

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, желателен 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 достаточной 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. – 282 с.

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. Ковчин С. А., Сабинин Ю. А. Теория электропривода: Учебник для вузов. - СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербургское отд-ние, 2000. – 496 с.

4. Петухов И.М., Линьков А.И. Теоретические предпосылки внезапных выбросов и мер борьбы с их вредными последствиями. В кн. Выбросы угля, породы и газа. – Киев, Наукова думка, 1976. С. 3-19.

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

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ УЗЛОВ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СЕРИИ ВО

*Е.Ю. Русский, Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, Россия*

Рассмотрены нагрузки, действующие на корпус и сдвоенные листовые лопатки рабочего колеса, определено напряженно-деформированное состояние основных узлов роторов, построены зависимости напряжений рабочего колеса от частоты возмущающей силы

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор, надежность которого, в основном, определяет работоспособность вентилятора. Ротор, в свою очередь, состоит из коренного вала, рабочего колеса (РК), которое включает в себя корпус и сдвоенные листовые лопатки [1]. Каждое рабочее колесо вентилятора главного проветривания серии ВО имеет восемь сдвоенных листовых лопаток сварной конструкции.

Важнейшей характеристикой шахтных осевых вентиляторов главного проветривания (ВГП) является эксплуатационная надежность, которая в значительной степени определяется уровнем вибраций основных элементов вентилятора. Работа с повышенной вибрацией приводит к преждевременному усталостному износу и разрушению основных элементов конструкции РК, подшипников ротора, зубчатых муфт трансмиссионного вала и т.д.

Вибрационное состояние вентиляторов определяется характеристиками возмущающих сил, собственными динамическими характеристиками лопаток РК, вала ротора и трансмиссионного вала, а также динамической отстройкой основных узлов по собственным формам колебаний от резонанса с возбуждающими силами.

Рабочие колеса крупных шахтных осевых вентиляторов подвержены нестационарному воздействию со стороны воздушного потока, который вызывает дополнительные динамические напряжения в лопастях. Уровень этих напряжений в большой степени определяет ресурс и надежность вентиляторов, так как под действием циклических нагрузок возможен резонанс с возбуждающими силами и усталостные разрушения.

В научно-исследовательских и проектных организациях ЦАГИ, ВНИИГМ им. Федорова, Донгипроуглемаш, НИПИГормаш, ИГД СО РАН и др., выполнен значительный объем НИР и ОКР по совершенствованию вентиляторов, что позволило решить ряд задач в области аэродинамики, прочности и надежности. Тем не менее, проведено недостаточно исследований прочностных характеристик и частотных свойств, учитывающих особенности конструкций шахтных вентиляторов со сдвоенными листовыми поворотными на ходу лопатками, проектируемых на основе новых аэродинамических схем и рассчитанных на более тяжелые условия эксплуатации.

Для рабочих колес осевых вентиляторов серии ВО вопросы, связанные с усталостными разрушениями, весьма актуальны, т.к. для повышения производительности ВГП планируется увеличить окружные скорости по концам рабочих лопаток до 125 – 135 м/с. Одним из наиболее эффективных путей снижения усталостных разрушений является отстройка собственных частот узлов ротора от частот вынужденных колебаний.

### **Определение напряженно-деформированного состояния (НДС) и частот колебаний сдвоенных рабочих лопаток**

Конструктивно сдвоенная листовая лопатка представляет собой неразборную сварную конструкцию, содержащую две листовые лопасти, размещенные на поворотном основании, выполненные из стали 30ХГСА (предел текучести  $\sigma_T = 490$  МПа, предел прочности  $\sigma_B = 900$  МПа), соединенные между собой двумя бандажными перемычками. Для крепления в корпусе рабочего колеса лопатка имеет хвостовик, выполненный из легированной стали 30ХГСА. Число сдвоенных листовых лопаток РК равно восьми. Геометрия рабочих поверхностей лопастей рассчитана по аэродинамическим схемам АМ-19А или АМ-17А при относительном диаметре втулок 0.6. Для вентилятора ВО-36К угловая частота вращения РК – 62.8 с<sup>-1</sup>, окружная скорость по концам лопаток – 113 м/с, плотность материала лопатки  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>, внешний диаметр РК по концам лопаток – 3600 мм.

