

## Виброналадка промышленных вентиляторов

Д.П. Алейников<sup>1a</sup>, А.С. Исаченко<sup>1b</sup>, А.В. Лукьянов<sup>2c</sup>, Ю.Ю. Пискунова<sup>1d</sup>

<sup>1</sup> Иркутский национальный исследовательский технический университет, ул. Лермонтова, 83, Иркутск, Россия

<sup>2</sup> Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского, 15, Иркутск, Россия

<sup>a</sup> aleynikov@istu.edu, <sup>b</sup> isachenkoas@ex.istu.edu, <sup>c</sup> loukian@inbox.ru, <sup>d</sup> b\_j@ex.istu.edu

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0002-9127-0713>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9522-3714>,

<sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0002-5077-5408>, <sup>d</sup> <https://orcid.org/0009-0004-6512-5733>

Статья поступила 26.01.2026, принята 24.04.2026

*В данной статье проанализированы причины повышенной вибрации промышленного вентилятора, используемого в составе пылеулавливающей системы асфальтобетонного завода. В ходе вибродиагностического обследования с применением современного двухканального вибронализатора Baltech VP-3470 выявлено, что основными источниками повышенной вибрации являются дисбаланс ротора и механическое ослабление конструкции, вызванные недостаточной жёсткостью рамы подшипниковой опоры. Определено, что преобладающая амплитуда на оборотной частоте и наличие гармоник в спектре виброскорости однозначно свидетельствуют о данных дефектах. Особое внимание уделено характерным признакам развития дефектов в подшипниковых узлах и электродвигателе. Для устранения выявленных недостатков предложен и последовательно реализован комплекс вибронладочных мероприятий. Разработано и выполнено конструктивное решение по укреплению фундамента рамы с использованием бетонной заливки, что позволило повысить общую жёсткость системы и снизить уровень вибрации. Для обеспечения соответствия нормам ГОСТ 31350-2007 применена методика одноплоскостной динамической балансировки ротора в собственных опорах методом пробных пусков с использованием векторной диаграммы. Подробно описана процедура балансировки, включая расчёт массы и углового положения корректирующих грузов. В результате доказано, что комплексный подход, включающий усиление фундамента и точную балансировку, является высокоэффективным. Представлены итоговые данные, подтверждающие, что общий уровень вибрации был успешно снижен с 31,5 мм/с до 6,5 мм/с в горизонтальном направлении, что соответствует регламентированным допустимым значениям. Обоснована целесообразность регулярного вибромониторинга и своевременной вибронладки как неотъемлемой части управления жизненным циклом промышленных вентиляторов. Показано, что профилактические мероприятия позволяют предотвратить серьёзные поломки и сократить эксплуатационные расходы.*

**Ключевые слова:** вибронладка; промышленный вентилятор; дисбаланс ротора; балансировка; вибродиагностика.

## Vibration tuning of industrial fans

D.P. Aleynikov<sup>1a</sup>, A.S. Isachenko<sup>1b</sup>, A.V. Lukyanov<sup>2c</sup>, Yu.Yu. Piskunova<sup>1d</sup>

<sup>1</sup> National Research Irkutsk State Technical University; 83, Lermontov St., Irkutsk, Russia

<sup>2</sup> Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevskiy St., Irkutsk, Russia

<sup>a</sup> aleynikov@istu.edu, <sup>b</sup> isachenkoas@ex.istu.edu, <sup>c</sup> loukian@inbox.ru, <sup>d</sup> b\_j@ex.istu.edu

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0002-9127-0713>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9522-3714>,

<sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0002-5077-5408>, <sup>d</sup> <https://orcid.org/0009-0004-6512-5733>

Received 26.01.2026, accepted 24.04.2026

*The article investigates the causes of increased vibration in an industrial fan operating within an asphalt plant's dust collection system. Comprehensive vibration diagnostics using a modern two-channel Baltech VP-3470 vibroanalyzer identifies rotor imbalance and mechanical looseness due to insufficient bearing support frame stiffness as the primary sources of excessive vibration. Spectral analysis confirms these defects, showing dominant amplitude at rotational frequency and characteristic harmonics. The study examines specific failure symptoms in bearing assemblies and the electric motor. A systematic vibration correction protocol is implemented, beginning with structural reinforcement of the frame foundation through concrete pouring to enhance system stiffness. To achieve compliance with GOST 31350-2007 standards, single-plane dynamic balancing of the rotor in its own bearings is performed using the trial weight method with vector diagram analysis. The balancing methodology is detailed, including correction weight calculation and placement procedures. Results demonstrate the high effectiveness of this integrated approach, combining foundation strengthening and precision balancing. Final measurements confirm successful vibration reduction from 31,5 mm/s to 6,5 mm/s in the horizontal direction, bringing parameters within permissible limits. The study validates regular vibration monitoring and timely adjustment as essential components of industrial fan lifecycle management, showing how preventive maintenance prevents serious failures and reduces operational costs.*

**Keywords:** vibration tuning; industrial fan; rotor unbalance; balancing; vibration diagnostics.

**Введение.** Промышленные вентиляторы (ПВ) являются важным элементом многих промышленных объектов, где они служат для регулирования температуры, подачи чистого воздуха, устранения загрязнённого воздуха, удаления механических загрязнителей и пыли на производственных предприятиях и других целей. В зависимости от назначения промышленные вентиляторы могут иметь различные конструкции. Вне зависимости от конструкции, любой промышленный вентилятор состоит из рамы, корпуса, рабочего колеса и приводного электродвигателя, обеспечивающего вращение рабочего колеса [1–4].

