

# ОБ ОГРАНИЧЕНИИ ТОЧНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ ШАРОВЫМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ КРЫЛЬЧАТКИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

**Л. С. Олийниченко**  
Инженер

Кафедра материаловедения и литейного производства\*  
E-mail: loga\_lubov@ukr.net

**В. А. Грубань**

Кандидат технических наук, ассистент  
Кафедра тракторов и сельскохозяйственных машин,  
эксплуатации и технического сервиса  
Николаевский национальный аграрный университет  
ул. Георгия Гонгадзе, 9, г. Николаев, Украина, 54020  
E-mail: vasilgruban@ukr.net

**М. В. Личук**

Кандидат физико-математических наук, доцент  
Кафедра высшей математики и физики\*  
E-mail: sfg\_l@i.ua

**В. В. Пирогов**

Кандидат физико-математических наук,  
старший преподаватель  
Кафедра деталей машин и прикладной механики\*  
E-mail: pirogovvv@ukr.net

\*Центральноукраинский национальный  
технический университет

пр. Университетский, 8, г. Кропивницкий, Украина, 25006

*Комп'ютерним 3D моделюванням досліджений процес динамічного балансування кульовими автобалансирами крильчатки осевого вентилятора. Досліджено режими розгону, крейсерського руху і вибігу вентилятора. Оцінена точність балансування на ділянці крейсерського руху. Досліджено вплив сил тяжіння, в'язкого опору руху куль на точність балансування. Оцінений вплив ексцентриситетів бігових доріжок автобалансирів на точність балансування*

*Ключові слова: осевий вентилятор, кульовий автобалансир, точність балансування, динамічне балансування, автобалансування, перехідний процес*

*Компьютерным 3D моделированием исследован процесс динамической балансировки двумя шаровыми автобалансирами крыльчатки осевого вентилятора. Исследованы режимы разгона, крейсерского движения и выбега вентилятора. Оценена точность балансировки на участке крейсерского движения. Исследовано влияние сил тяжести, вязкого сопротивления движению шаров на точность балансировки крыльчатки. Оценено влияние эксцентриситетов беговых дорожек автобалансиров на точность балансировки*

*Ключевые слова: осевой вентилятор, шаровой автобалансир, точность балансировки, динамическая балансировка, автобалансировка, переходной процесс*

## 1. Введение

Осевые вентиляторы широко используются как в промышленности, так и в быту [1]. Основным источником вибраций таких машин является обычная и аэродинамическая неуравновешенности [2, 3]. Известны способы уменьшения этих неуравновешенностей как в процессе изготовления вентилятора [2, 3], так и в процессе работы – пассивными автобалансирами (АБ) [4–7].

Эффективность статической и динамической балансировки крыльчатки осевого вентилятора ВО 06-300 (Украина) шаровыми АБ исследована в [7] на натурном стенде. Проведенные исследования подтвердили эффективность метода, но не позволили установить предельно-достижимую точность балансировки ротора. На эту точность влияют силы тяжести, неточность изготовления беговой дорожки, застой шаров и т. д. [8–12]. Специфика натурных экспериментов не позволяет оценить

это влияние. Поэтому актуально исследовать процесс автобалансировки в «идеальных» условиях – 3D моделированием [13].

## 2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В [2] показано, что источниками вибраций осевых вентиляторов являются обычная (статическая и динамическая) неуравновешенность вращающихся частей вентилятора и технологическая неуравновешенность. При этом технологическая неуравновешенность может быть вызвана аэродинамическими силами, возникающими из-за несимметрии крыльчаток. В [3] показано, что наибольший вклад в вибрации рассматриваемых вентиляторов вносят обычная и аэродинамическая неуравновешенности.

Точность статистической балансировки крыльчатки автобалансиром, расположенным в обтекателе, исследована экспериментально [4] и 3D моделированием [5]. В [6] проведена оптимизация параметров осевого вентилятора и двух автобалансиров, динамически балансирующих крыльчатку. Использовалось 3D моделирование в компьютерной САПР SolidWorks. В [7] экспериментально исследован процесс статической и динамической балансировки шаровыми автобалансирами крыльчатки осевого вентилятора. Изучено влияние автобалансиров на динамику вентилятора на участках разгона и выбега вентилятора. Оценена точность балансировки крыльчатки автобалансирами на участке крейсерского движения. Установлено, что наличие автобалансиров не ухудшает вибрационное состояние вентилятора на участке разгона и улучшает его на участках крейсерского движения и выбега. Установлено, что на участке крейсерского движения наилучшую точность балансировки обеспечивают два автобалансира. При этом точность балансировки ограничена классом G 6,3 международного стандарта ISO 21940-11:2016 (Mechanical vibration – Rotor balancing – Part 11: Procedures and tolerances for rotors with rigid behavior).

Проведенные в [6, 7] исследования не устанавливают, до каких предельных величин можно в принципе уменьшить вибрации вентилятора.

Остаточным вибрациям способствуют: недостаточная или чрезмерная балансировочная емкость автобалансиров [8], силы тяжести [9], застой шаров из-за сухого трения [10], эксцентриситет беговой дорожки [11], внешние возмущающие силы различного происхождения [12] и др.

В роторе с наклонной осью вращения действие сил тяжести неустранимо. Влияние других факторов можно минимизировать на этапе изготовления и установки автобалансира в вентилятор.

Для установления предельных величин, до которых в принципе можно уменьшить вибрации вентилятора, необходимо провести эксперименты, описанные в [7] в идеальных условиях. Такие условия обеспечиваются использованием компьютерного 3D моделирования в САПР SolidWorks с использованием модуля Cosmos Motion [13].

### 3. Цель и задачи исследований

Целью работы является компьютерное исследование процесса динамической балансировки крыльчатки осевых вентиляторов серии ВО 06-300 (Украина) шаровыми автобалансирами. Это позволит оценить влияние сил тяжести и других факторов на точность балансировки ротора.