На лопатку действуют инерционные и аэродинамические нагрузки, соответствующие частоте вращения ротора 600 об/мин (62.8 с<sup>-1</sup>) и углу установки лопаток  $\theta = 40^\circ$  в сторону увеличения углов атаки. Расчет нагрузок, действующих на сдвоенную листовую лопатку, рассмотрен в [2]. Значения основных сил и моментов, действующих на сдвоенную листовую лопатку вентилятора ВО-36К, при производительности вентилятора  $Q = 290$  м<sup>3</sup>/с и статическом давлении  $P_{sv} = 2550$  Па, следующие: подъемная сила  $R_a = 572$  Н; момент от подъемной силы  $M_a = 381$  Н·м; сила сопротивления  $R_u = 527$  Н; момент от сопротивления вращению  $M_u = 351$  Н·м; нормальная сила инерции  $P_z = 6.1 \cdot 10^5$  Н.

Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки проводился методом конечных элементов. Лопаточный узел разбит на объемные конечные элементы, представляющие собой тетраэдры с десятью узлами (шесть степеней свободы в узле). В результате расчетов получены картины НДС элементов лопатки (рис. 1) и частоты колебаний по первой, второй и третьей собственным формам. Так как напряженное состояние сложное, то в качестве расчетных напряжений представлены эквивалентные напряжения по Мизесу [3].

Из рис. 1б видно, что максимальные напряжения возникают в месте соединения лопастей с поворотным основанием. Максимальные напряжения достигают 274 МПа. Коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{490}{274} = 1.78,$$

где  $\sigma_T = 490$  МПа – предел текучести материала лопатки

Допускаемый запас – 1.8. Таким образом, НДС лопатки находится практически в предельном состоянии.

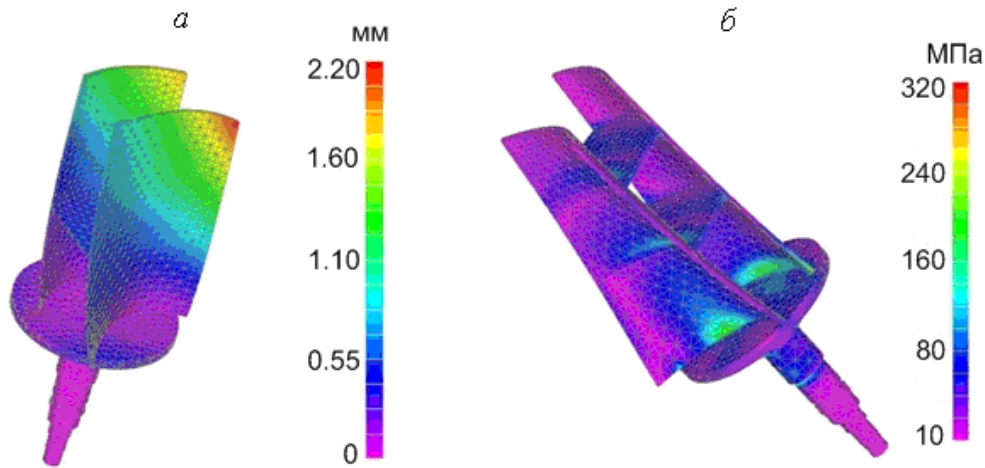


Рис. 1. Распределение перемещений (а) и напряжений (б) в лопаточном узле

Проведем анализ деформированного состояния лопатки. На рис. 1а представлена картина абсолютных перемещений узлов конечно-элементной модели лопатки. В нагруженном состоянии наиболее сильное отклонение от своего исходного положения имеют концевые части лопастей. Перемещение крайнего узла на передней кромке малой лопасти составляет 1.8 мм, на большой лопасти – 2.2 мм. С практической точки зрения, наибольший интерес представляют величины радиальных удлинений концов лопастей, т.к. от этого зависит величина зазора между лопатками и корпусом. При зазоре больше допустимого снижается КПД вентилятора, а при меньшем – возможно касание вращающихся лопаток с неподвижным корпусом. Расчет показывает, что радиальное удлинение конца большой лопасти составляет 0.35 мм, малой – 0.41 мм.

В соответствии с ГОСТ 11004-84 «Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия», среднеарифметический радиальный зазор между лопатками и корпусом осевых вентиляторов должен быть в пределах 0.001 – 0.003 номинального диаметра рабочего колеса. Таким образом, для рабочего колеса диаметром 3600 мм, удлинение составляет не более 11.5 % от допустимого зазора.

