© Е.Ю. Русский, А.М. Красюк, 2014

УДК 622.4

Е.Ю. Русский, А.М. Красюк

ВЛИЯНИЕ ВОЗМУЩЕНИЙ ОТ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА НДС ОСНОВНЫХ УЗЛОВ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Рассмотрена конструкция ротора осевого вентилятора, определены параметры возмущенного воздушного потока, найдены зависимости напряжений в элементах ротора от параметров возмущенного воздушного потока.

Ключевые слова: ротор осевого вентилятора, напряженно-деформированное состояние, возмущенный воздушный поток.

Эксплуатационная надежность является важнейшей характеристикой шахтных вентиляторов главного проветривания. Она в значительной степени зависит от запаса прочности и уровня вибраций основных узлов вентилятора. На узлы вентилятора действуют возмущения от воздушного потока, вызванные действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения потока при взаимодействии с ребрами корпуса, лопатками направляющего и спрямляющего аппаратов [1], а также от возмущений обусловленных внезапными выбросами или взрывами.

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор. Его надежность, в основном, определяет работоспособность вентилятора. Ротор, в свою очередь, состоит из коренного вала и рабочего колеса (РК), которое включает в себя корпус и рабочие лопатки [2]. Рассмотрим вентилятор главного проветривания серии ВО [2], рабочее колесо которого имеет 8 сдвоенных листовых лопаток сварной конструкции. Коренной вал вентилятора через муфту соединен с трансмиссионным валом, который, через муфту кинематически связан с валом электродвигателя. Структурная схема вентилятора показана на рис. 1.

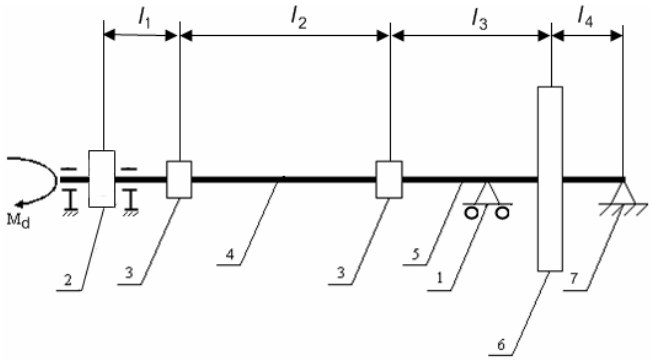

Рис. 1. Структурная схема вентиляторного агрегата: 1 – радиальный подшипник; 2 – приводной электродвигатель; 3 – зубчатые муфты; 4 – трансмиссионный вал; 5 – коренной вал ротора; 6 – рабочее колесо; 7 – радиально–упорный подшипник; Мк – крутящий момент электродвигателя

Влияние возмущенного воздушного потока на колебания сдвоенных листовых лопаток

Рассмотрим взаимодействие возмущенного воздушного потока со сдвоенной лопаткой осевого вентилятора.

На рис. 2 показана схема сдвоенной листовой лопатки осевого вентиля-

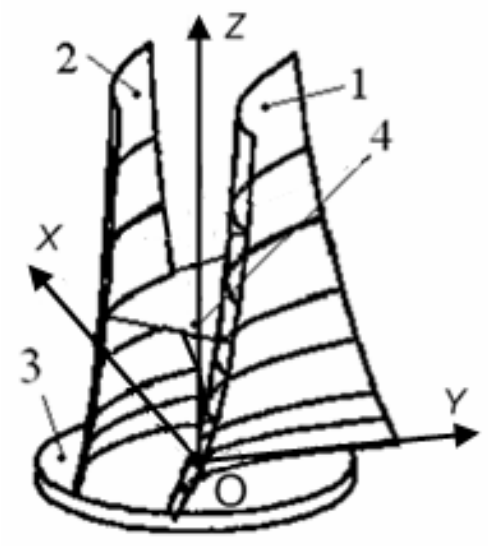

Рис. 2. Схема сдвоенной листовой лопатки: 1 – большая лопасть, 2 – малая лопасть, 3 – поворотное основание, 4 – перемычка

тора ВО-36К [2]. Данный вентилятор имеет следующие параметры: диаметр по концам лопаток D = 3.6 *м,* статическое давление P_{sv} = 2550 Па, мощность электродвигателя N = 2000 кВт.

Анализ проводился методом конечных элементов, с использованием программного пакета Ansys. Лопаточный узел разбит на объемные КЭ, представляющие собой тетраэдры с десятью узлами (рис. 3, *а*). На цилиндрической поверхности крепежной зоны запрещаются перемещения по осям *0X* и *0Y*, также на одной из поверхностей запрещаются перемещения по оси *0Z*. Аэродинамические нагрузки распределены по поверхности лопастей.

Расчетная модель лопатки представлена на рис. 3, *б*. Центробежные и аэродинамические силы на рисунке не показаны.

