

ОПТИМИЗАЦИЯ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УДЛИНЕННЫХ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В.М. Таугер¹, А.Ю. Матеров², В.Н. Макаров¹, Н.В. Макаров¹, А.В. Угольников¹

¹ Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия,
e-mail: tauger53@mail.ru

² ООО Научно-Производственный Комплекс «ОйлГазМаш», Подольск, Россия

Аннотация: Цель исследования заключается в предотвращении возникновения резонанса в системе «воздушный поток — лопатка» путем изменения геометрических и физико-механических характеристик рабочих лопаток осевых вентиляторов. Осевые вентиляторы высокой быстроходности имеют рабочие лопатки с большим отношением длины пера к хорде. В настоящее время такие лопатки изготавливаются из полимерных композитов. Особенности физико-механических свойств композитов могут привести к совпадению частоты собственных колебаний лопатки с частотой возмущающих воздействий со стороны воздушного потока. Периодические деформации лопаток также изменяют структуру потока, в результате наступают самоподдерживающиеся колебания (автоколебания). Резонанс или близкий к нему режим может привести к разрушению лопатки. Теоретическое исследование показало, что опасность резонанса возникает из-за сил инерции в период разгона двигателя. Рассмотрены основные нагрузки на перо лопатки в период разгона, получена аналитическая зависимость деформации пера от нагрузок и геометрических параметров пера, выведены формулы для расчета частоты и вероятной амплитуды колебаний инерционного флаттера. Получено уравнение частоты колебаний лопатки, учитывающее как физико-механические, так и геометрические характеристики лопатки. Частотой внешних возмущающих воздействий считается частота вращения колеса и ее гармоники. Уравнение показывает, как следует изменить материал и размеры пера лопатки для того, чтобы избежать опасности резонанса.

Ключевые слова: осевой вентилятор, рабочая лопатка, перо лопатки, композит, деформация, колебание, возмущающее воздействие, воздушный поток, резонанс.

Для цитирования: Таугер В. М., Матеров А. Ю., Макаров В. Н., Макаров Н. В., Угольников А. В. Оптимизация частотных характеристик удлиненных лопаток осевых вентиляторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 11. – С. 131–138. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-11-0-131-138.

Optimization of frequency response data for elongated blades of axial fans

V.M. Tauger¹, A.Yu. Materov², V.N. Makarov¹, N.V. Makarov¹, A.V. Ugol`nikov¹

¹ Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia, e-mail: tauger53@mail.ru

² Scientific-Production Complex «OylGazMash», Podolsk, Russia

Abstract: The aim of the research is to prevent the air flow–blade resonance by changing geometry and physical and mechanical characteristics of axial fan blades. High-speed axial fan blades have a high height length/chord length ratio. The blades are currently made of polymeric composites. Due to some physical and mechanical properties of composites, free frequencies of blades can coincide

with disturbance frequencies induced by air flow. Periodic deformations of blades also change the structure of air flow, and self-excited oscillations appear as a result. Resonance or close-to-resonance mode can induce damage of blades. The theoretical research shows that resonance appears from the inertia forces during engine acceleration. The major loads on the blade in the period of engine acceleration are considered, the analytical dependences of the blade deformation on the blade loads and geometry is obtained, and the formulas are derived for frequency and probable amplitude of oscillations of the inertia flutter. The equation of the blade vibration frequency takes into account the physical and mechanical, and geometrical characteristics of blades. The frequency of the external disturbances is assumed as the impeller rotation frequency and its harmonic. The equation shows how to change the material and sizes of the blade to avoid resonance.

Key words: axial fan, blade, composite, deformation, vibration, disturbance, air flow, resonance.

For citation: Tauger V. M., Materov A. Yu., Makarov V. N., Makarov N. V., Ugol'nikov A. V. Optimization of frequency response data for elongated blades of axial fans. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2019;(11):131-138. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-11-0-131-138.

