

УДК 622.4

**К РАСЧЕТУ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛА РОТОРА
ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ**

А. М. Красюк, П. В. Косых

*Институт горного дела СО РАН, E-mail: am.krasuk@gmail.com
Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Приведена методика расчета критической частоты вращения ротора осевого вентилятора главного проветривания. Расчеты выполнены на примере вентилятора ВО-21. Обоснованы допущения, которые упрощают расчеты, при этом не вносят существенных погрешностей в результаты. Исследования выполнены с помощью метода конечных элементов в программе ANSYS. Определение значений критических частот проводилось по диаграммам Кэмпбелла, которые построены для вариантов расчета с учетом жесткости подшипниковых опор ротора и без их учета. Показано влияние жесткости подшипниковых опор ротора и гироскопического момента от рабочего колеса на частоту собственных изгибных колебаний главного вала при прямой и обратной прецессии. Полученные значения критических частот сравнивались с аналитическими расчетами по дискретным двухмассовым моделям. В предварительных инженерных расчетах можно применять дискретную двухмассовую модель ротора без учета податливости опор и влияния гироскопического момента, в расчетной модели следует заменять трансмиссионный вал сосредоточенной массой. При этом погрешность расчетов не превысит 7%.

Вентилятор, критическая частота, прецессия, гироскопический момент, податливость опор, эквивалентная нагрузка, диаграмма Кэмпбелла

В процессе проектирования роторов турбомашин всегда рассматривается вопрос о критических скоростях вращения. Как правило, осевые вентиляторы главного проветривания имеют жесткий ротор, т. е. рабочая частота вращения машины меньше критической. Перед проектировщиком стоит задача подобрать конструктивные параметры так, чтобы избежать работы вентилятора в области критических частот, а также минимизировать деформацию вала и углы поворота его в муфтах и опорах с целью увеличения ресурса работы. Важно оценить критическую скорость еще на стадии проектирования, что позволит заранее определить необходимые конструктивные параметры ротора. Поэтому разработка методики расчета критических частот вращения роторов вентиляторов главного проветривания (ВГП) актуальна.

Конструктивно осевые вентиляторы главного проветривания шахт и рудников выполняются с трансмиссионным валом, связывающим ротор вентилятора с приводным электродвигателем (рис. 1). Это позволяет вынести электродвигатель из вентиляционного потока и применять его без требований по взрывобезопасности. По аналогичной конструктивной схеме изготавливают некоторые ВГП для метрополитенов и транспортных тоннелей. В метрополитенах РФ эксплуатируются несколько сотен вентиляторов ВОМД-24, которые имеют клиноременную передачу от приводного двигателя к ротору. По действующим нормам [1] использование ре-

менных передач в вентиляторах метрополитенов недопустимо, поскольку они не соответствуют требованиям пожарной безопасности. Поэтому при модернизации вентиляторов ВОМД-24 часто применяют конструктивную схему с трансмиссионным валом (см. рис. 1) [2, 3].

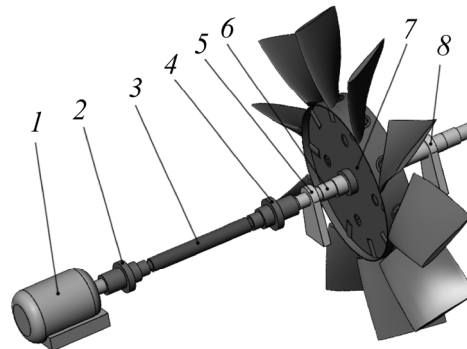


Рис. 1. Схема ротора вентилятора главного проветривания: 1 — электродвигатель; 2, 4 — муфта; 3 — трансмиссионный вал; 5 — опора передняя; 6 — главный вал; 7 — рабочее колесо; 8 — опора задняя

В настоящей статье приведено обоснование методики определения критических частот вращения ротора на примере вентилятора главного проветривания ВО-21 для тоннельной вентиляции метрополитенов.