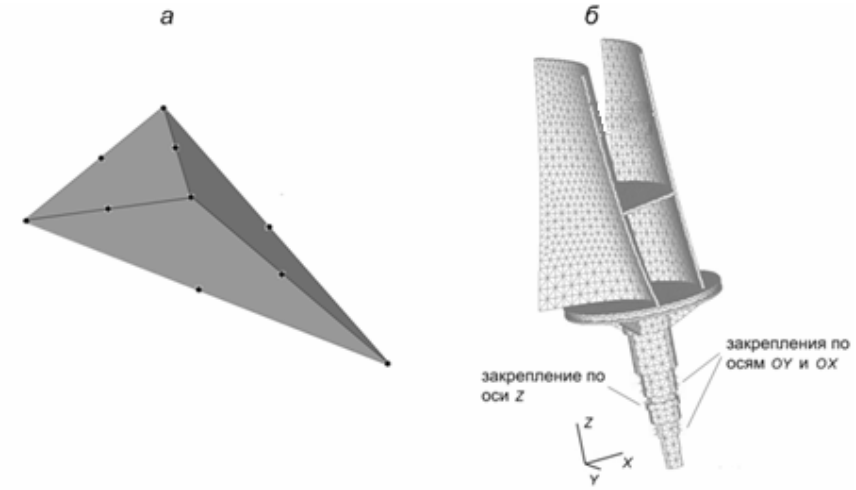

Рис. 3. Тетраидальный конечный элемент (*а*); расчетная схема лопаточного узла вентилятора ВО-36К (*б*)

Собственные частоты сдвоенной листовой лопатки вентилятора ВО-36К, рассчитанные в пакете Ansys, представлены на рис. 4.

Собственные частоты колебаний (рис. 4) составляют: по первой форме 66,5 Гц, по второй форме 101,5 Гц, по третьей форме 165,1 Гц. Основная возбуждающая частота — частота вращения ротора, равная 10 Гц. Наблюдается значительная отстройка собственных частот от основной возбуждающей частоты.

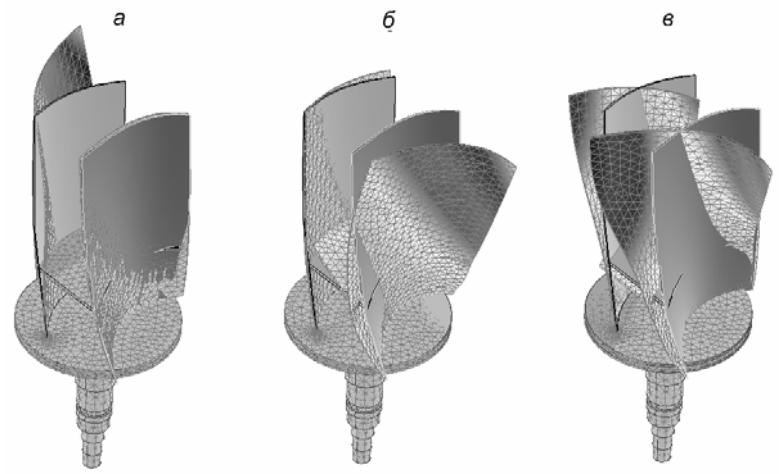

Рис. 4. Формы колебаний сдвоенной листовой лопатки РК: *а* – первая форма колебаний (частота 66,5 Гц); *б* – вторая форма колебаний (частота 101,5 Гц); *в* – третья форма колебаний (частота 165,1 Гц)

Лопатки, помимо статических нагрузок, испытывают действие циклически изменяющихся во времени возмущающих нагрузок, которые вызывают дополнительные динамические напряжения в лопастях [3]. При совпадении частоты возмущающей силы с одной из собственных частот лопатки наступает явление резонанса, характеризуемое значительным увеличением амплитуд колебаний. Резонансные явления наблюдаются также, когда собственная частота не равна, но кратна частоте возмущающей силы.

Резонансные колебания лопаток возникают в случаях, когда частоты их собственных колебаний становятся равными или кратными числу оборотов ротора, т.е. $f_д = kn_с$ [4]. Число кратности k определяется исходя из особенностей конструкции машины. Статическая либо динамическая неуравновешенность ротора вызывает колебания лопаток с частотой, равной секундному числу оборотов, т.е. при $k = 1$. Кроме того, для осевых вентиляторов опасные режимы могут возникать в результате появления колебаний лопаток под действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения воздушного потока при взаимодействии с ребрами, распложенными в проточной части корпуса, с направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны соответственно числу ребер и лопаток направляющего аппарата $N_Р$, а при реверсировании режима работы вентилятора и числу лопаток спрямляющего аппарата $N_{СА}$. Колебания также могут быть вызваны явлением срывного флаттера, заключающегося в возникновении самовозбуждающихся колебаний лопаток вследствие взаимодействия аэродинамических сил с упругими силами в лопатках. В случае, если энергия потока достаточна для поддержания этого процесса, то колебания будут незатухающими. Возникновению флаттера способствует срыв потока при обтекании лопатки с большими углами атаки. Обнаружено [1], что срыв потока может наблюдаться не на всех лопатках решетки, а только на их группе, и

