



УДК 622.23.05

ВЛИЯНИЕ НЕСООСНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР РОТОРА НА ИЗМЕНЕНИЕ ЕГО ПРОГИБОВ

Г.К. Ванжа¹, В.В. Плахотник², В.Н. Марьенко³

¹кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования механизмов и машин, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина

²кандидат технических наук, доцент кафедры строительной, теоретической и прикладной механики, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина

³аспирант кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: vados.v-ma@ya.ru

Аннотация. В работе проведено теоретическое исследование влияния величины несоосного расположения подшипниковых опор ротора центробежного шахтного вентилятора главного проветривания (ВДЦ-4,7) на значение статического и динамического прогиба вала ротора.

Ключевые слова: шахтный вентилятор, ротор, подшипниковая опора, несоосность, прогиб.

THE INFLUENCE OF BEARINGS MISALIGNMENT ON ROTOR DEFLECTION

Gennady Vanga¹, Valentina Plahotnik², Vladislav Marenko³

¹Ph.D., Associate Professor, Machinery Design Bases Department, State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine

²Ph.D., Associate Professor, Structural, Theoretical and Applied Mechanics Department

³Postgraduate, Automobiles and Automobile Economy Department, State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail:

vados.v-ma@ya.ru

Abstract. Conducted theoretical research of influencing of quantities alignment location of bearing supports the rotor centrifugal main fan (ВДЦ-4.7) on the static and dynamic sag of the rotor shaft

Keywords: mine fan, rotor, bearing assembly, misalignment, sag.

Введение. Специфика эксплуатации горных машин и оборудования обуславливается существенным влиянием различных факторов, учитывающих особенности конструкции и условия работы, которые обязательно должны учитываться при создании новых машин и модернизации уже существующих.



Роторные машины, к которым относятся осевые и центробежные шахтные вентиляторы главного проветривания находят широкое применение в горной промышленности. Основным узлом которых является ротор, что включает в себя вал длиной до 11 метров на котором смонтировано рабочее колесо диаметром 4,7 метра (вентилятор центробежный ВЦД4,7У) испытывает различные динамические нагрузки в 1,5-2 раза превышающие средние значения [1-4], которые вызывают усталостный износ и приводят к быстрому разрушению элементов опорных узлов.

Дополнительное влияние на режим работы роторных машин оказывают специфические условия, к которым можно отнести: стесненность рабочего пространства; непостоянство рабочего места; разнообразие физико-механических свойств разрушаемых пород, влажность окружающей среды и химическая активность шахтных вод; взрывоопасность шахтной атмосферы и др.

Цель работы. Проанализировать влияние несоосного расположения подшипниковых опор шахтного вентилятора главного проветривания (ВЦД-4,7) на статический и динамический прогибы вала.

Материалы и результаты исследований. К появлению технологического дисбаланса роторов приводит особенность конструкции роторов шахтных вентиляторов, связанная с тем, что подшипниковые опоры не имеют общей рамы и устанавливаются на отдельных плитах непосредственно на бетон фундамента с последующей подливкой плит. При этом горизонтальность вала и соосность опор достигается только за счет выставки плит и корпусов при монтаже [5].

Кроме того, межопорные расстояния в этих машинах таковы, что прогиб валов составляет 10-15 мм, а уклон шеек у подшипников – 2 – 2,5 мм/м [6].

Обычно срок службы шахтных вентиляторов главного проветривания определяется сроком эксплуатации подшипникового узла (хотя расчетная долговечность подшипникового узла превышает 10-15 лет, он является одним из наименее надежных элементов), от надежности которого во многом зависит безаварийная работа всего вентилятора. На долю подшипниковых узлов приходится свыше 50% всех аварийных ситуаций [7-10].

Для оценки влияния несоосности вала на величину опорных реакций расчетную схему рассматриваем в виде одного ряда статически неопределимой системы, нагруженной распределенной нагрузкой от веса вала интенсивности q , а также веса диска G , расположенного посередине вала (рис. 1).