Частоты колебаний 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, равна 10 Гц. Наблюдается значительная отстройка собственных частот и основной возбуждающей частоты.

### Расчет динамических напряжений с учетом декремента затухания

Лопатки, помимо постоянных нагрузок, испытывают действие циклически изменяющихся во времени возмущающих нагрузок, которые вызывают дополнительные динамические напряжения в лопатках. При совпадении частоты возмущающей силы с одной из собственных частот лопатки наступает явление резонанса, характеризующееся значительным увеличением амплитуд колебаний. Резонансные явления наблюдаются также, когда собственная частота не равна, но кратна частоте возмущающей силы. Единственной причиной, ограничивающей амплитуды колебаний лопаток при резонансе и уровень динамических напряжений, является наличие в колеблющейся системе демпфирующих сил, преобразующих в тепловую энергию работу, совершаемую при перемещениях колеблющихся лопаток.

При работе вентилятора лопатка, получившая импульс от вынуждающей силы, начинает колебаться с собственной частотой  $f$ , причем эти колебания являются затухающими до получения

нового импульса. Затухание колебаний (демпфирующая способность) (рис. 2а) характеризуется логарифмическим декрементом колебаний, который представляет собой натуральный логарифм (1) отношения двух смежных амплитуд  $V$ , взятых через период колебаний  $T$ .

$$L = \ln\left(\frac{V(y, t)}{V(y, t + T)}\right), \quad (1)$$

где  $V(y, t)$  – амплитуда колебаний в момент времени  $t$ ;  $V(y, t + T)$  – амплитуда колебаний в момент времени  $t + T$ ;  $T$  – период колебаний.

Выражение (1) можно использовать для экспериментального определения декремента по виброграмме свободных затухающих колебаний. Замерив амплитуды колебаний в моменты времени, отличающиеся на период колебаний  $T$ , по формуле (1) можем найти декремент затухания колебаний  $L$ .

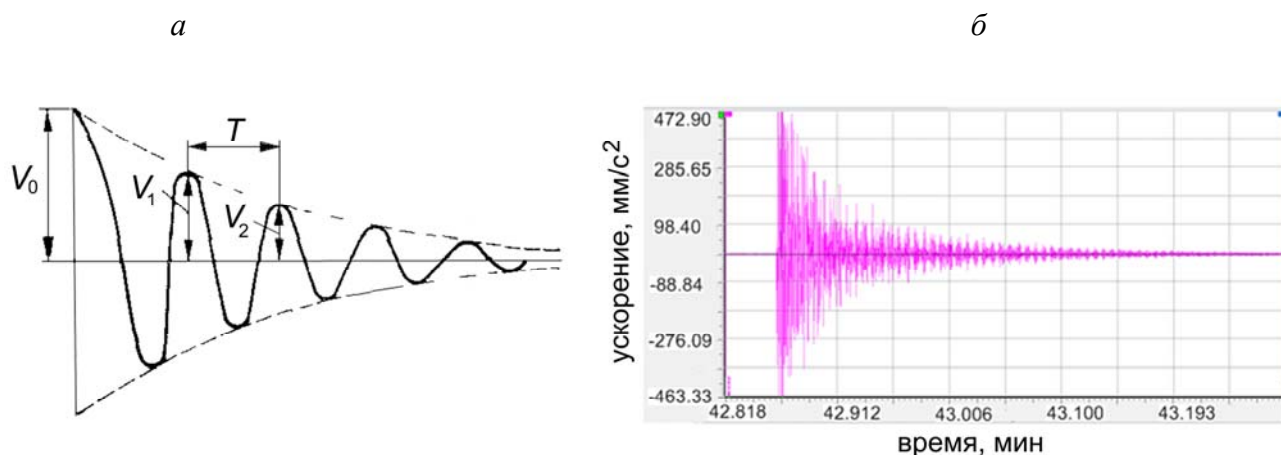


Рис. 2. Затухающие колебания лопатки (а) и их экспериментальные показания (б)

Для определения декремента затухания колебаний был проведен натурный эксперимент на станции метро “Маршала Покрышкина”, г. Новосибирск. В станционной вентиляционной камере установлены два вентилятора ВО-21К со сдвоенными листовыми лопатками РК. На лопатку вентилятора крепился датчик виброускорений. Колебания лопатки возбуждались ударом по лопасти и их показания записывались в память компьютера (рис. 2б). Было проведено шесть замеров. Рассчитанное среднее значение декремента затухания колебаний  $L_{cp} = 0.25$ .