При продолжительной работе в промышленных вентиляторах любого типа происходит изменение балансировки вращающихся масс из-за износа и загрязнения лопаток рабочего колеса и износа подшипников, а также развитие дефектов электродвигателя, что приводит к снижению производительности агрегата и повышению вибрации и шума. В аналогичных случаях целесообразным является применение методов неразрушающего контроля в процессе эксплуатации, позволяющих исключить ненужную и нерациональную разборку и визуальную дефектацию развивающихся дефектов, сократить простой оборудования [5–8]. Ресурсные и временные потери при ремонте агрегата, вышедшего из строя из-за дефектного подшипника или изношенной лопатки рабочего колеса, несопоставимы с затратами на замену элемента, ещё не достигшего критического состояния. Данная особенность также делает целесообразным и экономически выгодным проведение постоянного неразрушающего мониторинга состояния роторного агрегата с целью выявления зарождающихся дефектов.

Вибромониторинг роторного оборудования и в частности промышленных вентиляторов является одним из наиболее эффективных комплексов работ по определению технического состояния и принятию мер по устранению дефектов. На первом этапе вибромониторинг представляет собой вибродиагностический контроль и диагностику дефектов во время эксплуатации роторного агрегата, позволяющую выявить дефектный элемент и причины появления дефекта [9–12]. Далее, в случае превышения показателей вибрации предельно допустимых нормативных значений, проводится виброналадка, в частности мероприятия по устранению причин высоких вибраций при выключенном агрегате. Такие мероприятия могут включать в себя центровку, балансировку, укрепление фундамента, увеличение жёсткости опор, ремонт электродвигателя, и другие. В результате сокращаются затраты на ремонт ввиду своевременного устранения развивающихся дефектов, снижения времени простоя оборудования и устранения дефекта до момента выхода агрегата из строя [16–17].

Одной из частных областей применения промышленных вентиляторов являются асфальтобетонные заводы. Производительность и качество дорожного строительства в значительной степени зависят от надёжности используемого на асфальтобетонных заводах оборудования для производства асфальтобетонных смесей. Технологический процесс производства асфальтобетонных смесей является одним из самых энергоёмких процессов дорожного строительства, поэтому повышение

эффективности работы оборудования и снижение простоев ввиду аварийного или планового ремонта важны для снижения себестоимости и сокращения сроков дорожного строительства. Одним из важных компонентов асфальтобетонного завода является пылеулавливающая система, в которую поступают образующиеся при сжигании топлива и просушивании материала горячие газы и пыль, которые впоследствии либо подаются в смесительный агрегат, либо удаляются в виде шлама. Для функционирования пылеулавливающей системы необходим промышленный пылесос-вентилятор. Эти предпосылки делают виброналадку применимым и экономически целесообразным в начальный период эксплуатации методом контроля и предупреждения досрочного вывода промышленных вентиляторов из строя [18–21].

**Материал и методы исследования.** Проведено вибрационное обследование состояния промышленного вентилятора асфальтобетонного завода с целью выявления причин появления повышенной вибрации и принятия мер для её устранения. Контроль вибрации осуществлялся с использованием переносного двухканального виброанализатора Baltech VP-3470.

Исследуемый промышленный вентилятор состоит из асинхронного электродвигателя, подшипниковой опоры с консольным креплением рабочего колеса на валу. Общий вид исследуемого агрегата представлен на рис. 1.



Рис. 1. Промышленный вентилятор

Анализ конструктивных особенностей промышленных вентиляторов позволяет определить характерные частоты развивающихся дефектов. Так, дисбаланс ротора с рабочим колесом или его динамическая неуравновешенность проявляется на частоте вращения ротора (оборотной частоте)  $f_1$ . Разновидностью динамической неуравновешенности в данном случае является консольный дисбаланс ротора – комбинация статической и моментной неуравновешенности, которая определяется главным вектором и главным моментом дисбаланса ротора. Консольный дисбаланс ротора из-за искривления оси вращения вызывает вибрации на основной оборотной частоте как в осевом, так и радиальном направлении. В подшипниках скольжения из-за дисбаланса ротора могут возникать также автоколебания на частоте, равной половине частоты вращения или менее  $f_{n1} \leq 0,5f_1$ .