Исходные данные. Вентилятор ВО-21 изготавливается ОАО НЭМЗ «ТАЙРА», г. Новосибирск. Диапазон производительности в области экономичной работы (КПД не менее 0.75) составляет $45 - 68 \text{ м}^3/\text{с}$, а статических давлений — $220 - 700 \text{ Па}$. Мощность приводного электродвигателя 70 кВт. Регулирование режима работы осуществляется изменением частоты вращения ротора от 100 до 590 об/мин. Схема ротора вентилятора ВО-21, закрепленного в подшипниковых опорах, представлена на рис. 1. Момент инерции рабочего колеса относительно оси вращения равен $145.6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, момент инерции в поперечном направлении — $74.4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, масса 384 кг. Вал изготовлен из стали 40Х с модулем упругости $2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициентом Пуассона 0.3 и плотностью $7800 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Муфты, используемые в конструкции, выполнены в соответствии с ГОСТ Р 50895-96, являются зубчатыми и обеспечивают компенсацию несоосности осей валов (рис. 2). Согласно ГОСТу, перекося оси каждой втулки относительно оси обоймы не должен превышать 1.5° . При меньших углах перекося изгибающий момент от главного вала на трансмиссионный вал не передается, поэтому расчеты выполнены только для главного вала.

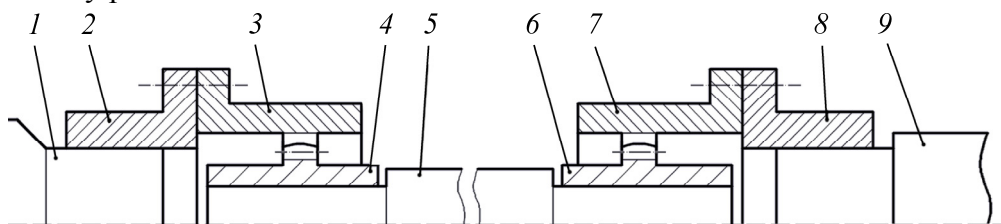


Рис. 2. Схема соединения трансмиссионного вала с валом электродвигателя и главным валом вентилятора ВО-21: 1 — вал двигателя; 2, 8 — полумуфта; 3, 7 — обойма; 4, 6 — втулка; 5 — трансмиссионный вал; 9 — главный вал

Масса трансмиссионного вала значительно меньше массы главного, а его жесткость на изгиб того же порядка, что и у главного вала. Следовательно, его собственная частота выше, чем у главного. Поскольку ротор является жестким, рассчитывать трансмиссионный вал на критическую скорость не следует — она будет выше таковой для главного вала.

При расчете критической частоты следует учитывать податливость опор, так как она может значительно влиять на ее величину. Определим жесткость подшипниковых опор по методике, приведенной в [4]. Для этого вычислим радиальную нагрузку на опоры R_1 и R_2 . Расчетная схема главного вала ротора приведена на рис. 3 (размеры даны в миллиметрах).

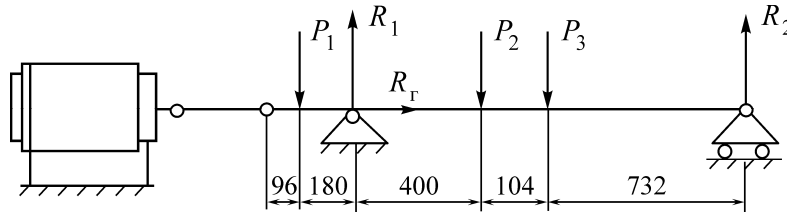


Рис. 3. Расчетная схема главного вала ротора

Сила $P_1 = 515$ Н и соответствует половине веса трансмиссионного вала с муфтами, это обусловлено симметрией его конструкции. Изгибающий момент на основной вал муфта не передает. Сила P_2 равна весу рабочего колеса и составляет 3850 Н. Сила $P_3 = 1000$ Н — вес главного вала.

Горизонтальная составляющая реакции R_r вызывается действием в продольном направлении аэродинамической нагрузки. В сравнении с весом ротора она мала, поэтому ею можно пренебречь. Согласно расчетам, радиальная нагрузка в передней опоре равна 3786 Н, в задней — 1578 Н.

В передней опоре установлен роликовый сферический радиальный подшипник 3518, в задней опоре — шариковый сферический двухрядный радиальный 1218. Радиальная жесткость подшипника определяется как отношение радиальной нагрузки на подшипник к радиальной податливости $c = F_r / \delta_r$.

