

КОЛЕБАНИЯ КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф., А.В. Собин, асп.,

Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Одним из направлений развития гусеничных машин специального назначения является модернизация существующих морально устаревших образцов. Обычно применяются более совершенные двигатели, трансмиссии и системы, обеспечивающие улучшенные тактико-технические характеристики машины. При этом часть конструктивных элементов исходного варианта машины сохраняется при условии принципиальной возможности их использования. Сказанное относится, в частности, к центробежному вентилятору системы охлаждения двигателя бронированного тягача МТ–ЛБ. Центробежный вентилятор обладает большей производительностью, чем традиционный осевой, и применяется в связи с установкой двигателя в замкнутом отсеке закрытого корпуса плавающей машины. Известны случаи отказов вентилятора в результате усталостного разрушения рабочих лопаток его колеса. Лопатки подвергаются действию воздушного потока, центробежных сил и сил инерции, вызванных кинематическим возбуждением при вынужденных крутильных колебаниях ведомого вала привода вентилятора. Повышение надежности данного узла требует достаточно тщательного исследования условий его работы, действующих нагрузок, определения прочностных и вибрационных характеристик.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. В научно-технической литературе имеется много работ, посвященных колебаниям в турбомашинах, в том числе вибрациям рабочих колес центробежных вентиляторов, широко распространенных в различных отраслях техники. Однако вопросы вибрационной прочности колеса центробежного вентилятора, имеющего специальный привод, при его работе в составе сложной моторно-трансмиссионной системы

транспортной гусеничной машины освещены недостаточно. Условия работы вентилятора в такой системе отличаются переменностью режимов, разнообразием возмущений различного происхождения, возможностью возникновения резонансных состояний. В принципе, основными источниками возмущений, которые вызывают колебания рабочего колеса, могут быть двигатель машины и редуктор привода вентилятора. Для расчета колеса на нерезонансные и резонансные вынужденные колебания необходимо определить источник этих возмущений и законы их изменения во времени. Резонансные режимы определяются предварительным расчетом спектра собственных частот и форм колеса. Для устранения опасных режимов требуется исследовать возможности отстройки системы путем изменения ее конструктивных параметров или характеристик возмущения.

Цель исследований. Целью исследований является снижение вибрационной нагруженности колеса вентилятора на его рабочих режимах.

Для этого решались следующие задачи:

- определение вибрационных характеристик колеса;
- исследование влияния на них конструктивных параметров;
- выявление источника резонансных возмущений;
- исследование возможностей снижения вибрационной нагруженности колеса при вынужденных крутильных колебаниях путем установки упругой муфты в приводе вентилятора.

Результаты исследований. При исследовании собственных колебаний использована механическая модель колеса в виде круглой пластины (диска), по периферии которой нормально к ее плоскости с равным окружным шагом расположены рабочие лопатки –

пологие цилиндрические оболочки постоянной толщины. Вершины лопаток связаны между собой бандажным кольцом конической формы с цилиндрической отбортовкой (рис. 1). Соединение лопаток с диском и кольцом рассматривается как жесткое защемление. В центре диска имеется круглое отверстие, по контуру которого он также жестко защемлен. Материалы элементов модели имеют механические характеристики алюминиевых сплавов.

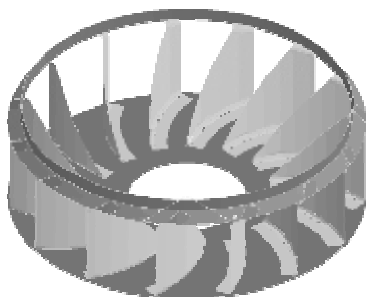


Рис. 1. Колесо вентилятора

С учетом геометрии рассматриваемой системы и ее механических характеристик целесообразно для расчета использовать конечно-элементную модель и алгоритмы метода конечных элементов, реализованные известными программными продуктами CAD Pro/ENGINEER и CAE ANSYS [1]. Расчеты позволили определить вибрационные характеристики колеса (собственные частоты (табл. 1) и формы).