Для достижения поставленной цели необходимо решить такие задачи:

- проанализировать влияние автобалансиров на вибрационное состояние осевого вентилятора 3D моделированием и сравнить результаты моделирования с результатами натурального эксперимента;

- оценить влияние сил тяжести и сил вязкого сопротивления движению шаров на точность балансировки ротора;

- оценить влияние эксцентриситета беговой дорожки автобалансира на точность балансировки ротора.

### 4. Методы исследований процесса динамической балансировки шаровыми автобалансирами крыльчатки осевого вентилятора

#### 4.1. Описание 3D модели осевого вентилятора и шаровых автобалансиров

Для проведения экспериментов использована 3D модель вентилятора (рис. 1), описанная в работе [6]. Модель состоит из: рамы (рис. 1, а), защитного кожуха с корпусом электродвигателя (рис. 1, б), крыльчатки, ротора и корпусов автобалансиров в сборе (составной ротор, рис. 1, в).

*Массы деталей 3D модели:* защитного кожуха с корпусом электродвигателя – 12,2 кг; составного ротора – 2,0 кг. Величины масс соответствуют натурному стенду [7].

Значение крейсерской скорости вращения крыльчатки указывается в конкретных экспериментах. По умолчанию эта скорость равна 25 об/с.

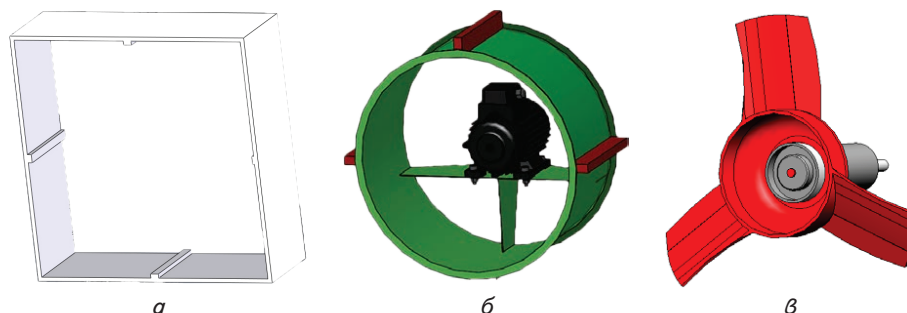


Рис. 1. 3D модель осевого вентилятора [6]: а – рама; б – защитный кожух с корпусом электродвигателя; в – ротор, крыльчатка и корпуса автобалансиров в сборе (составной ротор)

Защитный кожух удерживают изотропные упруго-вязкие опоры. Суммарные коэффициенты жесткости и вязкости опор подобраны из условия совпадения резонансных скоростей вращения крыльчатки на натурном стенде и в 3D модели. Эти скорости [7]:  $n_1 = 8,4$  Гц,  $n_2 = 12,7$  Гц. Подобранные коэффициенты: сил жесткости опор – 29 Н/мм; сил вязкого сопротивления опор – 0,06 Н·сек/мм; момента сил жесткости опор – 11500 Н·мм/град; момента сил вязкого сопротивления опор – 1 Н·сек·мм/град.

Один автобалансир установлен в обтекателе крыльчатки, а второй – насажен на хвостовик ротора. Каждый автобалансир состоит из корпуса (рис. 2, а), крышки (рис. 2, б) и шести одинаковых шаров (рис. 2, в).

*Параметры автобалансиров*, соответствующие натурному стенду [7]:

$$n = 6, m = 6,93 \text{ г}, d = 11,9 \text{ мм}, D_{im} = 68 \text{ мм}, D_{sh} = 64 \text{ мм},$$

где  $n$  – количество шаров;  $m$  (г) – масса,  $d$  (мм) – диаметр шара;  $D_{im}$ ,  $D_{sh}$  (мм) – диаметры беговых дорожек автобалансиров.

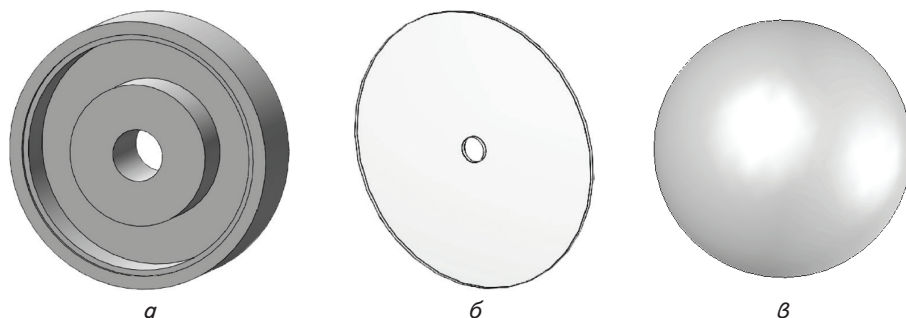


Рис. 2. Детали 3D модели автобалансиров: а – корпус АБ; б – крышка; в – шар

При этом балансировочные емкости автобалансиров со стороны крыльчатки и хвостовика равны, соответственно,  $S_{\max im}=878,6$  г мм и  $S_{\max sh}=776,4$  г мм.

Значение коэффициента силы вязкого сопротивления движению шара указывается в конкретных экспериментах. По умолчанию этот коэффициент равен  $0,0001$  Н·сек/мм.

*Методика оценивания вибрационного состояния вентилятора.*

Вибрационное состояние оценивается по виброскоростям, замеренным в 3-х контрольных точках (рис. 3):

- 1 – на оси вращения ротора в плоскости коррекции автобалансира, расположенного со стороны крыльчатки;
- 2 – на оси вращения ротора в плоскости коррекции автобалансира, расположенного со стороны хвостовика;
- 3 – на защитном кожухе вентилятора.