Радиальная податливость δ_r находится как сумма двух величин — радиальной податливости δ'_r в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения и радиальной податливости δ''_r в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса:

$$\delta_r = \delta'_r + \delta''_r,$$

δ'_r определим как

$$\delta'_r = \beta \delta_{r0},$$

где β — коэффициент, учитывающий величину натяга или зазора в подшипнике. Примем, что подшипник установлен без натяга, тогда $\beta = 1$; δ_{r0} — радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения при нулевом зазоре. Для роликового радиального двухрядного сферического подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{1.2 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \frac{\sqrt[4]{Q^3}}{\sqrt{l}}.$$

Для шарикового сферического двухрядного подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{3.2 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \frac{\sqrt[3]{Q^2}}{\sqrt{D_T}}.$$

Здесь α — угол контакта; l — длина тел качения; D_T — диаметр тел качения; Q — радиальная нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения:

$$Q = \frac{5F_r}{iz \cos \alpha},$$

где i — число рядов тел качения; z — число тел качения в одном ряду.

У роликового сферического подшипника 3518 $\alpha = 10^\circ$, $z = 18$, $i = 2$, $l = 17$ мм, у шарикового 1218 $\alpha = 6^\circ$, $z = 19$, $i = 2$, $D_T = 15.86$ м [5].

Для роликового сферического подшипника 3518 расчетная радиальная нагрузка Q , воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения, равна 533.9 Н. Радиальная деформация в контакте наиболее нагруженного тела качения при нулевом зазоре $\delta_{r0} = 0.0064$ мм. Для шарикового сферического подшипника 1218 расчетная радиальная нагрузка $Q = 208.8$ Н, радиальная деформация $\delta_{r0} = 0.0061$ мм.

Радиальную деформацию в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса δ_r'' найдем как

$$\delta_r'' = \frac{4Pk}{\pi dB} \left(1 + \frac{d}{D} \right),$$

где P — эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник; D — наружный диаметр подшипника; d — внутренний диаметр подшипника; B — ширина подшипника; k — коэффициент, зависящий от требований к точности изготовления, конусности шейки и т. д. В нашем случае $k = 0.025$ мм³/кгс.

Эквивалентная динамическая нагрузка рассчитывается по формуле

$$P = (VXF_r + YF_a)K_\sigma K_T,$$

здесь V — коэффициент вращения относительно вектора нагрузки кольца подшипника (в случае вращения внутреннего кольца равен 1); X , Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника (для подшипника 3518 $X = 1$, $Y = 2.5$, для подшипника 1218 — $X = 1$, $Y = 4.2$); K_σ — динамический коэффициент (примем равным 1.2); K_T — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы подшипника на его долговечность (примем равным 1).

Для роликового подшипника 3518 $P = 6930$ Н, для шарикового 1218 — 5910 Н. Радиальная деформация в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями для роликового сферического подшипника 3518 равна 0.0096 мм, для шарикового 1218 — 0.0082 мм. Жесткость роликовой опоры $c_1 = 23662$ кг/мм ($2.3 \cdot 10^8$ Н/м), шариковой — $c_2 = 10979$ кг/мм ($1.1 \cdot 10^8$ Н/м). Эти значения удовлетворительно согласуются с приведенными в [6].

Постановка задачи исследования. Существуют различные методики составления расчетных схем для определения критических частот вращения роторов [7]. Они отличаются способами приведения распределенных масс к сосредоточенным. Каждая из них обладает своими преимуществами и недостатками, обусловленными как сложностью расчета, так и точностью результатов. В настоящей работе приведение распределенной массы трансмиссионного вала к сосредоточенной проводилось по методу Рэлея.

Рассмотрим схемы, наиболее широко применяемые при расчетах роторов турбомашин:

- с абсолютно жесткими опорами A , B главного вала (рис. 4а);
- с податливыми опорами A , B главного вала (рис. 4б);
- с трансмиссионным валом, абсолютно жесткими опорами A , B главного вала и абсолютно жесткой опорой C трансмиссионного вала (рис. 4в);
- с трансмиссионным валом, податливыми опорами A , B главного вала и абсолютно жесткой опорой C трансмиссионного вала (рис. 4г).

В этих схемах масса m_1 включает массу муфты и 1/3 массы трансмиссионного вала, а масса m_2 состоит из массы рабочего колеса и 1/3 массы главного вала.

В качестве эталона примем результаты расчетов, полученные методом конечных элементов с использованием пакета ANSYS на модели с балочными конечными элементами.