Таблица 1

Собственные частоты ω_i колеса вентилятора, Гц

i	ω_i	i	ω_i	i	ω_i
1	96	11	492	21	656
2	96	12	492	22	656
3	129	13	552	23	719
4	161	14	552	24	719
7	359	17	621	27	727
8	359	18	621	28	727
9	426	19	646	29	737
10	426	20	646	30	737

Знание собственных частот позволяет определить возможные резонансные режимы работы вентилятора. Наличие таких режимов подтверждается результатами эксперимента [2]. При угловых скоростях вращения вала двигателя $\Omega_d = 148,7 \text{ с}^{-1}$ (1420 об/мин) и $\Omega_d = 183,3 \text{ с}^{-1}$ (1750 об/мин) отмечено резкое увеличение амплитуд колебаний лопаток. Угловые скорости колеса вентилятора равны соответственно $\Omega_b = 203,6 \text{ с}^{-1}$ (1944 об/мин) и

$\Omega_b = 250,9 \text{ с}^{-1}$ (2396 об/мин) (передаточное отношение ременной передачи привода $i = \Omega_d / \Omega_b = 0,73$).

Анализ условий работы вентилятора показал [1], что резонансные колебания его колеса возбуждаются в результате кинематического воздействия на ступицу, частота которого определяется параметрами зубчатой пары редуктора. Такие вибрации обусловлены циклическими погрешностями зубцовой частоты в передаче [3]. В самом деле, при числе зубьев колес редуктора $z_1 = z_2 = z = 17$ и указанных угловых скоростях его выходного вала зубцовые частоты возмущения $p = \Omega z$ принимают значения $p_1 = 3461 \text{ с}^{-1}$ (551 Гц) и $p_2 = 4265 \text{ с}^{-1}$ (679 Гц) соответственно. Эти величины практически совпадают с собственными частотами $\omega_{13,14} = 552 \text{ Гц}$ и очень близки к значениям $\omega_{21,22} = 656 \text{ Гц}$. Соответствующие собственные формы показаны на рис. 2.



Рис. 2. Резонансные собственные формы

Для исключения резонансных режимов из рабочего диапазона применяются два традиционных способа: отстройка системы (коррекция спектра собственных частот) и изменение параметров возмущения. Зубцовая частота вынужденных колебаний вентиляторного колеса пропорциональна угловой скорости Ω_b и числу зубьев ведомого колеса редуктора. Возможности изменения величины Ω_b требуют дополнительного исследования. Ее уменьшение приведет к сни-

жению производительности вентилятора, а увеличение может вызвать срывное обтекание лопаток. Изменение числа z , во-первых, не очень эффективно (например, переход от $z = 17$ к $z = 19$ увеличивает частоту возмущения приблизительно на 12%), а во-вторых, при плотном спектре собственных частот может создать условия для резонансов с другими частотами. Отстройка системы возможна путем изменения конструктивных параметров колеса вентилятора. При увеличении толщины диска (штатный размер 5 мм) в интервалах 5...10...15 мм резонансная частота $\omega_{13,14}$ изменяется соответственно между значениями 552...684...725 Гц (рост 24% и 6%).

Для частоты $\omega_{21,22}$ эти границы составляют 656...747...761 Гц (рост 14% и 2%). Изменение толщины лопаток (штатный размер 2 мм) от 2 до 3 мм менее эффективно: 552...632 Гц (14%) для $\omega_{13,14}$ и 656...767 Гц (16%) для $\omega_{21,22}$. Еще меньшее влияние на собственные частоты в целом и резонансные в частности оказывает увеличение толщины направляющего кольца от штатных 2 до 3 мм. Рост значений $\omega_{13,14}$ и $\omega_{21,22}$ наблюдается в интервалах 552...575 Гц (4%) и 656...679 Гц (3%). Изменение высоты поперечного сечения направляющего кольца в интервале 21...50 мм приводит к незначительному снижению резонансных собственных частот, по-видимому, за счет одновременного увеличения массы кольца.

