

Определение напряженно-деформированного состояния рабочего колеса шахтного осевого вентилятора при переходе к однодисковому рабочему колесу

Н. В. Панова¹

¹ Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск,
Российская Федерация
e-mail: nadejda_panova@bk.ru

Аннотация. В данной статье рассматривается применение методов топологической оптимизации при проектировании корпуса рабочего колеса с использованием программного комплекса ANSYS. Рассмотрен переход от двухдисковой к однодисковой схеме рабочего колеса вентилятора. В качестве целевой функции при оптимизации рабочего колеса используется минимальная податливость, а в качестве параметра оптимизации принято изменение внутреннего конструктивного объема, при ограничениях на внешнюю геометрию колеса.

Ключевые слова: осевой вентилятор, топологическая оптимизация, корпус рабочего колеса, снижение массы

Determination of the stress-strain state of the impeller of a mine axial fan in the transition to a single-disk impeller

N. V. Panova¹

¹ Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
Novosibirsk, Russian Federation
e-mail: nadejda_panova@bk.ru

Abstract. This article discusses the application of topological optimization methods in the design of the impeller housing using the ANSYS software package. The transition from a two-disk to a single-disk scheme of the fan impeller is considered. When optimizing the impeller, the minimum compliance is used as the objective function, and the change in the internal structural volume is taken as the optimization parameter, with restrictions on the external geometry of the impeller.

Keywords: axial fan, topological optimization, impeller housing, weight reduction.

Введение

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор, который включает в себя коренной вал, корпус рабочего колеса (РК) и лопасти. Надежность вентилятора в основном, определяется напряженно-деформированным состоянием (НДС) узлов вентилятора которое зависит от материала элементов, уровня нагрузок, а также от конструктивного исполнения. Одним из путей снижения уровня напряжений в узлах вентилятора является снижение массы рабочих лопаток и корпусов рабочих колес, что позволит снизить центробежные силы. Это возможно, как за счет применения материалов с низкой плотностью, так и путем разработки новых конструктивных компоновок элементов ротора.

Топологическая оптимизация конструкции корпуса рабочего колеса в программном пакете ANSYS с использованием метода SIMP

В работе проведены исследования по снижению массы РК шахтного осевого вентилятора путем топологической оптимизации распределения материала корпуса рабочего колеса с использованием программного комплекса ANSYS [1 - 10].

Целью данной работы является снижение массы и момента инерции рабочего колеса. Оптимизация проведена с обеспечением допустимого уровня напряжений в элементах корпуса рабочего колеса в пределах прочностных характеристик используемого материала (сталь 10ХСНД) и принятых коэффициентов запаса прочности.

В программном пакете ANSYS для топологической оптимизации использован метод: SIMP (Solid Isotropic Material with Penalty, твердый изотропный материал с штрафной функцией)[11 - 13]. Основополагающая идея SIMP-метода заключается в создании поля виртуальной плотности заданной геометрии, которое представляет собой поле безразмерных относительных плотностей ρ , где каждому элементу сетки присваивается значение ρ от 0 до 1. Перед оптимизацией поле плотности однородно ($\rho = 1$). Назначение метода состоит в уменьшении количества элементов конструкции с нулевой и некоторой промежуточной относительной плотностью при заданных граничных условиях и заданном условии оптимизации – снижение массы до определенного процента от первоначальной конструкции.

Оптимизация корпуса рабочего колеса была выполнена на примере находящегося в эксплуатации шахтного осевого вентилятора главного проветривания ВО-36 с диаметром рабочего колеса по концам лопаток 3600мм и угловой скоростью вращения 62.8 рад/с (окружная скорость по концам рабочих лопаток 113 м/с), масса колеса до оптимизации составляла 3622 кг.

Корпус рабочего колеса находится под воздействием центробежных сил от собственной массы и массы лопаточных узлов РК. Аэродинамическими нагрузками в расчетах можно пренебречь, так как они малы по сравнению с центробежными (рис. 1) [14 - 19].