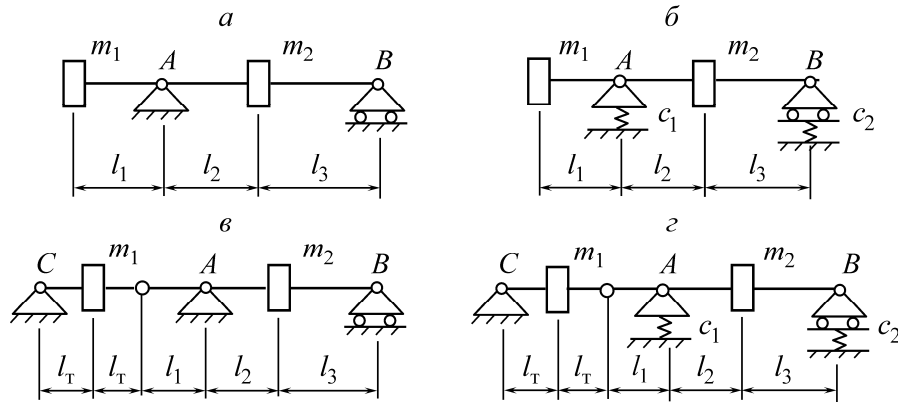


Рис. 4. Расчетные схемы ротора вентилятора; c_1, c_2 — жесткости подшипниковых опор ротора; l_i — длины соответствующих участков главного вала; l_T — половина длины трансмиссионного вала

При вращении ротора из-за прогиба основного вала возникает гироскопический момент (рис. 5), который усложняет аналитический расчет критической частоты вращения ротора. Сравним результаты по четырем вариантам расчетных схем с результатами, полученными методом конечных элементов как с учетом гироскопического момента, так и без него. Это позволит выявить влияние гироскопического момента на значение критической скорости и обосновать необходимость его учета.

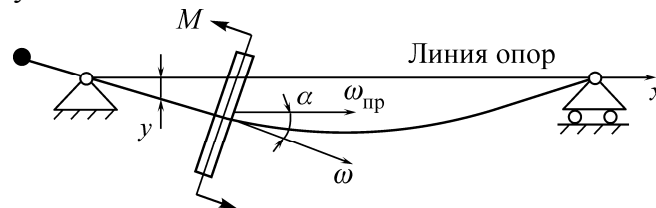


Рис. 5. Схема действия гироскопического момента на вал ротора

Из-за наклона вращающегося рабочего колеса при изгибе вала возникают силы, обусловленные кориолисовым ускорением. Представим движение ротора как сложное, состоящее из собственного вращения и прецессии относительно оси опор. Гироскопические силы зависят от скорости собственного вращения ротора ω , скорости прецессии $\omega_{пр}$ и угла между их направлениями α (рис. 5). Этот угол представляет угол наклона колеса относительно линии опор. При исследованиях роторов на критические частоты рассматриваются два варианта прецессии — прямая и обратная. Прямая прецессия характеризуется тем, что направление собственного вращения ротора совпадает с направлением вращения изогнутой оси ротора относительно линии опор (линии статического прогиба вала ротора). В этом случае гироскопический момент M ротора стремится уменьшить угол α и, следовательно, прогибы вала, тем самым увеличивая частоту собственных колебаний. Именно такой характер прецессии чаще всего встречается в жестких роторах.

Обратная прецессия наблюдается главным образом в мягких роторах при анизотропной жесткости опор, когда жесткость опор вдоль взаимно перпендикулярных осей разная [8]. Она возникает при вращении ротора со скоростью, превышающей частоту собственных колебаний вала в опорах в одном из направлений, но не превышает частоту собственных колебаний вала в опорах в перпендикулярном направлении. Обратная прецессия также может быть вызвана силой, вращающейся противоположно ротору. Гироскопический момент в этом случае стремится увеличить прогиб вала и уменьшает частоту собственных колебаний. Несмотря на то что такие случаи происходят редко и условия возникновения обратной прецессии весьма специфичны, при конструировании мягких роторов следует учитывать ее возможное влияние на критическую скорость.

В инженерной практике для исследования динамики роторов пользуются диаграммой Кэмпбелла [9]. Она показывает зависимость частоты собственных изгибных колебаний ротора от скорости вращения. Для первой формы колебаний построим такие зависимости, одна из которых соответствует прямой, а другая — обратной прецессиям ротора. Также покажем зависимость частоты возбуждающей силы от скорости вращения. Пересечение этой линии с линиями собственных частот показывает значение критических скоростей.

