

УДК 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-43-51

# Количественная оценка параметров турбинного генератора потока на основе требований к респираторным системам

В.А. Седунин, Ю.Г. Марченко, И.А. Калинин

ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

## Quantitative Assessment of the Turbine Flow Generator Parameters Based on the Requirements for Respiratory Systems

V.A. Sedunin, Yu.G. Marchenko, I.A. Kalinin

Ural Federal University

Рассмотрены особенности проектирования генератора потока турбинного типа (называемого также турбиной, бловером, вентилятором, центробежным компрессором и пр.) для аппаратов искусственной вентиляции легких. Системные требования, предъявляемые к такому аппарату, трансформированы в геометрические и механические параметры вентилятора в виде, принятом для сферы турбостроения. Эти требования затрагивают показатели напора и производительности, а также время разгона (выхода на требуемый эксплуатационный режим) и уровень звукового давления. Обоснован выбор газодинамических параметров турбинного генератора потока, раскрыта специфика его работы с характеристиками вентилятора и влиянием на них крутящего момента электродвигателя. Рассмотрена концепция мониторинга остаточного ресурса электродвигателя по датчику вибрации и термометру сопротивления, которая позволяет вносить аварийные уставки в алгоритм управления аппаратом искусственной вентиляции легких. Все это позволит более обоснованно интерпретировать те решения и продукты, которые на сегодняшний день представлены на рынке, а также более детально учитывать специфику конкретного аппарата при разработке технического задания на вентилятор.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, турбинный генератор потока, респираторные системы, искусственная вентиляция легких

The article considers the experience of designing a turbine-type flow generator (also known as “turbine”, “blower”, “centrifugal fan”, etc.) for artificial respirators. The system requirements for such a device have been transformed into the geometric and mechanical parameters of the blower in the form adopted in turbomachinery world. These requirements affect not only the pressure and performance indicators, but also the acceleration time (reaching the required operating mode) and the sound pressure level. Special attention is paid to the choice of aerodynamic parameters of the turbo blower, as well as to the specifics of its operation considering the effect of the electric motor torque on its characteristics. The concept of monitoring the residual life of the motor by a vibration sensor and a resistance thermometer, allowing introducing emergency settings in the algorithm controlling the ventilator, is considered. All this will make it possible more reasonable interpretation of the solutions and products presented currently on the market, as well as

more detailed considering the specifics of a particular device when developing technical requirement for a blower.

**Keywords:** centrifugal compressor, turbine flow generator, respiratory systems, artificial lung ventilation

В последние годы потребность в аппаратах искусственной вентиляции легких (ИВЛ) значительно возросла. В то же время к ним стали предъявлять требования по увеличению количества эксплуатационных режимов, снижению габаритных размеров, повышению мобильности и автономности работы.

По этой причине аппараты ИВЛ с турбинным генератором потока (ТГП) почти полностью вытеснили с рынка аппараты объемного типа. ТГП — это центробежный компрессор, работающий по циклу схожему с дыханием человека. Рассмотрим особенности проектирования такого устройства с учетом физиологических аспектов человеческого дыхания.

При ИВЛ в первую очередь необходимо обеспечить безопасные для пациента показатели производительности и напора вдыхаемого воздуха. По данным работы [1], при пиковых физических нагрузках человека скорость вдоха достигает 250 л/мин. Однако такие показатели расхода на вдохе чрезмерны для пациента в критическом состоянии.

Пиковая скорость вдоха пациента, подключенного к аппарату ИВЛ, составляет 155 л/мин [2]. Напор вентилятора, определяемый гидравлическим сопротивлением тракта аппарата ИВЛ, не должен превышать в отверстии для присоединения пациента в нормальных условиях и условиях единичного нарушения 10 кПа (100 см вод. ст.) или 120 % максимального рабочего давления, что составляет около 8,33 кПа (83,3 мбар).

ТГП функционирует по циклу, подобному дыханию человека, работу которого можно разбить на три этапа.

*Первый этап* — разгон рабочего колеса (РК) до частоты вращения ротора (далее ЧВ), обеспечивающей необходимую производительность и напор. Основным параметром является время, за которое РК выйдет на рабочую точку, так как программа управления ИВЛ учитывает асинхронную дыхания человека [3]. При этом падение давления в дыхательном тракте трудно предсказать из-за утечек. Время разгона РК должно быть минимальным, поэтому наиболее благоприятным является диапазон 100...250 мс [4].

*Второй этап* — активная работа турбины, при которой поддерживаются постоянными производительность и напор ( $P_{aw}$ ) ТГП на протяжении времени вдоха пациента ( $T_i$ ).