что зона срыва может перемещаться по окружности. Такое явление получило название вращающегося срыва. Для такого вида колебаний частота зависит от числа зон отрыва во вращающемся потоке $N_{ВО}$ и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса. Значения резонансных частот для последних двух видов колебаний можно записать в следующем виде [5]:

$$\omega_n^{(Р)} = n N_Р \omega, \quad \omega_n^{(СА)} = n N_{СА} \omega, \quad \omega_n^{(ВО)} = n N_{ВО} (1-\alpha) \omega ,$$

где n = 1, 2, 3, … — номер гармоники возбуждающих сил; $0 < \alpha < 1$.

Для вентилятора ВО-36К при угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора ω = 62,82 с$^{-1}$ = 10 Гц (600 об/мин), числе неподвижных лопаток — ребер направляющего аппарата $N_Р$ = 12 и лопаток спрямляющего аппарата $N_{СА}$ = 15, зон отрыва во вращающемся потоке $N_{ВО}$ = 2 – 4, частоты возбуждающих сил, создаваемых ребрами направляющего аппарата, лопатками спрямляющего аппарата и вращающимся отрывом, записываются так [5]:

$$\omega_n^{(Р)} = 12 n\omega \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(СА)} = 15 n\omega \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(ВО)} = 4 n\omega \text{ с}^{-1}$$

Для определения влияния возмущающих частот на колебания лопатки, построим вибрационную диаграмму (рис. 5).

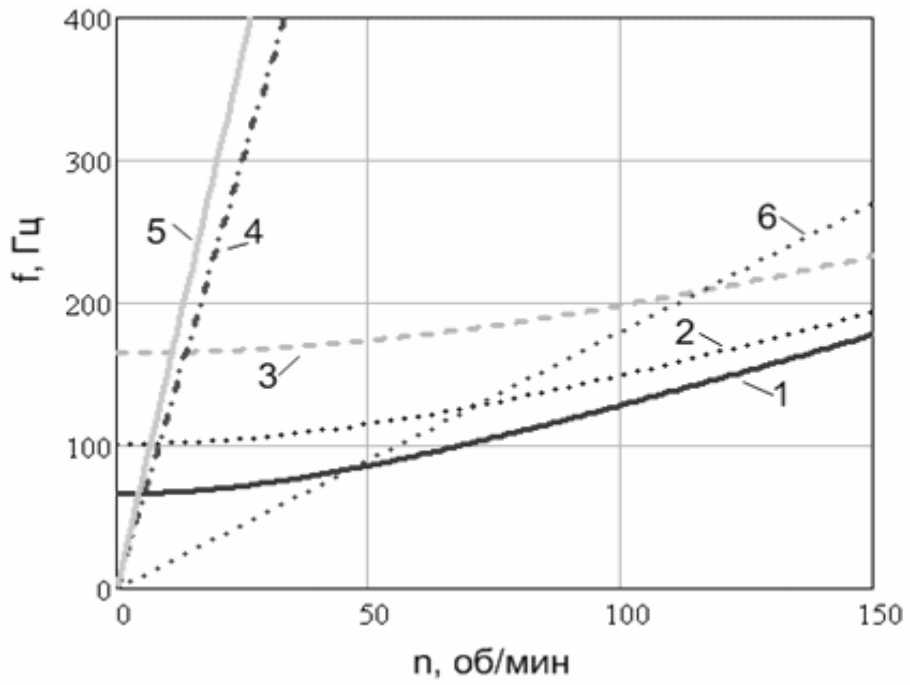

Рис. 5. Зависимость собственных частот колебаний сдвоенной листовой лопатки и возмущающих частот от числа оборотов двигателя: 1 – первая собственная частота; 2 – вторая собственная частота; 3 – третья собственная частота; 4 – возмущающая частота от лопаток направляющего аппарата; 5 – возмущающая частота от лопаток спрямляющего аппарата; 6 – возмущающая частота от отрыва во вращающемся потоке

Лучи, выходящие из начала координат (графики 4, 5, 6, рис. 5), представляют собой зависимости частот возмущающих сил от частоты вращения для первых гармоник. Абсциссы точек пересечения с кривыми собственных частот (графики 1, 2, 3, рис. 5) определяют границу зон резонансных частот вращения ротора. Необходимо заметить, что жесткость лопаток, а, следовательно, и их собственная частота увеличиваются с увеличением скорости вращения ротора. Это происходит за счет того, что нормальные составляющие сил инерции, действующие вдоль пера лопатки, повышают ее жесткость в поперечном направлении.