Определение критических частот вала ротора. Для определения собственных частот поперечных изгибных колебаний вала ротора решается система дифференциальных уравнений вида $\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0$ [10], где y — поперечные перемещения вала ротора; x — продольная координата; t — время. Для ее решения использовался метод конечных элементов. В программе ANSYS построена балочная модель ротора вентилятора ВО-21 с использованием встроенных средств создания геометрии. Модель разбивалась двухузловыми балочными элементами с четырьмя степенями свободы. Для учета массы и моментов инерции рабочего колеса добавлен массовый конечный элемент в соответствующий узел. Кроме того, добавлена сосредоточенная масса в месте сочленения валов, равная 1/3 массы промежуточного вала. При расчетах использовалось допущение о том, что рабочее колесо — абсолютно жесткий тонкий диск (так называемый ротор Джеффкотта [9]). В некоторых случаях жесткость рабочего колеса может значительно повлиять на критическую частоту.

На первом этапе исследование собственных частот колебаний проводилось без учета гироскопического момента. Получена низшая частота свободных боковых колебаний вала 48.3 Гц, соответствующая критической скорости вращения 2898 об/мин. Форма этих колебаний показана на рис. 6а.

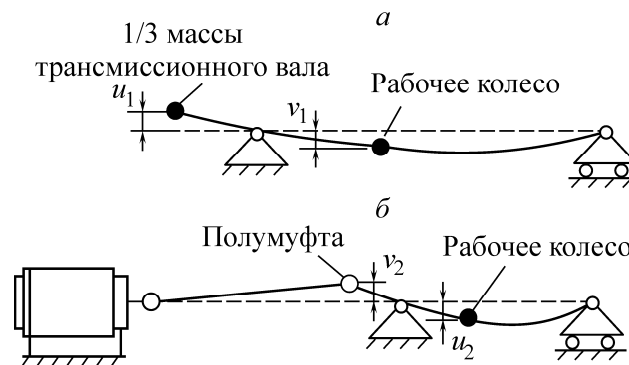


Рис. 6. Первая форма колебаний ротора: а — только главного вала; б — с учетом трансмиссионного вала; u_1, v_1, u_2, v_2 — относительные амплитуды перемещения полумуфты и рабочего колеса соответственно

На балочной конечно-элементной модели исследована правомерность допущения замены трансмиссионного вала сосредоточенной массой. Для этого в модель вместо массы добавлен трансмиссионный вал, соединенный с главным валом шарниром. Этот шарнир имитирует муфту, которой главный вал сопрягается с трансмиссионным. Полумуфта, примыкающая к двигателю, заменяется шарнирным закреплением. В результате расчета получили частоту, соответствующую первой форме колебаний вала (рис. 6б), т. е. 48.3 Гц. Это значение совпадает с результатом расчета, в котором промежуточный вал заменялся сосредоточенной массой. Также совпали формы колебаний $u_1 / v_1 = u_2 / v_2$, что подтверждает правомерность допущения.

Далее проводился комплекс численных расчетов с учетом гироскопического момента при разных скоростях вращения ротора. По результатам построены диаграммы Кэмпбелла. На рис. 7а приведена диаграмма, соответствующая модели с абсолютно жесткими опорами ротора.

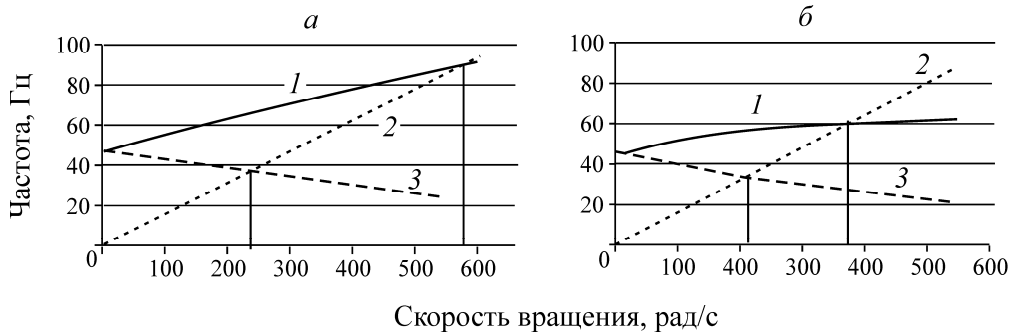


Рис. 7. Диаграмма Кэмпбелла: *а* — для жестких опор ротора; *б* — по балочной модели с учетом податливости опор: 1 — прямая прецессия; 2 — частота возбуждающей силы; 3 — обратная прецессия

Критические скорости вращения ротора, определенные по диаграмме, составляют 231.7 рад/с (2213 об/мин) для обратной прецессии, 585 рад/с (5589 об/мин) — для прямой. Частота собственных колебаний при остановленном роторе — 46 Гц. Она отличается от результата расчета без гироскопического момента менее чем на 5%.