Резонансные колебания лопаток возникают в случаях, когда частоты их собственных колебаний становятся равными или кратными числу оборотов ротора, т.е.  $f_{\delta} = kn$ . Число кратности  $k$  определяется исходя из особенностей конструкции машины. Неуравновешенность ротора может вызвать колебания лопаток с основной возмущающей частотой, равной частоте вращения ротора вентилятора, 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 потока при взаимодействии с ребрами, направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны соответственно числу ребер и лопаток направляющего аппарата  $N_P$ , а при реверсе и числу лопаток спрямляющего аппарата  $N_{CA}$ . Колебания также могут быть вызваны явлением срывного флаттера, заключающегося в возникновении самовозбуждающихся колебаний лопаток вследствие взаимодействия аэродинамических сил с упругими силами лопаток. 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, 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 вра-

щающегося срыва. Для данного вида колебаний частота зависит от числа зон отрыва во вращающемся потоке  $N_{BO}$  и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса. Значения резонансных частот для последних двух видов колебаний можно записать в следующем виде [2]:

$$\omega_n^{(P)} = n N_P \omega, \quad \omega_n^{(CA)} = n N_{CA} \omega, \quad \omega_n^{(BO)} = n N_{BO} (1-\alpha) \omega, \quad (2)$$

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

Для вентилятора ВО-36К, при угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора  $\omega = 62.8 \text{ с}^{-1}$  (600 об/мин), числе ребер направляющего аппарата  $N_P = 12$  и лопаток спрямляющего аппарата  $N_{CA} = 15$ , зон отрыва во вращающемся потоке  $N_{BO} = 2-4$ , частоты возбуждающих сил, создаваемых ребрами направляющего аппарата, лопатками спрямляющего аппарата и вращающимся отрывом, согласно (3), записываются так:

$$\omega_n^{(P)} = 12n\omega \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(CA)} = 15n\omega \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(BO)} = 4n\omega \text{ с}^{-1}, \text{ или}$$

$$\omega_n^{(P)} = 753,84n \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(CA)} = 942,3n \text{ с}^{-1}; \quad \omega_n^{(BO)} \leq 251,28n \text{ с}^{-1}.$$

Как показано в [3], уровень возбуждающих сил от лопаток направляющего и спрямляющего аппаратов незначителен, и совпадение частот возмущающих сил и собственных частот лопатки не приводит к резонансу, так как энергии возмущений недостаточно для поддержания колебаний. Вынужденные колебания лопаток РК возбуждаются набегающим неравномерным потоком воздуха. Уровень возбуждающих сил составляет не более 0.1 от величины аэродинамических сил [4].

Для анализа параметров колебаний лопаточного узла с учетом декремента затухания, при приближении частоты возмущающей силы к собственным частотам лопатки, выполнена серия расчетов. В процессе расчета к лопастям лопаточного узла, кроме аэродинамической нагрузки, прикладывалась дополнительная возмущающая нагрузка, описываемая выражением:

$$T(t) = 0.1 A \cos(\omega t + \alpha),$$

где  $T(t)$  – амплитуда возмущающей силы;  $A$  – амплитуда аэродинамической силы,  $A = 66 \text{ Н}$ ;  $\omega$  – частота возмущающей силы (варьируемый параметр);  $t$  – время.

Частота возмущающей нагрузки изменялась в диапазоне от 61.5 Гц до 183.2 Гц. Исследовалась зависимость напряжений от частоты возмущающей силы.

Как показано в [5], высшие формы колебаний значительно менее возбудимы, чем низшие. Поэтому рассмотрим первые три формы собственные колебаний.