Из анализа графиков следует, что при пуске вентилятора, лопатки проходят через несколько зон резонансов. Из-за кратковременности нахождения в этих зонах, а также вследствие незначительной энергии возмущенного воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и возмущений от отрыва во вращающемся потоке, это не приведет к возникновению опасных напряжений и деформаций в конструкции лопаточного узла. При выбеге вентилятора, для уменьшения времени нахождения в резонансных областях, необходим тормоз для электродвигателя вентилятора.

Влияние возмущенного воздушного потока от внезапного выброса на крутильные колебания трансмиссионных валов

Расчет и анализ крутильных колебаний трансмиссионных валов вентиляторных агрегатов проводится для оценки максимальных напряжений и углов закручивания (амплитуд) сечений трансмиссионного вала в зависимости от угловой скорости ротора электродвигателя в периоды разгона и выбега вентилятора, а также в периоды действия на вентиляторный агрегат сильных аэродинамических возмущений по моменту вращения, например, при взрыве или внезапном выбросе метана в шахте.

Математическая модель вращения вентилятора описывается системой дифференциальных уравнений механической системы с 4-мя степенями свободы:

$$\begin{aligned}
&J_1\ddot{\varphi}_1 = M_d - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - \mu(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)\\
&J_2\ddot{\varphi}_2 = c_{12}(\varphi_1-\varphi_2)+\mu(\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)-c_{23}(\varphi_2-\varphi_3)-\mu(\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_3)\\
&J_3\ddot{\varphi}_3 = c_{23}(\varphi_2-\varphi_3)+\mu(\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_3)-c_{34}(\varphi_3-\varphi_4)-\mu(\dot{\varphi}_3-\dot{\varphi}_4)\\
&J_4\ddot{\varphi}_3 = c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + \mu(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - M_b \pm M_v
\end{aligned} \qquad (1)$$

где M_d — момент на валу электродвигателя, по формуле Клосса; M_b — момент на валу вентилятора (технологическая нагрузка), задается как функция угловой скорости и описан полиномом 3–й степени с учетом частотной характеристики потока воздуха в вентиляционной сети, при скоростях менее 7 рад/с M_b равен суммарному моменту трения в подшипниках; M_v — момент, возникающий вследствие возмущения давления воздуха в вентиляционной сети от взрыва или внезапного выброса; φ_i — угловая координата i-го сечения; $\dot{\varphi}_i$ — угловая скорость i-го сечения; $\ddot{\varphi}_i$ — угловое ускорение i-го сечения; $c_{i,i+1}$ — крутильная жесткость участка вала между i-м и (i+1)–м сечением с учетом жесткости стыков и деталей машин, передающих крутящий момент; μ — коэф-

фициент вязкого трения в материале вала (223,83 Нмс^2) [6]; J_1 — момент инерции ротора электродвигателя; J_4 — момент инерции ротора вентилятора; J_2, J_3 — моменты инерции соответствующих участков трансмиссии.

Выполним расчет и анализ крутильных колебаний системы установки с вентилятором ВО–36К и синхронным электродвигателем СДН2-17-44-8-У3 с номинальной мощностью $P_н$ = 2000 кВт и номинальной скоростью вращения $n_н$ = 600 об/мин. (62,8 рад/с). Ниже приведены некоторые исходные данные для рассмотренного примера: J_1 = 450 кгм^2; J_4 = 3626 кгм^2; $J_2 = J_3$ = 4,1 кгм^2; $c_{12} = 5{,}08 \cdot 10^4$ Нм/рад;

$c_{23} = 3{,}2 \cdot 10^6$ Нм/рад; $c_{34} = 2{,}8 \cdot 10^7$ Нм/рад.

Решение найдем для трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К с целью определения амплитуды колебаний, углов закручивания разных участков вала, времени разгона и выбега турбомашины, а также с учетом влияния аэродинамических возмущений сети на колебания механической системы.

Решение системы уравнений (1) сводится к решению задачи Коши при начальных условиях:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 = 0$$

и находится в виде системы уравнений:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_2 &= A_2 \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_3 &= A_3 \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_4 &= A_4 \sin(\omega t + \alpha), \end{aligned} \qquad (2)$$

где: $\varphi_1 \ldots \varphi_4$ — углы закручивания для различных сечений $s_1..s_4$ трансмиссионной системы (см. рис. 1); A_i — амплитуда колебаний i-го сечения; ω — круговая частота колебаний; α — начальная фаза колебаний.

Результаты решения системы уравнений приведены на рис. 6.