На следующем этапе в конечно-элементную модель с помощью элементов опор COMBIN214 введены жесткости опор и построена диаграмма Кэмпбелла (рис. 7б). Согласно диаграмме, критические скорости равны 210 рад/с (2006 об/мин) для обратной прецессии и 391 рад/с (3735 об/мин) — для прямой. Податливость опор уменьшила критические скорости на 8% для обратной и на 33% для прямой прецессий. Это объясняется тем, что вследствие перемещений в опорах сам вал изгибается меньше (рис. 8), тем самым угол поворота рабочего колеса α_1 меньше угла α_2 , что делает гироскопический момент M_1 меньшим, чем M_2 [11].

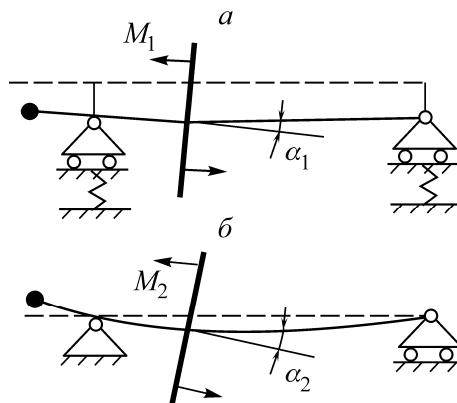


Рис. 8. Первая форма собственных колебаний ротора: *а* — с упругими опорами; *б* — с жесткими опорами

Таким образом, учет гироскопического момента повышает значение критической частоты вращения, а учет податливости опор — снижает. Подводя итог исследованиям, рассмотрим табл. 1, в которой для прямой прецессии приведены относительные разности критических частот $\delta_\omega = (\omega'_{кр} - \omega_{кр})/\omega_{кр}$. Здесь $\omega_{кр}$ — критическая частота, вычисленная без учета гироскопического момента и жесткости опор; $\omega'_{кр}$ — различные критические частоты учитывающие податливость опор и гироскопический момент: $\omega_{кр}^\Gamma$ — критическая частота с учетом гироскопического момента при прямой прецессии; $\omega_{кр}^\Pi$ — с учетом податливости опор ротора; $\omega_{кр}^{\Gamma\Pi}$ — с учетом гироскопического момента и податливости опор при прямой прецессии.

ТАБЛИЦА 1. Относительные разности расчетных критических частот

	$\omega'_{кр}$		
	$\omega^{\Pi}_{кр}$	$\omega^{\Gamma}_{кр}$	$\omega^{\Gamma\Pi}_{кр}$
$\delta_{\omega}, \%$	-4.7	93	29

Видно, что внесение в расчетную модель только жесткости опор снижает критическую частоту незначительно (не более 5%), поэтому жесткость опор можно не учитывать. Если в расчетную модель ввести гироскопический момент, то критическая частота значительно увеличится (на 93%). В этом случае необходимо учесть жесткость опор, поскольку она уменьшит вклад гироскопического момента в критическую скорость. В результате расчетная критическая частота ротора снижается, но все же остается намного выше (на 29%), чем в упрощенной модели, не учитывающей гироскопический момент.

Если критическая частота вращения вала превышает его рабочую частоту более чем на 25% [6], то влияние гироскопического момента можно не учитывать. В противном случае необходимо проводить уточненный расчет с учетом гироскопического момента, так как это может увеличить расчетную критическую частоту на 29%.

Для разработки инженерной методики расчета критической скорости вращения ротора ВГП проведем расчеты по схемам, показанным на рис. 4, в соответствии с [7]. Для этого решим уравнение

$$(\delta_{11}m_1p^2 - 1)(\delta_{22}m_2p^2 - 1) - \delta_{12}^2m_1m_2p^4 = 0.$$

Здесь p — собственная частота системы; δ_{11} , δ_{12} , δ_{22} — перемещения в сечениях 1 и 2, где расположены соответствующие массы, от единичных сил, приложенных отдельно.

