

doi: 10.17586/2226-1494-2021-21-2-275-282

УДК 51-74

Одношаговый метод оптимизации колеса компрессора микротурбины

Михаил Павлович Булат¹, Михаил Викторович Чернышов²,
 Леонид Олегович Вокин³, Антон Александрович Курнухин⁴✉

^{1,2,3,4} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация

¹ bulat_mh@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9727-673X>

² mvcher@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8297-9993>

³ leonidvokin@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>

⁴ anton.kurnukhin@outlook.com✉, <https://orcid.org/0000-0003-4851-6594>

Аннотация

Предмет исследования. В работе исследована проблема ускорения проектирования оптимальных турбомашин. Для ее решения предложено применение методов математической оптимизации на начальном этапе проектирования. Цель исследования состояла в разработке и тестировании одношагового алгоритма проектирования оптимального колеса компрессора. Применение алгоритма дает решающее преимущество в сравнении с традиционным итерационным методом проектирования турбомашин. Задача проектирования турбомашин является многопараметрической и междисциплинарной, с различными требованиями, которые зачастую друг другу противоречат, вследствие этого может быть использовано сразу несколько критериев оптимальности одновременно. **Метод.** Традиционный метод заключается в проведении одномерного теплового и газодинамического расчетов и последующей доводки геометрии колеса при помощи численных расчетов путем варьирования лопаточного угла и высоты проточной части на выходе из колеса. Одношаговая глобальная оптимизация проводится с применением алгоритма роя частиц по одиннадцати варьируемым параметрам. Целевой функцией является полный термодинамический коэффициент полезного действия. Выполнено сравнение результатов расчета геометрии колеса центробежного компрессора традиционным последовательным методом и вновь разработанным методом глобальной оптимизации. Колесо компрессора имеет внешний диаметр 200 мм, диаметр втулки — 52 мм, частота вращения — 60 000 об/мин, требуемая степень сжатия — 3,7. В традиционном методе оптимизации варьируют лопаточные углы и толщину профиля в трех или четырех сечениях лопатки. Новизна разработанного одношагового алгоритма состоит в оптимизации изначально трехмерной формы всей проточной части лопаточной машины. **Основные результаты.** Тестирование алгоритма показало, что одношаговый метод глобальной оптимизации обеспечивает выигрыш в коэффициенте полезного действия примерно на 2 %. В сравнении с традиционным итерационным методом оптимизации затраты времени снижены в 6–18 раз. **Практическая значимость.** Предложенный метод может найти применение для проектирования турбомашин различных размерностей. Разработанный алгоритм может использоваться как основа создания внешних модулей различных существующих программных пакетов, таких как Ansys, Comsol и SolidWorks.

Ключевые слова

математическое моделирование, оптимизация, турбомашин, компрессор, численный эксперимент

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в ходе реализации проекта «Создание опережающего научно-технического задела в области разработки передовых технологий малых газотурбинных, ракетных и комбинированных двигателей сверхлегких ракет-носителей, малых космических аппаратов и беспилотных воздушных судов, обеспечивающих приоритетные позиции российских компаний на формируемых глобальных рынках будущего», № FZWF-2020-0015.

Ссылка для цитирования: Булат М.П., Чернышов М.В., Вокин Л.О., Курнухин А.А. Одношаговый метод оптимизации колеса компрессора микротурбины // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2021. Т. 21, № 2. С. 275–282. doi: 10.17586/2226-1494-2021-21-2-275-282

© Булат М.П., Чернышов М.В., Вокин Л.О., Курнухин А.А., 2021

A one-step optimization method for a compressor wheel of a microturbine engine**Mikhail P. Bulat¹, Mikhail V. Chernyshov², Leonid O. Vokin³, Anton A. Kurnukhin⁴**

1,2,3,4 Baltic State Technical University “VOENMEKH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation

¹ bulat_mh@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9727-673X>² mvcher@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8297-9993>³ leonidvokin@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>⁴ anton.kurnukhin@outlook.com, <https://orcid.org/0000-0003-4851-6594>**Abstract**

The work deals with the design acceleration of optimal turbomachines. For its solution, it is proposed to apply mathematical optimization methods at the initial design stage. The goal of the study was to develop a one-step algorithm for optimal compressor wheel design. The application of the algorithm has a decisive advantage in comparison to the traditional iterative method for turbomachines design. The task of designing a turbomachine is multi-parameter and interdisciplinary and involves different requirements, which often contradict each other, consequently several optimality criteria can be used simultaneously. The traditional method consists in performing one-dimensional thermal and gas-dynamic calculations with subsequent refinement using numerical study. Further fine-tuning of the wheel geometry includes variation of the blade angle at the exit from the impeller, as well as of the height of the flow path at the exit from the wheel. One-step global optimization was performed by using a particle swarm algorithm involving eleven variable parameters. The objective function is thermodynamic efficiency, calculated by stagnation parameters. The authors compare the results of calculating the geometry of the centrifugal compressor wheel by the traditional sequential method and by the newly developed global optimization method. The compressor wheel has an outer diameter of 200 mm, the diameter of the hub is 52 mm, the rotational speed is 60,000 rpm and the required compression ratio is 3.7. In the traditional optimization method, the blade angles and the profile thickness are varied in three or four blade cross sections. The novelty of the developed one-step algorithm consists in the optimization of the initially three-dimensional shape of the flow path. Testing has shown that the one-step global optimization method provides an efficiency gain of about 2 %. Compared to the traditional method, the required time decreased 6 to 18 times. The proposed method can be applied to the design of turbomachines of various dimensions. The developed algorithm can be used as a basis for external modules in various existing packages, such as Ansys, Comsol and SolidWorks.