*Третий этап* — поддержание положительного давления контура выдоха (РЕЕР). Продолжительность этого этапа зависит от количества циклов работы ТГП ( $bpm$ ). При этом ЧВ снижается до достижения минимально допустимого в аппарате ИВЛ давления 500 кПа (5 мбар) [4]. Циклограмма работы ТГП показана на рис. 1.

Немаловажным требованием является обеспечение минимального шумового воздействия со стороны ИВЛ на пациента. По показаниям спектра звукового давления можно сделать вывод об аэродинамическом совершенстве ТГП, что напрямую влияет на потребляемую мощность, а также о степени сбалансированности ротора, которая определяет ресурс изделия в целом. Поэтому при проектировании таких систем необходимо иметь сведения о потенциальных источниках шума для минимизации их влияния в конечном изделии.

Цель работы — оценка параметров ТГП на основе анализа требований к респираторным системам. Научная новизна статьи заключается в комплексном подходе к исследованию взаимосвязей параметров потока, влияющих на характеристики ТГП.

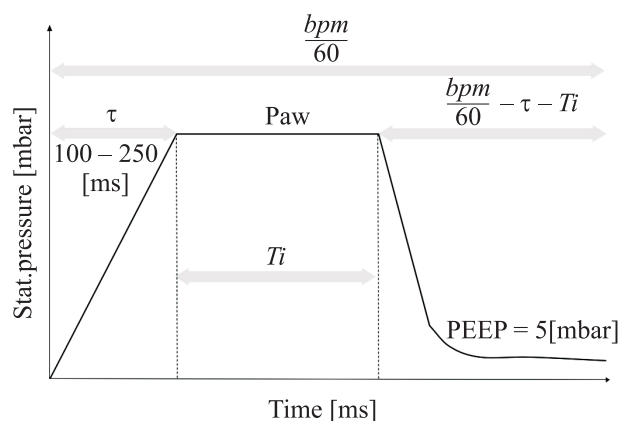


Рис. 1. Циклограмма работы ТГП (Stat.pressure — статическое давление, мбар; Time — время, мс)

**Методика проектирования ТГП.** Большинство параметров центробежных РК являются сопряженными, что оказывает как положительное, так и отрицательное воздействие на конечное изделие при проектировании. Например, диаметр РК  $D$  и ЧВ  $n$  являются сопряженными, так как они напрямую влияют на окружную скорость  $u$ .

Уменьшение диаметра РК положительно отразится на выбеге ротора и времени достижения необходимого крутящего момента  $T$ . Однако при обеспечении газодинамического подобия, т. е. баланса окружной скорости РК, возрастает ЧВ, что приводит к проблемам, связанным с проектированием электродвигателя (ЭД):

$$\begin{cases} u = \pi D n = \text{const}; \\ T = \frac{1}{4} m D^2 \frac{\pi n}{\tau}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $m$  — масса РК;  $\tau$  — время разгона.

Момент инерции РК для обеспечения диапазона по времени ускорения 100...250 мс должен быть минимальным, поэтому основные требования при проектировании предъявляются к его геометрическим характеристикам и свойствам материала. РК должно быть открытым, так как наличие покрывного диска приводит к увеличению массы и существенно влияет на уровень торцевых и радиальных биений.

Распределение скоростей в циркуляционной области является линейным, поэтому по мере увеличения ее радиуса возрастает и абсолютная скорость рабочего тела. Применение диффузорных межлопаточных каналов в РК позволяет повысить статическое давление, что в комплексе с увеличивающимся динамическим напором приводит к повышению полного давления.

Принципиальная схема центробежного РК [5–9] для ТГП приведена на рис. 2, где параметры связаны следующими зависимостями:

$$R = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)};$$

$$R_0 = \sqrt{R_2^2 + R_1^2 - 2R_2 R_1 \cos \beta_2}.$$

Здесь и далее индекс «1» соответствует параметрам перед РК, индекс «2» — за РК.