Проводится статический расчет прочности для определения минимальной податливости, и оптимизация корпуса рабочего колеса. На рисунке 1 представлено распределение материала в корпусе рабочего колеса после оптимизации. На рисунке видны участки, в которых можно снизить металлоёмкость. Всю нагрузку от крепления лопаток берет на себя силовой пояс, обечайка является ненагруженной, несущий диск 1 не имеет крепления к силовому поясу после оптимизации (зона 1 выделена на рисунке прямоугольником), следовательно, можно обосновано принять однодисковую конструкцию рабочего колеса.

После топологической оптимизации в ANSYS поверхность тела не получается гладкой, а состоит из граней элементов сетки, оставшихся после оптимизации, поэтому необходимо провести интерпретацию конечно-элементной модели к твердотельной.

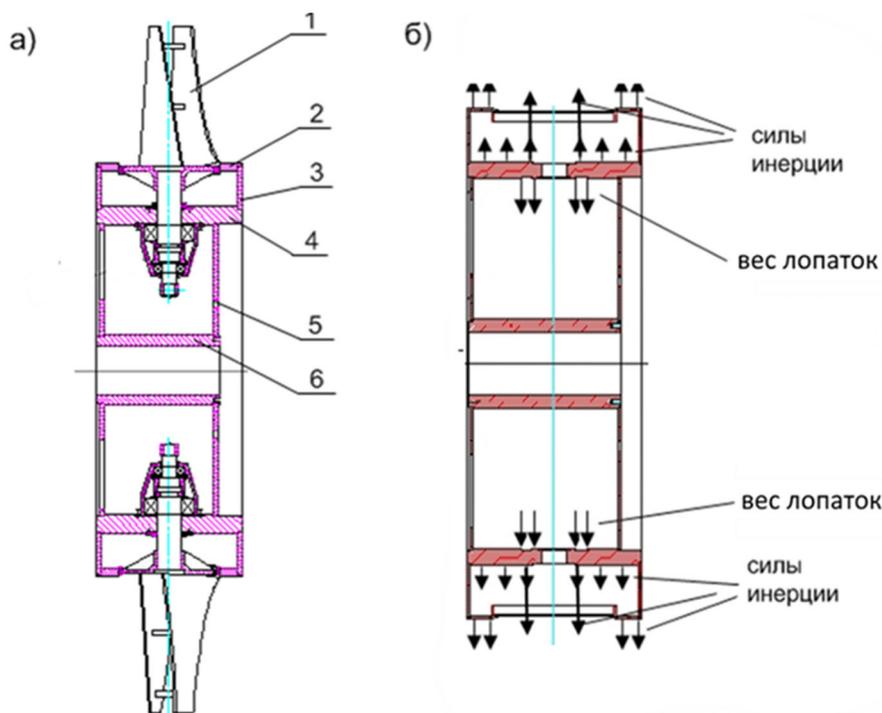


Рис. 1. Рабочее колесо:

а) конструкция рабочего колеса: 1 – лопаточный узел, 2 – обечайка, 3 – опорный диск, 4 – силовой пояс; 5 – несущий диск; 6 – ступица; б) схема сил, действующих на корпус РК

Для сглаживания поверхностей на 3D моделях есть несколько методов: метод обрисовки моделей вручную в пакетах 3D-моделирования, использование PolyNURBS сплайнов или сглаживание сетки в специальных пакетах, например, Autodesk meshmixer [20]. Но при сглаживании и преобразовании полученной конечно-элементной модели в твердотельную возможно изменение характеристик прочности корпуса рабочего колеса. Окончательная форма оптимизированного корпуса рабочего колеса должна быть разработана с учетом технологических возможностей изготовления его элементов.