В подшипниках качения вибрации возникают из-за периодического изменения нелинейной жёсткости при групповом вращении тел качения (шариков или роликов) и определяются их геометрическими и количественными характеристиками. Несоосность, неравномерный износ и перекос шкивов ременной передачи приводит к периодическому изменению натяжения ремня и к модуляции низкочастотной вибрации и сил трения в их подшипниках частотой вращения дефектного шкива. Непараллельность валов и осевой сдвиг шкивов приводит к появлению периодических ударных нагрузок на ремень с частотой вращения одного (или двух) шкивов, импульсно-модулирующих силы трения в подшипниках передачи и возбуждаемой силами трения высокочастотной вибрации этих подшипников. Ослабление натяжения ремня приводит к флуктуациям сил его натяжения и нестабильности амплитуды вибрации на гармониках частот вращения обоих валов, а также к нестабильности величины тока, потребляемого двигателем. Повышенный уровень вибрации промышленных вентиляторов зачастую обусловлен неуровновешенностью рабочего колеса, возникающей вследствие деградации геометрии лопастей (эрозия) или накопления адгезионных отложений, чему особенно подвержены пылесосы-вентиляторы пылеулавливающих систем.

Система привода исследуемого промышленного вентилятора включает асинхронный электродвигатель мощностью 30 кВт с горизонтальным расположением, номинальная частота вращения которого составляет 1470 об/мин, соединённый с ротором крыльчатки посредством ременной передачи. Асинхронный электродвигатель, приводящий в движение рабочее колесо, может генерировать электрические дефекты и выйти из строя из-за перегрузки и повышенного скольжения, короткого замыкания обмоток статора, обрыва стержней ротора или других причин, что приведёт к остановке работы всего промышленного вентилятора.

Интенсивность вибрации оценивалась среднеквадратичным значением (СКЗ) вибрации по действующим нормам [13–15] для категории вентилятора на жёсткой опоре BV3. В табл. 1 приведены предельные значения (в единицах виброскорости для широкополосной вибрации на корпусах подшипников) при нормальной работе промышленного вентилятора.

**Таблица 1.** Предельные значения вибрации на месте эксплуатации промышленного вентилятора

| Вибрационное состояние вентилятора | Предельное СКЗ виброскорости, мм/с |
|------------------------------------|------------------------------------|
| Пуск в эксплуатацию                | 4,5                                |
| Предупреждение                     | 7,1                                |
| Останов                            | 9,0                                |

Основной дефект такой конструкции крепления ротора соответствует развитию консольного дисбаланса, а именно динамической неуровновешенности ротора (ДНР), при котором ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются не в центре масс ротора

или перекрещиваются. ДНР является комбинацией статической и моментной неуровновешенности.

Схема обследуемого оборудования представлена на рис. 2. Наивысший уровень вибрации фиксировался в ближней к рабочему колесу подшипниковой опоре в вертикальном (V) и горизонтальном (H) направлениях.



**Рис. 2.** Схема измерения вибрации

Результаты измерения вибрации в установившемся режиме работы представлены в табл. 2.

**Таблица 2.** Результаты измерения вибрации

| Номер опоры | Виброскорость (СКЗ),<br>в полосе частот 10–1000 Гц,<br>[мм/с] |      |
|-------------|---------------------------------------------------------------|------|
|             | V                                                             | H    |
| 1           | 16,03                                                         | 31,5 |

Сформированный по данным измерений спектральный состав средних квадратичных значений виброскорости в вертикальном направлении (V) представлен на рис. 3.

Преобладающая амплитуда на оборотной частоте свидетельствует о наличии дефекта «дисбаланс», наличие 2, 3, 4 гармоник на уровне 30 % от основной амплитуды возмущения соответствует дефекту «механическое ослабление» по причине низкой жёсткости рамы подшипниковой опоры, особенно в горизонтальном направлении. Этому способствуют и вибрации, генерируемые ременной передачей.

С целью повышения жёсткости опор выполнено усиление рамы путём заливки бетонного фундамента, в соответствии с конструктивным решением, представленным на рис. 4. По завершении работ проведена повторная оценка параметров вибрации (табл. 3).