При одномерном проектировании принято выполнять расчет с допущением равенства поточных и геометрических углов лопастей [10], визуализируя изменение кинематических па-

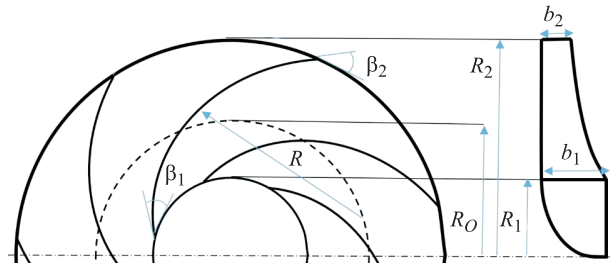


Рис. 2. Принципиальная схема центробежного РК для ТГП

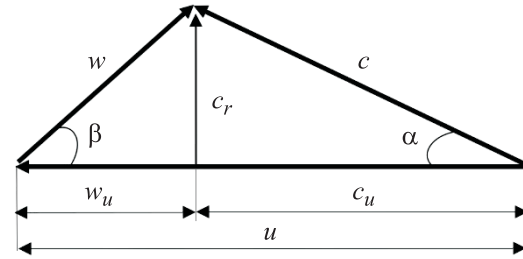


Рис. 3. Принципиальная схема формирования треугольника скоростей для турбины ТГП

раметров потока через треугольники скоростей. Последние показывают изменение относительной и абсолютной скоростей от входа к выходу РК и качественно отражают напор рассматриваемого режима.

Принципиальная схема формирования треугольника скоростей [11] для турбины ТГП приведена на рис. 3. Здесь введены следующие обозначения:  $u$  — окружная скорость;  $c$ ,  $c_r$  и  $c_u$  — абсолютная скорость, ее радиальная и окружная составляющие соответственно;  $w$  и  $w_u$  — относительная скорость и ее окружная проекция;  $\beta$  — угол потока в относительном движении (лопаточный угол);  $\alpha$  — угол потока в абсолютном движении.

При расчете необходимо правильно выстраивать связи термодинамических и кинематических параметров с геометрическими характеристиками РК. В основе проектирования лежит уравнение Эйлера

$$p_2^* - p_1^* = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}),$$

$$\alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow p_2^* - p_1^* = \rho u_2 c_{2u}, \quad (2)$$

где  $p_2^*$  и  $p_1^*$  — полное давление на выходе из РК и на входе в РК;  $\rho$  — плотность газа.

Из уравнения (2) следует, что наибольшую разность полных давлений  $p_2^*$  и  $p_1^*$  при одной и той же окружной скорости можно обеспечить в случае отсутствия закрутки потока на входе [12, 13]. Таким образом, в тракте перед ТГП должны отсутствовать области с высокой кривизной

их центральных осей, а также объекты, приводящие к гидравлическому сопротивлению.

Для респираторных систем характеристика ТПП выражается через перепад статического давления. Из системы уравнений (1) и выходного треугольника скоростей можно получить уравнение, показывающее изменение разности статических давлений  $\Delta p_{st} = p_{st2} - p_{st1}$  и производительности  $Q$  в зависимости от окружной скорости, ширины канала  $b_2$  и лопаточного угла на выходе из РК  $\beta_2$  [14–16]:

$$p_{st2} - p_{st1} = \frac{1}{2} \rho \left[ u_2^2 - \left( \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \sin \beta_2} \right)^2 \right]. \quad (3)$$

Главной особенностью выражения (3) является возможность прогнозирования максимальных параметров напора и производительности. Таким образом, исходя из требований по максимальному гидравлическому сопротивлению на начальной стадии проектирования, можно определить окружную скорость компрессора, а затем исходя из требуемого времени разгона — диаметр и ЧВ.

На основании изложенного можно сделать вывод, что расчет геометрических характеристик РК формируется с его выходной области. Расчет входного сечения осуществляется исходя из принятых показателей напора и производительности в сочетании с выходными геометрическими показателями РК.

Например, с помощью выражений

$$\pi D_2 b_2 = \pi D_1 b_1 = \frac{\pi D_1^2}{4};$$

$$c_r = \frac{Q}{\pi D_1 b_1},$$

из которых следует, что

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_r}{u_1} = \frac{Q}{\pi^2 D_1^2 b_1 n},$$

можно рассчитать диаметр и ширину канала на входе в РК. Затем можно вычислить окружную скорость и входной лопаточный угол из входного треугольника скоростей без окружной составляющей абсолютной скорости.

Так как приводом центробежного РК является ЭД, необходимо учитывать крутящий момент  $T$ , требуемый для достижения максимальной производительности, поскольку при постоянной ЧВ функция расхода  $G$  возрастает быстрее, чем убывает функция напора  $H$ :

$$P = T\omega = GH,$$

где  $P$  — мощность;  $\omega$  — угловая частота вращения ротора.

Крутящий момент ЭД находится в обратно пропорциональной зависимости от ЧВ и в прямо пропорциональной от производительности [6, 7]:

$$T = \frac{1}{2} \rho Q D_2 \left( u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right),$$

где  $Q$  — расход рабочего тела.