Для определения перемещений воспользуемся интегралами Мора [12]. В рассматриваемом случае перемещения равны:

$$\delta_{11} = \frac{l_1^2(l_1 + l_2 + l_3)}{3EJ}, \quad \delta_{12} = -\frac{(l_1l_2 - 2l_2^2 - 2l_2l_3 + 2l_1l_3)l_2l_3}{6EJ(l_2 + l_3)}, \quad \delta_{22} = \frac{l_2^2l_3^2}{3EJ(l_2 + l_3)}.$$

Полученная в результате расчета по двухмассовой модели с абсолютно жесткими опорами (см. рис. 5а) первая собственная частота составила 49.3 Гц. Она на 7% больше частоты, полученной методом конечных элементов на эталонной модели, учитывающей податливость опор.

В расчете по двухмассовой модели с учетом жесткости опор выражения перемещений имеют вид:

$$\delta_{11}^* = \delta_{11} + \frac{R_{11}^2}{K_1} + \frac{R_{12}^2}{K_2}, \quad \delta_{12}^* = \delta_{12} + \frac{R_{11}R_{21}}{K_1} + \frac{R_{12}R_{22}}{K_2}, \quad \delta_{22}^* = \delta_{22} + \frac{R_{21}^2}{K_1} + \frac{R_{22}^2}{K_2},$$

где K_1 , K_2 — жесткости соответствующих опор; R_{ij} — сила реакции в опоре i от единичной нагрузки в сечении j .

В табл. 2 приведены результаты расчета по рассмотренным моделям и их сравнение с расчетом методом конечных элементов (МКЭ).

ТАБЛИЦА 2. Сравнение расчетов по разным дискретным моделям с расчетом МКЭ

Модель	Критическая частота, Гц	Разница с “эталонным” решением, %
Рис. 4а	49.3 (2 958 об/мин)	7
Рис. 4б	46.5 (2 790 об/мин)	1
Рис. 4в	47.1 (2 826 об/мин)	2.4
Рис. 4г	45.3 (2 718 об/мин)	0.7

Как следует из табл. 2, расчет критической частоты по самой простой дискретной модели без учета жесткости опор (рис. 4а) дает удовлетворительный результат. Его можно рекомендовать для упрощения инженерных расчетов критической частоты роторов ВГП. Если предварительный расчет критической частоты вращения ротора показывает, что она отличается от рабочей частоты вращения вентилятора менее чем на 25–30 %, то необходимо провести расчет критической частоты вращения с учетом гироскопического момента и жесткости опор ротора. Гироскопический момент увеличивает частоту собственных колебаний главного вала.

На следующем этапе исследований определялись углы поворота вала в подшипниковых опорах и в муфтах. Согласно ГОСТ ИСО 1940-1-2007, жесткие роторы вентиляторов должны балансировать с классом точности G 6.3. В рассматриваемом случае, при номинальной скорости вращения 1000 об/мин, допустимый остаточный удельный дисбаланс составит 60.23 г·мм/кг. Масса ротора 585 кг. При этом допустимый остаточный дисбаланс $\varepsilon = 0.0352$ кг·м. Наиболее удобными плоскостями коррекции для балансировки ротора являются наружные поверхности дисков рабочего колеса. Так как расстояние между ними мало в сравнении с длиной вала, примем, что главный вектор дисбалансов приложен в месте установки рабочего колеса (рис. 9). Центробежная сила, действующая со стороны несбалансированной массы, определяется как $P_d = \varepsilon \omega^2$ Н.

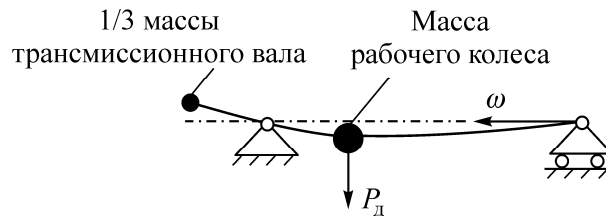


Рис. 9. Схема приложения динамической нагрузки от дисбаланса на ротор

Силы тяжести изгибают горизонтально установленный ротор, т. е. создают статический прогиб. Они не влияют на критическую скорость, однако к этому статическому прогибу прибавляются прогибы от вынужденных колебаний, вызванных дисбалансом. В этой связи при расчете деформаций и напряжений вала следует определить значение статического прогиба и прогибы от вынужденных колебаний.

Чтобы оценить деформацию вала, вызванную действием центробежной силы от дисбаланса ротора, проведем исследование влияния этой силы на амплитуду вынужденных колебаний. В пакете ANSYS задавалась периодическая сила, приложенная к центру масс рабочего колеса. В результате решения получены деформации вала при различных частотах вращения. На рис. 10 показана зависимость амплитуды вынужденных колебаний вала от скорости вращения ротора в месте расположения рабочего колеса.