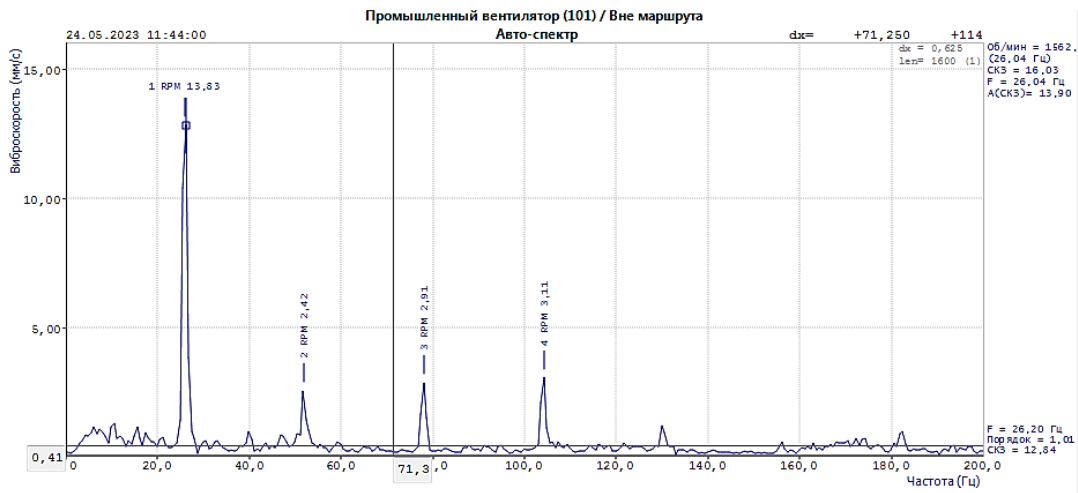


Рис. 3. Спектр виброскорости в вертикальном направлении



Рис. 4. Укрепление фундамента рамы

Таблица 3. Результаты измерения вибрации (после укрепления рамы)

| Номер опоры | Виброскорость (СКЗ),<br>в полосе частот 10-1000 Гц,<br>[мм/с] |    |
|-------------|---------------------------------------------------------------|----|
|             | V                                                             | H  |
| 1           | 8,3                                                           | 25 |

Спектральный состав СКЗ виброскорости в вертикальном (V) и горизонтальном (H) направлениях после укрепления фундамента представлен на рис. 5–6. Амплитуды 1-й гармоники оборотной частоты в вертикальном направлении уменьшилась в 2 раза (от 13,8 мм/с до 6,73 мм/с), причём она сместилась в высокочастотную область, с 26 Гц до 30,8 Гц, что свидетельствует об увеличении жёсткости крепления вентилятора. СКЗ виброскорости в диапазоне частот до 200 Гц в целом также уменьшилось с 16,03 мм/с до 10,8 мм/с.

На спектре виброскорости (см. рис. 5) вокруг гармоник оборотной частоты появились боковые пики частоты прохода полюсов 6 Гц, определяемой как удвоенное произведение значения частоты питания сети ( $f_s$ ) и коэффициента скольжения ( $s$ ).

Это характерные признаки начала обрыва короткозамкнутых стержней ротора асинхронного электродвигателя (АЭД) – результат работы АЭД под большой нагрузкой (наиболее распространённый дефект АЭД)

Анализ спектров виброскорости после укрепления фундамента показал незначительное снижение амплитуд гармоник оборотной частоты. Значение виброскорости на оборотной частоте в горизонтальном направлении значительно превышает предельно допустимые, что говорит о ярко выраженном дисбалансе ротора и необходимости выполнения балансировки.

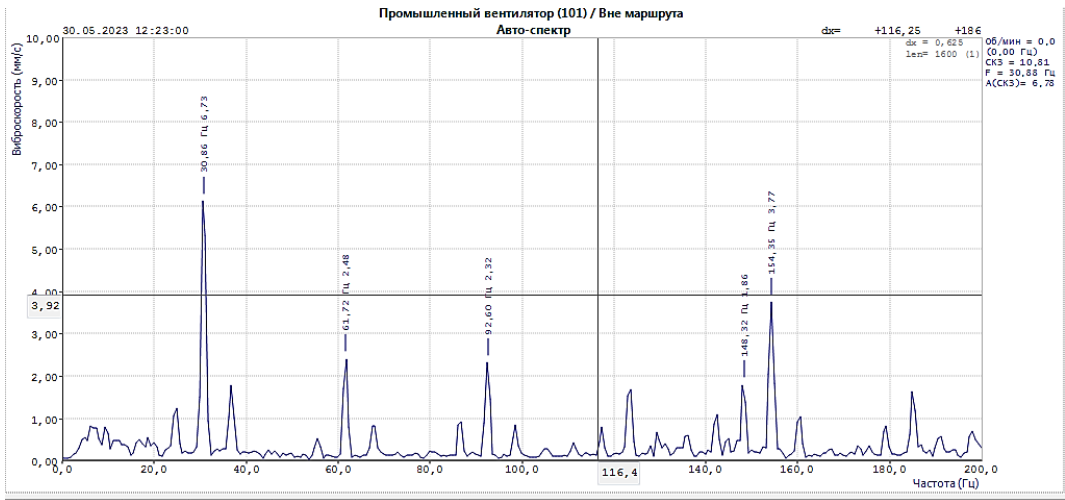


Рис. 5. Спектр виброскорости в вертикальном направлении после укрепления фундамента



Рис. 6. Спектр виброскорости в горизонтальном направлении после укрепления фундамента

Для выполнения мероприятий по одноплоскостной балансировке в собственных опорах по методу пробных пусков использовались встроенные функции виброанализатора Baltech VP-3470 и векторная диаграмма балансировки. Фаза измерялась при помощи лазерного тахометра, зафиксированного магнитным креплением на металлической конструкции, не соприкасающуюся непосредственно с рамой подшипникового узла для большей устойчивости и защиты от влияния вибраций во время работы агрегата. Ввиду нагрева вала в процессе вращения, светоотражающая метка была размещена на торцовой поверхности шкива. Датчик вибрации был размещён на ближайшем к крыльчатке подшипниковом узле в вертикальном направлении.