Таким образом, максимально достижимый крутящий момент ЭД является основополагающим фактором для выхода на эксплуатационный режим.

ЭД должен быть бесколлекторным, так как наличие обмоток на роторе приводит к увеличению массы, а следовательно, и времени разгона. При высокой ЧВ возрастают потери, связанные с образованием вихревых токов в обмотке, и потери на трение [17].

Для оценки технического состояния ЭД и оставшегося ресурса целесообразно применить вспомогательное оборудование, например, термометр сопротивления и датчик вибрации на ближайшем к РК подшипнике. На этом подшипнике возникает максимальное напряжение, так как РК установлено консольно на роторе ЭД.

Тогда по изменению виброускорения ротора ЭД можно сделать вывод об увеличении уровня дисбаланса. Также одной из основных величин, определяющих ресурс подшипников, является температура эксплуатации, поскольку ее превышение приводит к разрушению его элементов.

Зная количество и продолжительность таких случаев, можно выполнить прогноз остаточного ресурса. Сравнивая полученные данные с экспериментальными результатами, можно внести аварийные уставки в алгоритм управления всего аппарата ИВЛ.

**Результаты и их обсуждение.** Расходно-напорная характеристика компрессора — это функция, демонстрирующая изменение давления в зависимости от производительности при постоянной ЧВ [18–20]. Линию постоянной ЧВ называют изодромой. Эту характеристику можно построить по выражению (3) исходя из изменения производительности от максимального до минимального значения.

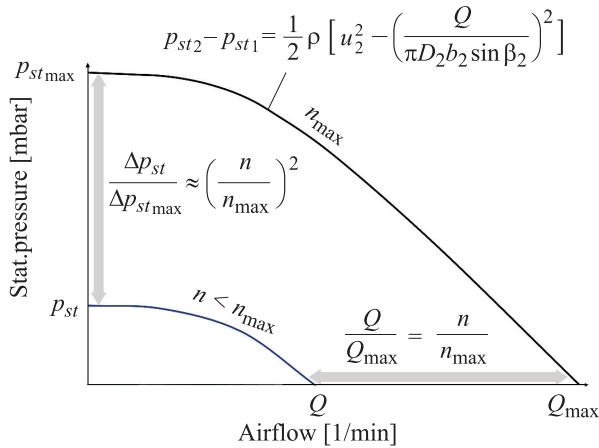


Рис. 4. Расходно-напорная характеристика и зависимости для приведения изодромы (Airflow — расход рабочего тела, л/мин)

При проектировании ТГП целесообразно рассчитывать изодрому для максимальной ЧВ  $n_{max}$ , так как далее характеристика может быть приведена к любой ЧВ по зависимостям, показанным на рис. 4, где  $\Delta p_{st_{max}}$  — максимальный перепад статического давления;  $Q_{max}$  — максимальный расход рабочего тела.

Уравнение Эйлера (2) показывает, что для данного диаметра РК и, следовательно, окружной скорости, выходной угол лопасти будет определять напор вентилятора. И, наоборот, для заданного напора и окружной скорости вращения, диаметр крыльчатки можно изменить вместе с выходным углом лопасти, чтобы обеспечить требуемый массовый расход и повышение давления.

Также следует отметить, что при нулевом массовом расходе теоретически любая линия изодромы заканчивается в одной и той же точке, где рост давления определяется как функция квадрата окружной скорости.

Следовательно, с точки зрения времени разгона и требуемой для этого мощности на каждом цикле вдоха, определяющим параметром является техническое задание по максимальному давлению за турбиной в режиме запираания. Чем ниже требуемое давление, тем большего ускорения можно достичь.

Также важным параметром является требуемый напор в режиме расчетного расхода (например, 200 л/мин), от которого будет зависеть