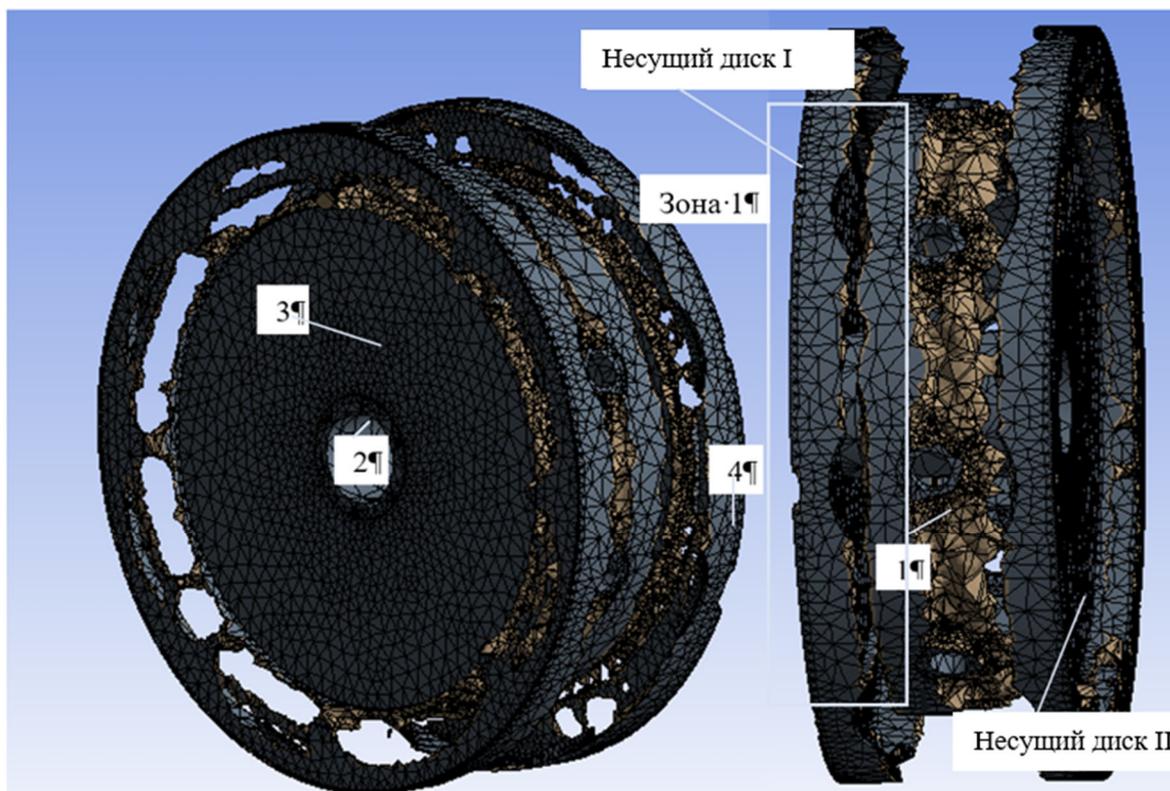


Рис. 2. Распределение материала
в корпусе рабочего колеса после оптимизации
1 - силовой пояс, 2 - ступица, 3 - несущий диск, 4 - обечайка

В результате проведенной оптимизации установлено, что для шахтного осевого вентилятора главного проветривания ВО-36 можно уменьшить массу силового пояса, один опорный диск сделать несущим, а второй более тонким или перейти на конструкцию рабочего колеса с одним опорным диском.

Полученные результаты позволили спроектировать однодисковое рабочее колесо без силового пояса (рис. 3а), нагрузка от крепления лопаток прикладывается через шайбу к опорному диску. Обечайка не нагружается (между шайбой которая несет нагрузку от лопаточных узлов и обечайкой имеется зазор (рис. 3б) и вследствие этого ее можно спроектировать тонкой.

Анализ НДС однодискового рабочего колеса проведем методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. В качестве расчетных напряжений представлены эквивалентные напряжения по Мизесу. Исследования проведены при частотах вращения ротора от 300 до 1000 об/мин и разных компоновках: - для рабочих колес с втулочным отношением 0.5, 0.6 и 0.7; для количества установленных лопаточных узлов 4, 8 и 12.