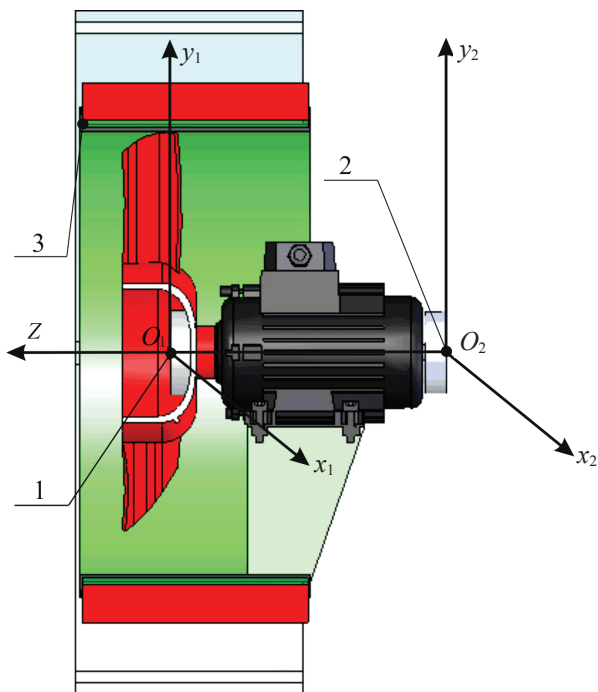


Рис. 3. Расположение контрольных точек измерения виброскоростей: 1 – со стороны крыльчатки; 2 – со стороны хвостовика; 3 – на защитном кожухе

Контрольные точки на продольной оси ротора движутся в основном в плоскостях, перпендикулярных продольной оси (в плоскостях коррекции).

В точке 1 оценивается качество балансировки составного ротора первым автобалансиром, в точке 2 – вторым. В точке 3 оценивается качество динамической балансировки составного ротора двумя автобалансиром. В этой точке колебания создают неуравновешенности как со стороны крыльчатки, так и со стороны хвостовика. Величины вибраций оцениваются в соответствии с рекомендациями международного стандарта ISO 21940-11:2016.

Для оценки вибраций в контрольной точке используются:

- виброскорость (значение модуля виброскорости в момент времени  $t$ )  $V_j(t)$ ,  $j=1,2,3$ ;
- среднее квадратическое значение виброскорости за промежуток времени  $T$ :

$$\bar{V}_j = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V_j^2(t) dt}, \quad /j=1,2,3/; \quad (1)$$

- пиковое значение виброскорости на интервале времени  $[t_1, t_2]$ ,  $t_2 > t_1$ :

$$V_{\max j} = \max_{t \in [t_1, t_2]} V_j(t), \quad /j=1,2,3/. \quad (2)$$

Виброскорость в контрольной точке, с равным шагом по времени, вычисляется внутренними средствами модуля COSMOS Motion. Они экспортируются в Excel-таблицу. Усредненные и пиковые значения рассчитываются в MS Excel.

*Моделирование динамической неуравновешенности.*

В экспериментах, по умолчанию, динамическая неуравновешенность создается в каждой плоскости коррекции двумя массами  $m_{st}=17,4$  г и  $m_d=8$  г. Массы расположены в этих плоскостях как показано на рис. 4.

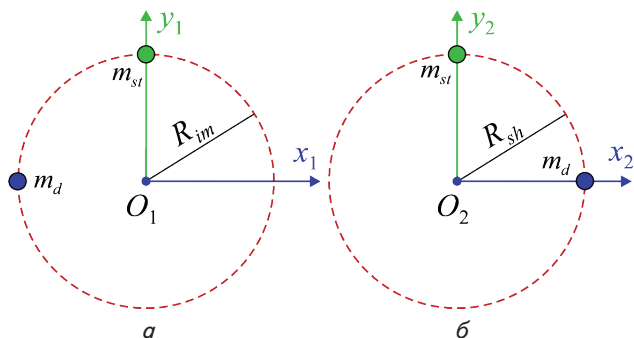


Рис. 4. Моделирование неуравновешенностей в плоскости коррекции: а – крыльчатки; б – хвостовика

Расстояния от масс до продольной оси вентилятора равны  $R_{im}=43,0$  мм,  $R_{sh}=38,5$  мм. Массы подобраны так, что при отсутствии автобалансиров виброскорости в контрольных точках на установившемся движении превышают предельно допустимую величину (6,3 мм/с) не менее, чем в 2,5 раза. Это соответствует увеличению

максимально допустимой неуравновешенности крыльчатки не менее чем на один класс точности балансировки (ISO 21940-11:2016).

Величины неуравновешенностей в плоскостях коррекции равны [7]:

$$S_{im} = 823,5 \text{ г мм}, S_{sh} = 737,3 \text{ г мм}.$$

При этом

$$\frac{S_{im}}{S_{maxim}} \cdot 100\% = \frac{823,5}{878,6} \cdot 100\% = 94\%,$$

$$\frac{S_{sh}}{S_{maxsh}} \cdot 100\% = \frac{737,3}{776,4} \cdot 100\% = 95\% \quad (3)$$

– балансировочные емкости имеют запас не менее 5% и не более 10% от максимально-возможных неуравновешенностей в их плоскостях коррекции. Небольшой запас балансировочной емкости минимизирует остаточную неуравновешенность, вызванную некачественной работой автобалансиров [8].

*Конфигурации стенда:* 1 – без автобалансиров, 2 – с автобалансиром. Отсутствие автобалансиров обеспечивается отсутствием в них шаров.

#### 4. 2. Описание экспериментов

Продолжительность каждого эксперимента 38 с. В течение эксперимента крыльчатка: 1 с разгоняется; 12 с вращается с крейсерской скоростью; 25 с останавливается.

По результатам каждого эксперимента, для контрольных точек 1, 2, 3, строятся соответствующие диаграммы виброскоростей.

Для оценки вибрационного состояния вентилятора выделяются следующие участки на диаграмме виброскоростей (рис. 5):

I – от пуска ротора до наступления автобалансировки  $t \in [0, 3]$ ;

II – от момента наступления автобалансировки до начала торможения ротора  $t \in [3, 13]$ ;

III – от начала торможения ротора до полной остановки  $t \in [13, 38]$ .

