

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

УДК 621.74.042-047.42

П. Г. АНОФРИЕВ^{1*}

^{1*}Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, эл. почта anofriev@mail.ru, ORCID 0000-0001-7997-3523

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ЛИТЕЙНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ

Цель. Основной целью экспериментальных исследований является установка адекватности разработанных математических моделей колебаний машины и фактических параметров вибрации машины. Практически все литейные машины для производства прокатных валков имеют уникальные конструкции и рабочие характеристики, поэтому дополнительная цель настоящей работы предполагает сопоставление уровня вибрации литейной машины с требованиями действующих стандартов вибрационной активности новых технологических машин. С целью установки дефектов изготовления, ошибок монтажа вращающихся деталей машины и их влияния на динамику машины предусматривается выполнение частотного анализа колебаний машины. **Методика.** Измерение параметров вибрации было выполнено на подвижных частях роликовых опор машины. Для замеров амплитуд ускорений в трех взаимно перпендикулярных направлениях были использованы пьезоэлектрические датчики с магнитным креплением. Электрические сигналы от датчиков были записаны на магнитную ленту. Дальнейший анализ колебаний выполнялся и был визуализирован с помощью специализированного частотного анализатора. Частотный анализатор реализует алгоритм быстрого преобразования Фурье, а также интегрирование входного сигнала датчика. После первого интегрирования получают данные для построения спектрограммы виброскоростей, а результатом второго интегрирования являются данные спектрограммы виброперемещений опор машины. **Результаты.** Представлены результаты экспериментальных исследований колебаний центробежной литейной машины для производства двухслойных прокатных валков. Получены и проанализированы спектрограммы ускорений, скоростей и перемещений подвижных частей верхних и нижних роликовых опор. Работа машины сопряжена с прохождением расчетных значений критических частот и кратковременным развитием резонансных колебаний ротора и роликовых опор. **Научная новизна.** Автором впервые получены частотные спектры вибрации промышленного образца литейной машины. Обнаружены колебания с частотами, которые отличаются от основной роторной частоты. **Практическая значимость.** По итогам эксперимента определены фактические параметры вибрации машины в установившемся режиме при испытаниях без заливки формы металлом. Установлена адекватность математических моделей динамики машины и ее промышленного образца. Методом одного тона получены коэффициенты искажения виброскорости роторной гармоники, указывающие на нелинейные преобразования в системе «ротор–опоры». Экспериментально установлено, что параметры вибрации машины находятся в допустимых диапазонах значений, регламентируемых стандартами для виброактивных машин.

Ключевые слова: центробежная литейная машина; производство двухслойных прокатных валков; экспериментальные исследования колебаний; параметры вибрации

Введение

Экспериментальные исследования механических колебаний центробежной литейной маши-

ны дают наиболее обширную и достоверную информацию о колебательных процессах в критических и установившихся режимах ее работы.

Вибрации машин на практике представляют собой сложные механические колебания с множеством составляющих на различных частотах. Поэтому для новых машин частотный анализ является основным методом оценки динамических характеристик и вибродиагностики принятых технических решений и методики расчетов. Частотный анализ колебаний машин позволяет обнаружить ряд выраженных частотных составляющих периодического характера, непосредственно связанных с вращением формы и движением ее роликовых опор машины [12, 17, 18]. Основные понятия по измерению физических величин, различные методики и средства измерений вибрации представлены в работах В. С. Голубева, М. Д. Генкина, М. И. Субботина, Е. С. Левшиной, П. В. Новицкого, А. В. Баркова [4–16]. Для получения первичных значений параметров вибрации чаще всего используются пьезодатчики или акселерометры. Акселерометры предназначены для преобразования ускорения вибраций физических тел в электрические сигналы [13]. Дальнейшая обработка сигналов выполняется с помощью компьютеризированных анализаторов. Используя быстрое преобразование Фурье, анализаторы определяют амплитуды ускорений и спектр частот колебаний исследуемого тела. Скорости и перемещения вычисляются путем интегрирования ускорения тела.