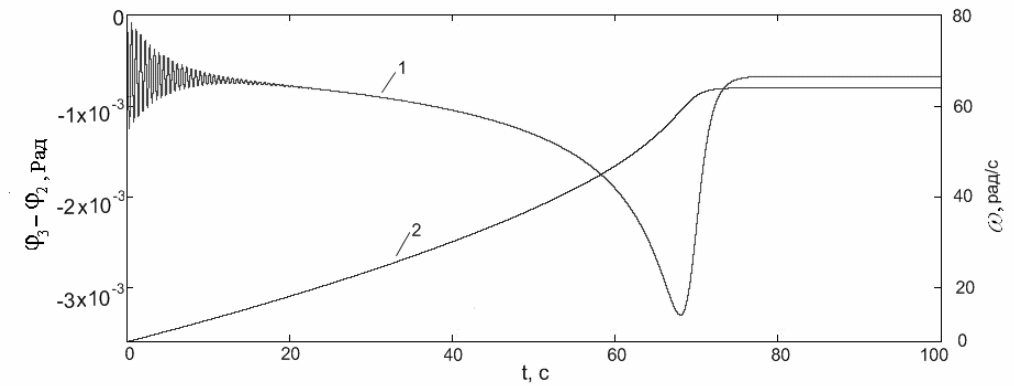

Рис. 6. Зависимость крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора (график 1) и частоты вращения ротора (график 2) от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

Определим превышение максимальных касательных напряжений (τ_{max}), возникающих в материале вала при пуске вентилятора ВО-36К, над напряжениями при номинальной частоте $(\tau_н)$. Напряжения найдем через угол закручивания вала:

$$\tau_{max} = \frac{M_{к\,max}}{W_к};\ M_{к\,max} = (\varphi_3 - \varphi_2)_{max} GJ_к;$$

$$\tau_н = \frac{M_{кн}}{W_к};\ M_{кн} = (\varphi_3 - \varphi_2)_н GJ_к,$$

где $M_{к\,max}$ — максимальный крутящий момент; $M_{кн}$ — крутящий момент при номинальных оборотах; $M_к$ — момент сопротивления сечения вала кручению; $J_к$ — момент инерции сечения вала при кручении; G — модуль упругости второго рода; $(\varphi_3 - \varphi_2)_{max}$ — угол закручивания вала при пуске; $(\varphi_3 - \varphi_2)_н$ — угол закручивания вала при номинальных оборотах двигателя. На рис. 7 представлен график зависимости максимальных касательных напряжений в мате риале трансмиссионного вала от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К.

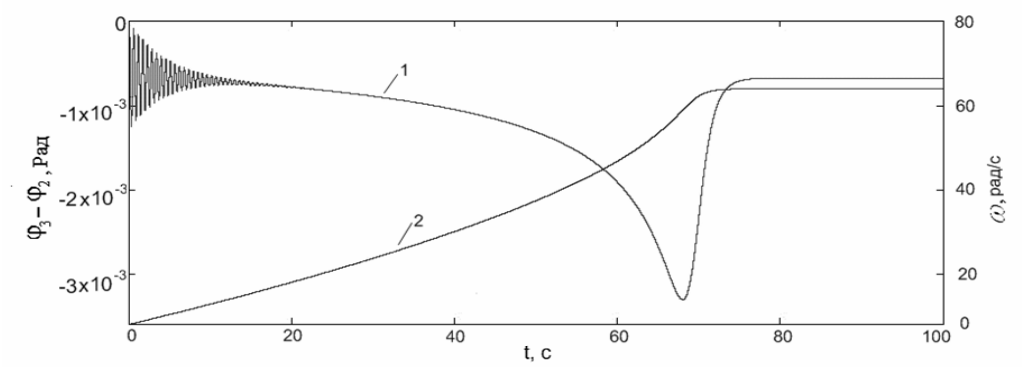

Рис. 7. Зависимость крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора (график 1) и частоты вращения ротора (график 2) от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

Подставляя выражение крутящего момента в соотношение для напряжений, получим:

$$\frac{\tau_{max}}{\tau_н} = \frac{(\varphi_3 - \varphi_2)_{max}}{(\varphi_3 - \varphi_2)_н} \approx 5,$$

где τ_{max} = 30 Мпа (допускаемое напряжение $[\tau] = 320$ Мпа). Углы закручивания $(\varphi_3 - \varphi_2)_{max}$ = 0.0033 рад и $(\varphi_3 - \varphi_2)_н$ = 0.00067 рад взяты по графику на рис. 7. На рис. 8 представлен график зависимости касательных напряжений при кручении трансмиссионного вала от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К.

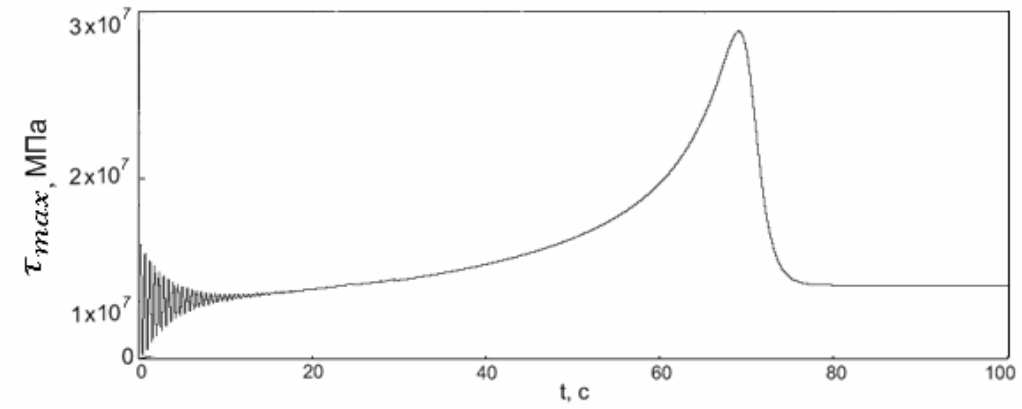

Рис. 8. Зависимость касательных напряжений при кручении трансмиссионного вала ротора от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