Балансировка проводилась согласно следующей процедуре:

1. Начальное измерение.

Начальное измерение СКЗ виброскорости показало значение 19,1 мм/с с фазой 129°.

2. Установка пробной массы и пробный пуск.

Руководствуясь массой и геометрическими параметрами ротора, был выбран пробный груз массой 25 г, который был приварен к одной из лопастей крыльчатки. Замер уровня вибрации после установки пробной массы показал значение СКЗ виброскорости 13,22 мм/с с фазой 37°.

3. Построение векторной диаграммы балансировки ротора.

Для расчёта массы и углового положения корректирующего груза строится векторная диаграмма балансировки ротора. На диаграмме отмечаются вектор нулевого пуска  $\vec{A}_0 = 19,1/129^\circ$ , положение пробного груза  $m_1$  и вектор пробного пуска  $\vec{A}_1 = 13,22/37^\circ$ . Далее отмечается вектор вибрации пробного груза  $\vec{A}_{10} = \vec{A}_1 - \vec{A}_0$ . Путём геометрических измерений было установлено, что  $\vec{A}_{10} = 23,49/343^\circ$ .

4. Расчёт уравнивающего груза.

Масса уравнивающего груза рассчитывается по формуле (1):

$$M = m_1 \frac{A_0}{A_{10}} \quad (1)$$

$$M = 25 \frac{19,1}{23,49} = 20,32 \text{ г}$$

Угловое положение уравнивающего груза рассчитывается по формуле (2):

$$\varphi_M = \varphi_{m1} + \varphi_0 + 180^\circ - \varphi_{10}, \quad (2)$$

где  $\varphi_{m1}$  – угол расположения пробного груза,  $\varphi_0$  – угловая составляющая вектора нулевого пуска,  $\varphi_{10}$  – угловая составляющая вектора вибрации пробного груза.

$$\varphi_M = 0^\circ + 129^\circ + 180^\circ - 343^\circ = -34^\circ = 326^\circ.$$

Итоговая векторная диаграмма балансировки ротора приведена на рис. 7.

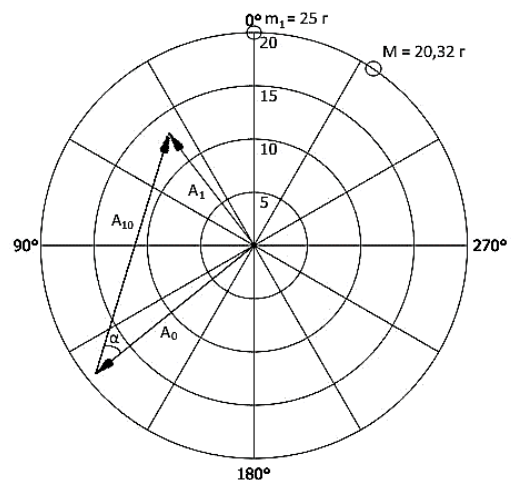
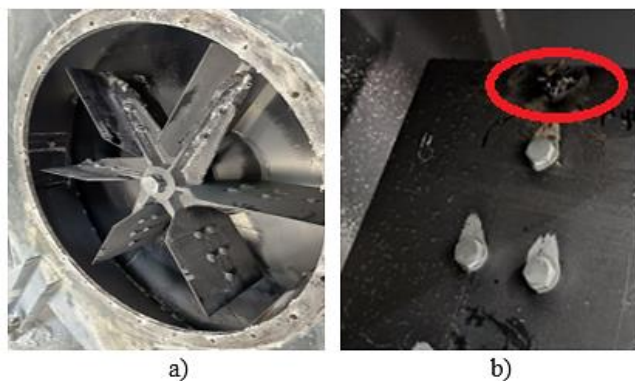


Рис. 7. Векторная диаграмма балансировки ротора

5. Установка уравнивающего груза.

Ввиду того, что угол 326° находится примерно посередине промежутка между двумя смежными лопастями крыльчатки, уравнивающий груз был разбит на два груза массой 10,16 г, которые были приварены к лопастям, расположенным на углах 0° и 330°. Пробный груз был удалён. Размещение уравнивающего груза на рабочем колесе представлено на рис. 8.