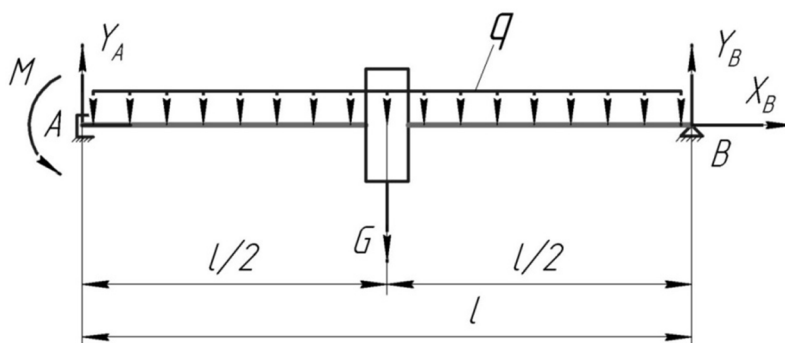


Рисунок 1 – Расчетная схема ротора Центробежного шахтного вентилятора главного проветривания (ВЦД – 47У)

Раскрывая статическую неопределенность с помощью метода сил, то опорные реакции на валу при соосности опор будут равны:

$$\begin{aligned} M &= \frac{q \cdot l + 3 \cdot G}{12} \cdot l; \\ Y_B &= \frac{5 \cdot q \cdot l + 3 \cdot G}{12}; \\ Y_A &= \frac{7 \cdot q \cdot l + 9 \cdot G}{12}. \end{aligned} \quad (1)$$

где: $q = 25366 \text{ Н/м}$ – распределенная нагрузка от веса вала; $G = 107000 \text{ Н}$ – вес рабочего колеса; $l = 9,3 \text{ м}$ – длина вала (межопорное расстояние);

При учете не соосности, которую вводим через угол α между осью вала и горизонталью выражения для опорных реакций (рис. 2), примут вид:

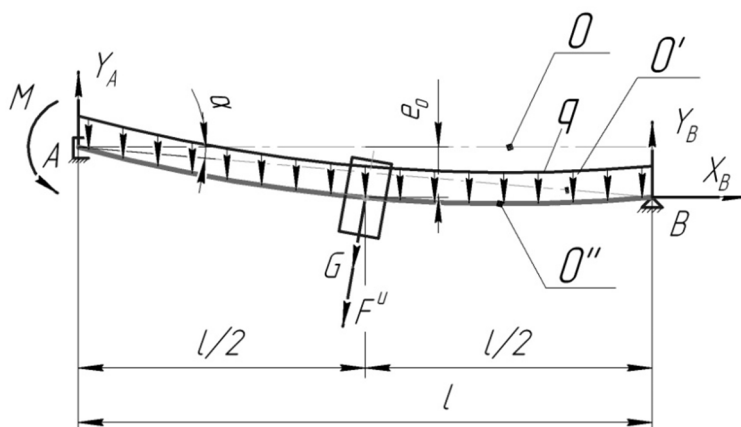


Рисунок 2 – Расчетная схема ротора Центробежного шахтного вентилятора главного проветривания (ВЦД – 47У) с учетом прогиба вала и заданной через угол α несоосности подшипниковых опор



$$\begin{aligned}M &= \frac{q \cdot l + 3 \cdot G}{12} \cdot l \cdot \cos \alpha; \\Y_B &= \frac{5 \cdot q \cdot l + 3 \cdot G}{12} \cdot \cos \alpha; \\Y_A &= \frac{7 \cdot q \cdot l + 9 \cdot G}{12} \cdot \cos \alpha; \\X_B &= (q \cdot l + G) \cdot \sin \alpha.\end{aligned}\quad (2)$$

Динамическую составляющую в реакциях на подшипниковые опоры можно определить, полагая, что рабочее колесо с сосредоточенной массой, которая с учетом первоначального статического и динамического прогиба вала при равномерном вращении будет двигаться с эксцентриситетом. Тогда в расчетной схеме для определения опорных реакций добавляем центробежную силу инерции рабочего колеса.

$$F^и = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (3)$$

где: $m = 10300$ кг – масса рабочего колеса (ВЦД – 4,7); e – значения прогиба вала в месте расположения рабочего колеса (динамический прогиб); $\omega = 42$ рад/с – рабочая частота вращения вала.