Keywords

mathematical modeling, optimization, turbomachines, compressor, numerical study

Acknowledgements

This work was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of Russian Federation during the implementation of the project “Creating a leading scientific and technical reserve in the development of advanced technologies for small gas turbine, rocket and combined engines of ultra-light launch vehicles, small spacecraft and unmanned aerial vehicles that provide priority positions for Russian companies in emerging global markets of the future”, No. FZWF-2020-0015.

For citation: Bulat M.P., Chernyshov M.V., Vokin L.O., Kurnukhin A.A. A one-step optimization method for a compressor wheel of a microturbine engine. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2021, vol. 21, no. 2, pp. 275–282 (in Russian). doi: 10.17586/2226-1494-2021-21-2-275-282

Введение

Цель работы — разработка метода проектирования оптимальной лопаточной машины с применением математической оптимизации и сравнение его с традиционным итерационным подходом, основанным на доводке геометрии в среде вычислительной газодинамики Ansys CFX. Лопаточной машиной называется машина динамического действия, в которой рабочее тело проходит через систему неподвижных и подвижных каналов. Примерами лопаточных машин являются компрессор, насос, турбина с воздухом, водой или газом в качестве рабочего тела.

Центробежный компрессор — одна из основных частей авиационного газотурбинного двигателя или газотурбинной энергетической установки. Ввиду наличия большого количества параметров, влияющих на рабочие параметры колеса компрессора, для проектирования его оптимальной геометрии традиционными методами требуется многократное применение численных расчетов. Кроме того, многокритериальность приводит к множественности локальных оптимумов.

Алгоритмы формального отбора и поиска глобального оптимума для лопаточных машин сегодня неизвестны.

Тенденции в применении оптимизационных алгоритмов в проектировании турбомашин представлены в работе [1].

Основные алгоритмы глобальной оптимизации, применяемые в проектировании энергетических машин:

- алгоритм имитации отжига;
- генетический алгоритм;
- алгоритм роя частиц;
- градиентный алгоритм.

В работах [2–4] предлагаются методы оптимизации колес насоса на основе генетического алгоритма. В [5, 6] для проектирования оптимальных лопаточных машин применяется алгоритм роя частиц.

Алгоритм имитации отжига основан на аналогии с кристаллизацией вещества в процессе термообработки. Если представить в качестве отвердевающей физической среды задачу оптимизации, в роли энергии — значение целевой функции $f(\mathbf{X})$, а в роли частиц — варьируемые переменные \mathbf{X} , то можно решить

задачу оптимизации функции $f(\mathbf{X})$, используя законы и механизмы процесса отвердевания. В работах [7, 8] алгоритм имитации отжига используется для оптимизации газовой турбины.

Генетический алгоритм основан на принципе эволюционного отбора, в качестве живых организмов принимаются различные решения, и между ними идет борьба за выживание. Данный метод оптимизации находит применение во многих сферах исследований, в том числе в исследовании турбомашин [9]. Набор варьируемых переменных \mathbf{X} в данном методе именуется генотипом, на его основе вычисляется целевая функция. Отдельные переменные называются генами. Наиболее перспективные решения переходят в следующий шаг и влияют на генотип последующих решений [10, 11].

Алгоритм роя частиц находит свое применение во многих сферах научной деятельности [12]. В данном алгоритме решения представляются, например, в виде птиц, которые согласованно ищут пищу, следуя простым правилам. Различные решения \mathbf{X} представлены в виде птиц, распределение пищи в пространстве представляет собой распределение значений целевой функции. Так, в работе [13] алгоритм роя частиц применен для минимизации шума и оптимизации гидравлических характеристик лопаточной машины.

Градиентный алгоритм или алгоритм градиентного спуска, представляет собой процесс оптимизации целевой функции $f(\mathbf{X})$ путем движения вдоль градиента $-\nabla f(\mathbf{X})$. Применение градиентного алгоритма для оптимизации лопаточной машины рассмотрено в работах [14, 15].

Недостатком всех перечисленных алгоритмов является неочевидность достижения глобального, а не локального оптимума.

В качестве критерия оптимальности обычно выбирают характерные параметры лопаточных машин, определяющие их эффективность и технологическое совершенство. Чаще всего – это коэффициент полезного действия [3, 16–18]. При постановке задачи оптимизации имеет смысл накладывать на зону поиска решения ограничения, которые отражают технические требования, предъявляемые к разрабатываемой лопаточной машине. Например, в работе [13] дополнительным критерием оптимизации служит шум, производимый лопаточной машиной, в [19] в качестве ограничения принято условие отсутствия кавитации, а в [20] — избрана виброскорость на опорах насоса. Как показывают приведенные примеры, в подавляющем большинстве случаев оптимизируется профиль в нескольких сечениях лопатки турбины, что приводит к локальным оптимумам. Однако имеет смысл расширить объект оптимизации и включить в него форму обводов проточной части лопаточной машины в целом.