На рис. 9 представлены результаты исследований крутильных деформаций трансмиссионного вала при выбеге вентилятора.

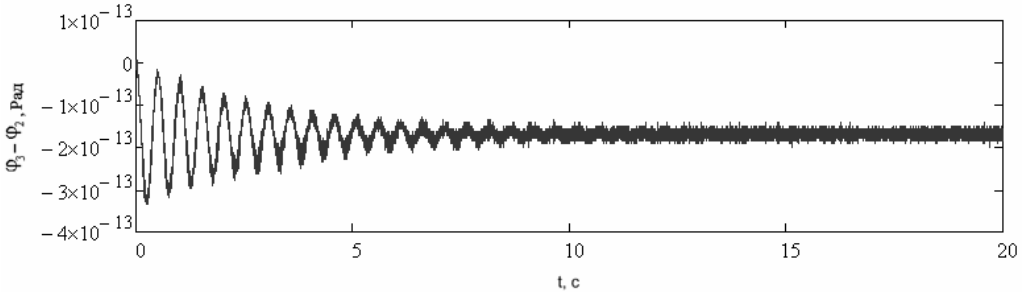

Рис. 9. Зависимость крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора от времени при выбеге ротора вентиляторного агрегата ВО-36К

При выбеге вентилятора момент сопротивления на рабочем колесе от воздушного потока много меньше момента от электродвигателя при пуске, поэтому амплитуды колебаний незначительны и составляют $-3{,}3 \cdot 10^{-13}$ рад. Следовательно, для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять. Тормоз можно использовать для технологических нужд, например, при ремонте вентилятора.

Исследования частотных свойств вентиляционных сетей [7] показали, что верхняя существенная частота квазистационарного процесса возмущенного потока равна 0.5 рад/с (см. рис. 10, *а*). Такой поток не приведет к резонансным явлениям из-за существенной разности частот собственных и вынужденных колебаний. В работе [7] приведены частотные характеристики возмущающих импульсов в шахтной вентиляционной сети вследствие взрыва метана и внезапного выброса (см. рис. 10, *б* и 10, *в*). Анализ графиков показывает, что возмущенный взрывом поток действует кратковременно (≈ 0.1 с) и с достаточно

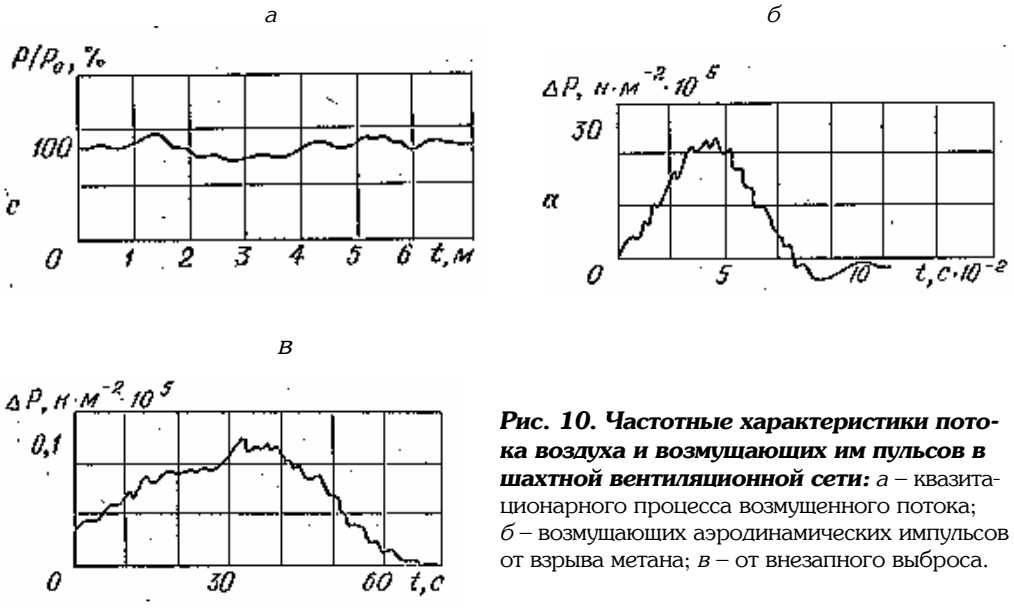

Рис. 10. Частотные характеристики потока воздуха и возмущающих им пульсов в шахтной вентиляционной сети: *а* – квазитационарного процесса возмущенного потока; *б* – возмущающих аэродинамических импульсов от взрыва метана; *в* – от внезапного выброса.