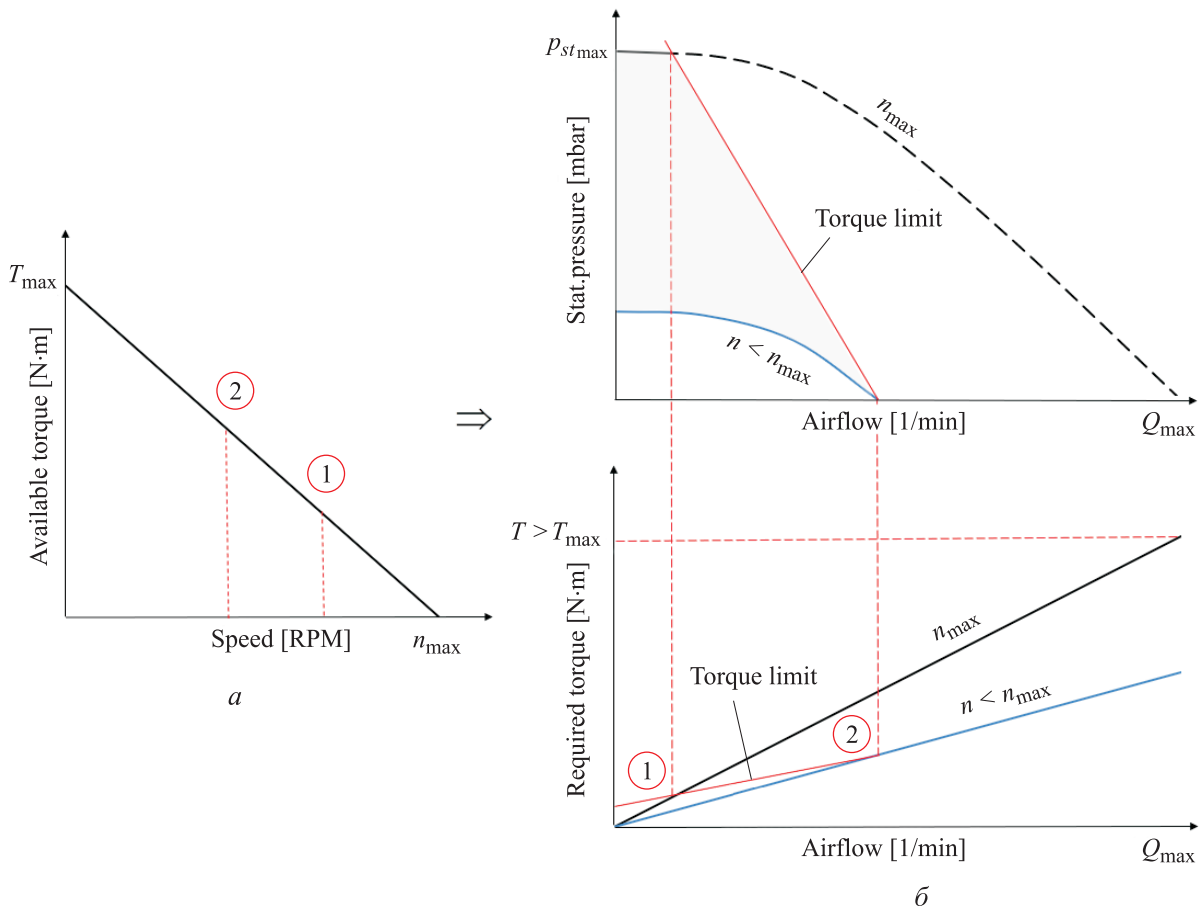


Рис. 5. Влияние крутящего момента ЭД (а) на расходно-напорную характеристику (б)

угол выхода из РК. Так, если сделать этот угол равным  $90^\circ$ , то теоретически напор за РК будет постоянным и максимальным в широком диапазоне расхода. Однако на практике это приведет к существенному снижению эффективности.

Если же выполнить угол выхода из РК  $\beta_2 = 45^\circ$ , то эффективность РК существенно возрастет, но снизится теоретический напор. В результате потеря напора невелика, при этом можно достичь существенно большей эффективности.

Максимальный доступный крутящий момент ЭД  $T_{\max}$ , как правило, возникает в режиме максимального напора и практически нулевого расхода рабочего тела (рис. 5, точка 1). Вся потребляемая мощность будет уходить на трение.

По мере роста расхода необходимо подводить достаточную мощность для сжатия поступающего воздуха, а значит, требуемый крутящий момент будет возрастать. При этом произойдет снижение ЧВ (Speed), так как в соответствии с рис. 5, а при ее меньшем значении доступный крутящий момент увеличивается. Кроме того, при меньшей ЧВ снижается напор, а значит, и потребляемый крутящий момент (required torque).

Таким образом, будет найден новый баланс располагаемого (Available torque) и потребляемого крутящих моментов — Torque limit (рис. 5, б, красная линия). В итоге при максимальном расходе рабочего тела  $Q_{\max}$  точка 2 будет существенно отличаться от линии изодромы, однако этот расход все равно будет больше, чем в расчетной точке.

## Выводы

1. Центробежный вентилятор, являющийся важным компонентом медицинского респираторного аппарата ИВЛ, должен обеспечивать

поток воздуха 200 л/мин и избыточное давление воздуха до 10 кПа, что покрывает гидравлическое сопротивление и утечки на пути потока. Для плавного поддержания дыхания пациента время ускорения должно быть не более 100...250 мс в зависимости от выходного давления.