Введение

В системах вентиляции и охлаждения ряда крупных промышленных объектов используются осевые вентиляторы высокой быстроходности с диаметрами 1,5–10,4 м, втулочным отношением 0,16–0,48 и числом лопаток рабочего колеса 2–8 [1, 2]. Особенностью машин данной категории являются лопатки из полимерных композитных материалов [3, 4], которые характеризуются меньшей, чем у металлов, жесткостью и, соответственно, большей склонностью к деформации и низкой частотой собственных колебаний. Колебания, генерируемые как внешними по отношению к колесу факторами, так и особенностями воздушного потока в межлопаточных каналах, снижают долговечность лопатки, отрицательно сказываются на КПД вентилятора и являются одной из причин шумообразования. В связи с необходимостью снижения отрицательного влияния вибрации на эксплуатационные качества вентиляторов актуальной становится задача поиска путей воздействия на интенсивность собственных и вынужденных колебаний длинномерной лопатки.

Методы

Факторам, вызывающим колебания лопаток осевых турбомашин, посвящен

ряд публикаций [5–7], и подробно рассматривать их нет необходимости. Есть, однако, такой инициатор колебаний, которому не уделено достаточного внимания, а именно, инерционная нагрузка на лопаточный венец в период разгона двигателя.

Киносъёмка колеса вентилятора с экспериментальными длинномерными лопатками уменьшенной массы показала, что непосредственно после включения двигателя лопатки испытывают изгибные колебания большой амплитуды. Подобное явление — флаттер — известно в авиационной [8, 9].

Периодические перемещения обтекаемого воздухом элемента приводят к изменениям действующих на его поверхность аэродинамических сил, в результате чего элемент переходит в режим автоколебаний. Анализ нагруженности лопаточного венца привел к предположению, что флаттер инициируется силами инерции в период неустановившегося движения.

В упрощенном виде механизм развития флаттера в вентиляторе с вертикальной осью вращения колеса выглядит следующим образом.

В момент запуска двигателя колесо начинает вращаться с угловым ускорением ε . Угловая скорость ω колеса близка к

нулю, и аэродинамические силы практически не проявляются. Силы инерции и собственный вес вызывают изгиб пера. По мере повышения угловой скорости растут аэродинамические силы, стремящиеся увеличить деформацию, но одновременно уменьшается угловое ускорение, т.к. момент от аэродинамических сил играет роль нарастающего сопротивления вращению. К концу разгона угловая скорость близка к номинальной, момент сил инерции — минимальный за весь период, изгибная деформация пера определяется совместным действием моментов сил аэродинамических, инерции и тяжести. При достижении угловой скоростью номинального значения угловое ускорение, а с ним и момент сил инерции, становятся равными нулю, иначе говоря, часть нагрузки с пера снимается. А поскольку материал лопатки работает в зоне упругих деформаций, перо стремится восстановить свою форму наподобие консольно закрепленного массивного стержня, изогнутого внешней силой и внезапно освобожденного от нагрузки.

Теоретически лопатка должна совершать гармонические колебания относи-

тельно среднего положения, определяющегося двумя оставшимися нагрузками. Изменение деформации пера вызывает возмущения набегающего на перо потока, и уже они становятся дестабилизатором нагрузки, способным поддерживать автоколебания.

В представленной картине не учитывается влияние центробежной силы, вызывающей растяжение, дополнительный изгиб и кручение, однако попытка учесть все возможные нагрузки приводит к неоправданному усложнению выкладок.

Необходимо получить соотношения, которые позволят на стадии проектирования оценить вероятность возникновения инерционного флаттера и в случае, если вероятность высока, снизить ее соответствующим подбором конструктивных параметров лопатки.

На рис. 1 показана расчетная схема лопатки.