высокой частотой (628 – 6280 рад/с), далеко отстоящей от собственных частот системы. Поэтому взрыв не опасен с точки зрения роста амплитуды колебания вследствие резонанса.

Возмущенный импульс давления от внезапного выброса имеет скачок давления до 12 кПа с длительностью в несколько десятков секунд и скоростью распространения области сжатия в несколько десятков метров в секунду. При этом ударная воздушная волна, как правило, не возникает, а спектр частот импульса находится в пределах 0.63 – 31.4 рад/с. Это может представлять опасность, так как спектр частот импульса совпадает с частотами собственных крутильных колебаний механической системы.

Для детального определения изменения угловых амплитуд крутильных колебаний от возмущения воздушной струи, вследствие внезапного выброса, был проведен численный эксперимент, в котором частота возмущений совпадала с собственными частотами крутильных колебаний трансмиссионного вала.

Для вращающихся трансмиссионных валах круглой формы, постоянного поперечного сечения, критические частоты собственных крутильных колебаний, определяются по формуле [8]:

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n \cdot C}{L}, \quad C = \sqrt{\frac{G}{\rho}},$$

где n — номер формы колебаний (n = 1, 2, 3 ..); L — длина вала, м; ρ — плотность материала вала, кг/м^3; G — модуль сдвига.

Первые три собственные частоты трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К: $\nu_1 = 278.5$ Гц; $\nu_2 = 557$ Гц; $\nu_3 = 835$ Гц.

Расстояние до эпицентра выброса принималось таким, чтобы максимальный момент на валу вентилятора от возмущенного воздушного потока принимал значения не более 100% от номинального момента электродвигателя ($M_{d\ ном}$). Результаты расчетов, приведенные на рис. 11, показывают, что углы закручивания трансмиссионного вала при возмущениях вентиляционной сети могут в 10 раз превышать номинальные (для условий переменной нагрузки). При увеличении момента на валу вентилятора на 10%, амплитуды колебаний вала соизмеримы с разгонными (зависимости *б*, *в* на рис. 11).

Проведенные исследования показывают, что при нестационарных режимах механическая система имеет амплитуды крутильных колебаний, существенно превышающие значение номинальных углов закручивания (при установившемся движении). Эти обстоятельства могут привести к аварийным режимам ГВУ. Уменьшение амплитуд может быть достигнуто путем увеличения жесткости трансмиссионного вала, например, за счет увеличения диаметра вала или уменьшения момента инерции ротора. Однако это не только увеличит стоимость оборудования, но и усложнит монтаж более тяжелого вала.

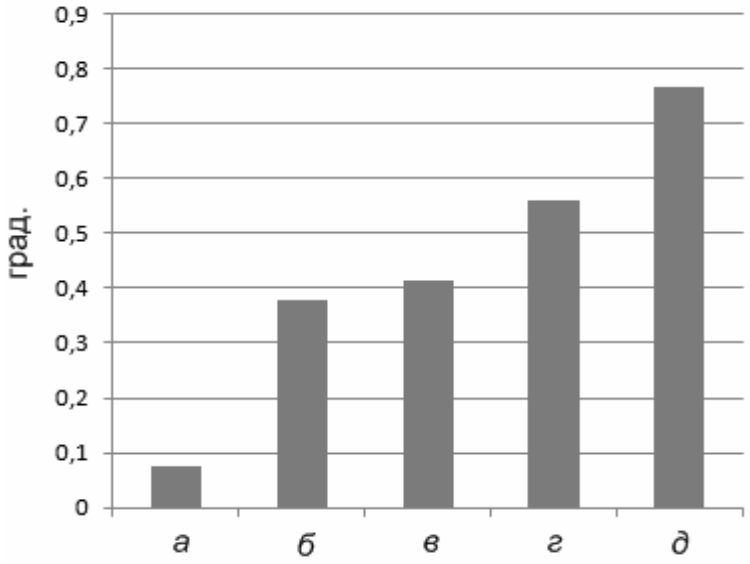

Рис. 11. Амплитуды крутильных колебаний трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К при внезапном выбросе: *а* – номинальные углы закручивания; *б* – при пуске вентилятора; *в* – при слабом внезапном выбросе ($M_в = 0.1\ M_{d\ ном}$); *г* – при среднем внезапном выбросе ($M_в = 0.5\ M_{d\ ном}$); *д* – при сильном внезапном выбросе ($M_в = M_{d\ ном}$)

Основываясь на результатах проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

• ресурс работы трансмиссионного вала и вала ротора определяется, в основном, количеством пусков вентилятора и количеством внезапных выбросов;

• для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять. Тормоз можно использовать для технологических нужд, например, при ремонте вентилятора;

• для снижения вероятности возникновения вращающегося срыва, желательно эксплуатировать вентилятор с углами установки лопаток рабочего колеса не превышающими номинальных значений.