2. Ограничивающим фактором для достижения требуемого напора является окружная скорость на внешнем диаметре РК турбины, которая в свою очередь определяет обратную линейную зависимость между ЧВ и диаметром РК. Однако по мере уменьшения диаметра РК его момент инерции снижается как функция диаметра в квадрате. Для ускорения вентилятора с меньшим РК и более высокой ЧВ потребуется меньше времени и энергии, чем для ускорения вентилятора с большим РК и более низкой ЧВ.

3. Требования к режимам работы вентилятора накладывают существенные ограничения на его характеристики. Снижение в 2 раза требуемого выходного давления уменьшит в 1,4 раза размер РК при той же ЧВ или требуемую ЧВ для того же РК. Таким образом, можно уменьшить потребляемую мощность, массу и стоимость ЭД. Аналогичные соотношения могут быть применены для требуемого времени разгона — для достижения максимальных рабочих параметров при прочих равных потребуется также в 2 раза меньше энергии.

4. Для респираторных систем характеристика ТГП выражается через перепад статического давления и зависит от выходного треугольника скоростей. Исходя из этого разность статических давлений и производительность зависят от окружной скорости, ширины канала и лопаточного угла на выходе из РК.

## Литература

- [1] Anderson N.J., Cassidy P.E., Janssen L.L. et al. Peak inspiratory flows of adults exercising at light *J. Int. Soc. Respir. Prot.*, 2006, vol. 23, pp. 53–63.
- [2] Amato M.B., Barbas C.S., Bonassa J. et al. Volume-assured pressure support ventilation (VAPSV). A new approach for reducing muscle workload during acute respiratory failure. *Chest*, 1992, vol. 102, no. 4, pp. 1225–1234, doi: <https://doi.org/10.1378/chest.102.4.1225>
- [3] Hunnekens B., Kamps S., van de Wouw N. Variable-gain control for respiratory systems. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, 2020, vol. 28, no. 1, pp. 163–171, doi: <https://doi.org/10.1109/TCST.2018.2871002>
- [4] Delgado C., Romero J.E., Puig J. et al. Performance of the new turbine mid-level critical care ventilators. *Respir. Care*, 2017, vol. 62, no. 1, pp. 34–41, doi: <https://doi.org/10.4187/respcare.04938>

- [5] Tüchler S., Chen Z., Copeland C.D. Multipoint shape optimisation of an automotive radial compressor using a coupled computational fluid dynamics and genetic algorithm approach. *Energy*, 2018, vol. 165-A, pp. 543–561, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.076>
- [6] Ekradi K., Madadi A. Performance improvement of a transonic centrifugal compressor impeller with splitter blade by three-dimensional optimization. *Energy*, 2020, vol. 201, art. 117582, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117582>
- [7] Tang X., Wang Z., Xiao P. et al. Uncertainty quantification based optimization of centrifugal compressor impeller for aerodynamic robustness under stochastic operational conditions. *Energy*, 2020, vol. 195, art. 116930, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.116930>
- [8] Clarke C., Marechale R., Engeda A. et al. Investigation of centrifugal compressor vaneless diffuser stability via a local flow angle approach. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2016, vol. 230, no. 4, pp. 366–373, doi: <https://doi.org/10.1177%2F0957650916637769>
- [9] Zhao P.F., Liu Y., Wang X.F. Analysis of vortices and performance of different diffusers in a large mass flow coefficient centrifugal compressor. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2017, vol. 231, no. 4, pp. 253–273, doi: <https://doi.org/10.1177%2F0957650917701339>
- [10] Ohta Y., Fujisawa N. Unsteady behavior and control of vortices in centrifugal compressor. *J. Therm. Sci.*, 2014, vol. 23, no. 5, pp. 401–411, doi: <https://doi.org/10.1007/s11630-014-0723-5>
- [11] Yoshinaga Y., Kaneki T., Kobayashi H. et al. A study of performance improvement for high specific velocity centrifugal compressors by using diffusers with half guide vanes. *J. Fluids Eng.*, 1987, vol. 109, no. 4, pp. 359–366, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3242672>
- [12] Cengel Y.A., Cimbala J.M. *Fluid mechanics: fundamentals and applications*. McGraw-Hill, 2013.
- [13] Epple P., Karic B., Ilić C. et al. Design of radial impellers: a combined extended analytical and numerical method. *Proc. Inst. Mech. Eng. C J. Mech. Eng. Sci.*, 2009, vol. 223, no. 4, pp. 901–917, doi: <http://dx.doi.org/10.1243/09544062JMES1196>
- [14] Dixon S.L. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth & Heinemann, 1998.
- [15] Moosania S.M., Zheng X. Comparison of cooling different parts in a high-pressure ratio centrifugal compressor. *Appl. Sci.*, 2017, vol. 7, no. 1, art. 16, doi: <https://doi.org/10.3390/app7010016>
- [16] Mondal M.H.T., Shiplu K.S.P., Sen K.P. et al. Performance evaluation of small scale energy efficient mixed flow dryer for drying of high moisture paddy. *Dry. Technol.*, 2019, vol. 37, no. 12, pp. 1541–1550, doi: <https://doi.org/10.1080/07373937.2018.1518914>
- [17] Casey M., Krähenbühl D., Zwyssig C. The design of ultra-high-velocity miniature centrifugal compressors. *10<sup>th</sup> Europ. Conf. Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, 2013, pp. 506–519.
- [18] Guo H., Xu Y., Zhang Y. et al. Off-design performance and an optimal operation strategy for the multistage compression process in adiabatic compressed air energy storage systems. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 149, pp. 262–274, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.035>
- [19] Anish S., Sitaram N. Computational investigation of impeller-diffuser interaction in a centrifugal compressor with different types of diffusers. *P. I. Mech. Eng. A-J. Pow.*, 2009, vol. 223, no. 2, pp. 167–178, doi: <http://dx.doi.org/10.1243/09576509JPE662>
- [20] Liu R., Xu Z. Numerical investigation of a high-velocity centrifugal compressor with hub vane diffusers. *P. I. Mech. Eng. A-J. Pow.*, 2004, vol. 218, no. 3, pp. 155–170, doi: <https://doi.org/10.1243%2F095765004323049887>