Приняты следующие допущения:

- лопатка корневым сечением жестко закреплена на втулке колеса;
- пусковой момент T_n двигателя в течение всего периода разгона остается постоянным;

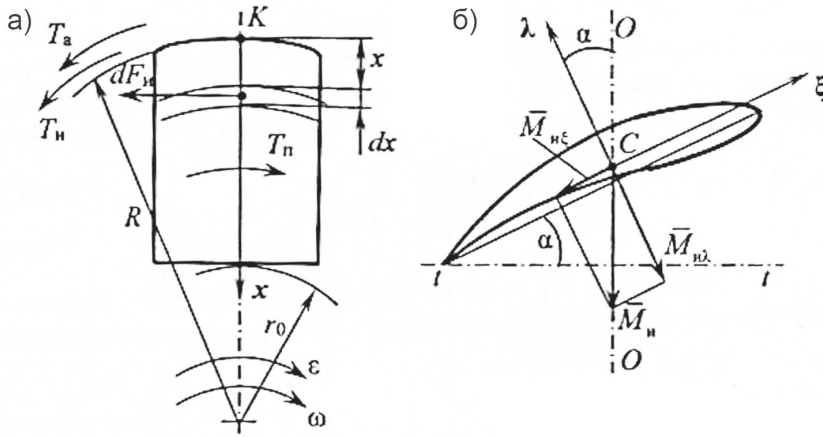


Рис. 1. Действие сил инерции на перо: вид на лопатку по оси вращения колеса (а); разложение момента сил инерции по осям (б)

Fig. 1. The action of inertia forces on the feather: a-view of the blade on the axis of rotation of the wheel; b-decomposition of the moment of inertia forces along the axes

- лопатка не закручена, и угол α между хордой профиля и торцевой плоскостью $t - t$ (рис. 1, б) не зависит от x ;
- материал пера изотропный.

Инерционные нагрузки на лопатку в период разгона определяются следующим образом.

Выделим на расстоянии x от начала K координатной оси x (рис. 1, а) элемент пера лопатки толщиной dx . На него действует сила инерции $dF_{и}$, равная

$$dF_{и} = \varepsilon \rho (r_0 + x) A_x dx, \quad (1)$$

где ε — угловое ускорение колеса; ρ — плотность материала лопатки; r_0 — радиус втулки; A_x — площадь поперечного сечения пера на расстоянии x .

Направление силы инерции противоположно направлению углового ускорения.

Момент элементарной силы инерции относительно начала координат

$$dM_{и} = \varepsilon \rho (r_0 + x) A_x x dx, \quad (2)$$

Интеграл выражения (2) есть зависимость изгибающего момента от сил инерции от координаты x :

$$M_{и} = \varepsilon \rho \int (r_0 + x) A_x x dx. \quad (3)$$

Изгибающий момент в сечении показан в виде вектора $\bar{M}_{и}$ на рис. 1, б. Представим его в виде суммы векторов $\bar{M}_{и\xi}$ и $\bar{M}_{и\lambda}$ относительно главных центральных осей сечения ξ и λ , причем ось ξ параллельна, а ось λ перпендикулярна хорде профиля.

Модули составляющих моментов в корневом сечении равны

$$\begin{aligned} M_{и\xi} &= M_{и} \sin \alpha \\ M_{и\lambda} &= M_{и} \cos \alpha \end{aligned} \quad (4)$$

Наибольшие напряжения и деформации вызывает составляющая $M_{и\xi}$, т.к. момент сопротивления сечения изгибу относительно оси ξ значительно меньше, чем относительно оси λ [10, 11].

Несмотря на то, что по принятому допущению $T_{п} = \text{const}$, в период разгона

угловое ускорение колеса изменяется, т.к. вместе с угловой скоростью растет момент сопротивления вращению, вызванный действующими на лопатки аэродинамическими силами. Величина ε выражается формулой

$$\varepsilon = \frac{T_{п} - T_{а,р}}{I_{р} + I_{кол}}, \quad (5)$$

где $T_{а,р}$ — момент сопротивления вращению колеса, обусловленный действием аэродинамических сил в период разгона; $I_{р}$ — момент инерции ротора двигателя; $I_{кол}$ — момент инерции колеса.

Максимальное значение $T_{а,р}$ — момент $T_{а}$, равный

$$T_{а} = \frac{P_{расч}}{\omega_{ном}}, \quad (6)$$

где $P_{расч}$ — расчетная мощность на колесе; $\omega_{ном}$ — номинальная угловая скорость вала двигателя.