В свою очередь, участок I делится на:

Ia – участок разгона ротора (от пуска ротора до достижения крейсерской скорости)  $t \in [0, 1]$ ;

Iб – участок неустановившегося крейсерского движения (наступления автобалансировки после разгона ротора)  $t \in [1, 3]$ .

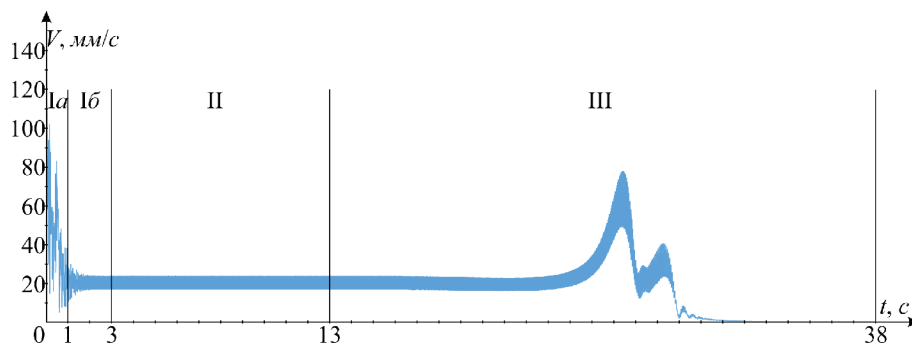


Рис. 5. Деление диаграммы виброскорости на участки (показания сняты в контрольной точке 3 стенда без автобалансиров)

При наличии автобалансиров эти участки реальные, а при отсутствии автобалансиров – условные.

Вибрационное состояние вентилятора оценивается по диаграмме виброскоростей такими характеристиками:

– на участках Ia, Ib, I – средним квадратическим значением виброскорости;

– на участке II – пиковым значением виброскорости (сама виброскорость – периодическая или постоянная функция времени);

– на участке III – значениями виброскорости на пике 1 и 2.

Первая группа экспериментов повторяет натурные эксперименты, проведенные в [7] в «идеальных» условиях. В этих экспериментах крейсерская скорость вращения ротора, как и у стенда, 25 об/с. Силы тяжести «включены». Эксперименты проводятся для двух конфигураций стенда – при отсутствии и наличии автобалансиров. По результатам 3D моделирования определяются вибрационные характеристики вентилятора. Характеристики, полученные для 2-й конфигурации стенда, сравниваются с характеристиками, полученными для 1-й конфигурации, принятыми за базовые. Полученные результаты сравниваются с результатами соответствующих натуральных экспериментов, полученных в [7].

*Эксперимент 1.* Оценка влияния автобалансиров на режимы разгона и торможения ротора. Влияние автобалансиров оценивается по вибрационным характеристикам участков Ia, Ib, I и III.

*Эксперимент 2.* Оценка точности балансировки. Точность балансировки оценивается на участке II (от момента наступления автобалансировки до начала торможения ротора).

*Эксперименты 3.* Оценка влияния сил тяжести на точность балансировки.

Влияние сил тяжести на точность балансировки ротора оценивается для 2-й конфигурации стенда (при балансировке составного ротора двумя автобалансиром). Используются вибрационные характеристики вентилятора на участке II (на котором наступила автобалансировка). Моделирование производится дважды – при «включенных» и «выключенных» силах тяжести. Теоретически при «выключенных» силах тяжести два автобалансира должны полностью устранять вибрации в контрольных точках. Поэтому остаточные вибрации при «выключенных» силах тяжести характеризуют погрешность 3D моделирования. Остаточные вибрации при «включенных» силах тяжести характеризуют влияние сил тяжести на точность балансировки (с точностью до погрешностей 3D моделирования).

*Эксперимент 3. 1.* 3D моделирование проводится при фиксированной неуравновешенности ( $m_{st} = 17,4 \text{ г}$  и  $m_d = 8 \text{ г}$ ) для разных крейсерских скоростей вращения ротора:  $n = 15, 25, 50, 100 \text{ об/с}$ . Оценивается влияние сил тяжести на точность балансировки ротора на разных скоростях вращения ротора.

*Эксперимент 3. 2.* 3D моделирование проводится при скоростях вращения ротора 15, 20, 25 об/с для разных неуравновешенностей, составляющих: 0, 25, 50, 75 процентов от неурав-

новешенности, создаваемой массами  $m_{st} = 17,4$  г и  $m_d = 8$  г. Случай «100 %» охвачен экспериментом 3. 1. Оценивается влияние сил тяжести на точность балансировки ротора при разных неуравновешенностях и на разных скоростях вращения ротора.

**Эксперимент 3. 3.** 3D моделирование проводится при фиксированной скорости вращения ротора  $n = 20$  об/с для разных неуравновешенностей, составляющих: 0, 25, 50, 75, 100 процентов от неуравновешенности, создаваемой массами  $m_{st} = 17,4$  г и  $m_d = 8$  г. Изменяется коэффициент силы вязкого сопротивления движению шара: 0,0005 Н·с/мм; 0,001 Н·с/мм. Случай «0,0001 Н·с/мм» охвачен экспериментами 3. 1, 3. 2. Оценивается влияние сил тяжести на точность балансировки ротора при разных неуравновешенностях ротора и разных силах вязкого сопротивления движению шара. Дополнительно каждый эксперимент описан при изложении его результатов.

**4. 3. Методика оценки влияния эксцентриситетов беговых дорожек автобаланси́ров на точность балансировки ротора**

Влияние эксцентриситетов беговых дорожек автобаланси́ров на точность балансировки составного ротора определяется оценочно.