Цель и постановка задачи

Целью исследований являлось получение объективной информации о динамике машины и сравнение фактических параметров вибрации с результатами исследований колебательных процессов [1–3], проведенных на математических моделях. Для этого выполнены измерения колебаний подвижных частей роликовых опор и фундамента машины на этапах подготовки формы к заливке металлом. Выполнялись условия:

- опорный стакан (ротор) без литейной формы вращается с постоянной угловой скоростью;
- машина с литейной формой, полностью подготовленной к заливке металлом, останавливается (выбег) без принудительного торможения электродвигателем.

Методика

Современные методы измерений вибрации [4, 14] предусматривают преобразование механических колебаний в электрические сигналы, запись их на носители информации и последующую обработку на частотных анализаторах.

В соответствии с этими методами [4, 14] на Лутугинском заводе прокатных валков были проведены экспериментальные исследования колебаний машины для производства двухслойных прокатных валков. Схемы размещения датчиков и измерительного тракта (рис. 1) предназначены для измерения вибрации подвижных частей роликовых опор и фундамента в трех направлениях. В качестве вибродатчиков перемещения использовались пьезоэлектрические акселерометры типа 4321 фирмы «Brüel & Kjær». Этот тип датчиков отличается широким частотным и динамическим диапазоном, линейной характеристикой, прочной конструкцией, надежностью и стабильностью параметров. Акселерометры чувствительны к ускорениям, что дает возможность измерения и анализа не только ускорений, а также скорости и перемещения. При выборе типа акселерометров учитывались условия проведения исследований: высокая температура и акустический шум. Используемые датчики типа 4321 фирмы «Brüel & Kjær» допускают нагрев до температуры 250 °С и малочувствительны к шуму; их частотный диапазон до 12 кГц [15]. Температура в местах размещения датчиков не превышала 30–35 °С.

Крепились акселерометры на подвижных частях роликовых опор с помощью встроенных постоянных магнитов. Этот метод крепления используется при измерении и анализе в области низких частот – до 2 кГц. Сила постоянных магнитов обеспечивает надежную работу датчика при ускорениях 1 000...2 000 м/с². Для регистрации электрических сигналов акселерометров был применен измерительный магнитофон типа 7006 фирмы «Brüel & Kjær» со скоростью протяжки магнитной ленты 48,1 мм/с. Это наиболее эффективный способ регистрации, т.к. воспроизведение при повышенной скорости движения ленты дает возможность частотного преобразования низкочастотных процессов в рабочий диапазон нормальных частотных анализаторов [11].

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

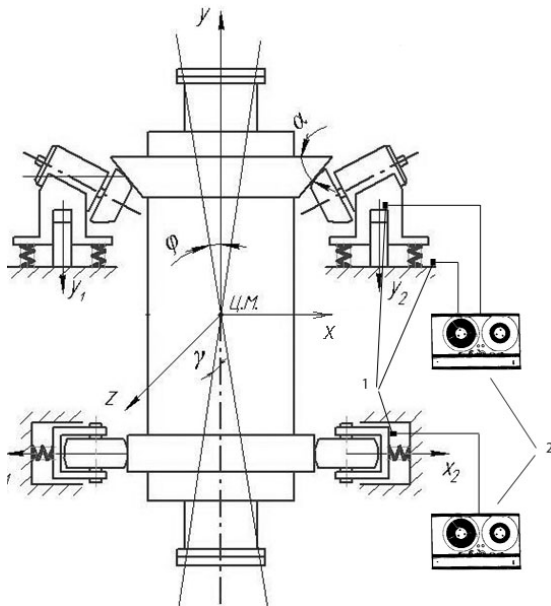


Рис. 1. Схема размещения датчиков и измерительного тракта:

1 – пьезоакселерометр; 2 – измерительный магнитофон

Fig. 1. Arrangement of sensors and measuring path:
1 – piezoelectric accelerometer; 2 – instrumental magnetic recorder

Магнитная запись обрабатывалась с помощью двухканального частотного анализатора 2034 фирмы «Brüel & Kjaer».