## References

- [1] Anderson N.J., Cassidy P.E., Janssen L.L. et al. Peak inspiratory flows of adults exercising at light *J. Int. Soc. Respir. Prot.*, 2006, vol. 23, pp. 53–63.
- [2] Amato M.B., Barbas C.S., Bonassa J. et al. Volume-assured pressure support ventilation (VAPSV). A new approach for reducing muscle workload during acute respiratory failure. *Chest*, 1992, vol. 102, no. 4, pp. 1225–1234, doi: <https://doi.org/10.1378/chest.102.4.1225>

- [3] Hunnekens B., Kamps S., van de Wouw N. Variable-gain control for respiratory systems. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, 2020, vol. 28, no. 1, pp. 163–171, doi: <https://doi.org/10.1109/TCST.2018.2871002>
- [4] Delgado C., Romero J.E., Puig J. et al. Performance of the new turbine mid-level critical care ventilators. *Respir. Care*, 2017, vol. 62, no. 1, pp. 34–41, doi: <https://doi.org/10.4187/respcare.04938>
- [5] Tüchler S., Chen Z., Copeland C.D. Multipoint shape optimisation of an automotive radial compressor using a coupled computational fluid dynamics and genetic algorithm approach. *Energy*, 2018, vol. 165-A, pp. 543–561, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.076>
- [6] Ekradi K., Madadi A. Performance improvement of a transonic centrifugal compressor impeller with splitter blade by three-dimensional optimization. *Energy*, 2020, vol. 201, art. 117582, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117582>
- [7] Tang X., Wang Z., Xiao P. et al. Uncertainty quantification based optimization of centrifugal compressor impeller for aerodynamic robustness under stochastic operational conditions. *Energy*, 2020, vol. 195, art. 116930, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.116930>
- [8] Clarke C., Marechale R., Engeda A. et al. Investigation of centrifugal compressor vaneless diffuser stability via a local flow angle approach. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2016, vol. 230, no. 4, pp. 366–373, doi: <https://doi.org/10.1177/0957650916637769>
- [9] Zhao P.F., Liu Y., Wang X.F. Analysis of vortices and performance of different diffusers in a large mass flow coefficient centrifugal compressor. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2017, vol. 231, no. 4, pp. 253–273, doi: <https://doi.org/10.1177/0957650917701339>
- [10] Ohta Y., Fujisawa N. Unsteady behavior and control of vortices in centrifugal compressor. *J. Therm. Sci.*, 2014, vol. 23, no. 5, pp. 401–411, doi: <https://doi.org/10.1007/s11630-014-0723-5>
- [11] Yoshinaga Y., Kaneki T., Kobayashi H. et al. A study of performance improvement for high specific velocity centrifugal compressors by using diffusers with half guide vanes. *J. Fluids Eng.*, 1987, vol. 109, no. 4, pp. 359–366, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3242672>
- [12] Cengel Y.A., Cimbala J.M. Fluid mechanics: fundamentals and applications. McGraw-Hill, 2013.
- [13] Epple P., Karic B., Ilić C. et al. Design of radial impellers: a combined extended analytical and numerical method. *Proc. Inst. Mech. Eng. C J. Mech. Eng. Sci.*, 2009, vol. 223, no. 4, pp. 901–917, doi: <http://dx.doi.org/10.1243/09544062JMES1196>
- [14] Dixon S.L. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. Butterworth & Heinemann, 1998.
- [15] Moosania S.M., Zheng X. Comparison of cooling different parts in a high-pressure ratio centrifugal compressor. *Appl. Sci.*, 2017, vol. 7, no. 1, art. 16, doi: <https://doi.org/10.3390/app7010016>
- [16] Mondal M.H.T., Shiplu K.S.P., Sen K.P. et al. Performance evaluation of small scale energy efficient mixed flow dryer for drying of high moisture paddy. *Dry. Technol.*, 2019, vol. 37, no. 12, pp. 1541–1550, doi: <https://doi.org/10.1080/07373937.2018.1518914>
- [17] Casey M., Krähenbühl D., Zwysig C. The design of ultra-high-velocity miniature centrifugal compressors. *10<sup>th</sup> Europ. Conf. Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, 2013, pp. 506–519.
- [18] Guo H., Xu Y., Zhang Y. et al. Off-design performance and an optimal operation strategy for the multistage compression process in adiabatic compressed air energy storage systems. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 149, pp. 262–274, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.035>
- [19] Anish S., Sitaram N. Computational investigation of impeller-diffuser interaction in a centrifugal compressor with different types of diffusers. *P. I. Mech. Eng. A-J. Pow.*, 2009, vol. 223, no. 2, pp. 167–178, doi: <http://dx.doi.org/10.1243/09576509JPE662>
- [20] Liu R., Xu Z. Numerical investigation of a high-velocity centrifugal compressor with hub vane diffusers. *P. I. Mech. Eng. A-J. Pow.*, 2004, vol. 218, no. 3, pp. 155–170, doi: <https://doi.org/10.1243/095765004323049887>