Основными конструктивными элементами при исследовании НДС являются обечайка и опорный диск. На рисунке 4 представлены результаты проведенных исследований. В обозначении точек на диаграмме первая цифра отвечает

за толщину обечайки в мм, вторая за толщину несущего диска в мм, также для рассматриваемого случая указано какое принято втулочное отношение и количество устанавливаемых лопаточных узлов. Там, где не указано втулочное отношение, оно соответствует 0.6, где не указано количество установленных лопаточных узлов их количество равно 8-ми.

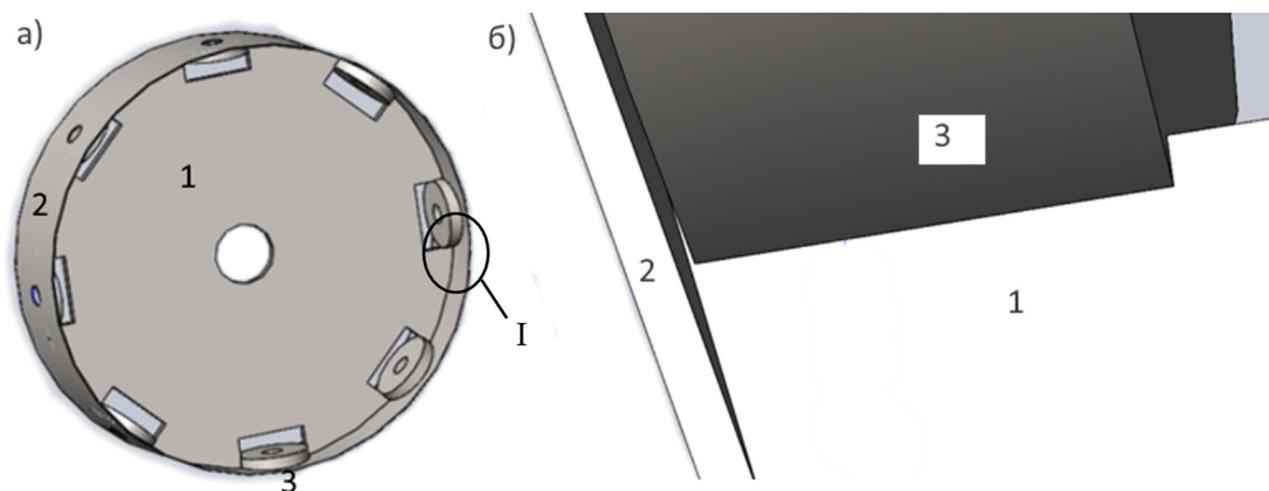


Рис. 3. Однодисковая модель корпуса рабочего колеса рассматриваемого ряда вентиляторов:

1 - несущий диск, 2 - обечайка, 3 - шайба (место крепления лопаточных узлов);
 а) -основной вид конструкции; б) увеличена зона I, показано сопряжение обечайки (2) с несущим диском (1) и зазор между шайбой (3) и обечайкой (2)

Полученные значения напряжений для однодискового корпуса рабочего колеса с тонкой обечайкой подтверждают обоснованность перехода от двухдискового рабочего колеса с массивным силовым поясом к однодисковому с учетом различных втулочных отношений и количества лопаточных узлов. Так, для вентилятора с диаметром рабочего колеса 3600 мм, необходимая для выполнения условий прочности толщина опорного диска составила 80 мм (рис. 4), а толщина ненагруженной обечайки 3 мм (при увеличении толщины обечайки максимальные напряжения в конструкции не снижаются, а увеличиваются за счёт увеличения сил инерции).