Альтернативой изменению конструктивных параметров колеса в целях отстройки от резонансных режимов является установка упругой муфты в ступице диска. Это позволяет получить новые жесткостные характеристики системы, а следовательно, и спектр собственных частот. Упругие свойства муфты определяются ее коэффициентом жесткости c_m , зависящим от размеров b, l, h упругих элементов, их количества k_e и модуля упругости резины E (для разных марок резины $E=(20...70) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$):

$$c_m = \frac{2,38 k_e E l^2 b^2}{(1+b) \left(\frac{0,85 h}{R} - \varphi \right)^2}, \quad (1)$$

Здесь φ – угол закручивания муфты. Этот угол связан с передаваемым муфтой крутящим моментом M соотношением

$$M = \frac{2,75 k_e E l^2 b^2 R}{h(1+b)} \frac{\varphi}{\frac{0,85 h}{R} - \varphi}. \quad (2)$$

Отсюда, задав по конструктивным соображениям $b=0,01 \text{ м}$, $l=0,04 \text{ м}$, $h=0,013 \text{ м}$, $R=0,035 \text{ м}$, $k_e=8$, $E=20 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, получим $\varphi=0,316/(1+378,6/M)$. Если средний крутящий момент, воспринимаемый ротором [5], принять в качестве первого приближения величины M , то $M=0,287 \cdot 10^{-3} \Omega^2 = 11,9 \text{ Нм}$ (при $\Omega=203,6 \text{ с}^{-1}$). Тогда $\varphi=0,01 \text{ рад}$ и $c_m=1275 \text{ Нм}$. Формально функция c_m , определяемая выражением (1), является существенно нелинейной и имеет разрыв при $\varphi=0,85h/R=0,37 \text{ рад}$. Однако во взятом с запасом интервале реальных значений $0,01 \leq \varphi \leq 0,1$ она достаточно хорошо аппроксимируется линейной функцией (хордой) $c_m=14311\varphi - 1131,9$. В табл. 2 приведены значения c_m в зависимости от угла φ . Вторая строка соответствует формуле (1), третья и четвертая – линейным функциям: хордам участков $0,01 \leq \varphi \leq 0,15 \text{ рад}$ и $0,01 \leq \varphi \leq 0,1$ соответственно.

Таблица 2
Коэффициент жесткости муфты

$\varphi, \text{ рад}$	0,01	0,05	0,1	0,15
$c_{m2}, \text{ Нм}$	1275	1689	2563	4338
$c_{m1}, \text{ Нм}$	1275	2150	3244	4338
$c_{m3}, \text{ Нм}$	1275	1847	2563	3279

Для предварительных оценок используется следующая методика. Рассматриваются вынужденные крутильные колебания системы, представленной на рис. 3. Здесь J_1 – момент инерции направляющего кольца с присоединенной третьей суммарной массы лопаток; J_2 – момент инерции диска с присоединенной

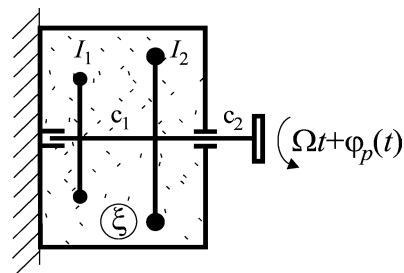


Рис. 3. Крутильная система

третью суммарной массы лопаток и выходного вала редуктора; c_1 – жесткость на кручение всех лопаток колеса; $c_2 = c_b c_m / (c_b + c_m)$ – эквивалентная жесткость на кручение последовательно соединенных выходного вала редуктора и муфты (c_b – жесткость вала на кручение); $\varphi_p(t) = A \sin z\Omega t$ – кинематическое возмущение, обусловленное циклической погрешностью зубцовой частоты. В соответствии с эмпирическими зависимостями, приведенными в [5, 6], коэффициент демпфирования может быть представлен в виде $\xi = 5,75 \cdot 10^{-4} \Omega_b$, Нмс.

