

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПАКТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

©2016 С.С. Евгенийев¹, В.А. Футин¹, Ф.К. Закиев², А.С. Киселёв²

¹Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ

²Уральский завод гражданской авиации, г. Казань

GASDYNAMICS AND STRENGTH PROPERTIES OF THE COMPACT RADIAL-FLOW COMPRESSOR

Evgenyev S.S., Futin V.A. (Tupolev Kazan National Research Technical University – KAI, Kazan, Russian Federation), Zakiev F.K., Kiselev A.C. (Join-stock company "Uralskiy plant to civil aviation", Kazan, Russian Federation)

The work present results of gas dynamics calculation for defining sizes of the moving part of compact centrifugal compressor. Has been made an estimation for two-stage impeller steady-state toughness, as a result of which has been determined district velocity on external diameter of the impeller.

Целью настоящей работы является определение газодинамических и прочностных характеристик центробежного компрессора (ЦБК), выполняемого по патенту на изобретение № 2544912 [1]. Предлагаемая конструкция ЦБК включает в себя (рис. 1): корпус 1; рабочее колесо 2, на покрывном диске которого расположены лопатки 3; лопатки 4 и 5, соответственно, обратного направляющего аппарата (ОНА) и входного направляющего аппарата (ВНА) перед входом в лопатки 3; кольцевую камеру 6, связанную через полости в лопатках ОНА с выходным патрубком 7. В полости А может быть размещена дополнительная стенка, параллельная диску колеса 2, с уплотнением на валу.

Сжимаемый газ последовательно проходит через рабочее колесо 2, лопаточный диффузор, поворотный канал, лопатки ОНА и ВНА и поступает далее в лопатки 3, лопаточный диффузор, кольцевую камеру 6, откуда через полости в лопатках ОНА 4 в выходной патрубок 7.

Предлагаемая конструкция ЦБК обеспечивает при наличии одного рабочего колеса сжатие газа фактически в двух ступенях, что позволяет существенно повысить степень повышения давления без увеличения частоты вращения, числа рабочих колёс и габаритов ЦБК. Обеспечивается также снижение осевой нагрузки на ротор, так как в основной и дополнительных ступенях осевые газодинамические силы, действующие на рабочее колесо, направлены в противоположные стороны.

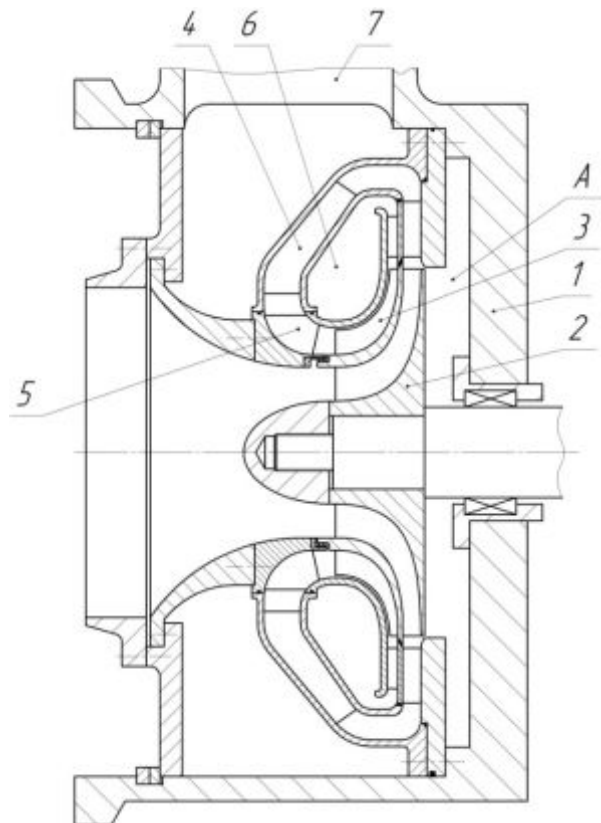


Рис. 1. Конструкция центробежного компрессора

Газодинамические характеристики предлагаемого ЦБК определены на основании экспериментальных и расчётных данных работы [2]. Полагали, что предельно допустимые размеры второй ступени с лопатками 3, обеспечивающие приемлемую эффективность, определяют размеры первой ступени. В результате на расчётном режиме получены следующие основные параметры. Для первой ступени: число Маха $M_u = u_2/a_0 = 0,87$; ко-