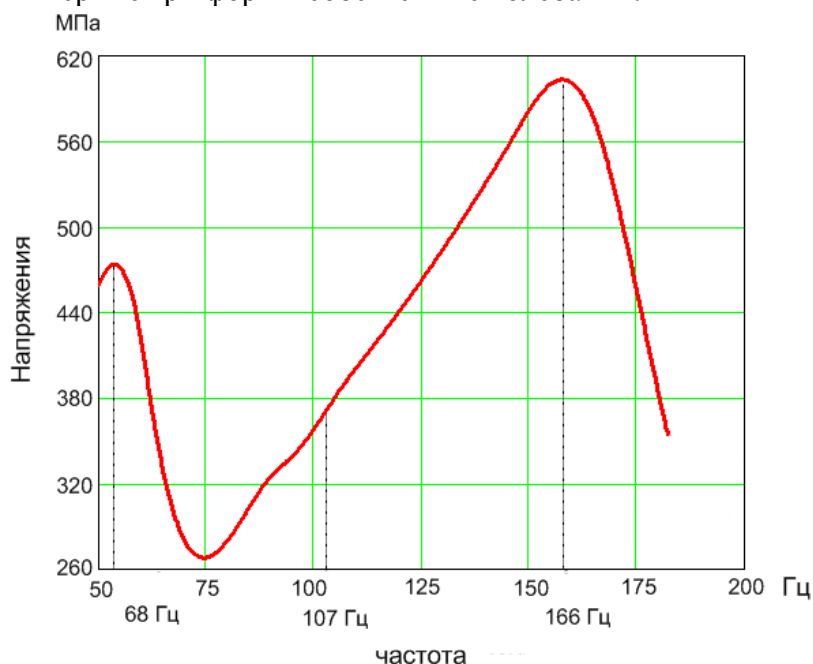


Рис. 3. Зависимость напряжений от частоты возмущающей силы; 68 Гц, 107 Гц, 166 Гц – частоты собственных колебаний (соответственно по 1-й, 2-й, 3-й формам)

Из рис. 3. видно, что при совпадении частоты возмущающей силы и первой собственной частоты лопатки напряжения составляют 462 МПа, что на 70 % больше допускаемых напряжений (270 МПа), но на 6 % меньше, чем предел текучести (490 МПа). При совпадении частоты возмущающей силы и второй собственной частоты напряжения составляют 306 МПа, что на 12.5 % больше допускаемых напряжений, и на 38 % меньше, чем предел текучести. При совпадении частоты возмущающей силы и третьей собственной частоты напряжения составляют 600 МПа, что в 2.2 раза больше допускаемых напряжений, и на 22 % больше, чем предел текучести.

Таким образом, когда частота воздействия возмущающей силы совпадает с соответствующей собственной частотой лопатки, возникает резонанс. Но учет декремента колебания показал, что напряжения не возрастают бесконечно, а имеют определенный предел.

Для колебаний по третьей форме, даже в случае, если частота вынуждающей силы приблизится к третьей собственной частоте, нарушения работоспособности не произойдет (предел прочности  $\sigma_b = 900$  МПа), если длительность действия возмущающей силы не приведет к усталостному разрушению конструкции.

### Определение НДС и частот колебаний роторов

Определим расчетную схему и нагрузки, действующие на корпус рабочего колеса. На корпус РК действуют два вида нагрузок: аэродинамические и центробежные (инерционные). Нагрузки от действия аэродинамических сил малы по сравнению с центробежными нагрузками, поэтому ими в расчетах можно пренебречь [2]. Силы инерции, действующие на корпус РК, состоят из силы от массы корпуса и силы от масс сдвоенных листовых лопаток, действующих на силовой пояс корпуса РК. Нагрузка от веса и сил инерции лопаток является основной, т.к. ее значение больше всех других, действующих на РК (рис. 4б).