В этом случае появится возможность быстро проектировать высокоэффективные оптимальные турбомшины без использования трудоемких итерационных процедур, гарантируя достижение глобального оптимума.

Модели и методы

Типичная методика проектирования в компрессоре [21] использует одномерные и двумерные аналитические уравнения и эмпирические зависимости, полученные в результате многочисленных экспериментальных исследований и опыта проектирования. В случае использования прямого метода проектирования центробежного компрессора инженер-конструктор задает исходные параметры для расчета, исходя из требований метода проектирования [22]. Могут использоваться точные модели отдельных физических процессов [23], но, как правило, эти методы учитывают большое количество эмпирических коэффициентов и параметров, значения которых выбираются до начала проекционных расчетов на основе опыта конструктора и рекомендаций метода проектирования. Так как многие назначаемые параметры носят рекомендательный характер, лопаточные машины, проектируемые на одни и те же параметры по одной и той же методике, могут иметь различный облик. В поиске оптимального варианта заключается процесс доводки, который обычно выполняется в CFD (Computational Fluid Dynamic) пакетах, таких как Numeca или Ansys CFX.

С целью исключения процесса доводки разработан одношаговый метод оптимизации, изложенный далее.

Метод роя частиц, изначально разработанный для описания социального поведения людей и животных, активно используется при решении оптимизационных задач. Частицы представляют собой агентов в многомерном пространстве решений, которые сообщают движутся к оптимальному значению целевой функции. Каждая частица характеризуется двумя векторами – позицией и скоростью.

Вектор-позиция представляет собой набор оптимизируемых параметров

$$\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n\},$$

где n — количество оптимизирующих параметров.

Вектор-скорость может быть представлен аналогично

$$\mathbf{V} = \{v_1, v_2, \dots, v_i, \dots, v_n\}.$$

Оба этих вектора генерируются случайным образом на этапе инициализации роя.

На каждой итерации находится текущий оптимум и текущая лучшая позиция каждой частицы P_i . Помимо этого, рой частиц запоминает координаты текущего глобального оптимума G_i . Вектор-скорость изменяется на каждом этапе в соответствии с выражением

$$\mathbf{V}_i = \omega \times \mathbf{V}_i + c_1 \times \mathbf{r}_1 \times (\mathbf{P}_i - \mathbf{X}_i) + c_2 \times \mathbf{r}_2 \times (\mathbf{G}_i - \mathbf{X}_i). \quad (1)$$

Инерциальный параметр ω , учитывающий влияние скорости на предыдущей итерации на скорость на следующей итерации, когнитивный параметр c_1 , определяющий влияние лучшей позиции частицы на ее движение, и социальный параметр c_2 , отвечающий за стремление частицы к глобальному лучшему значению, в (1) задаются оператором на этапе постановки задачи и отвечают за эффективность метода роя частиц. Эти параметры представляют собой объекты метаоптимизации.

зации. Векторы \mathbf{r}_1 и \mathbf{r}_2 являются случайно генерируемыми в диапазоне $[0, 1]$ и с размерностью, равной размерности векторов скорости и позиции.

По причине невозможности автоматизированного комбинаторного перебора исходных параметров, в связи с вычислительной сложностью задачи, в работе использован стохастический алгоритм оптимизации.

Адиабатический коэффициент полезного действия задается формулой

$$\eta_{ад} = \frac{(\pi_k')^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{-1 + \frac{T_k^*}{T_0}}, \quad (2)$$

где π_k' — степень сжатия по полным параметрам; γ — показатель адиабаты; T_k^* — полная температура на выходе из компрессора; T_0 — статическая температура на входе в компрессор.

Целевая функция синтеза представляет собой сумму разниц значений расчетных параметров P_i с их желаемыми значениями V_i :

$$F_{цел} = \sum(P_i - V_i). \quad (3)$$

Оптимизируемым параметром выбран адиабатический коэффициент полезного действия, определяемый по формуле (2). Частота вращения вала компрессора $n = 60\,000$ об/мин и степень повышения давления $\pi_k' = 3,7$ зафиксированы, исходя из технических требований.

Синтез коэффициента полезного действия представляет собой итеративную генерацию вектора входных параметров, подлежащих изменению:

- 1) случайная генерация варьируемого вектора с учетом требований ограничений каждой составляющей вектора;
- 2) расчет на основе этого вектора значения целевой функции (3);
- 3) изменение варьируемого вектора в соответствии с отклонением целевой функции от нулевого значения;
- 4) повторение пп. 2 и 3 до удовлетворения цели синтеза — максимально возможного совпадения значения целевого параметра с его желаемым значением.

Результаты и их обсуждение

В процессе испытания разработанного метода выполнено проектирование колеса компрессора типичной микротурбинной установки. Основной целью стало сравнение трудозатрат и затрат машинного времени, а также качества полученного разными методами результата.