Используется то, что автобаланси́р, установленный с эксцентриситетом  $e_j, /j = im, sk/$  принуждает составной ротор вращаться вокруг своего центра [11]. Это происходит при достаточной балансировочной емкости автобаланси́ра. При этом контрольные точки 1 и 2 на продольной оси ротора вращаются вокруг соответствующих центров автобаланси́ров. Радиусы вращения точек 1 и 2 соответственно равны  $e_{im}, e_{sk}$ . Потому ви́броскорости в контрольных точках 1 и 2, после наступления автобаланси́ровки, равны

$$V_1 = e_{im} \cdot 2\pi n, V_2 = e_{sk} \cdot 2\pi n. \tag{4}$$

Из (4) находим максимальное значение эксцентриситета беговой дорожки

$$e_{max} = V_{max} / (2\pi n), \tag{5}$$

где для класса точности балансировки G N максимальный модуль ви́броскорости  $V_{max} = N$  мм/с.

При превышении эксцентриситетом беговой дорожки максимального значения соответствующий автобаланси́р будет создавать остаточные вибрации, превышающие допустимые. Максимальное значение эксцентриситета беговой дорожки определяется при скоростях вращения ротора  $n = 15, 25, 50, 75, 100$  об/с и классах точности балансировки G 1; G 2,5; G 6,3; G 16.

**5. Результаты исследований процесса балансировки шаровыми автобаланси́рами крыльчатки осевого вентилятора**

**5. 1. Влияние автобаланси́ров на вибрационное состояние роторной машины на участках разгона и выбега**

На рис. 6 показана диаграмма ви́броскорости контрольной точки 3 стенда с автобаланси́рами. Аналогичный

вид имеют диаграммы для остальных контрольных точек. Из вида диаграмм, представленных на рис. 5, 6 следует, что при наличии автобаланси́ров, в целом, возникают меньшие ви́броскорости.

Поскольку изучается одновременная работа двух автобаланси́ров, то далее показания снимаются только в контрольной точке 3.

На рис. 7 показаны диаграммы ви́броскоростей точки 3 на участке от пуска, до наступления автобаланси́ровки.

Ви́броскорости (табл. 1) оценивались отдельно на каждом участке Ia, Ib и в общем на участке I. В табл. 1 посчитано, на сколько изменяется (в %) среднее квадратическое значение ви́броскорости (ви́броскорости конфигурации 2 сравниваются с – 1).

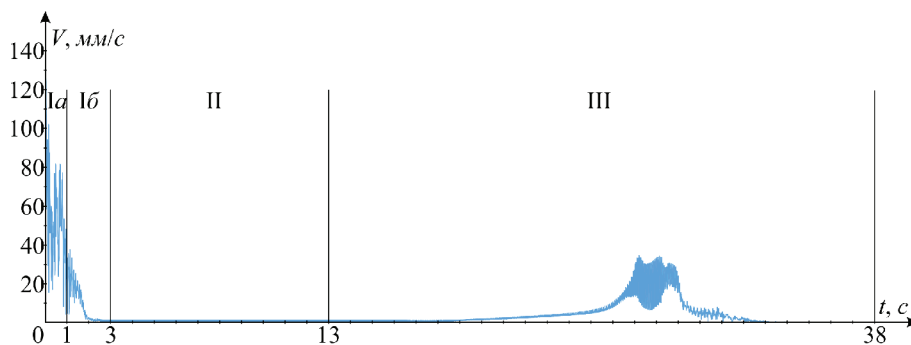


Рис. 6. Диаграмма ви́броскорости контрольной точки 3 стенда с двумя автобаланси́рами

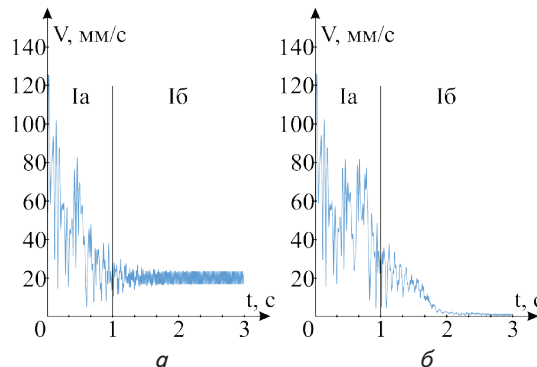


Рис. 7. Диаграммы ви́броскоростей точки 3 на участке I: а – без автобаланси́ров; б – с двумя автобаланси́рами

Таблица 1

Вибрационные характеристики вентилятора на участках Ia, Ib, I

Конфигурация стенда	Участок					
	Ia		Ib		I (Ia+Ib)	
	$\bar{V}_3,$ мм/с	$\Delta\bar{V}_3,$ %	$\bar{V}_3,$ мм/с	$\Delta\bar{V}_3,$ %	$\bar{V}_3,$ мм/с	$\Delta\bar{V}_3,$ %
1 – без АБ	44,0	0	20,18	0	28,1	0
2 – с АБ – 3D модель	52,85	20	7,68	-62	22,72	-19
3 – с АБ – стенд [7]	–	–	–	–	–	-7

Из табл. 1 видно, что вибрационное состояние вентилятора автобаланси́ры:

- ухудшают на участке Ia (разгона);
- улучшают на участке Ib;
- улучшают на всем участке I.

При этом, в «идеальных условиях», автобалансиры улучшают вибрационное состояние вентилятора на участке I в 2,7 раз лучше, чем в условиях натурального эксперимента.

Ниже показаны фрагменты диаграмм виброскоростей, на участке выбега:

- окрестность пика 1 (рис. 8);
- окрестность пика 2 (рис. 9).