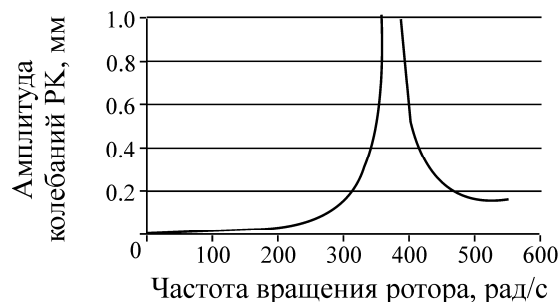


Рис. 10. Зависимость амплитуды колебания вала в месте установки рабочего колеса (РК) от частоты вращения ротора

Как видно из рис. 10, максимальная амплитуда соответствует частоте 390 рад/с (3735 об/мин), что совпадает с критической скоростью при прямой прецессии с учетом податливости опор и действия гироскопического момента. При максимальной расчетной рабочей частоте вращения вентилятора ВО-21, равной 104 рад/с (1000 об/мин), амплитуда колебаний составляет $3.4 \cdot 10^{-3}$ мм. Сравним деформацию, вызванную дисбалансом, со статическим прогибом. Для этого проведем анализ по той же расчетной схеме, которая использовалась при вычислении нагрузок в опорах (см. рис. 4). Расчет показал, что статический прогиб вала в районе рабочего колеса от веса составляет $\nu = 0.071$ мм, что в 22 раза больше амплитуды вынужденных колебаний, вызванных дисбалансом при рабочей частоте вращения 1000 об/мин. Таким образом, в инженерных расчетах при определении деформаций и углов поворота в опорах и муфте на рабочих частотах вращения влияние дисбаланса можно не учитывать.

ВЫВОДЫ

Для упрощения инженерных расчетов изгибных колебаний роторов одноступенчатых вентиляторов главного проветривания можно использовать дискретную двухмассовую модель ротора без учета податливости опор и влияния гироскопического момента. В расчетной модели следует заменять трансмиссионный вал сосредоточенной массой, равной 1/3 его массы. При этом погрешность расчетов не превысит 7 %.

Если критическая частота вращения ротора отличается от рабочей частоты вращения менее чем на 25–30 %, то необходимо провести расчет критической частоты вращения с учетом гироскопического момента и жесткости опор ротора. Гироскопический момент увеличивает частоту собственных колебаний вала ротора.

При определении деформаций и углов поворота в опорах главного вала и муфте можно не учитывать влияние дисбаланса, так как амплитуда колебания главного вала в месте установки рабочего колеса при действии сил, обусловленных дисбалансом ротора, при рабочей частоте вращения незначительна по сравнению со статическим прогибом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. СП 120.13330.2012. Метрополитены. — Введ. 2013.01.01. — М.: Минрегион России, 2013.
2. Красюк А. М. Тоннельная вентиляция метрополитенов. — Новосибирск: Наука, 2006. — 164 с.
3. Косых П. В., Красюк А. М., Русский Е. Ю. Влияние возмущений воздушного потока от поршневого действия поездов на туннельные вентиляторы метрополитенов // ФТПРПИ. — 2014. — № 2. — С. 144–153.
4. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: справочник. — М.: Машиностроение, 1975. — 572 с.
5. Черменский О. Н., Федотов Н. Н. Подшипники качения: справочник-каталог. — М.: Машиностроение, 2003. — 576 с.
6. Маслов Г. С. Расчет колебаний валов: справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1968. — 271 с.
7. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. — М.: Машиностроение, 1985.
8. Подольский М. Е., Черенкова С. В. Физическая природа и условия возбуждения прямой и обратной прецессии ротора // Теория механизмов и машин. — 2014. — Т. 12. — № 1. — С. 27–40.
9. Genta G. Dynamics Of Rotating Systems, New-York: Springer, 2005.
10. Бабаков И. М. Теория колебаний. — М.: Наука, 1968. — 560 с.
11. Joakim Samuelsson. Rotor dynamic analysis of 3D-modeled gas turbine rotor in ANSYS, Finspeng: Linköping University, 2009.
12. Феодосьев В. И. Соппротивление материалов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. — 590 с.

Поступила в редакцию 16/III 2016