Для расчета использованы следующие параметры:

- из условий эксплуатации: температура на входе в компрессор $T_0 = 288$ К, давление на входе в компрессор $p_0 = 101,35$ кПа;
- на основе требований к компрессору газотурбинной установки, выбранной в качестве аналога (ТА-14/200): массовый расход $G = 1,15$ кг/с, степень повышения давления $\pi_k' = 3,7$;
- показатель изэнтропы $\gamma = 1,4$ (стандартный параметр для воздуха);

- газовая постоянная $R = 287$ кДж/(кг·К);
- на основе требований к подшипникам: диаметр втулки колеса $D_0 = 0,052$ м;
- число лопаток $Z = 18,0$ (выбрано как у аналога).

В результате расчета по методике [21, 22], при заданных ограничениях, получено значение коэффициента полезного действия $\eta_{ад} = 0,81$ при следующих значениях проектных параметров:

- отношение синусов лопаточных углов на входе и выходе из статора $\sin(\beta_4)/\sin(\beta_3) = 1,5$;
- показатели политропы в сечении: на входе в компрессор $n_0 = 1,3$, на входе в рабочее колесо компрессора $n_1 = 1,6$; на выходе из рабочего колеса $n_2 = 1,6$; на входе в лопаточный диффузор $n_3 = 1,5$;
- коэффициент напора $\Psi = 0,63$;
- число Маха по скорости рабочего тела в абсолютном движении на входе в рабочее колесо $M_{cl} = 0,8$;
- расходная составляющая скорости на входе в компрессоре $c_{z1} = 120$ м/с;
- отношение входного и выходного диаметра $(D_1/D_2) = 0,8$;
- скорость выхода рабочего тела из диффузора $c_4 = 100$ м/с.

При одношаговом алгоритме оптимизации параметр $\sin(\beta_4)/\sin(\beta_3)$ подлежит варьированию в пределах от 1,5 до 1,8; n_0 — от 1,33 до 1,37; n_1 — от 1,45 до 1,65; n_2 — от 1,6 до 1,8; n_3 — от 1,5 до 1,7; Ψ — от 0,6 до 0,75; M_{cl} — от 0,8 до 0,95; c_{z1} — от 80 до 150 м/с; D_1/D_2 — от 0,45 до 0,75; c_4 — от 80 до 150 м/с; механический КПД $\eta_{к,мех}$ — от 0,9 до 0,96.

В результате выполненной операции синтеза получено значение целевого параметра — адиабатического коэффициента полезного действия $\eta_{ад} = 0,86$, а также следующие значения параметров из варьируемого вектора: $\sin(\beta_4)/\sin(\beta_3) = 1,701$; $n_0 = 1,336$; $n_1 = 1,65$; $n_2 = 1,664$; $n_3 = 1,5$; $\Psi = 0,625$; $M_{cl} = 0,947$; $c_{z1} = 128$ м/с; $D_1/D_2 = 0,742$; $c_4 = 80$ м/с. На основе параметров, полученных при выполнении квазидвумерного газодинамического расчета без применения оптимизационных алгоритмов, с помощью традиционной методики [21, 22] получена геометрия центробежного компрессора, показанная на рис. 1, а. Геометрия, приведенная на рис. 1, б, построена с помощью одношагового алгоритма оптимизации.

Ручная доводка компрессора в CFD-пакете Ansys CFX заняла три недели. Проектирование при помощи разработанного алгоритма оптимизации составило один день. Таким образом, получена существенная экономия трудозатрат.

Как видно на рис. 1, колеса получились заметно разными. Есть отличие в: распределении угла β вдоль межлопаточного канала; выходном угле из направляющего аппарата; количестве лопаток в рабочем колесе; направляющем аппарате; высоте проточной части.

Более важным результатом, чем конструктивные отличия, является лучшее качество газодинамического течения в проточной части компрессора, геометрия которого (рис. 1, б) построена с помощью разработанного алгоритма. Как видно на рис. 2, а, где показаны линии тока, несмотря на несколько итераций, так и не удалось ликвидировать вихревые образования в