коэффициент расхода $\Phi_0 = 4V_0/\pi D_2^2 u_2 = 0,067$;
 коэффициент напора $\psi = H_{\text{пол}}/u_2^2 = 0,56$;
 политропный КПД $\eta_{\text{пол}} = 0,82$; диаметр входа
 в колесо $\bar{D}_0 = D_0/D_2 = 0,5$; диаметр втулки
 $\bar{d}_{\text{вт}} = d_{\text{вт}}/D_2 = 0,22$; углы пространствен-
 ных лопаток на входе $\beta_{1\text{л}} = 35^\circ$, на выходе
 $\beta_{2\text{л}} = 60^\circ$; число лопаток $z=15$; ширина коле-
 са на выходе $\bar{b}_2 = b_2/D_2 = 0,46$. Для второй
 ступени: $M_u = 0,74$; $\Phi_0 = 0,051$; $\psi = 0,5$;
 $\eta_{\text{пол}} = 0,78$; $\bar{D}_0 = 0,714$; $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,55$;
 $\beta_{1\text{л}} = 35^\circ$, $\beta_{2\text{л}} = 60^\circ$; $z=21$ (лопатки простран-
 ственные); $\bar{b}_2 = 0,035$.

Расчёты на прочность рабочего колеса
 выполнены с использованием программного
 комплекса ANSYS 15 для окружной скоро-
 сти на наружном диаметре рабочего колеса
 $u_2=300$ м/с, соответствующей числу
 $M_u = 0,87$. Фрагмент результата расчёта в
 виде распределения эквивалентных напря-
 жений показан на рис. 2.

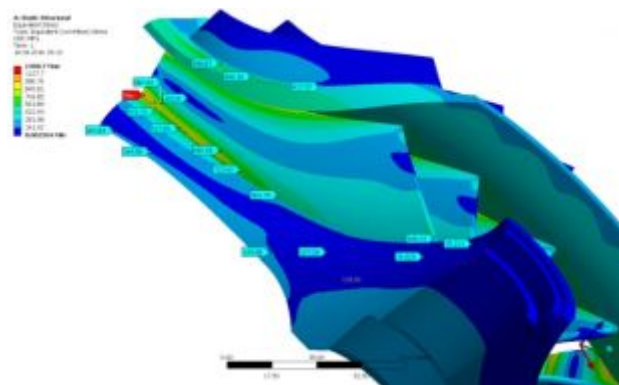


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений

В результате получена оптимальная
 форма основного диска колеса 2 и распреде-
 ление деформаций и напряжений в различ-
 ных областях колеса.

Библиографический список

1. Патент на изобретение №2544912 "Центробежный компрессор". Авторы: Евгенийев С.С., Футин В.А., Коханов С.Г., Петросян Г.Г. Зарегистр. в Госуд. реестре изобретений РФ 13 февраля 2015 г.
2. Шнепп В.Б. Конструкция и расчёт центробежных компрессорных машин. – М.: Машиностроение. 1995. 240 с.

УДК 621.9.06.229

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТРЕБНОЙ СИЛЫ ЗАЖИМА ДЕТАЛЕЙ В ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ ПРИ МНОГОКООРДИНАТНОЙ ОБРАБОТКЕ

©2016 Ю.И. Кургузов, В.А. Кузнецов

Самарский государственный технический университет

SPECIAL FEATURES OF DEFINING THE REQUIRED CLAMPING FORCE ON PARTS IN ACCESSORIES FOR MULTI-AXIS MACHINING

Kurguzov, Y. I., Kuznetsov V. A. (Samara State Technical University, Samara, Russian Federation)

From the standpoint of classical mechanics, there are specific issues related to the determination of the clamping force on workpieces installed in accessories in varying conditions of processing on CNC machine. Has been considered the purpose of the active forces and reactions emerging under their influence and represented the desired power.

Закреплённую в приспособлении заготовку рассматривают как абсолютно твёрдое тело, нагруженное активными силами – силами резания и реакциями опор (связей), которыми, в частности, являются силы зажима.

Если приспособление с заготовкой установлено на многофункциональном станке с ЧПУ, то в процессе обработки она подвер-

гается воздействию различных режущих инструментов в различных занимаемых ею позициях. Развиваемые инструментами силы резания и по величине, и по направлению изменяются относительно сил, с которыми зажата заготовка. Изменяется и потребная сила зажима. В результате растёт число расчётных схем. Из найденных значений реко-