С достаточной степенью точности величину прогиба вала можно определить по формуле [11]:

$$e = \frac{e_0}{\frac{\omega_{кр}^2}{\omega} - 1} \quad (4)$$

где: e_0 – начальный эксцентриситет (статический прогиб); $\omega = 42$ с⁻¹ – угловая скорость вала; $\omega_{кр}$ – критическая угловая скорость.

Считая, что срединная плоскость рабочего колеса не меняет свою ориентацию при вращении вала, критическую угловую скорость можно определить из зависимости [11].

$$\omega_{кр} = \frac{k}{l} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{m \cdot l}} \quad (5)$$

где: EJ – изгибная жесткость сечения вала; k – коэффициент зависящий от заземляющих свойств подшипников.

Коэффициент k зависит от заземляющих свойств подшипников. Если подшипники не препятствуют повороту касательной к оси вала, то $k=6,93$; в



случаях, когда подшипники создают полное защемление концов оси вала, $k=13,85$ [11].

Статический прогиб вала в сечении где установлен рабочее колесо с помощью метода начальных параметров можно записать:

$$e_0 = \frac{l^2}{8 \cdot E \cdot J} \cdot \left(-M + \frac{Y_A \cdot l}{6} - \frac{q \cdot l^2}{48} \right) \quad (6)$$

На основании полученных данных с учетом изменения момента, а также реакций в опорах, в зависимости от изменения угла несоосности двух подшипниковых опор на рис. 3 представлен график изменения статического и динамического прогибов вала Центробежного шахтного вентилятора главного проветривания (ВЦД – 4,7) от угла несоосности.