Динамика нижних опор машины при работе без литейной формы

Исследовался резонансный режим работы машины при отсутствии литейной формы; это достаточно безопасные исследования, т.к. масса ротора примерно вдвое меньше и отсутствует формовочная смесь. Датчик, размещенный на нижней подвижной части роликовой опоры, позволил зафиксировать, а программное обеспечение анализатора позволило выполнить частотный анализ вибрации машины (рис. 2). Наибольшие виброскорости в области низких частот наблюдаются в пределах 8, 16 и 18 Гц; 8 Гц – соответствует частоте вращения ротора, 16 Гц – 2-я гармоника роторной частоты и 18 Гц соответствует передаточному отношению от ролика к ротору.

Интегрирование спектрограммы скоростей (рис. 3) позволило установить значения амплитуд колебаний нижних опор в областях рабочих частот машины. Амплитуды перемещений находятся в диапазоне 0,2...0,3 мм и безопасны

для конструкции машины. Амплитуды колебаний на частотах менее 1,5 Гц малодостоверны из-за двойного интегрирования исходного сигнала датчика.

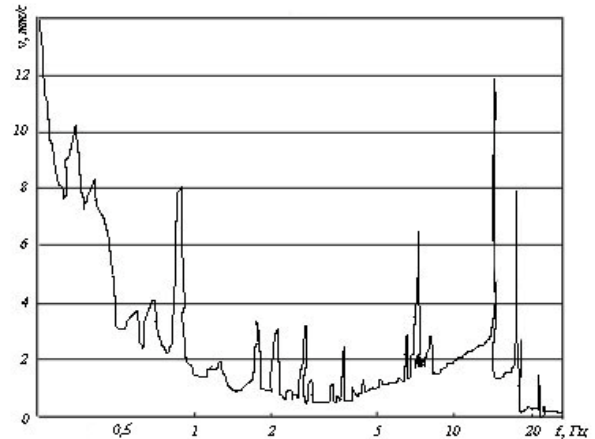


Рис. 2. Виброскорости нижней роликовой опоры

Fig. 2. Vibration speeds of the lower roller support

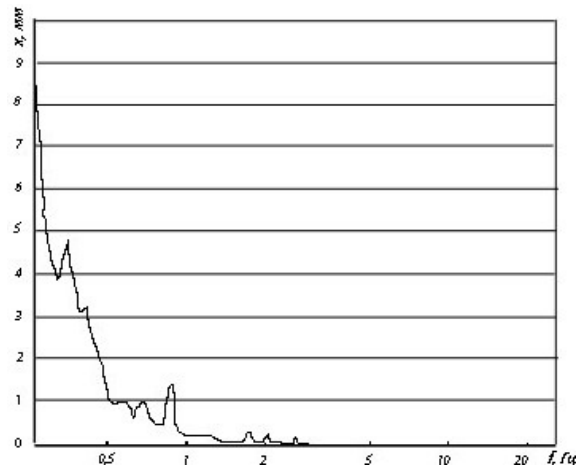


Рис. 3. Виброперемещения нижней роликовой опоры

Fig. 3. Vibration displacements of the lower roller support

Вибрационные процессы в установившемся режиме работы

Для установившихся режимов работы машины на спектрограмме (рис. 4) хорошо видны значения амплитуд виброускорений опор на рабочей (роторной) частоте машины ($f=7,5$ Гц) и на двух ее гармониках. Наличие в спектрах роторных гармоник указывает на нелинейные преобразования в системе «ротор – роликовые опоры». Нелинейные искажения роторной гар-

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

моніки оцінюються методом одного тона по коефіцієнту искаження віброскорості или віброускорення [12]:

$$K_{a,v} = \frac{\sqrt{\sum_{i=2}^{\infty} X_i}}{X_1}, \quad (1)$$

где X_1 – амплітуда першої роторної гармоніки; X_i – амплітуда i -ї роторної гармоніки.