Рассчитывая систему на вынужденные колебания, необходимо учитывать рассеяние энергии. Для этого воспользуемся эмпирической зависимостью [6], применяемой в расчетах центробежных вентиляторов, $\xi = 19,1 M/n$, где ξ – коэффициент демпфирования; M – средний крутящий момент, воспринимаемый ротором; n – частота вращения. Потребляемая вентилятором мощность определяется также эмпирической зависимостью [5] $N = 0,287 \cdot 10^{-6} (\Omega_b)^3$, кВт. Тогда с учетом связи $M = N/\Omega_b$, $\Omega_b = \pi n/30$ получаем $\xi = 5,75 \cdot 10^{-4} \Omega_b$, Нмс. Основанием для выбора расчетной схемы в виде, представленном на рис. 3, служит то, что при отсутствии муфты расчетные собственные частоты ее крутильных колебаний $\omega_1 = 873,5 \text{ с}^{-1}$ (139 Гц) и $\omega_2 = 3491 \text{ с}^{-1}$ (556 Гц) очень близки к собственным частотам колеса $\omega_3 = 810,5 \text{ с}^{-1}$ (129 Гц) и $\omega_{13,14} = 3468 \text{ с}^{-1}$ (552 Гц). Это позволяет, введя в систему муфту и варьируя ее жесткость за счет изменения конструктивных параметров оценить влияние последних на вибрационные характеристики системы в целях ее отстройки от резонансных режимов. Такая работа не требует применения мощных программных продуктов и сложных конечно-элементных моделей, которые затем используют для поверочных расчетов.

Для получения в первую очередь качественных оценок как исходное допущение примем постоянство величины c_m . Уравнения вынужденных колебаний рассматриваемой системы имеют вид:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \xi_1 \dot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0, \quad (3)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + \xi_2 \dot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2 \varphi_2 = c_2 \varphi_p(t),$$

где φ_1, φ_2 – угловые перемещения масс системы;

ξ_1, ξ_2 – коэффициенты демпфирования, пропорциональные моментам инерции J_1, J_2 ($\xi_1 + \xi_2 = \xi$).

Общие решения этих уравнений при нулевых начальных условиях определяют суперпозицию сопровождающих и вынужденных колебаний. Сопровождающие колебания, амплитуды которых зависят от частоты возмущения, достаточно быстро затухают, и система совершает чисто вынужденные колебания $\varphi_1(t) = A_1 \sin(z\Omega t + \varepsilon_1)$, $\varphi_2(t) = A_2 \sin(z\Omega t + \varepsilon_2)$, где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – фазовые углы. Полученное численным интегрированием решение соответствует указанным особенностям. На основе построенной модели и примененного аппарата проведен численный эксперимент, в котором исследовалось влияние коэффициента жесткости муфты на собственные частоты системы и амплитуды вынужденных колебаний ее масс. В табл. 3 приведены результаты расчетов.

Таблица 3

Влияние жесткости муфты на частоты и амплитуды колебаний

$c_m \cdot 10^2$	10	14	18	20	∞
A_{1M}	0.062	0.087	0.111	0.123	3.91
A_{2M}	0.010	0.014	0.018	0.020	0.62
A_1/A_{1M}	62.4	44.9	35.1	31.7	1,0
A_2/A_{2M}	62.1	44.7	35.0	31.6	1,0
ω_1	68.8	81.3	92.1	97.0	873
$\omega_2 \cdot 10^2$	34,72	34,72	34,72	34,72	34,9

Как видно из двух последних строк, введение муфты в систему сильно уменьшает первую собственную частоту ω_1 и практически не влияет на величину ω_2 второй частоты. Увеличение жесткости муфты заметно снижает значение ω_1 и оставляет по сути неизменной ω_2 .