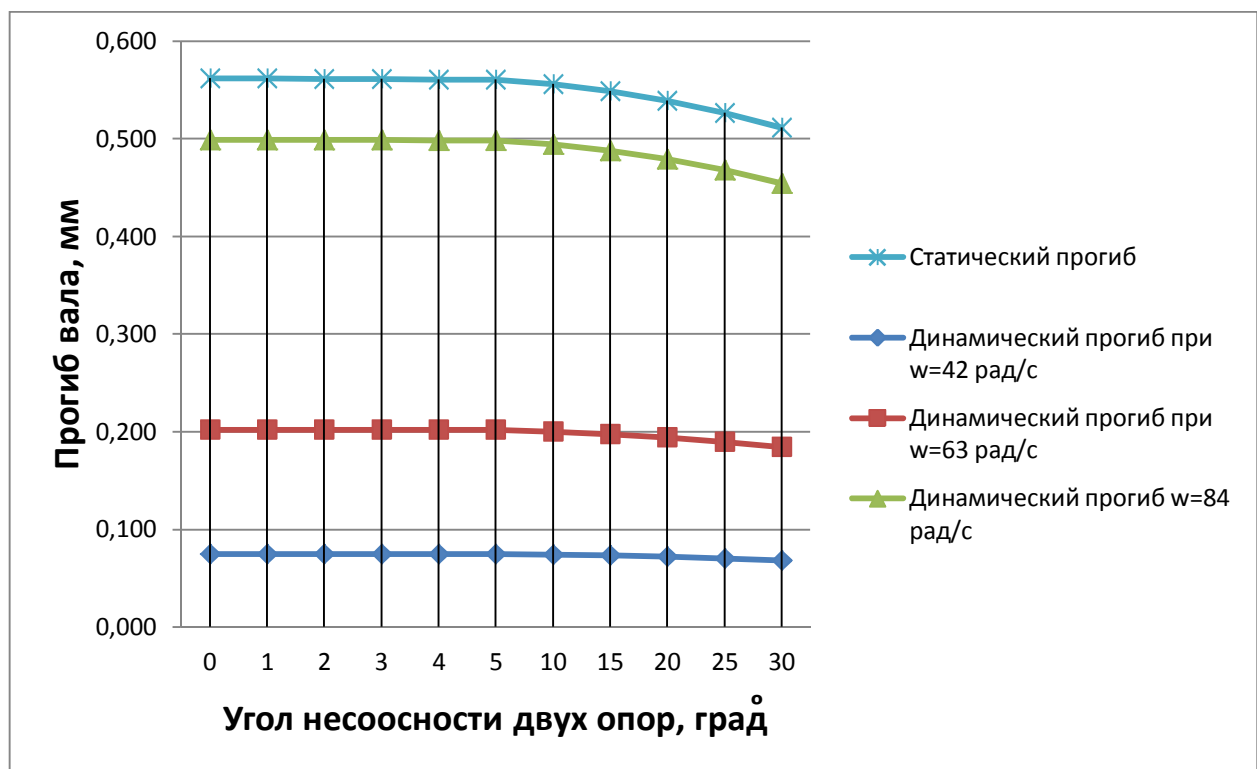


Рисунок 3 – График изменения величины прогиба от угла несоосности подшипниковых опор ротора Центробежного вентилятора ВЦД-4,7

Выводы.

1. Увеличение угла α , а соответственно и задаваемой несоосности подшипниковых опор, влечет за собой снижение статического и динамического прогибов на доли миллиметров (рис. 3).

2. При увеличении угловой скорости вращения ротора до 84 рад/с, динамический прогиб вала возрастает, приближаясь к исходному значе-



нию статического. Что свидетельствует об увеличении вибрации и возникновения дополнительных динамических нагрузок, а также ухудшается работа подшипниковых узлов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ивановский И.Г. Шахтные вентиляторы: Учеб. пособие.—Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. – 196 с.
 2. Максименко А.И.— Сб. «Колебания и уравнивание роторов». Изд-во «Наука», 1973.
 3. Гусаров А.А., Деглин Э.Г.— Сб. «Колебания и уравнивание роторов». Изд-во «Наука», 1973.
 4. Банах Л.Я., Перминов М.Д., Шаталов Л.Н.— Сб. «Колебания и уравнивание роторов». Изд-во «Наука», 1973.
 5. Яценко В.А. Дисбаланс как одна из причин вибрации роторов шахтных стационарных машин // «Гірничо-електромеханіка»: Сб. научн. тр. Донецкого національного технічного університету. – Вып.17(157) – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2009. – С. 284-291.
 6. Зиборов К.А. Дисбаланс как один из основных факторов влияющий на работу роторов шахтных вентиляторов главного проветривания / К.А. Зиборов, Г.К. Ванжа, В.Н. Марьенко // Современное машиностроение.наука и образование. – Санкт-Петербург, 2013. - №3 – С. 734 – 740.
 7. Ковалевская В.И., Бабак Г.А., Пак В.В. Шахтные центробежные вентиляторы. – М.: Недра, 1976. – 191 с.
 8. Демочко С.И., Кузнецов А.В., Паршинцев В.П. Неисправности шахтных вентиляторных установок главного проветривания: Справочное пособие. – М.: Недра, 1990. – 188с.
 9. Определение фактических показателей надежности вентиляторов ВОД-30М и ВОД-50: отчет о НИР/ВНИИГМ им. М.М. Федорова. – Инв. №1240 эр. – Донецк, 1986. – 45 с.
 10. Грядущая В.В. Оценка эксплуатационной надежности шахтных вентиляторов главного проветривания: Диссертация канд. техн. наук / Государственное высшее учебное заведение «Донецкий национальный технический университет». – Донецк, 2010. – 34 с.
- Биргер Прочность. Устойчивость. Колебания. / Биргер Пановко // 1968 – Том 3 – С. 174 – 178.