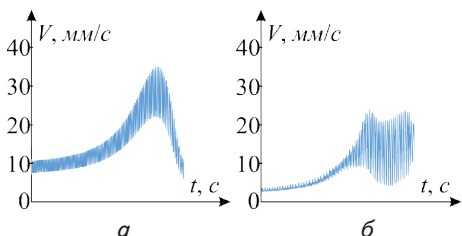


Рис. 8. Фрагменты диаграмм виброскоростей на участке выбега в окрестности пика 1 для стенда: а – без автобалансиrow; б – с двумя автобалансирами

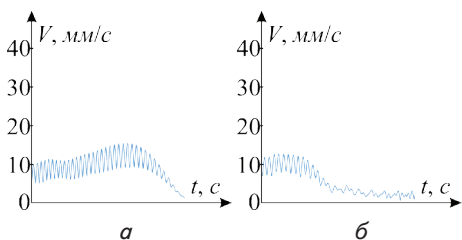


Рис. 9. Фрагменты диаграмм виброскоростей на участке выбега в окрестности пика 2 для стенда: а – без автобалансиrow; б – с двумя автобалансирами

Величины виброскоростей на резонансных пиках 1 и 2 занесены в табл. 2. Там же посчитано, на сколько процентов уменьшаются величины виброскоростей на пиках 1 и 2 при установке автобалансиrow.

Таблица 2

Величины виброскоростей на резонансных пиках 1 и 2 на участке выбега

Конфигурация стенда	Участок выбега в окрестности			
	пика 1		пика 2	
	$V_{\max 3}$ , мм/с	$\Delta V_{\max 3}$ , %	$V_{\max 3}$ , мм/с	$\Delta V_{\max 3}$ , %
1 – без АБ	34,89	0	23,69	0
2 – с АБ – 3D модель	13,51	-61	12,87	-46
3 – с АБ – стенд [7]	-	-39	-	-30

Из табл. 2 видно, что автобалансиры улучшают режим выбега как на пике 1, так и на пике 2. При этом в «идеальных условиях» улучшение в 1,5 раз лучше, чем в условиях натурального эксперимента.

### 5.2. Оценка точности динамической балансировки ротора автобалансирами на участке крейсерского движения

Результаты эксперимента 2 занесены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты эксперимента 2

Конфигурация стенда	Пиковые значения виброскоростей в контрольных точках, $V_{\max}$ , мм/с		
	1	2	3
1 – без АБ	16,05	16,56	17,07
2 – с АБ	0,14	0,22	0,23

Оценка виброскоростей (табл. 4) проводится в соответствии с рекомендациями ISO 21940-11:2016.

Таблица 4

Оценка точности автобалансиrowки

Конфигурация стенда	Уменьшение виброскоростей в контрольных точках, разы					
	Натурный стенд [7]			3D модель		
	1	2	3	1	2	3
2 – с АБ	5,4	5,5	5,7	114	75	74

Из табл. 3 (контрольная точка 3) видно, что: – при отсутствии автобалансиrow виброскорости превышают предельно допустимые значения 6,3 мм/с (ISO 21940-11:2016) в 2,7 раза;

– при наличии автобалансиrow виброскорости снижаются по отношению к случаю отсутствия автобалансиrow не менее, чем в 74 раза, а по отношению к предельно допустимым значениям – в 27 раз.

При 3D моделировании точность балансировки ротора выше в 16 раз, чем на натурном стенде.

### 5.3. Оценка влияния сил тяжести на точность балансировки ротора

Результаты эксперимента 3. 1 приведены в табл. 5.

Таблица 5

Результаты эксперимента 3. 1 для  $m_{st}=17,4$  г и  $m_d=8$  г

Частота вращения крыльчатки, об/с	Виброскорости в контрольных точках, мм/с					
	с силами тяжести			без сил тяжести		
	1	2	3	1	2	3
15	0,36	0,52	0,65	0,01	0,01	0,01
20	0,23	0,29	0,47	0,01	0,01	0,02
25	0,14	0,22	0,23	0,02	0,02	0,03
50	0,09	0,13	0,14	0,04	0,03	0,05
100	0,06	0,07	0,08	0,04	0,04	0,05

Остаточные виброскорости, обнаруженные при отсутствии сил тяжести, позволяют оценить точность 3D моделирования. Виброскорости вычисляются с погрешностью 0,01÷0,05 мм/с. При увеличении крейсерской скорости вращения ротора погрешность вычислений несколько возрастает.

Из табл. 5 видно, что в диапазоне скоростей вращения ротора 15÷100 об/с:

– силы тяжести наиболее ухудшают точность балансировки ротора на наименьших скоростях вращения;

– с увеличением скорости вращения ротора влияние сил тяжести на точность балансировки быстро снижается;  
 – на наимизших скоростях вращения ротора силы тяжести ограничивают точность балансировки классом G 1.  
 Результаты эксперимента 3. 2 приведены в табл. 6.

Таблица 6

Результаты эксперимента 3. 2

Массы неуровновешенностей		Скорость вращения ротора, об/с					
г	%	15	20	25	15	20	25
		Наибольшее мгновенное значение модуля виброскорости в контрольной точке 3, мм/с					
		с силами тяжести			без сил тяжести		
$m_{st}=13,05$ г, $m_d=6$ г	75	0,32	0,22	0,11	0,02	0,04	0,05
$m_{st}=8,7$ г, $m_d=4$ г	50	0,37	0,30	0,26	0,02	0,04	0,05
$m_{st}=4,35$ г, $m_d=2$ г	25	0,68	0,55	0,47	0,02	0,04	0,05
$m_{st}=0$ г, $m_d=0$ г	0	0,64	0,58	0,45	0,02	0,04	0,05

Из табл. 6 (и табл. 5 при  $\omega=20$  об/с) видно, что силы тяжести наиболее ухудшают точность балансировки ротора при отсутствии или малой неуровновешенности ротора. При вращении ротора в диапазоне скоростей 15÷25 об/с силы тяжести ограничивают точность балансировки ротора классом G 1.

Результаты эксперимента 3. 3 приведены в табл. 7.