**Рис. 8.** Размещение уравнивающего груза: а – рабочее колесо; б – уравнивающий груз

#### 6. Контрольный пуск

Замер уровня вибрации после установки уравнивающей массы показал значение СКЗ виброскорости 2,8 мм/с с фазой 46°. Оставшийся дисбаланс обуславливается погрешностями при геометрических расчётах и неточности выбора массы уравнивающих грузов и их расстояния от центра крыльчатки.

**Заключение.** Результаты проведённого комплексного анализа показали наличие дефектов механических ослаблений и дисбаланса рабочего колеса. В результате проведения работ по укреплению фундамента вибрация снизилась до 8,3 мм/с в вертикальном и 25,1 мм/с в горизонтальном направлениях. При проведении динамической балансировки в собственных опорах общий уровень вибрации снизился до 2,8 мм/с в вертикальном и 6,5 мм/с в горизонтальном направлениях. Изменение

уровней вибрации в результате выполнения виброналадочных работ представлено в табл. 4.

**Таблица 4.** Изменение уровней вибрации в результате выполнения виброналадочных работ

| Направление | Виброскорость (СКЗ),<br>в полосе частот 10–1000 Гц, [мм/с] |                             |                       |
|-------------|------------------------------------------------------------|-----------------------------|-----------------------|
|             | До укрепления<br>рамы                                      | После<br>укрепления<br>рамы | После<br>балансировки |
| <b>V</b>    | 16,03                                                      | 8,3                         | 2,8                   |
| <b>H</b>    | 31,5                                                       | 25,1                        | 6,5                   |

Достигнутый общий уровень вибрации соответствует границам «допустимо» в соответствии с ГОСТ 31350–2007 «Промышленные вентиляторы. Требования к производимой вибрации и качеству балансировки». Вибродиагностика и балансировка промышленных вентиляторов являются неотъемлемой частью эффективного управления их жизненным циклом. Своевременное проведение этих работ позволяет обеспечить надёжную, безопасную и экономичную эксплуатацию вентиляторов, предотвратить аварии, оптимизировать производительность и снизить эксплуатационные расходы. Пренебрежение этими мероприятиями может привести к серьёзным последствиям, включая поломки оборудования, травмы персонала и значительные финансовые потери. Поэтому рекомендуется регулярно проводить вибродиагностику и балансировку промышленных вентиляторов в соответствии с рекомендациями производителя и отраслевыми стандартами.

#### Литература

1. Пустовалова Н.Н. Анализ методов энергосбережения в промышленном производстве на примере использования насосов и вентиляторов / Н. Н. Пустовалова // Энергетическая безопасность : Сборник научных статей III Междунар. конгресса. В 2-х томах, Курск, 16–17 октября 2020 года. Том 2. Курск : Юго-Западный государственный университет, 2020. С. 282–288.
2. Данильченко Р.Е. Исследование акустических характеристик осевого промышленного вентилятора в зависимости от различных режимов работы асинхронного двигателя / Р.Е. Данильченко, И.Л. Вяликов // Актуальные проблемы науки и техники. 2020 : Мат-лы национальной науч.-практ. конф., Ростов-на-Дону, 25–27 марта 2020 года / Отв. редактор Н.А. Шевченко. Ростов-на-Дону: Донской государственный технический университет, 2020. С. 1358–1359.
3. Панарин В.С. Исследование основных характеристик асинхронного двигателя промышленного вентилятора / В.С. Панарин, И.Л. Вяликов // Актуальные проблемы науки и техники. 2020 : Мат-лы национальной науч.-практ. конф., Ростов-на-Дону, 25–27 марта 2020 года / Отв. редактор Н.А. Шевченко. Ростов-на-Дону: Донской государственный технический университет, 2020. С. 1374–1375.
4. Быков С.В. Погрешность оценки вибрационного состояния оборудования / С.В. Быков // Экспозиция Нефть Газ. 2012. № 3(21). С. 19–20.
5. Сидоров В.А. Некоторые аспекты практического уравнивания жестких роторов в собственных опорах / В.А. Сидоров, Н.В. Гичун // Контроль. Диагностика. 2021. Т. 24, № 10(280). С. 48–57.
6. Михайлов А.Л. Методика вибродиагностики автоколебаний рабочего колеса вентилятора ТРДД в режиме реального времени / А.Л. Михайлов, О.Л. Посадова // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 11. С. 30–31.
7. Полещенко Д.А. Сравнительный анализ эффективности применения методов обработки сигналов для выделения значимой информации из сигнала виброускорения на примере процесса разлива стали / Д.А. Полещенко // Современные сложные системы управления НТЭС'2018 : Сборник трудов XIII Междунар. науч.-практ. конф., Старый Оскол, 2018. С. 46–49.
8. Силкин В.В. Асфальтобетонные заводы : учеб. пособие. М. : Экон-Информ, 2008г. 266 с.
9. Лукьянов А.В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин. Иркутск : Изд-во ИргТУ, 1999. 230 с.
10. Лукьянов А.В. Управление техническим состоянием роторных машин (система планово-диагностического ремонта). Иркутск : Изд-во ИргТУ, 2000. 230 с.
11. Алейников Д.П., Лукьянов А.В. Исследование динамики крепления датчиков вибрации шпинделей обрабатывающих центров // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2015. № 2. С. 28–35.
12. Лукьянов А.В., Алейников Д.П., Портной А.Ю. Система защиты обрабатывающих центров от опасных динамических нагрузок на основе анализа параметров вибрации и силы // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017. Т. 21. № 4 (123). С. 30–38

13. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования.
14. ГОСТ 31351-2007 (ИСО 14694:2003). Вентиляторы промышленные. Требования безопасности. Нормы вибрации.
15. РД 153-34.0-46.315-2001. Методические указания по виброналадке и вибродиагностике вращающегося оборудования электростанций.
16. Неразрушающий контроль/под общ. ред. В.В. Ключева. М.: Машиностроение. 2005. Т. 8. 789 с.
17. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПбГМУ. 2004. 156 с.
18. Герики Б.Л., Абрамов И.Л., Герики П.Б. Стратегия технического обслуживания горных машин по фактическому состоянию на основе методов вибродиагностики и неразрушающего контроля // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2008. №1 (65). С. 11–14.
19. Краковский Ю.М., Симонов С.В. Программный комплекс гибкого мониторинга роторных машин по виброданным // Контроль. Диагностика. 2002. № 12. С. 51–55.
20. Cempel C., Determination of vibration symptom limit value in diagnostics of machinery. Maintenance management international. № 5. 1985. P. 297-204.
21. Cempel C., Limit value in practice of vibration diagnostics of machines. 9-th EFNMS Congress, Helsinki. 1988. P. 154-173.
5. Sidorov V.A. Some aspects of practical balancing of rigid rotors in their own bearings / V.A. Sidorov, N.V. Gichun // Kontrol'. Diagnostika. 2021. Vol. 24, No. 10(280). P. 48–57.
6. Mikhailov A.L. Method for vibration diagnostics of self-oscillations of a turbofan engine fan impeller in real time / A.L. Mikhailov, O.L. Posadova // Sbornik v mashinostroenii, priborostroenii. 2007. No. 11. P. 30–31.
7. Poleshchenko D.A. Comparative analysis of the effectiveness of signal processing methods for extracting significant information from a vibration acceleration signal using the example of the steel pouring process / D. A. Poleshchenko // Modern Complex Control Systems HTCS'2018: Collection of proceedings of the XIII International Scientific and Practical Conference, Sary Oskol, 2018. P. 46–49.
8. Silkin V.V., Lupanov A.P. Asfal'tobetonny'e zavody': Uchebnoe posobie. M.: E'kon-Inform, 2008. 266 p.
9. Lukyanov A.V. Qualifier vibrodiagnostic signs rotary machines defects. Irkutsk, ISTU, 1999. P. 230.
10. Lukyanov A.V. Managing the technical condition of rotating machinery. Irkutsk, ISTU, 2000. P. 230
11. Aleinikov D.P., Lukyanov A.V. Study of the dynamics of vibration sensor mounting on spindles of machining centers // Vestnik of ISTU. Irkutsk. 2015. No. 2. P. 28–35.
12. Lukyanov A.V., Aleinikov D.P., Portnoy A.Yu. Protection system for machining centers against hazardous dynamic loads based on the analysis of vibration and force parameters // Vestnik of ISTU. Irkutsk. 2017. Vol. 21. No. 4 (123). P. 30–38.
13. GOST ISO 10816-1-97. Vibration. Monitoring machine condition based on vibration measurements on non-rotating parts. Part 1. General requirements.
14. GOST 31351-2007 (ISO 14694:2003). Industrial fans. Safety requirements. Vibration standards.
15. RD 153-34.0-46.315-2001. Guidelines for Vibration Alignment and Vibration Diagnostics of Rotating Equipment at Power Plants.
16. Nerazrushayushij kontrol'/pod obshh. red. V.V. Klyueva. M.: Mashinostroenie. 2005. T. 8. 789 P
17. Barkov A.V., Barkova N.A. Vibracionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya. Analiz vibracii: ucheb. posobie. SPb.: Izd-vo SPbGMTU. 2004. 156 p.
18. Gerike B.L., Abramov I.L., Gerike P.B. Strategy for maintenance of mining machinery based on actual condition using methods of vibration diagnostics and non-destructive testing // Vestnik of Kuzbass State Technical University. 2008. No.1 (65). P. 11–14.
19. Krakovskiy Y.M., Simonov S.V. The program complex of flexible monitoring of rotary machines on vibrodated // Kontrol. Diagnostics. 2002. № 12. P. 51–55.
20. Cempel C., Determination of vibration symptom limit value in diagnostics of machinery. Maintenance management international. No. 5. 1985. P. 297–204.
21. Cempel C., Limit value in practice of vibration diagnostics of machines. 9-th EFNMS Congress, Helsinki. 1988. P. 154–173.