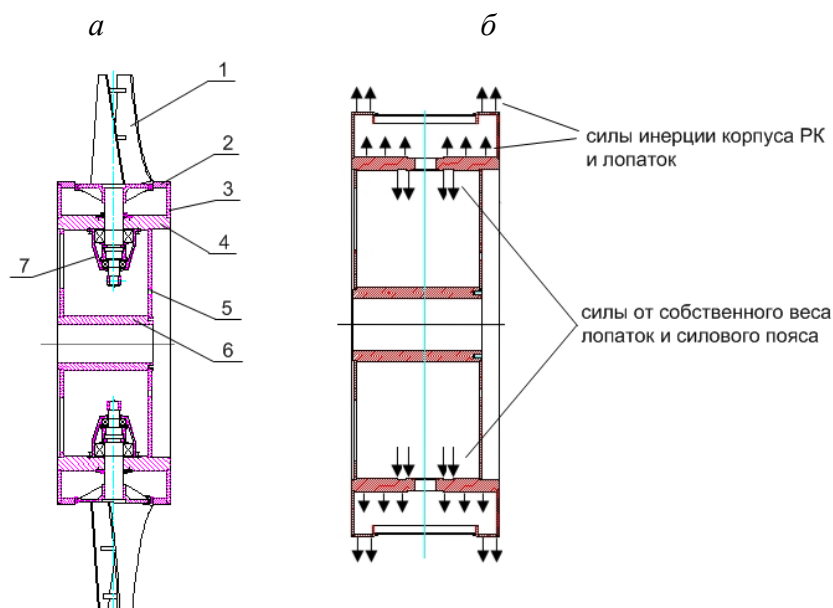


Рис. 4. Конструктивная схема рабочего колеса (а) и нагрузок, действующих на корпус РК вентилятора ВО-36К (б): 1 – лопаточный узел; 2 – обечайка; 3 – опорный диск; 4 – силовой пояс; 5 – несущий диск; 6 – ступица; 7 – стакан

Проведем исследования на примере шахтного вентилятора главного проветривания ВО-36К. Данный вентилятор имеет мощность главного привода 2000 кВт, скорость вращения ротора 600 об/мин, диаметр рабочего колеса 3600 мм; номинальный расход  $Q = 290$  м<sup>3</sup>/с, номинальное статическое давление  $P_{sv} = 2550$  Па.

Центробежные нагрузки определялись для частоты вращения ротора 600 об/мин и материала корпуса – стали 10ХСНД. Центробежная нагрузка от каждой лопатки в узле крепления составила 721000 Н.



Анализ напряженно-деформированного состояния корпуса РК проводился методом конечных элементов. РК разбито на объемные конечные элементы, представляющие собой тетраэдры с десятью узлами (шесть степеней свободы в узле).

В результате численного анализа получены диаграммы напряженного состояния элементов корпуса рабочего колеса (рис. 5).

Так как напряженное состояние элементов корпуса является сложным, то в качестве оценочной величины напряжений используется эквивалентное напряжение по Мизесу [6].

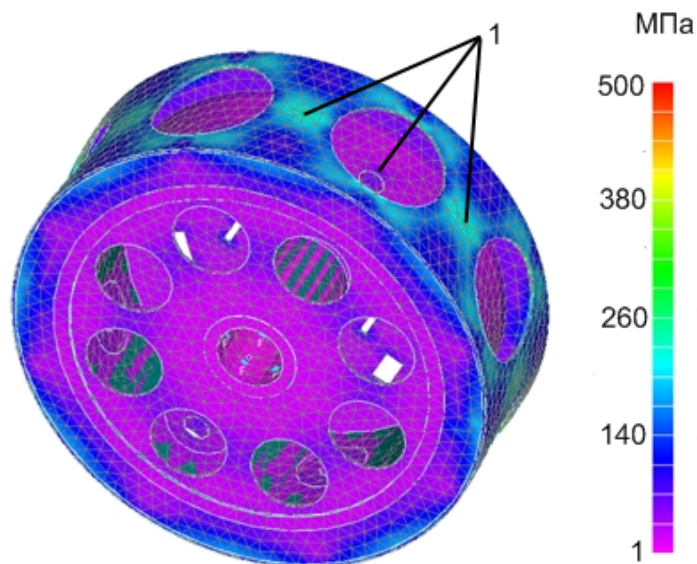


Рис. 5. Распределение напряжений в корпусе рабочего колеса: 1 – области максимальных напряжений

Для оценки прочности проверяется выполнение условия:

$$\sigma_3 < \sigma_T,$$

где  $\sigma_3$  – эквивалентные напряжения по Мизесу,  $\sigma_T$  – предел текучести материала.

Вычисляется запас прочности

$$n = \sigma_T / \sigma_{max},$$

где  $\sigma_{max}$  – максимальные напряжения в конструкции.

Максимальные напряжения в обечайке составляют 292 МПа, при этом коэффициент запаса:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{390}{292} = 1.33 < [n],$$

где  $\sigma_T = 390$  МПа – предел текучести материала обечайки;  $[n] = 1.5$  – допустимый запас прочности.