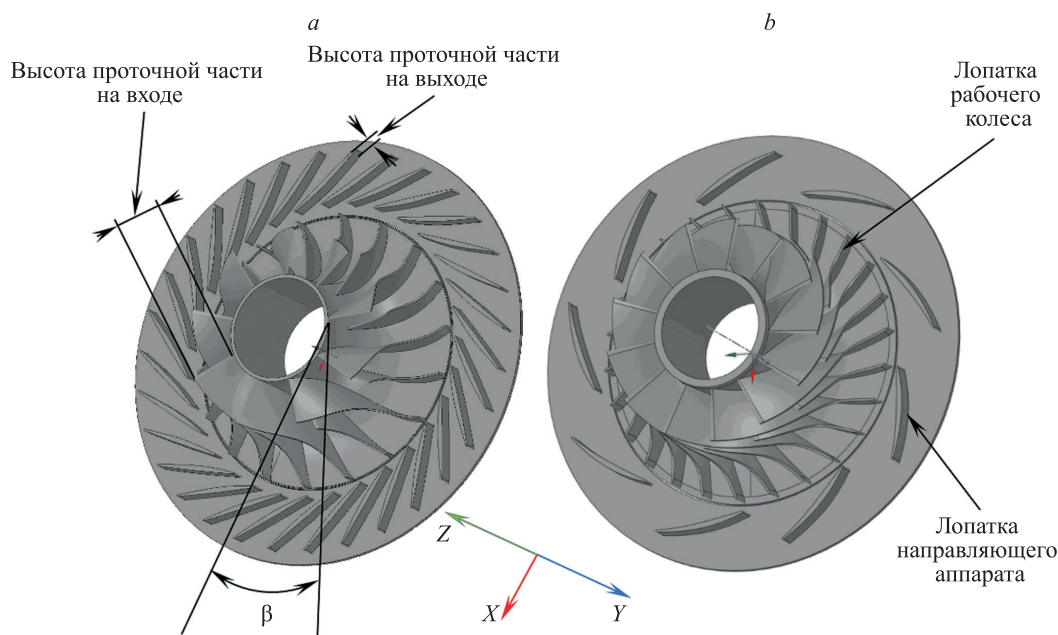


Рис. 1. Сравнение геометрии колеса компрессора, полученной в результате проектирования по традиционной методике [21] (a) и с использованием алгоритма оптимизации (b)
 β — угол потока между окружной и относительной скоростями

Fig. 1. Comparison of the geometry of compressor wheels designed using different methods

a — the result of designing the compressor wheel according to the method [21], b — result of designing a compressor wheel using an optimization algorithm.
 β is the flow angle between the peripheral and relative speeds

проточной части компрессора, которые занимают пространство примерно до середины высоты проточной части. В межлопаточном пространстве оптимального компрессора вихри отсутствуют (рис. 2, b). Картина

линий тока близка к теоретической. Отсутствие мощного вихря в оптимальном компрессоре приводит к увеличению коэффициента полезного действия на 2 %, что является значительным результатом.

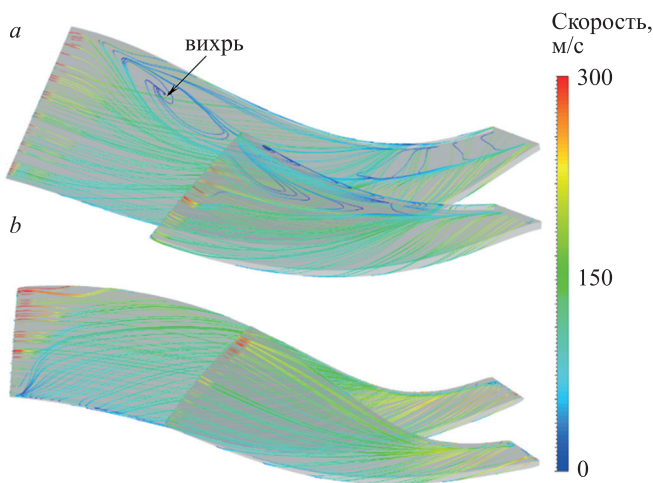


Рис. 2. Сравнение линий тока в межлопаточном пространстве колеса компрессора, полученного в результате проектирования по традиционной методике [21] (a) и с использованием алгоритма оптимизации (b) (стрелкой указан периферийный вихрь)

Fig. 2. Comparison of current lines in the inter-blade space of a compressor wheel designed by different methods (the arrow indicates a peripheral vortex).

a — traditional method, b — optimization method

Следующий фактор, влияющий на качественные характеристики компрессора — характер распределения давления. На рис. 3 изображены изолинии полного давления в межлопаточных каналах обоих вариантов на относительных высотах 10, 50 и 90 % высоты проточной части. В варианте колеса, построенного по традиционной методике, градиент давления возле выходных кромок весьма велик (рис. 3, a), что способствует возможным отрывам пограничного слоя. В колесе, построенном по алгоритму оптимизации, ширина зоны с эквивалентным перепадом давления примерно в 3–4 раза больше, т. е. градиент давления меньше (рис. 3, b).

На рис. 4 показаны вектора скорости потока в аналогичных сечениях. На рис. 4, a видно, что в области вихря скорости составляют порядка 15 м/с. В оптимальном компрессоре увеличение скорости происходит практически в полном соответствии с одномерными законами, т. е. спроектированный межлопаточный канал близок к идеальному. Поперечная кривизна линий тока соответствует теоретическому распределению скоростей в двумерном течении.

Заключение

Разработан одношаговый метод глобальной оптимизации геометрии колеса компрессора. В отличие от традиционного подхода, в разработанном методе не

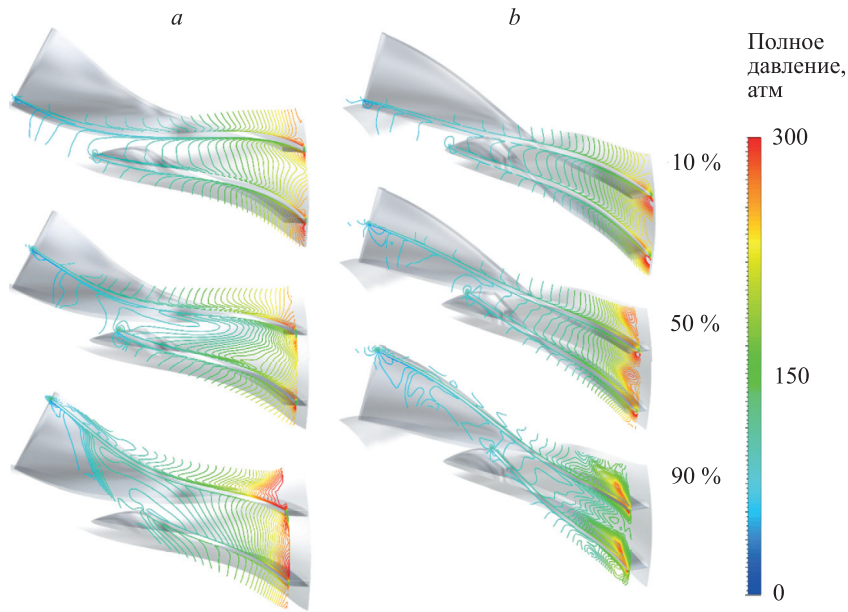


Рис. 3. Сравнение распределения полного давления в межлопаточном пространстве колеса компрессора, полученного в результате проектирования по традиционной методике [21] (a) и с использованием алгоритма оптимизации (b)