Амплитуды углов φ_1 и φ_2 для системы без муфты, а также φ_{1M} и φ_{2M} для системы с муфтой даны в отношении к амплитуде кинематического возмущения (строки 1 и 2). В строках 3 и 4 эти величины сравниваются между собой. Применение муфты существенно и практически одинаково снижает амплитуды колебаний. Ее влияние уменьшается с увеличением жесткости.

Численный эксперимент, в котором исследовалось влияние длины l упругих элементов муфты и модуля упругости E резины, показал, что влияние последнего на величины A_{1M} и A_{2M} тем сильнее, чем больше значение l . Они увеличиваются с ростом E . Такой же эффект создает и увеличение длины резиновых сегментов (то есть увеличение c_m). Эти выводы иллюстрируются графиками на рис. 4. Здесь по оси ординат откладываются отношения A_{1M}/A и A_{2M}/A , где A – амплитуда возмущения. По амплитудам A_{1M} и A_{2M} ,

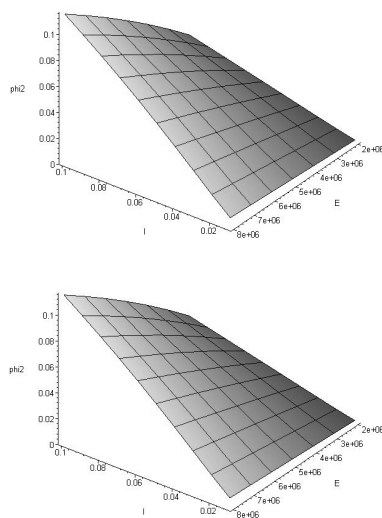


Рис. 4. Влияние конструктивных параметров l и E на амплитуды колебаний

учитывая, что они определяют углы поворота направляющего кольца и диска вентилятора вокруг оси вращения, можно определить относительные перемещения вершин и корневых сечений лопаток, а затем динамические напряжения, соответствующие данной форме вынужденных колебаний. Для этого должна вновь использоваться конечно-элементная модель колеса.

Перспективы дальнейших исследований. Усложняя модель рассматриваемой системы за счет нелинейности (1) и пользуясь результатами проведенного исследования, можно перейти к постановке и решению задачи оптимизации параметров муфты в целях отстройки колеса вентилятора от резонансных режимов при выполнении условий вибрационной прочности конструкции.

Выводы. Для снижения вибрационной нагруженности колеса вентилятора в конструкцию привода следует ввести упругую муфту двустороннего действия. Рациональные значения ее конструктивных параметров можно определить с помощью рассмотренных алгоритмов.

Литература

1. Собин А.В. Некоторые особенности постановки задачи о вынужденных колебаниях колеса центробежного вентилятора // Автомобиле- и тракторостроение: Вестник НТУ "ХПИ".– Харьков: ХПИ, 2002.– Т. 1.– С. 138 – 143.
2. Собін А.В. Експериментальне визначення джерел кінематичного збурення вимушених коливань колеса відцентрового вентилятора // Праці Таврійської Державної агротехнічної академії.– Мелітополь, 2002.– Вип. 5.– С. 79 – 83.
3. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.- М.: Госстандарт, 1981.– 42с.
4. Поляков В.С., Барбаш И.Д. Муфты.- М.: Машиностроение, 1973.– 336 с.
5. Собін А.В. К расчету колеса центробежного вентилятора системы охлаждения транспортного двигателя // Интегрированные технологии и энергосбережение.– 2002.– № 2.– С. 55 – 59.
6. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов.- М.: Машиностроение, 1968.– 272 с.

Поступила в редакцию 04.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.Н. Пойда, НТУ «ХПИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор Н.К. Рязанцев, КП ХКБД, г. Харьков.