В то же время считается, что существует квадратичная зависимость момента на валу колеса вентилятора от угловой скорости [12]

$$T_{а,р} = k_a \omega^2, \quad (7)$$

где k_a — постоянный коэффициент.

Формулы (6) и (7) позволяют выразить k_a

$$k_a = \frac{P_{расч}}{\omega_{ном}^3} \quad (8)$$

а подстановка (8) в (6) и (5) — получить зависимость $\varepsilon(\omega)$ в виде

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{T_{п} - \frac{P_{расч} \omega^2}{\omega_{ном}^3}}{I_{р} + I_{кол}} = \\ &= \frac{T_{п}}{I_{р} + I_{кол}} - \frac{P_{расч} \omega^2}{\omega_{ном}^3 (I_{р} + I_{кол})} \end{aligned} \quad (9)$$

В течение периода разгона угловое ускорение изменяется от максимума в момент включения двигателя

$$\varepsilon_{\max} = \frac{T_{п}}{I_{р} + I_{кол}} \quad (10)$$

до минимума непосредственно перед выходом двигателя на номинальную частоту вращения

$$\varepsilon_{\min} = \frac{T_n - T_a}{I_p + I_{\text{кол}}}. \quad (11)$$

Для нахождения изгибающего момента от сил инерции в конце периода разгона в формулу (2) следует подставлять значение ε_{\min} .

Аналогичный метод целесообразно применить и для нахождения изгибающих моментов от аэродинамических сил, действующих на перо лопатки.

Для решения задачи примем, как это сделано в [13], допущение: сила, действующая на лопатку со стороны набегающего воздушного потока, равномерно распределяется по длине пера.

Во время вращения с номинальной угловой скоростью $\omega_{\text{ном}}$ колесо преодолевает аэродинамический момент сопротивления

$$T_a = \frac{P_{\text{расч}}}{\omega_{\text{ном}}}, \quad (12)$$

где $P_{\text{расч}}$ — расчетная максимальная мощность вентилятора.

С другой стороны, с учетом принятого выше допущения

$$T_a = ql(r_0 + 0,5l)z, \quad (13)$$

где q — распределенная по длине пера аэродинамическая нагрузка; $l = R - r_0$ —

длина пера; R — внешний радиус колеса (рис. 1, а); z — число лопаток.

Формулы (11) и (12) позволяют определить распределенную аэродинамическую нагрузку

$$q = \frac{T_a}{zl(r_0 + 0,5l)} \quad (14)$$

и изгибающий момент от аэродинамической силы в сечении с координатой x

$$M_a = \frac{qx^2}{2} = \frac{P_{\text{расч}}x^2}{2\omega_{\text{ном}}zl(r_0 + 0,5l)} \quad (15)$$

Направление момента T_a совпадает с направлением $T_{\text{и}}$ (рис. 1, а), поэтому составляющие M_a относительно осей ξ и λ находятся по формулам (16), аналогичным формулам (4):

$$\begin{aligned} M_{a\xi} &= M_a \sin\alpha \\ M_{a\lambda} &= M_a \cos\alpha \end{aligned} \quad (16)$$

Изгибающий момент от веса пера в зависимости от направления воздушного потока (т.е. направления аэродинамических сил) либо повышает напряжения в материале лопатки, либо снижает их. На рис. 2 показан случай, когда направление момента M_G сил тяжести противоположно направлению момента аэродинамических сил.

Элементарная сила тяжести равна

$$dG = \rho g A_x dx \quad (17)$$

где g — ускорение свободного падения.