#### References

1. Pustovalova N.N. Analysis of energy saving methods in industrial production on the example of using pumps and fans / N.N. Pustovalova // Energy Security: Collection of scientific articles of the III International Congress. In 2 volumes, Kursk, October 16–17, 2020. Volume 2. Kursk: South-West State University, 2020. P. 282–288.
2. Danilchenko R.E. Study of the acoustic characteristics of an industrial axial fan depending on various operating modes of an induction motor / R.E. Danilchenko, I.L. Vyalikov // Actual Problems of Science and Technology. 2020: Materials of the national scientific-practical conference, Rostov-on-Don, March 25–27, 2020 / Executive editor N.A. Shevchenko. Rostov-on-Don: Don State Technical University, 2020. P. 1358–1359.
3. Panarin V.S. Study of the main characteristics of an induction motor of an industrial fan / V.S. Panarin, I.L. Vyalikov // Actual Problems of Science and Technology. 2020: Materials of the national scientific-practical conference, Rostov-on-Don, March 25–27, 2020 / Executive editor N.A. Shevchenko. Rostov-on-Don: Don State Technical University, 2020. P. 1374–1375.
4. Bykov S.V. Error in assessing the vibrational condition of equipment / S.V. Bykov // Ekspozitsiya Neft Gaz. 2012. No. 3 (21). P. 19–20.
5. Sidorov V.A. Some aspects of practical balancing of rigid rotors in their own bearings / V.A. Sidorov, N.V. Gichun // Kontrol'. Diagnostika. 2021. Vol. 24, No. 10(280). P. 48–57.
6. Mikhailov A.L. Method for vibration diagnostics of self-oscillations of a turbofan engine fan impeller in real time / A.L. Mikhailov, O.L. Posadova // Sbornik v mashinostroenii, priborostroenii. 2007. No. 11. P. 30–31.
7. Poleshchenko D.A. Comparative analysis of the effectiveness of signal processing methods for extracting significant information from a vibration acceleration signal using the example of the steel pouring process / D. A. Poleshchenko // Modern Complex Control Systems HTCS'2018: Collection of proceedings of the XIII International Scientific and Practical Conference, Sary Oskol, 2018. P. 46–49.
8. Silkin V.V., Lupanov A.P. Asfal'tobetonny'e zavody': Uchebnoe posobie. M.: E'kon-Inform, 2008. 266 p.
9. Lukyanov A.V. Qualifier vibrodiagnostic signs rotary machines defects. Irkutsk, ISTU, 1999. P. 230.
10. Lukyanov A.V. Managing the technical condition of rotating machinery. Irkutsk, ISTU, 2000. P. 230
11. Aleinikov D.P., Lukyanov A.V. Study of the dynamics of vibration sensor mounting on spindles of machining centers // Vestnik of ISTU. Irkutsk. 2015. No. 2. P. 28–35.
12. Lukyanov A.V., Aleinikov D.P., Portnoy A.Yu. Protection system for machining centers against hazardous dynamic loads based on the analysis of vibration and force parameters // Vestnik of ISTU. Irkutsk. 2017. Vol. 21. No. 4 (123). P. 30–38.
13. GOST ISO 10816-1-97. Vibration. Monitoring machine condition based on vibration measurements on non-rotating parts. Part 1. General requirements.
14. GOST 31351-2007 (ISO 14694:2003). Industrial fans. Safety requirements. Vibration standards.
15. RD 153-34.0-46.315-2001. Guidelines for Vibration Alignment and Vibration Diagnostics of Rotating Equipment at Power Plants.
16. Nerazrushayushij kontrol'/pod obshh. red. V.V. Klyueva. M.: Mashinostroenie. 2005. T. 8. 789 P
17. Barkov A.V., Barkova N.A. Vibracionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya. Analiz vibracii: ucheb. posobie. SPb.: Izd-vo SPbGMTU. 2004. 156 p.
18. Gerike B.L., Abramov I.L., Gerike P.B. Strategy for maintenance of mining machinery based on actual condition using methods of vibration diagnostics and non-destructive testing // Vestnik of Kuzbass State Technical University. 2008. No.1 (65). P. 11–14.
19. Krakovskiy Y.M., Simonov S.V. The program complex of flexible monitoring of rotary machines on vibrodated // Kontrol. Diagnostics. 2002. № 12. P. 51–55.
20. Cempel C., Determination of vibration symptom limit value in diagnostics of machinery. Maintenance management international. No. 5. 1985. P. 297–204.
21. Cempel C., Limit value in practice of vibration diagnostics of machines. 9-th EFNMS Congress, Helsinki. 1988. P. 154–173.