Данні для розрахуна коефіцієнту искаження отримані для установившегося режиму руху (рис. 5). У верхніх опорних роликів $K_{a,v} \approx 0,57$; для нижніх центруючих опор искаження суттєво вище – $K_{a,v} \approx 7,65$. Значительное отличие значений коэффициентов искажения объясняется отклонениями размеров и формы при изготовлении и монтаже роликовых опор.

Кроме гармоник роторной частоты, на спектрограммах наблюдаются и другие составляющие вибрации, обусловленные наличием в конструкции машины вращающихся роликов, подшипников, карданного вала электропривода. Математическая модель таких вибраций имеет вид [12]:

$$x(t) = \sum_{i=1}^n x_i \cos(i \cdot \omega_p \cdot t + \varphi_i), \quad (2)$$

где x_i – амплітуда i -ї частоти; ω_p – частота вращения ротора машины; φ_i – начальная фаза i -ї частоты; n – число независимых частот вибрации.

Среднее квадратическое значение віброскоростей, описанных выражением (2), определяется как

$$X_{cp.kv.} = \sqrt{\sum_{i=1}^n X_i^2}. \quad (3)$$

Фактическое среднеквадратическое значение віброскорості верхних опор составляет 37 мм/с, а для центруючих опор – 21 мм/с.

Согласно [6] максимально допустимые значения амплитуд віброскоростей роторных вибраций на установившихся режимах работы для исследуемого частотного диапазона составляют: для стационарных машин и установок – 6...25 мм/с; для транспортных двигателей – 20...60 мм/с.

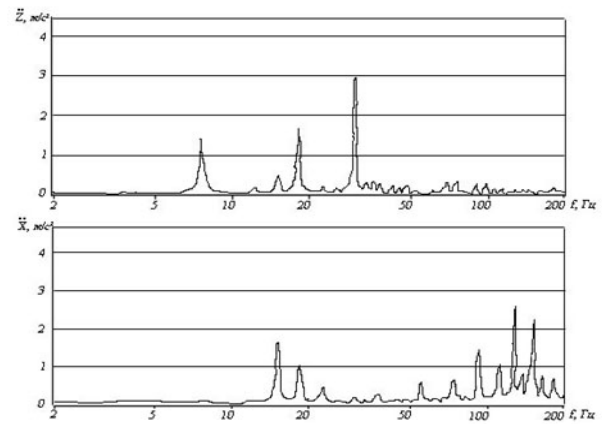


Рис. 4. Спектрограммы ускорений низкочастотных вибраций верхней и нижней роликовых опор машины

Fig. 4. Spectrograms of acceleration of low-frequency vibrations of upper and lower roller supports of the machine

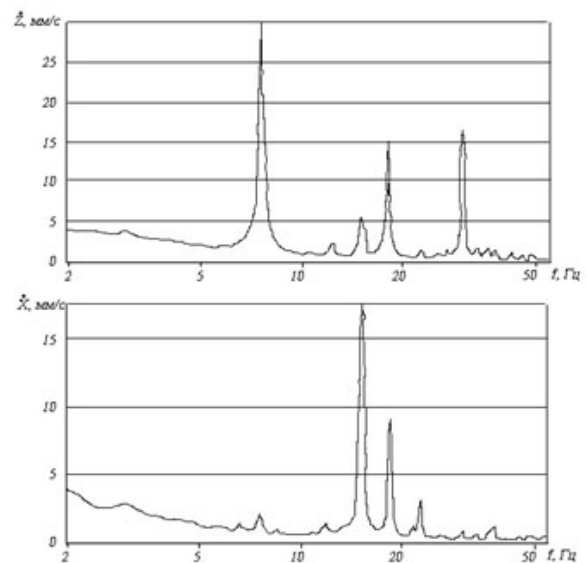


Рис. 5. Спектрограммы скоростей низкочастотных вибраций верхней и нижней роликовых опор машины