Fig. 3. Comparison of the total pressure distribution in the inter-blade space of a compressor wheel designed by different methods: a — traditional method, b — optimization method

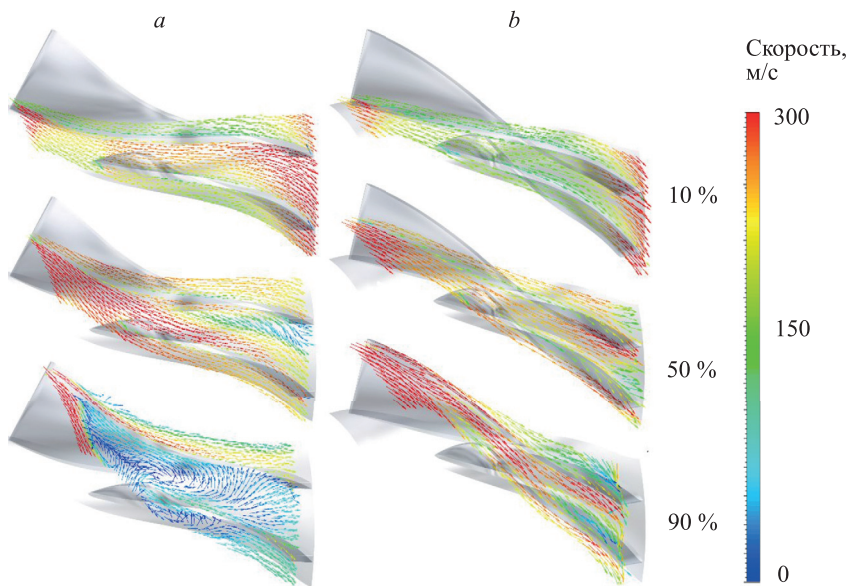


Рис. 4. Сравнение полей скоростей в межлопаточном пространстве колеса компрессора, полученного в результате проектирования по традиционной методике [21] (a) и с использованием алгоритма оптимизации (b)

Fig. 4. Comparison of the velocity field in the inter-blade space of a compressor wheel designed by different methods: a — traditional method, b — optimization method

требуется априорного задания количества лопаток и других конструктивных параметров, а оптимизируется сразу трехмерная геометрия колеса. Расчеты показали, что трудоемкость вычислений снижена от 6 до 18 раз. Получено увеличение коэффициента полезного действия с 84 до 85 %. Разработанный алгоритм обе-

спечивает минимально возможные локальные градиенты давления и поперечную кривизну линий тока, что способствует получению плавного безотрывного течения. При традиционном подходе этого приходится добиваться многократной доводкой геометрии в CFD-пакетах.