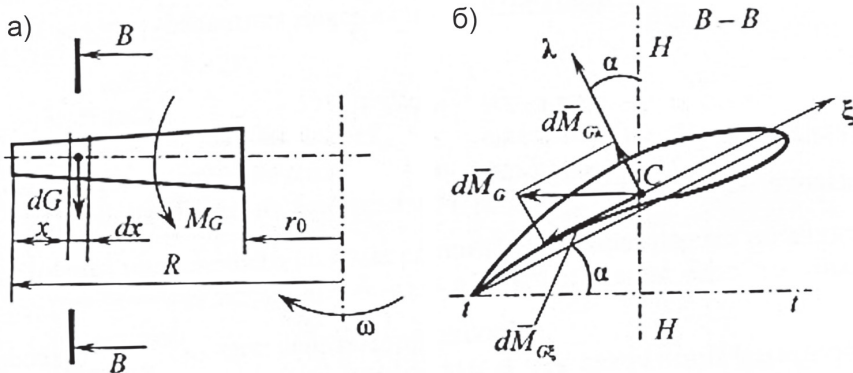


Рис. 2. Действие сил тяжести на перо: вид на лопатку (а); разложение момента сил тяжести по осям (б)
Fig. 2. The action of gravity on the feather: a – view of the blade; b – decomposition of the moment of gravity along the axes

Момент элементарной силы тяжести

$$dM_G = \rho g A_x x dx \quad (18)$$

момент силы тяжести в сечении с координатой x

$$M_G = \rho g \int A_x x dx \quad (19)$$

разложение момента на составляющие по осям ξ и λ

$$\begin{aligned} M_{G\xi} &= M_a \cos \alpha \\ M_{G\lambda} &= M_a \sin \alpha \end{aligned} \quad (20)$$

Наибольшие деформации, как уже было указано, вызывают составляющие моментов относительно оси ξ . Поэтому далее рассматривается деформация пера относительно ξ , т.е. в направлении λ .

В конце периода разгона изгибающий момент, созданный тремя факторами, имеет максимальную величину

$$M_{\xi \max} = M_{и\xi} + M_{a\xi} \pm M_{G\xi} \quad (21)$$

а перемещение точки K (прогиб) $\Delta\lambda$ по формуле для консольной балки переменного сечения

$$\Delta\lambda_{\max} = \int_0^l \int_0^l \frac{M_{\xi \max}}{EJ_{\xi}} dx dx \quad (22)$$

где E — модуль упругости первого рода для материала лопатки; J_{ξ} — момент инерции сечения относительно оси ξ .

В выражениях (21), (22) составляющие изгибающего момента и момент инерции сечения есть функции координаты x ; $\omega = \omega_{\text{ном}}$; $\varepsilon = \varepsilon_{\text{мин}}$.

В момент выхода двигателя на номинальную частоту вращения угловое ускорение становится равным нулю, и значения момента и прогиба принимают следующие значения:

$$M_{\xi 0} = M_{a\xi} \pm M_{G\xi} \quad (23)$$

$$\Delta\lambda_0 = \int_0^l \int_0^l \frac{M_{\xi 0}}{EJ_{\xi}} dx dx \quad (24)$$

В результате снятия части нагрузки концевое сечение пера совершает колебания относительно среднего положения, соответствующего прогибу $\Delta\lambda_0$. Без внешнего воздействия колебания будут затухающими с начальной амплитудой $\Delta\lambda_{\max} - \Delta\lambda_0$.

Результаты

Частота колебаний $f_{\text{цб}}$ с учетом влияния центробежных сил оценивается по рекомендациям [13]:

$$f_{\text{цб}} = \sqrt{f_0^2 + B \left(\frac{\omega}{2\pi} \right)^2} \quad (25)$$

где B — поправочный коэффициент, зависящий от геометрических параметров лопатки; f_0 — частота собственных колебаний лопатки при $\omega = 0$.

Частота собственных колебаний слабо закрученной лопатки определяется по формуле

$$f_0 = \frac{\lambda_{\phi}}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EJ_{\xi 0}}{\rho A_0}} \quad (26)$$

где λ_{ϕ} — коэффициент формы лопатки, зависящий от соотношений площадей и моментов инерции корневого и концевого сечений; A_0 — площадь корневого сечения; $J_{\xi 0}$ — момент инерции корневого сечения относительно оси ξ .