Таблица 7

Результаты эксперимента 3. 3

Массы неуровновешенностей		коэффициент силы вязкого сопротивления, Н·с/мм			
г	%	0,0005	0,0010	0,0005	0,0010
		Наибольшее мгновенное значение модуля виброскорости в контрольной точке 3, мм/с			
		с силами тяжести		без сил тяжести	
$m_{st}=17,4$ г, $m_d=8$ г	100	0,73	0,92	0,04	0,05
$m_{st}=13,05$ г, $m_d=6$ г	75	0,28	0,47	0,04	0,05
$m_{st}=8,7$ г, $m_d=4$ г	50	0,60	0,89	0,04	0,05
$m_{st}=4,35$ г, $m_d=2$ г	25	1,17	1,72	0,04	0,05
$m_{st}=0$ г, $m_d=0$ г	0	0,58	0,61	0,04	0,05

Из табл. 7 видно, что силы тяжести наиболее ухудшают точность балансировки ротора при неуровновешенности, составляющей 25 % от балансировочной емкости автобалансиру. Увеличение сил вязкого сопротивления движению шаров ухудшает точность балансировки. При вращении ротора со скоростью 20 об/с силы тяжести ограничивают точность балансировки ротора классом точности G 2,5 (остаточные вибрации лежат в диапазоне 1,0÷2,5 мм/с). Очевидно, ухудшение точности балансировки связано с застоем шаров. При больших силах вязкого сопротивления шары медленно дрейфуют к автобалансиручному положению.

#### 5. 4. Влияние на точность балансировки эксцентриситета беговой дорожки автобалансира

По формуле 5 находим максимальные значения эксцентриситета беговой дорожки. Результаты вычислений заносим в табл. 8.

Таблица 8

Максимальные значения эксцентриситетов беговых дорожек

Частота вращения крыльчатки, об/с	$e_{max}$ , мм			
	G 1	G 2,5	G 6,3	G 16
15	0,0106	0,027	0,067	0,170
20	0,008	0,020	0,05	0,127
25	0,0064	0,016	0,04	0,102
50	0,0032	0,008	0,02	0,051
75	0,0021	0,005	0,013	0,034
100	0,0016	0,004	0,01	0,025

Из табл. 8 видно, что на быстровращающиеся роторы нужно более точно устанавливать автобалансиры.

Рекомендуется, чтобы эксцентриситеты беговых дорожек были меньшими в 2,5 и более раз величин, приведенных в табл. 8. При этом остаточные вибрации контрольных точек 1 и 2, вызванные только эксцентриситетами беговых дорожек, будут лежать в диапазоне более высокого класса точности балансировки. Например, для класса точности балансировки G 6,3 остаточные вибрации (только от эксцентриситетов беговых дорожек) будут лежать в диапазоне 1÷2,5 мм/с.

#### 6. Обсуждение результатов исследования процесса балансировки шаровыми автобалансирами ротора с горизонтальной осью вращения

Эффективным методом исследования вибрационного состояния вентилятора с автобалансирами является компьютерное 3D моделирование динамики.

Анализ вибрационного состояния вентилятора на участке I – от пуска ротора до наступления автобалансировки показал, что:

- а) на участке разгона (участок Ia, 0–1 с) автобалансиры увеличивают величину среднего квадратического значения виброскорости на 20 %;
- б) на участке крейсерского неустановившегося движения (участок Ib, 1–3 с) автобалансиры уменьшают среднее квадратическое значение виброскорости на 62 %;
- в) на всем участке I автобалансиры уменьшают величины виброскоростей на 19 %.

При этом в «идеальных условиях» автобалансиры улучшают вибрационное состояние вентилятора на участке I в 2,7 раз лучше, чем в условиях натурального эксперимента.

Анализ вибрационного состояния вентилятора во время выбега показал, что автобалансиры уменьшают величины виброскоростей на двух пиках диаграммы виброскорости, соответственно на 61 % и 46 %. Последнее объясняется тем, что на выбеге возникает застой шаров и шары задерживаются в балансировочных положениях почти до остановки ротора.

В «идеальных» условиях автобалансиры улучшают режим выбега в 1,5 раз лучше, чем в условиях натурального эксперимента.

В этой части компьютерное 3D моделирование подтверждает результаты натурального эксперимента, описанного в [7].

При 3D моделировании (в «идеальных» условиях) точность балансировки ротора выше в 16 раз, чем на натурном стенде.

Влияние силы тяжести на точность балансировки ротора быстро уменьшается с ростом крейсерской скорости вращения крыльчатки. Силы тяжести наиболее ухудшают точность балансировки ротора при отсутствии или малой неуравновешенности ротора. При вращении ротора в диапазоне скоростей 15÷25 об/с силы тяжести ограничивают точность балансировки ротора классом точности G 1 (остаточные вибрации лежат в диапазоне 0,4÷1,0 мм/с).

При увеличении сил вязкого сопротивления движению шаров влияние силы тяжести на точность балансировки ротора увеличивается. При вращении ротора со скоростью 20 об/с силы тяжести ограничивают точность балансировки ротора классом точности G 2,5 (остаточные вибрации лежат в диапазоне 1,0÷2,5 мм/с). Ухудшение точности балансировки связано с замедлением реакции шаров на неуравновешенность. При больших силах вязкого сопротивления шары медленно дрейфуют к автобалансирующему положению.

Остаточные виброскорости, вызванные только силами тяжести, с ростом скорости вращения ротора убывают (при любых силах вязкого сопротивления движению шаров).

На быстровращающиеся роторы нужно более точно устанавливать автобалансиры. Остаточные виброскорости, вызванные только эксцентриситетами беговых дорожек, возрастают прямопропорционально скорости вращения ротора.

Остаточные вибрации вентилятора, балансируемого двумя автобалансирами, обнаруженные в [7] в основном вызваны не силами тяжести. Вероятная причина остаточных вибраций [8–12]: неточности изготовления автобалансиров; неточности установки автобалансиров на ротор; застой шаров на беговой дорожке и т. д. Вибрации от этих факторов могут быть минимизированы на этапе изготовления и сборки вентилятора и автобалансиров.

Полученные результаты можно применять, для: улучшения вибрационных характеристик вентиляторов серии ВО 06-300 (Украина) на этапе изготовления; повышения точности балансировки вентилятора шаровыми автобалансирами.