При переходе к однодисковому рабочему колесу значительно уменьшается масса корпуса рабочего колеса, для вентилятора с диаметром рабочего колеса 3600 мм масса уменьшилась с 3622 до 2300 кг (сохранение 70% от массы конструкции до оптимизации, является критерием оптимизации конструкции в программном пакете ANSYS), момент инерции уменьшился с 2500 до 1451 кг·м².

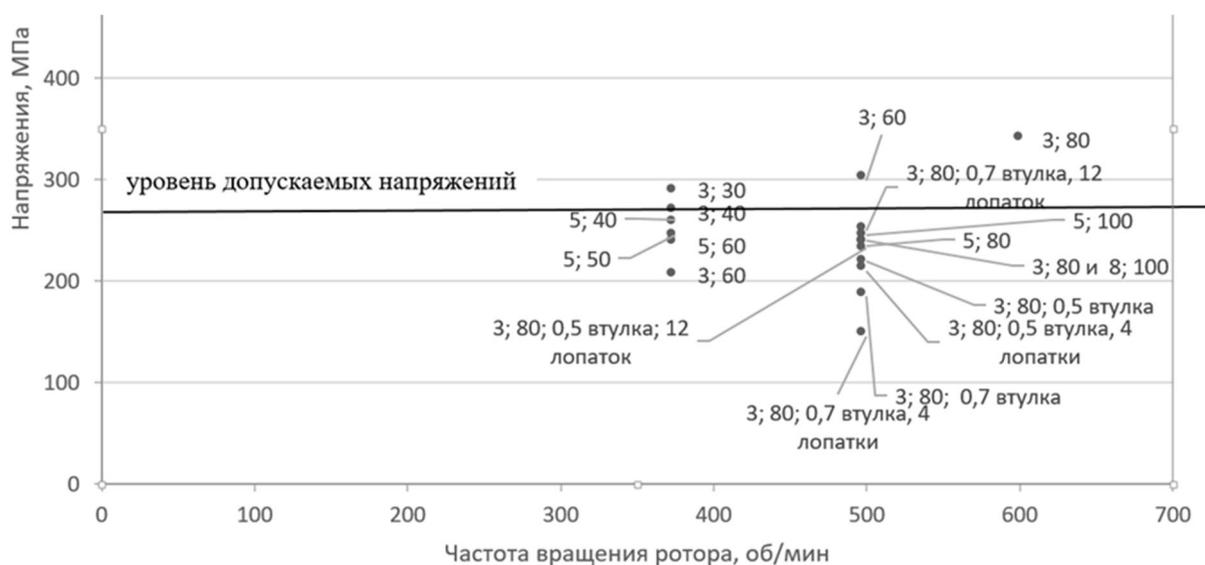


Рис. 4. Точечная диаграмма отражающая зависимость максимальных напряжений в корпусе рабочего колеса (при определенной его компоновке) от частоты вращения ротора для вентилятора с диаметром рабочего колеса по концам лопаток 3600 мм

Заключение

Обоснована конструкция однодискового рабочего колеса для осевых вентиляторов главного проветривания, имеющая меньшую на 30% массу и момент инерции рабочего колеса по сравнению с двухдисковым колесом

Определена зависимость напряженного состояния для однодискового рабочего колеса вентилятора главного проветривания от частот вращения ротора (в интервале от 300 до 1000 об/мин), втулочного отношения и количества лопаточных узлов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попова Д.Д., Самойленко Н.А., Семенов С.В., Балакирев А.А., Головкин А.Ю. Применение метода топологической оптимизации для уменьшения массы конструктивно подобного кронштейна трубопровода авиационного ГТД// Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника- 2018. - №55. - С. 42-53.
2. Власенков А.Н., Павлов А.П., Пасечкин Д.Ю Оптимизация конструкций изделий с применением систем автоматической оптимизации // Науке и бизнес: пути развития. - 2020. - №10 (112). С. 16-21.
3. Красюк А.М Русский Е.Ю. К вопросу оптимального проектирования лопаток осевых вентиляторов с повышенными скоростями вращения // ФТПРПИ.– 2020. – №6. – С.161 – 169.
4. Васильев Б.Е., Магеррамова Л.А. Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых рабочих лопаток турбин // Вестник СГАУ. – 2015. - №3-1.- С. 139-147
5. Saleem W., Lu H., Yuqing F. 2008. Topology Optimization – Problem Formulation and Pragmatic Outcomes by integration of TOSCA and CAE tools. Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2008, WCECS 2008. SanFrancisco, USA: 6 p.
6. Eschenauer H., Olhoff N. Topology Optimization of Continuum Structures: A Review // ASME Applied Mechanics Reviews. 2001. Vol. 54. No. 4. Pp. 331-390.