Fig. 5. Spectrograms of speeds of low-frequency vibrations of upper and lower roller supports of the machine

На переходных режимах допускаются значительно большие віброскорості. Спектрограммы перемещений опор (рис. 6) получены двойным интегрированием сигнала віброускорений, поэтому на частотах менее 5 Гц мало достоверны.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Среднеквадратичное значение линейных виброперемещений верхних роликовых опор, подсчитанное по формуле

$$K_{a,V} = \frac{\sqrt{\sum_{i=2}^{\infty} X_i}}{X_1}, \quad (4)$$

составляет 0,7...0,8 мм, виброперемещение центрирующих роликовых опор – 0,2...0,3 мм.

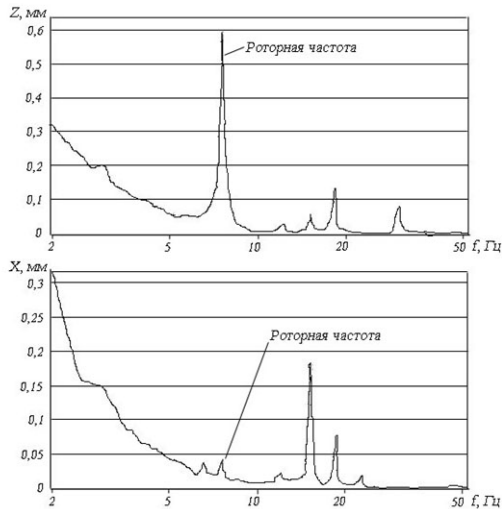


Рис. 6. Спектрограммы перемещений низкочастотных вибраций верхней и нижней роликовых опор машины

Fig. 6. Spectrograms of displacements of low-frequency vibrations of upper and lower roller supports of the machine

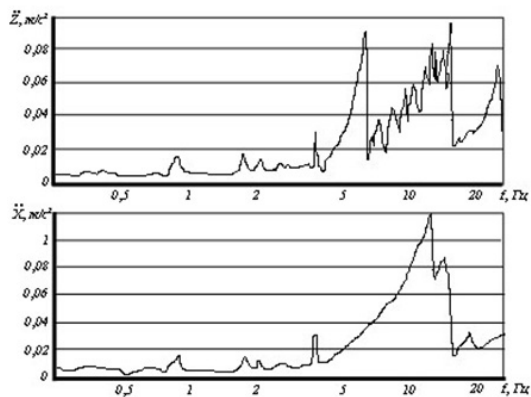


Рис. 7. Спектрограмма ускорений верхних и нижних опор машины при прохождении в режиме разгона второй критической частоты

Fig. 7. Spectrogram of accelerations of the upper and lower supports of the machine in the mode of acceleration of the second critical frequency

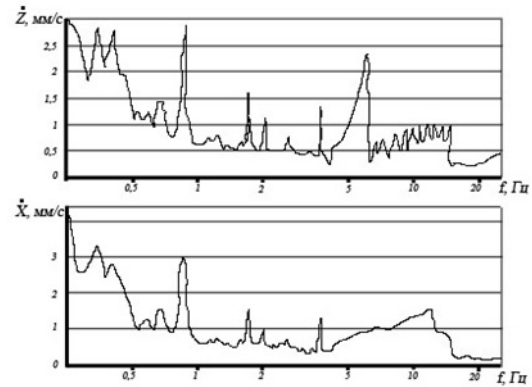


Рис. 8. Спектрограмма скоростей верхних и нижних опор машины при прохождении в режиме разгона второй критической частоты

Fig. 8. Spectrogram of speeds of the upper and lower supports of the machine in the mode of acceleration of the second critical frequency

Результаты исследований

В процессе выполнения работы получены спектрограммы колебаний подвижных частей роликовых опор и фундамента машины на этапах подготовки формы к заливке металлом.

