24%) повышает их напор и КПД.

Применение многоярусных РК ЦБК для наддува дизелей существенно улучшает характеристики агрегата наддува и дизеля в целом [7]. Предложенные рекомендации позволяют оптимизировать геометрические размеры многоярусных РК и являются современным методическим руководством к существующей справочной литературе [8].

Перечень ссылок

1. Герасименко В.П. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора /В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус //Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. пр. Двигуни та енергоустановки. – Х.: ХАІ. – 2001. – Вип.26. – С.75–78.
2. Вейснер. Обзор методов учета конечного числа лопастей в рабочих колесах центробежных насосов /Вейснер //Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1967. – Т.89, №4. – С.123–138.
3. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин /К.В. Холщевников. – М.: Машиностроение, 1970. – 611с.
4. Черняк А.П. Зависимость коэффициента реактивного колеса центробежного насоса от его геометрических параметров и режима работы А.П. Черняк. //Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1966. – №1. – С.176–203.
5. Черняк А.П. Влияние геометрических параметров и режима работы на величину коэффициента рабочего колеса центробежного насоса /А.П. Черняк //Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1968. – №3. – С.108–128.
6. Алехин С.А. Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора для наддува высокофорсированных дизелей /С.А. Алехин, В.П. Герасименко, И.А. Краюшкин, Ю.А. Анимов //Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.76-80.
7. Рязанцев Н.К. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных дизелей /Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов //Двигатели внутреннего сгорания. – 2001. – Вып.26. – С.70-77.
8. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение. – 1975. – 200с.

Поступила в редакцию 26.05.2011

С.О. Альохін, В.П. Герасименко, Е.М. Овчаров, В.А. Опалєв. Оптимізація багатоярусних робочих коліс ВЦК

Розглянуто основні проблеми підвищення напору відцентрового компресора. Наведений аналіз впливу числа робочих лопаток, відносного діаметра входу та кута виходу лопатки на коефіцієнти потужності. Дається обґрунтування збільшення коефіцієнта потужності за рахунок застосування багатоярусних робочих коліс. Запропоновані рекомендації оптимального проектування багатоярусних робочих коліс ВЦК. Наведені результати досліджень дво- і тріярисних робочих коліс у складі ВЦК. Перехід до багатоярусних коліс дозволяє підвищити напір і ККД відцентрових компресорів. Застосування таких робочих коліс суттєво покращує турбонаддув дизелів.

Ключові слова: відцентровий компресор, коефіцієнт потужності, турбонаддув, дизель, оптимізація.

S.A.Alyokhin, V.P. Gerasimenko, E.N.Ovcharov, V.A.Opalev. Optimization of centrifugal compressor many-tier impellers

The main problems of increase of pressures of centrifugal compressors are considered. The analysis of influence of blades number, relative inlet diameter and a blade outlet angle on a power factor is presented. The substantiation of increase of a power factor due to application of many-tier impellers is given. Recommendations on optimum designing are offered. Results of researches of two- and three-tier impellers in a structure of a centrifugal compressor are presented. Transition to many-tier impellers has allowed increasing a pressure and efficiency of centrifugal compressors. Application of such impellers considerably improves a turbo-supercharging of diesel engines.

Key words: centrifugal compressor, power factor, turbo-supercharging, diesel engine, optimization.