## Информация об авторах

**СЕДУНИН Вячеслав Алексеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и Двигатели». ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: lerr@bk.ru).

**МАРЧЕНКО Юрий Глебович** — инженер, преподаватель кафедры «Турбины и двигатели». ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: jurijmarchenko@rambler.ru).

**КАЛИНИН Илья Александрович** — инженер, преподаватель кафедры «Турбины и Двигатели». ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: kalininilia1996@gmail.com).

## Information about the authors

**SEDUNIN Vyacheslav Alekseevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mira St., Bldg. 19, e-mail: lerr@bk.ru).

**MARCHENKO Yury Glebovich** — Engineer, Lecturer, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mira St., Bldg. 19, e-mail: jurijmarchenko@rambler.ru).

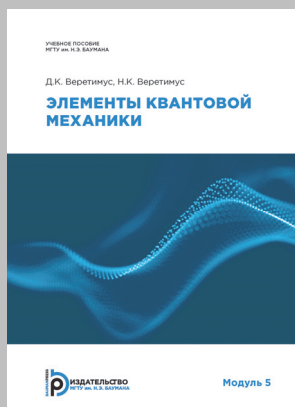
**KALININ Ilya Aleksandrovich** — Engineer, Lecturer, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mira St., Bldg. 19, e-mail: kalininilia1996@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Седунин В.А., Марченко Ю.Г., Калинин И.А. Количественная оценка параметров турбинного генератора потока на основе требований к респираторным системам. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 4, с. 43–51, doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-43-51

### Please cite this article in English as:

Sedunin V.A., Marchenko Yu.G., Kalinin I.A. Quantitative Assessment of the Turbine Flow Generator Parameters Based on the Requirements for Respiratory Systems. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 4, pp. 43–51, doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-43-51



## Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие «ЭЛЕМЕНТЫ КВАНТОВОЙ МЕХАНИКИ»

**Авторы: Д.К. Веретимус, Н.К. Веретимус**

Предназначено для самостоятельного изучения студентами специалитета пятого модуля дисциплины «Физика». Рассмотрены квантовые свойства излучения и волновые свойства микрочастиц. С помощью уравнения Шредингера решены стационарные задачи квантовой механики. Приведены ядерная модель атома Резерфорда, постулаты Бора.

В конце каждого раздела даны решения тематических задач и задания для самоконтроля.

Для студентов специалитета, изучающих дисциплину «Физика».

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>