Установлена адекватность математической модели колебаний машины полученным спектрограммам разгона машины. Этот кратковременный режим прохождения критических частот сопровождается развитием резонансных колебаний ротора и роликовых опор (рис. 7, 8). Хорошо просматривается резонансный рост амплитуды виброскорости на второй резонансной частоте 5,9 Гц (354 об/мин) и на ее нескольких гармониках.

Научная новизна и практическая значимость

Расчетное значение второй резонансной частоты, полученное в [2, 3], равно 35,9 рад/с (343 об/мин). Отклонение действительного значения фактической резонансной частоты от ее расчетного значения составляет 3,1 %. Это отклонение следует отнести на допустимый разбег упруго-массовых параметров, имеющий место при изготовлении машины.

Выводы

1. Впервые получены и исследованы спектры вибрации в рабочем диапазоне скоростей вращения формы вертикальной центробежной

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

машины с индивидуальной упругой установкой роликовых опор, предназначенной для производства прокатных валков.

2. Наличие в спектрах роторных гармоник указывает на нелинейные преобразования в системе «ротор – роликовые опоры».

3. Среднеквадратичное значение линейных виброперемещений верхних роликовых опор составляет 0,7...0,8 мм, виброперемещение центрирующих роликовых опор – 0,2...0,3 мм.

4. Фактическое среднеквадратичное значение виброскорости верхних опор составляет

37 мм/с, а для центрирующих опор – 21 мм/с. Полученные значения виброскоростей опор не превышают рекомендуемых значений скоростей для исследуемого типа металлургических машин.

5. Установлена адекватность математической модели колебаний машины фактических колебаний промышленного образца машины. Расхождение расчетного и фактического значений высшей (второй) критической частоты составляет 3,1 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Анофриев, П. Г. Исследование переходных режимов движения центробежной машины для литья валков / П. Г. Анофриев, Г. Ф. Смирнов // Подъемно-транспортная техника. – 2008. – № 1. – С. 22–31.
2. Анофриев, П. Г. Разработка и исследование математической модели динамики вертикальной литейной машины с индивидуальной упругой подвеской роликоопор / П. Г. Анофриев, Г. Ф. Смирнов // Подъемно-транспортная техника. – 2006. – № 3. – С. 54–64.
3. Анофриев, П. Г. Разработка и исследование математической модели динамики вынужденных колебаний вертикальной литейной машины с индивидуальной подвеской роликоопор / П. Г. Анофриев, Г. Ф. Смирнов // Подъемно-транспортная техника. – 2006. – № 4. – С. 34–44.
4. Барков, А. В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации : учеб. пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова. – Санкт-Петербург : ГМТУ, 2004. – 156 с.
5. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. / под ред. В. Н. Челомей [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1981. – Т. 5 : Измерения и испытания. – 496 с.
6. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях : ГОСТ ИСО 10816-3-2002. – Введ. 2007-11-01. – Москва : Стандартинформ, 2007. – Ч. 3 : Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин⁻¹. – 16 с.
7. Зрюмов, П. А. Аналитический обзор методов измерения вибрации / П. А. Зрюмов, Ю. В. Селезнёва // Ползуновский альманах. – 2014. – № 1. – С. 185–187.
8. Измерения в промышленности : справочник : в 3 т. : [пер. с нем.] / под ред. П. Профоса. – 2 изд., перераб. и доп. – Москва : Металлургия, 1990. – Т. 2 : Способы измерения и аппаратура. – 384 с.
9. Измерение и анализ механических колебаний. – Глоструп, Дания : Ларсен и сын, 1995. – 40 с.
10. Костромин, М. А. Измерение скорости движения и параметров вибрации объектов гетеродинным методом [Электронный ресурс] / М. А. Костромин, А. А. Титов, В. К. Гарипов // Наука и Образование, МГТУ им. Н. Э. Баумана : электрон. журн. – 2015. – № 12. – С. 110–118. – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/87>. – Загл. с экрана. – Проверено : 31.05.2017.
11. Левшина, Е. С. Электрические измерения физических величин (Измерительные преобразователи) : учеб. пособие для вузов / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий. – Ленинград : Энергоатомиздат, Ленингр. отд., 1983. – 320 с.
12. Максимов, В. П. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах / В. П. Максимов, И. В. Егоров, В. А. Карасев. – Москва : Машиностроение, 1987. – 208 с.
13. Малов, В. В. Пьезорезонансные датчики / В. В. Малов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 272 с.
14. Сафарбаков, А. М. Основы технической диагностики . учеб. пособие / А. М. Сафарбаков, А. В. Лукьянов, С. В. Пахомов. – Иркутск : ИрГУПС, 2006. – 216 с.
15. Серридж, М. Справочник по пьезоэлектрическим акселерометрам и преусилителям / М. Серридж, Р. Лихт. – Глоструп, Дания : Ларсен и сын, 1987. – 187 с.
16. Юрин, А. И. Измерительная система для контроля параметров вибрации / А. И. Юрин, Г. Ю. Злодеев // Инновационные, информационные и коммуникационные технологии. – 2016. – № 1. – С. 245–247.