Таким образом, необходима корректировка конструкции узла с целью снижения напряжений. Для увеличения жесткости обечайки в конструкцию корпуса РК введены цилиндрические гильзы, которые представляют собой цилиндры (рис. 6а), привариваемые к обечайке в отверстия под поворотные основания лопаток.

Диаграммы распределения напряжений и перемещений для корпуса с гильзами приведены на рис. 6б. В среднем максимальные напряжения в обечайке рабочего колеса составляют 128 МПа, а на силовом поясе – 144 МПа. Таким образом, применение цилиндрических втулок позволяет уменьшить напряжения в 2.3 раза. При этом максимальные перемещения на обечайке толщиной 15 мм составляют 1.77 мм.

Запас прочности конструкции равен  $n = 390 / 144 = 2.7$ , что удовлетворяет условиям прочности ( $[n] = 1.5$ ) [4].

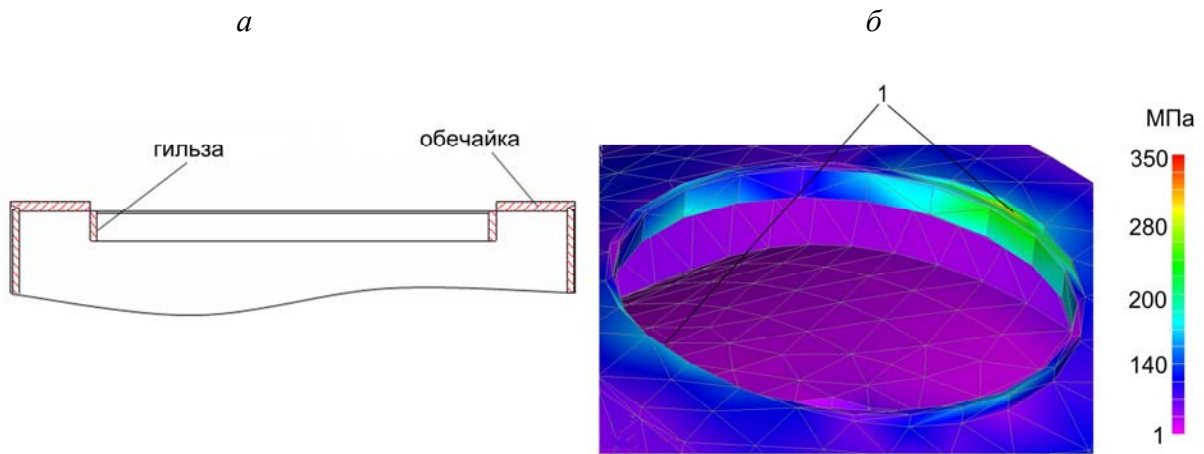


Рис. 6. Схема установки гильзы в корпусе рабочего колеса (а) и распределение напряжений в области гильзы в корпусе рабочего колеса (б): 1 – области концентрации напряжений в гильзе

### Влияние толщины обечайки на НДС корпуса рабочего колеса вентилятора ВО-36К

Обечайка корпуса ротора вентилятора предназначена для формирования проточной части вентилятора и улучшения условий обтекания лопаточных узлов. Она находится на значительном удалении от оси вращения, подвергаясь воздействию сил инерции и собственного веса. Поэтому для снижения материалоемкости желательно максимально снижать ее толщину без нарушения прочности конструкции. С целью обеспечения требуемой прочности и минимальной массы необходимо установить зависимость напряженного состояния обечайки от ее толщины.

Толщина обечайки варьировалась в диапазоне 3 – 30 мм.

ТАБЛИЦА. Варьирование толщины обечайки

№ п/п	Толщина, мм	Масса корпуса ротора без цилиндрических гильз, кг	Масса корпуса ротора с цилиндрическими гильзами, кг
1	3	3365	3366
2	6	3440	3483
3	9	3516	3558
4	12	3592	3634
5	15	3668	3711
6	20	3796	3841
7	30	4055	4105

С увеличением толщины обечайки с 3 до 30 мм (рис. 7) перемещения в ней снижаются с 7.7 до 1.8 мм.