Опасность вхождения лопатки в резонанс возникает при наличии возмущающих воздействий, частота $f_{\text{в}}$ которых равна или близка к $f_{\text{цб}}$. Факторы, вызывающие колебания нагрузки на лопатках, рассмотрены в литературе [13, 14]. Для машин, в конструкции которых отсутствуют элементы, нарушающие структуру потока на входе и выходе колеса, в качестве $f_{\text{в}}$ рассматривается частота вращения колеса и ее гармоники:

$$f_{\text{в}} = n \frac{\omega}{2\pi} \quad (27)$$

где $n = 1; 2; 3 \dots$ — номер гармоники.

Наиболее опасными считаются гармоники с первой по четвертую, однако в ряде случаев наблюдаются резонансные явления, вызванные более высокими гармониками [10, 11].

После вычисления частоты $f_{\text{цб}}$ нужно проверить, не близко ли ее значение к одной из гармоник частоты $f_{\text{в}}$. Необходимо учитывать, что для возникновения резонансных явлений не обязательно

точное совпадение собственной и возмущающей частот.

В том случае, если одна из гармоник f_b приблизительно равна $f_{уб}$, следует изменить геометрические и (или) механические характеристики материала лопатки, входящие в формулу (26).

Вывод

Результаты исследования позволяют за счет конструктивных изменений лопатки повлиять на ее частотные характеристики и таким образом предотвратить возникновение резонансных явлений, в том числе инерционного флаттера.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алимов С. В., Прокопец А. О., Кубаров С. В. и др. Модернизация вентиляторов АВО газа при реконструкции КС МГ // Газовая промышленность. — 2009. — № 4. — С. 54–56.
2. Калинин А. Ф., Меркурьева Ю. С., Халыев Н. Х. Оценка эффективности эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения газа нового поколения // Территория «НЕФТЕ-ГАЗ». — 2018. — № 9. — С. 74–80.
3. Тютюнников Н. П. К вопросу о выборе размеров и расположения отверстий узла крепления композитной лопасти несущего винта // Механика композиционных изделий и конструкций. — 2018. — Т. 24. — № 3. — С. 349–361.
4. Таугер В. М., Холодников Ю. В., Альшиц Л. Прогрессивные технологии производства композитных изделий. Универсальность и высокая производительность. — Саарбрюккен (ФРГ): LAP, 2014. — 110 с.
5. Караджи В. Г., Московко Ю. Г. Выбор вентилятора по шуму // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. — 2006. — № 6. — С. 106–109.
6. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Multilevel Optimization of the Splitter Blade Profile in the Impeller of a Centrifugal Compressor. *Scientia Iranica*, 2017, No 24, pp. 707–714.
7. Wang P. Multi-Objective Design of a Transonic Turbocharger Compressor with Reduced Noise and Increased Efficiency. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.
8. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Numerical Optimization and Manufacturing of the Impeller of a Centrifugal Compressor by Variation of Splitter Blades. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seoul, 13–17 June 2016, pp. 1–7.
9. Bousman W. G. Rotocraft Airloads Measurements: Extraordinary Costs, Extraordinary Benefits. The 31st Alexander Nikolsky Honorary Lecture. *Journal of the American Helicopter Society*, 2014, Vol. 59, No 3, pp. 32–38.
10. Потапова Л. Б. Механика материалов при сложном напряженном состоянии. Как прогнозируют предельные напряжения? — Тамбов: ТГТУ, ЭБС АСВ, 2012. — 244 с.
11. Mao Y. F. Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System. Ph. D. Thesis. Xian Jiaotong University, Xian, 2016, 174 p.
12. Тимухин С. А., Копачев В. Ф. Осерадиальные вентиляторы. — Екатеринбург: УГГУ, 2011. — 252 с.
13. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
14. Таугер В. М., Мухачева Л. В., Волков Е. Б. Предотвращение резонансных колебаний рабочих лопаток осевых вентиляторов // Известия вузов. Горный журнал. — 2018. — № 4. — С. 119–123. **ПЛАБ**

REFERENCES

1. Alimov S. V., Prokopets A. O., Kubarov S. V. Modernization of fans in air coolers for gas during reconstruction of compressor plants of supply mains. *Gazovaya promyshlennost'*. 2009, no 4, pp. 54–56. [In Russ].
2. Kalinin A. F., Merkur'eva Yu. S., Khallyev N. Kh. Performance evaluation of new-generation air coolers for gas. *Territoriya «NEFTE-GAZ»*. 2018, no 9, pp. 74–80. [In Russ].
3. Tyutyunnikov N. P. Selecting size and location of holes of holder group for composite blade of main rotor. *Mekhanika kompozitsionnykh izdeliy i konstruksiy*. 2018. Vol. 24, no 3, pp. 349–361. [In Russ].