Литература


- Li Z., Zheng X. Review of design optimization methods for turbomachinery aerodynamics // *Progress in Aerospace Sciences*. 2017. V. 93. P. 1–23. doi: 10.1016/j.paerosci.2017.05.003
- Zhang J.-Y., Cai S.-J., Li Y.-J., Zhou X., Zhang Y.-X. Optimization design of multiphase pump impeller based on combined genetic algorithm and boundary vortex flux diagnosis // *Journal of Hydrodynamics*. 2017. V. 29. N 6. P. 1023–1034. doi: 10.1016/S1001-6058(16)60816-8
- Benturki M., Dizene R., Ghenaïet A. Multi-objective optimization of two-stage centrifugal pump using NSGA-II algorithm // *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2018. V. 11. N 4. P. 929–943. doi: 10.29252/jafm.11.04.28509
- Zhang Y., Xu S., Wan Y. Performance improvement of centrifugal compressors for fuel cell vehicles using the aerodynamic optimization and data mining methods // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020. V. 45. N 19. P. 11276–11286. doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.02.026
- Ma S.-B., Afzal A., Kim K.-Y. Optimization of ring cavity in a centrifugal compressor based on comparative analysis of optimization algorithms // *Applied Thermal Engineering*. 2018. V. 138. P. 633–647. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.094
- Лашин К.Л. Оптимизация проточных частей многоступенчатых турбин. СПб.: Изд-во СПбГУ, 1992. 196 с.
- Tahan M., Tamiru A.L., Muhammad M. Design optimization of industrial gas turbines using simulated annealing algorithms // *MATEC Web of Conferences*. 2018. V. 225. P. 02018. doi: 10.1051/mateconf/201822502018
- Samora I., Franca M.J., Schleiss A.J., Ramos H.M. Simulated annealing in optimization of energy production in a water supply network // *Water Resources Management*. 2016. V. 30. N 4. P. 1533–1547. doi: 10.1007/s11269-016-1238-5
- Khachaturyan A., Semenovsovskaya S., Vainshtein B. The thermodynamic approach to the structure analysis of crystals // *Acta Crystallographica Section A: Foundations of Crystallography*. 1981. V. 37. N 5. P. 742–754. doi: 10.1107/S0567739481001630
- Shen X., Yang H., Chen J., Zhu X., Du Z. Aerodynamic shape optimization of non-straight small wind turbine blades // *Energy Conversion and Management*. 2016. V. 119. P. 266–278. doi: 10.1016/j.enconman.2016.04.008
- Shim H.-S., Afzal A., Kim K.-Y., Jeong H.-S. Three-objective optimization of a centrifugal pump with double volute to minimize radial thrust at off-design conditions // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2016. V. 230. N 6. P. 598–615. doi: 10.1177/0957650916656544
- Yang X.-S. *Engineering Optimization: An Introduction with Metaheuristic Applications*. John Wiley & Sons, 2010. 347 p.
- Lu X.-Y., Lu Z.-Q. Numerical optimization for radiated noises of centrifugal pumps in the near-field and far-field based on a novel MLGA-PSO algorithm // *Journal of Vibroengineering*. 2017. V. 19. N 7. P. 5589–5605. doi: 10.21595/jve.2017.18717
- Derakhshan S., Mohammadi B., Nourbakhsh A. Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps // *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*. 2009. V. 131. N 2. P. 0211031–0211039. doi: 10.1115/1.3059700
- Kang H.-S., Kim Y.-J. A study on the multi-objective optimization of impeller for high-power centrifugal compressor // *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2016. V. 9. N 2. P. 143–149. doi: 10.5293/IJFMS.2016.9.2.143
- Wang L., Kolios A., Nishino T., Delafin P.-L., Bird T. Structural optimisation of vertical-axis wind turbine composite blades based on finite element analysis and genetic algorithm // *Composite Structures*. 2016. V. 153. P. 123–138. doi: 10.1016/j.compstruct.2016.06.003
- Tao R., Xiao R., Zhu D., Wang F. Multi-objective optimization of double suction centrifugal pump // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2018. V. 232. N 6. P. 1108–1117. doi: 10.1177/0954406217699020
- Wang Y., Huo X. Multiobjective optimization design and performance prediction of centrifugal pump based on orthogonal test // *Advances in Materials Science and Engineering*. 2018. V. 2018. P. 6218178. doi: 10.1155/2018/6218178
- Shim H.-S., Kim K.-Y., Choi Y.-S. Three-objective optimization of a centrifugal pump to reduce flow recirculation and cavitation // *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*. 2018. V. 140. N 9. P. 091202. doi: 10.1115/1.4039511


References

- Li Z., Zheng X. Review of design optimization methods for turbomachinery aerodynamics. *Progress in Aerospace Sciences*, 2017, vol. 93, pp. 1–23. doi: 10.1016/j.paerosci.2017.05.003
- Zhang J.-Y., Cai S.-J., Li Y.-J., Zhou X., Zhang Y.-X. Optimization design of multiphase pump impeller based on combined genetic algorithm and boundary vortex flux diagnosis. *Journal of Hydrodynamics*, 2017, vol. 29, no. 6, pp. 1023–1034. doi: 10.1016/S1001-6058(16)60816-8
- Benturki M., Dizene R., Ghenaïet A. Multi-objective optimization of two-stage centrifugal pump using NSGA-II algorithm. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2018, vol. 11, no. 4, pp. 929–943. doi: 10.29252/jafm.11.04.28509
- Zhang Y., Xu S., Wan Y. Performance improvement of centrifugal compressors for fuel cell vehicles using the aerodynamic optimization and data mining methods. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 45, no. 19, pp. 11276–11286. doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.02.026
- Ma S.-B., Afzal A., Kim K.-Y. Optimization of ring cavity in a centrifugal compressor based on comparative analysis of optimization algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 138, pp. 633–647. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.094
- Lapshin K.L. Optimization of flow paths of multistage turbines. St. Petersburg, St. Petersburg University Publ., 1992, 196 p. (in Russian)
- Tahan M., Tamiru A.L., Muhammad M. Design optimization of industrial gas turbines using simulated annealing algorithms. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 225, pp. 02018. doi: 10.1051/mateconf/201822502018
- Samora I., Franca M.J., Schleiss A.J., Ramos H.M. Simulated annealing in optimization of energy production in a water supply network. *Water Resources Management*, 2016, vol. 30, no. 4, pp. 1533–1547. doi: 10.1007/s11269-016-1238-5
- Khachaturyan A., Semenovsovskaya S., Vainshtein B. The thermodynamic approach to the structure analysis of crystals. *Acta Crystallographica Section A: Foundations of Crystallography*, 1981, vol. 37, no. 5, pp. 742–754. doi: 10.1107/S0567739481001630
- Shen X., Yang H., Chen J., Zhu X., Du Z. Aerodynamic shape optimization of non-straight small wind turbine blades. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 119, pp. 266–278. doi: 10.1016/j.enconman.2016.04.008
- Shim H.-S., Afzal A., Kim K.-Y., Jeong H.-S. Three-objective optimization of a centrifugal pump with double volute to minimize radial thrust at off-design conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2016, vol. 230, no. 6, pp. 598–615. doi: 10.1177/0957650916656544
- Yang X.-S. *Engineering Optimization: An Introduction with Metaheuristic Applications*. John Wiley & Sons, 2010, 347 p.
- Lu X.-Y., Lu Z.-Q. Numerical optimization for radiated noises of centrifugal pumps in the near-field and far-field based on a novel MLGA-PSO algorithm. *Journal of Vibroengineering*, 2017, vol. 19, no. 7, pp. 5589–5605. doi: 10.21595/jve.2017.18717
- Derakhshan S., Mohammadi B., Nourbakhsh A. Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 2009, vol. 131, no. 2, pp. 0211031–0211039. doi: 10.1115/1.3059700
- Kang H.-S., Kim Y.-J. A study on the multi-objective optimization of impeller for high-power centrifugal compressor. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2016, vol. 9, no. 2, pp. 143–149. doi: 10.5293/IJFMS.2016.9.2.143
- Wang L., Kolios A., Nishino T., Delafin P.-L., Bird T. Structural optimisation of vertical-axis wind turbine composite blades based on finite element analysis and genetic algorithm. *Composite Structures*, 2016, vol. 153, pp. 123–138. doi: 10.1016/j.compstruct.2016.06.003
- Tao R., Xiao R., Zhu D., Wang F. Multi-objective optimization of double suction centrifugal pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, vol. 232, no. 6, pp. 1108–1117. doi: 10.1177/0954406217699020
- Wang Y., Huo X. Multiobjective optimization design and performance prediction of centrifugal pump based on orthogonal test. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 2018, pp. 6218178. doi: 10.1155/2018/6218178
- Shim H.-S., Kim K.-Y., Choi Y.-S. Three-objective optimization of a centrifugal pump to reduce flow recirculation and cavitation. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 2018, vol. 140, no. 9, pp. 091202. doi: 10.1115/1.4039511