Учитывая, что режим пуска достаточно кратковременный (менее 15 секунд), а вероятность внезапного выброса достаточно большой силы в непосредственной близости от установки не велика, следует ограничивать срок службы трансмиссионных валов количеством пусков вентиляторной установки с учетом вероятностей ожидаемых внезапных выбросов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Попов Н.А.* Разработка реверсивных осевых вентиляторов главного проветривания шахт // Диссертация на соискание уч. степени д.т.н. – Институт горного дела СО РАН – Новосибирск-2001.

2. *Клепаков И.В.* Разработка нового ряда шахтных осевых вентиляторов главного проветривания / И.В. Клепаков, В.А. Руденко // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова, 1986. – С. 110–121.

3. *Манушин Э.А.* Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок / Э.А. Манушин, И.Г. Суровцев // М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.

4. *Козюрин С.В.* Анализ частот и форм колебаний сдвоенных листовых лопаток рабочих колес осевых вентиляторов / С.В. Козюрин, Н.А. Попов // «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности». Тезисы докладов Международной научно-практической конференции. – Кемерово. – 2002. – С. 31–32.

5. *Попов Н.А.* Разработка реверсивных осевых вентиляторов главного проветривания шахт // Диссертация на соискание уч. степени д.т.н. – Новосибирск-2001. – 282 с.

6. *Пановко Я.Г.* Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. – М., 1960.

7. *Петухов М.М., Линьков А.М.* Теоретические предпосылки предупреждения внезапных выбросов и мер борьбы с их вредными последствиями. Выбросы угля, породы и газа. – Киев: Наук. Думка, 1976.

8. *Фесик С.П.* Справочник по сопротивлению материалов. М.: Машиностроение, 1982. – 360 с. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Красюк Александр Михайлович – доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник. E–mail krasuk@

Русский Евгений Юрьевич – кандидат технических наук, младший научный сотрудник.
E–mail geomining@

Институт горного дела СО РАН

UDC 622.4

PERTURBING EFFECT OF AIR FLOW ON STRESS–STRAIN STATE OF MAIN FAN ROTOR DETAILS

Krasyuk A.M., Dr Eng, Professor, Principal researcher,
Russky E.Yu., PhD Eng., Junior researcher,
N.A. Chinakal Institute of Mining.

The authors analyze axial fan rotor design, estimate perturbation air flow parameters and relate stresses in the rotor details and the perturbation air flow parameters.

The accomplished research shows that the nonsteady-state mechanical system has torsional oscillation amplitudes much higher than nominal angles of torsion when in the steady flow. This can result in malfunction of main mine fan. It is possible to diminish the torsional oscillation amplitudes by increasing the power shaft inflexibility due to enlarged diameter of the shaft or lowered inertia moment of the rotor. However, the equipment cost will rise and assembly of the heavier shaft will complicate in this case.

It follows from the graphical charts that on actuation of fan, the fan blades pass through a number of resonance zones. This causes neither hazardous stresses nor strains in the blade unit structure due to fugacity of the blade occurrence in these zones, as well as owing to low energy of perturbing air flow generated by guide vanes and directing vanes and rotational air flow separation. Upon the fan runout, it is required to equip the fan engine with brakes in order to cut the time of the blades occurrence in resonance zones.

Key words: axial fan rotor, stress–strain state, perturbing air flow.

REFERENCES

1. *Popov N.A.*, 2001. Design of reversible axial fans for main mine ventilation, Dr Eng Dissertation. Novosibirsk: IGD SO RAN.

2. *Klepakov I.V.*, 1986. New series of axial mine fans for main ventilation, in Theoretical and Practical Problems of Fixed Mine Fans, Klepakov I.V. and Rudenko V.A. Donetsk: VNIIGM. pp. 110–121.

3. *Manushin E.A. et al.*, 1990. Design and Strength Calculation of Turbo-Machines for Gas Turbine and Combined Plants. Moscow: Mashinostroenie. P. 400.

4. *Kozyurin S.V., Popov N.A.*, 2002. Analysis of frequencies and shapes of oscillations in twin sheet blades of axial fan impeller, Int. Sci. Conf. Proc. Energy Safety of Russia. New Approaches to Coal Mining Development. Kemerovo. pp. 31–32.

5. *Panovko Ya.G.*, 1960. Internal Friction in Oscillating Elastic Systems. Moscow.

6. *Petukhov M.M., LInkov A.A.* 1976. Theoretical Background for Outburst Prevention and Hazardous Aftereffect Combating. Coal, Rock and Gas Outbursts. Kiev: Naukova dumka.

7. *Fesik S.P.*, 1982. Reference Book on Strength of Materials. Moscow: Mashinostroenie. P. 360.