7. Zhao J., Du F., Yao W. Structural Analysis and Topology Optimization of a Bent-Bar-Frame Piston Based on the Variable Density Approach // Proceedings of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference. 2014. Pp. 1-7.
8. Du F., Tao Z. Study on Lightweight of the Engine Piston Based on Topology Optimization // Advanced Materials Research. 2011. Vols. 201-203. Pp. 1308-1311.
9. Barbieria S.G., Giacomina M., Mangeruga V., Mantovani S. A Design Strategy Based on Topology Optimization Techniques for an Additive Manufactured High Performance Engine Piston // Procedia Manufacturing. 2017. Vol. 11. Pp. 641-649.
10. Hu, J., Li, M. Email Author, Yang, X., Gao, S. Cellular structure design based on free material optimization under connectivity control // CAD Computer Aided Design Volume 127, October 2020, Номер статьи 102854.
11. Zhao, L.a, Xu, B.a Email Author, Han, Y.a, Rong, J.b. Continuum structural topological optimization with dynamic stress response constraints // Advances in Engineering Software Volume 148, October 2020, Номер статьи 102834.
12. Башин К.А., Торсунов Р.А., Семенов С.В. Методы топологической оптимизации конструкций, применяющиеся в аэрокосмической отрасли // вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2017. № 51. — С. 51—61.
13. Кротких А.А. Максимов П.В. Исследование и модификация метода топологической оптимизации SIMP // Международный. Науч.-исслед. журнал. — 2016. - №01(55). — С.91-94.
14. Петров Н.Н., Панова Н.В., Грехнёва Е.Ю. Адаптация аэродинамических характеристик главных вентиляторов к изменениям вентиляционных режимов шахт // ФТПРПИ.— 2013. — №5. — С.119 – 126.
15. Петров Н.Н., Грехнева Е.Ю. Разработка аэродинамики и конструкции реверсивных вентиляторов местного проветривания. // Родник будущего. .— 2011. .— №4(8). .— С. 76 .— 78
16. Красюк А.М., Лугин И.В., Косых П.В., Русский Е.Ю. обоснование способа продления ресурса шахтных двухступенчатых осевых вентиляторов главного проветривания. // ФТПРПИ.— 2019. — №3. — С.150 – 167
17. Косых П.В. Разработка аэродинамических схем высоконагруженных реверсивных осевых вентиляторов. Интерэкспо Гео-Сибирь. 2020. Т.2. С. 72-81.
18. Петров Н.Н., Панова Н.В. Анализ влияния конструктивных элементов корпуса рабочего колеса на прочности высоконагруженных вентиляторов серии ВО // Горное оборудование и электромеханика. — 2013. — № 7 — С. 17 – 20.
19. Петров Н.Н., Панова Н.В. Исследование прочности рабочих колес со сдвоенными листовыми лопатками ряда высоконагруженных вентиляторов главного проветривания шахт // Научный вестник НГТУ.— 2013. — №1 (50). — С. 190 – 194.
20. Максимов П. В., Фетисов К. В. Анализ методов доработки конечно-элементной модели после топологической оптимизации // Международный научно-исследовательский журнал. — 2016. — № 9 (51) Часть 2.— С. 58—60.

© Н. В. Панова, 2022