20. Wang K., Luo G., Li Y., Xia R., Liu H. Multi-condition optimization and experimental verification of impeller for a marine centrifugal pump // *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 2020. V. 12. P. 71–84. doi: 10.1016/j.ijnaoe.2019.07.002
21. Селезнев К.П., Галёркин Ю.Б., Анисимов С.А., Митрофанов В.П., Подобуев Ю.С. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1986. 392 с.
22. Neverov V.V., Kozhukhov Y.V., Yablokov A.M., Lebedev A.A. Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: The choice of simulation model parameters // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. V. 232. N 1. P. 012037. doi: 10.1088/1757-899X/232/1/012037
23. Bulat M.P., Bulat P.V. The analysis centric isentropic compression waves // *World Applied Sciences Journal*. 2013. V. 27. N 8. P. 1023–1026. doi: 10.5829/idosi.wasj.2013.27.08.13719
20. Wang K., Luo G., Li Y., Xia R., Liu H. Multi-condition optimization and experimental verification of impeller for a marine centrifugal pump. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2020, vol. 12, pp. 71–84. doi: 10.1016/j.ijnaoe.2019.07.002
21. Seleznev K.P., Galerkin Yu.B., Anisimov S.A., Mitrofanov V.P., Podobuev Yu.S. *Theory and design of turbocompressors*. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1985, 392 p. (in Russian)
22. Neverov V.V., Kozhukhov Y.V., Yablokov A.M., Lebedev A.A. Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: The choice of simulation model parameters. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, vol. 232, no. 1, pp. 012037. doi: 10.1088/1757-899X/232/1/012037
23. Bulat M.P., Bulat P.V. The analysis centric isentropic compression waves. *World Applied Sciences Journal*, 2013, vol. 27, no. 8, pp. 1023–1026. doi: 10.5829/idosi.wasj.2013.27.08.13719

Авторы


Булат Михаил Павлович — кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация,  55973496000, <https://orcid.org/0000-0001-9727-673X>, bulat_mh@mail.ru


Чернышов Михаил Викторович — доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация,  13405460000, <https://orcid.org/0000-0001-8297-9993>, mvcher@mail.ru

Вокин Леонид Олегович — младший научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>, leonidvokin@mail.ru

Курнухин Антон Александрович — младший научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, <https://orcid.org/0000-0003-4851-6594>, anton.kurnukhin@outlook.com

Authors

Mikhail P. Bulat — PhD, Senior Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEKH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation,  55973496000, <https://orcid.org/0000-0001-9727-673X>, bulat_mh@mail.ru

Mikhail V. Chernyshov — D.Sc., Professor, Chief Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEKH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation,  13405460000, <https://orcid.org/0000-0001-8297-9993>, mvcher@mail.ru

Leonid O. Vokin — Junior Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEKH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>, leonidvokin@mail.ru

Anton A. Kurnukhin — Junior Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEKH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, <https://orcid.org/0000-0003-4851-6594>, anton.kurnukhin@outlook.com

Статья поступила в редакцию 19.01.2021
Одобрена после рецензирования 08.02.2021
Принята к печати 16.03.2021

Received 19.01.2021
Approved after reviewing 08.02.2021
Accepted 16.03.2021



Работа доступна по лицензии
Creative Commons
«Attribution-NonCommercial»