Основной недостаток проведенных исследований – это возможность использования полученных результатов только для определенной серии вентиляторов. Однако он компенсируется тем, что эта серия имеет широкий ряд типоразмеров и полученные результаты могут быть применены к любому из них. В дальнейшем планируется

разработать математическую модель для данного типа роторных машин с двумя АБ и провести вычислительный эксперимент.

## 7. Выводы

Исследования проведены для осевого вентилятора серии ВО 06-300 (Украина), номинальная скорость вращения крыльчатки 25 об/с.

1. Компьютерное моделирование динамики вентилятора при отсутствии и наличии автобалансиров подтвердило качественные результаты ранее проведенного натурального эксперимента. Так, наличие автобалансиров:

- уменьшает среднее квадратическое значение виброскорости на участке от пуска ротора до наступления автобалансировки (на 19 % при 3D моделировании, на 7 % в натурном эксперименте);

- уменьшает значения виброскоростей на двух пиках при выбеге ротора (на 61 % и 46 % при 3D моделировании, на 39 % и 30 % в натурном эксперименте);

- уменьшает пики виброскоростей на участке наступления автобалансировки (в 74 раза при 3D моделировании, в 5,4 раза на натурном эксперименте).

2. Компьютерное моделирование динамики осевого вентилятора при «включенных» и «выключенных» силах тяжести позволило установить, что:

- влияние сил тяжести на точность балансировки крыльчатки быстро уменьшается с ростом крейсерской скорости вращения крыльчатки;

- при увеличении сил вязкого сопротивления движению шаров влияние силы тяжести на точность балансировки ротора увеличивается;

- на малых скоростях вращения (15 об/с) крыльчатка может быть сбалансирована не лучше, чем по классу точности G 2,5, а на номинальной скорости вращения (25 об/с) – по классу точности G 1.

Остаточные виброскорости, вызванные только силами тяжести, с ростом скорости вращения ротора убывают.

3. Остаточные виброскорости, вызванные только эксцентриситетами беговых дорожек, возрастают прямопропорционально скорости вращения ротора. Поэтому на быстровращающиеся роторы нужно более точно устанавливать автобалансиры. Рекомендуется уменьшать эксцентриситет беговой дорожки автобалансира не менее чем в 2,5 раза по отношению к максимально допустимому значению.

Остаточные виброскорости в режиме автобалансировки (до 3 мм/с) на натурном стенде вентилятора в основном вызваны не силами тяжести. Вероятные причины остаточных виброскоростей – эксцентриситеты беговых дорожек автобалансиров, застой шаров (отсутствие реакции на малые неуравновешенности) и т. д. Поэтому остаточные виброскорости можно уменьшить на этапах изготовления и установки автобалансиров в вентилятор.

## Литература

1. Поляков В. В., Скворцов Л. С. Насосы и вентиляторы. М.: Стройиздат, 1990. 336 с.
2. Зиборов К. А., Ванжа Г. К., Марьенко В. Н. Дисбаланс как один из основных факторов, влияющий на работу роторов шахтных вентиляторов главного проветривания // Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. № 3. С. 734–740. URL: [http://mmese-2017.spbstu.ru/mese/2013/734\\_740.pdf](http://mmese-2017.spbstu.ru/mese/2013/734_740.pdf)



3. Корнеев Н. В., Полякова Е. В. Аэродинамический дисбаланс турбокомпрессора как причина снижения энергетических показателей двигателей внутреннего сгорания // *Техника машиностроения*. 2014. № 1. С. 51–57.
4. Яцун В. В., Філімоніхін Г. Б. Експериментальне дослідження ефективності зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами // *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2008. Вип. 38. С. 100–105.
5. Філімоніхін Г. Б., Яцун В. В. Числове моделювання процесу зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора // *Науковий вісник національного гірничого університету*. 2008. № 10. С. 72–77.
6. Олійніченко Л. С., Філімоніхін Г. Б. Оптимізація параметрів автобалансирів для динамічного зрівноваження крильчатки осьового вентилятора 3D моделюванням // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2014. Т. 6, № 7 (72). С. 12–17. doi: 10.15587/1729-4061.2014.30498
7. Experimental study of the process of the static and dynamic balancing of the axial fan impeller by ball auto-balancers / Olijnichenko L., Goncharov V., Sidei V., Horpynchenko O. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 2, Issue 1 (86). P. 42–50. doi: 10.15587/1729-4061.2017.96374
8. An increase of the balancing capacity of ball or roller-type auto-balancers with reduction of time of achieving auto-balancing / Goncharov V., Filimonikhin G., Nevdakha A., Pirogov V. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 1, Issue 7 (85). P. 15–24. doi: 10.15587/1729-4061.2017.92834
9. Chung J. Effect of gravity and angular velocity on an automatic ball balancer // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2005. Vol. 219, Issue 1. P. 43–51. doi: 10.1243/095440605x8333
10. Chan T. C., Sung C. K., Chao P. C. P. Friction effect on ball positioning of an automatic balancer in optical disk drives // *Microsystem Technologies*. 2012. Vol. 18, Issue 9-10. P. 1343–1351. doi: 10.1007/s00542-012-1540-y
11. Bykov V. G., Kovachev A. S. Dynamics of a rotor with an eccentric ball auto-balancing device // *Vestnik St. Petersburg University: Mathematics*. 2014. Vol. 47, Issue 4. P. 173–180. doi: 10.3103/s1063454114040037
12. Influence of external excitations on ball positioning of an automatic balancer / Sung C. K., Chan T. C., Chao C. P., Lu C. H. // *Mechanism and Machine Theory*. 2013. Vol. 69. P. 115–126. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.05.009
13. Chang K.-H. *Motion Simulation and Mechanism Design with COSMOSMotion 2007*. Norman, Oklahoma, Paperback: Schroff Development Corporation, 2008. 142 p.