В первоначальном проекте толщина обечайки составляла 15 мм, при этом напряжения в обечайке достигали 128 МПа, а перемещения – 3.33 мм. При толщине обечайки 3 мм уровень напряжений составляет 140 МПа и достигается минимум массы обечайки. При толщине обечайки 30 мм величина напряжений составляет 120 МПа, что всего на 16 % меньше, чем при толщине 3 мм. Однако уже при уровне напряжений 140 МПа коэффициент запаса  $n = 390/140 = 2.8$ , что в 1.86 раза превышает требуемый коэффициент запаса ( $[n] = 1.5$ ). Поэтому целесообразно использовать обечайку с возможно минимальной толщиной, допустимой по технологическим требованиям. Безопасный уровень напряжений для обечайки без гильз можно обеспечить только за счет увеличения толщины обечайки до 60 – 80 мм.



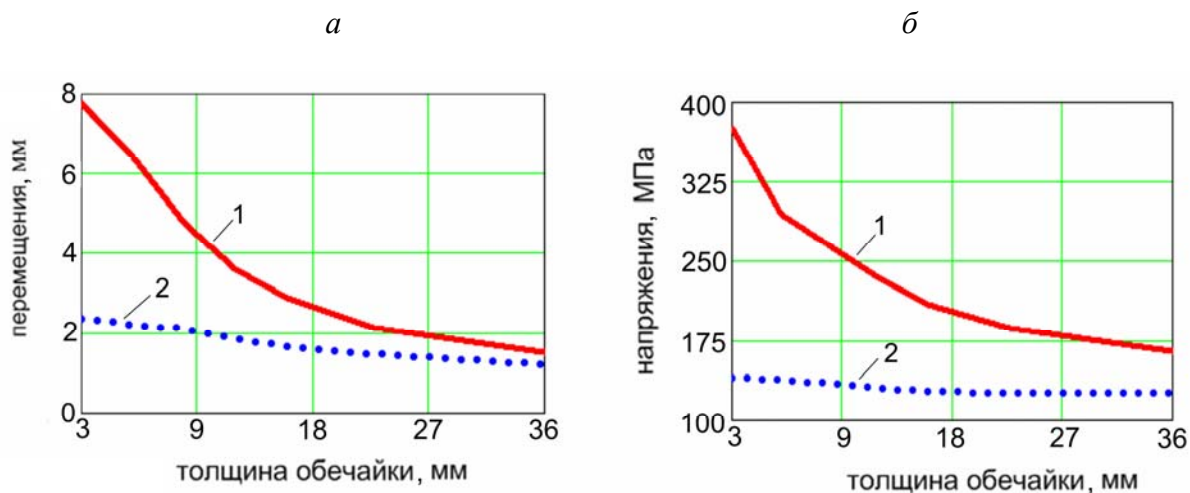


Рис. 7. Зависимости максимальных перемещений (а) и напряжений (б) от толщины обечайки: 1 – без гильзы в обечайке; 2 – с гильзой в обечайке

По графикам, представленным на рис. 7, конструктор может подобрать рациональную толщину обечайки с учетом требований технологии изготовления.

### Выводы

1. Установлено, что в двоянных листовых лопатках рабочего колеса вентилятора ВО-36К наибольшие напряжения возникают в области сопряжения лопастей с поворотным основанием и местах их соединения с перемычкой.

2. Экспериментально определено среднее значение декремента колебаний  $L_{cp} = 0.25$ , которое позволило провести определение НДС в области резонансных частот лопатки вентилятора ВО-36К. Показано, что напряжения находятся в безопасных пределах с точки зрения эксплуатации лопаточного узла.

3. Показано, что снижение напряжений в обечайке корпуса рабочего колеса вентилятора ВО-36К в 2.3 раза достигается установкой гильз в отверстия для поворотного основания рабочих лопаток.

### Список литературы

1. Бабак Г.А., Бочаров К.П., Волохов А.Т. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания. М.: Недра, 1982.
2. Красюк А.М., Русский Е.Ю. [Динамика и прочность двоянных листовых лопаток осевых вентиляторов](#) // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 7.
3. Петров Н.Н., Попов Н.А., Батяев Е.А., Новиков В.А. Теория проектирования реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса // ФТПРПИ. – 1999. – № 5.
4. Левин А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон / Л.: Машиностроение, 1981.
5. Петров Н.Н., Попов Н.А., Русский Е.Ю. Разработка научных основ и освоение производства нового ряда осевых вентиляторов // ФТПРПИ. – 2007. – № 5.
6. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – 2 - е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988.