4. Tauger V. M., Kholodnikov Yu. V., Al'shits L. *Progressivnye tekhnologii proizvodstva kompozitnykh izdeliy. Universal'nost' i vysokaya proizvoditel'nost'* [Advanced technologies of composite production. Universality and high productivity], Saarbrücken (Germany), LAP, 2014, 110 p.

5. Karadzhi V. G., Moskovko Yu. G. Noise choice of fan. *Santekhnika. Otoplenie. Konditsionirovanie*. 2006, no 6, pp. 106–109. [In Russ].

6. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Multilevel Optimization of the Splitter Blade Profile in the Impeller of a Centrifugal Compressor. *Scientia Iranica*, 2017, No 24, pp. 707–714.

7. Wang P. *Multi-Objective Design of a Transonic Turbocharger Compressor with Reduced Noise and Increased Efficiency*. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.

8. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Numerical Optimization and Manufacturing of the Impeller of a Centrifugal Compressor by Variation of Splitter Blades. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seoul, 13–17 June 2016, pp. 1–7.

9. Bousman W. G. Rotocraft Airloads Measurements: Extraordinary Costs, Extraordinary Benefits. The 31st Alexander Nikolsky Honorary Lecture. *Journal of the American Helicopter Society*, 2014, Vol. 59, No 3, pp. 32–38.

10. Potapova L. B. *Mekhanika materialov pri slozhnom napryazhennom sostoyanii. Kak prognoziryuyut predel'nye napryazheniya?* [Mechanics of materials under multiaxial stress. How can limit stresses be predicted?], Tambov, TGTU, EBS ASV, 2012, 244 p.

11. Mao Y. F. *Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System*. Ph. D. Thesis. Xian Jiaotong University, Xian, 2016, 174 p.

12. Timukhin S. A., Kopachev V. F. *Oseradial'nye ventilyatory* [Axial–radial fans], Ekaterinburg, UGGU, 2011, 252 p.

13. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. *Raschet na prochnost' detaley mashin: spravochnik* [Strength calculation of machine parts: Handbook], Moscow, Mashinostroenie, 1993, 640 p.

14. Tauger V. M., Mukhacheva L. V., Volkov E. B. Prevention of resonance vibration of axial fan blades. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal*. 2018, no 4, pp. 119–123. [In Russ].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Тaugер Виталий Михайлович¹ — канд. техн. наук, зав. кафедрой,
e-mail: tauger53@mail.ru,

Матеров Артем Юрьевич — руководитель группы ООО НПК «ОйлГазМаш»,

Макаров Владимир Николаевич¹ — д-р техн. наук, профессор,

Макаров Николай Владимирович¹ — канд. техн. наук,
зав. кафедрой, e-mail: mnikolay84@mail.ru.

Угольников Александр Владимирович¹ — канд. техн. наук, зав. кафедрой,

¹ Уральский государственный горный университет.

Для контактов: Таугер В.М., e-mail: tauger53@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

V.M. Tauger¹, Cand. Sci. (Eng.), Head of Chair,
e-mail: tauger53@mail.ru,

A.Yu. Matherov, Head of the Group, NPK OilGazMash LLC,
Podolsk, Russia,

V.N. Makarov¹, Dr. Sci. (Eng.), Professor,

N.V. Makarov¹, Cand. Sci. (Eng.), Head of Chair,
e-mail: mnikolay84@mail.ru,

A.V. Ugol'nikov¹, Cand. Sci. (Eng.), Head of Chair,

¹ Ural State Mining University, 620144, Ekaterinburg, Russia.

Corresponding author: V.M. Tauger, e-mail: tauger53@mail.ru.