17. Jayaswal, P. Machine Fault Signature Analysis / P. Jayaswal, A. K. Wadhvani, K. B. Mulchandani // Intern. J. of Rotating Machinery. – 2008. – Vol. 2008. – P. 1–10. doi: 10.1155/2008/583982.
18. Suteu, M. Systems proposed for measuring, monitoring and analysis vibration of machines from textile industry / M. Suteu, L. Indrie, M. A. Prichici // Economics Management Information Technology. – 2015. – Vol. 4, No. 2. – P. 34–41.

П. Г. АНОФРІЄВ^{1*}

^{1*} Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта anofriev@mail.ru, ORCID 0000-0001-7997-3523

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВІДЦЕНТРОВОЇ ЛИВАРНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ПРОКАТНИХ ВАЛКІВ

Мета. Основною метою експериментальних досліджень є встановлення адекватності розроблених математичних моделей коливань машини та фактичних параметрів вібрації машини. Практично всі ливарні машини для виробництва прокатних валків мають унікальні конструкції та робочі характеристики, тому додаткова мета цієї роботи передбачає порівняння рівня вібрації ливарної машини з вимогами діючих стандартів вібраційної активності нових технологічних машин. З метою встановлення дефектів виготовлення, помилок монтажу обертових деталей машини та їх вплив на динаміку машини передбачається виконання частотного аналізу коливань машини. **Методика.** Вимірювання параметрів вібрації було виконано на рухомих частинах роликів опор машини. Для вимірювань амплітуд прискорень у трьох взаємно перпендикулярних напрямках були використані п'єзоелектричні датчики з магнітним кріпленням. Електричні сигнали від датчиків були записані на магнітну стрічку. Подальший аналіз коливань виконувався й був візуалізований за допомогою спеціалізованого частотного аналізатора. Частотний аналізатор реалізує алгоритм швидкого перетворення Фур'є, а також інтегрування вхідного сигналу датчика. Після першого інтегрування отримуємо дані для побудови спектрограми віброшвидкостей, а результатом другого інтегрування є дані для спектрограми вібропереміщень опор машини. **Результати.** Представлені результати експериментальних досліджень коливань відцентрової ливарної машини для виробництва двошарових прокатних валків. Отримані та проаналізовані спектрограми прискорень, швидкостей і переміщень рухомих частин верхніх та нижніх роликів опор. Робота машини пов'язана з проходженням розрахункових значень критичних частот і короткочасним розвитком резонансних коливань ротора та роликів опор. **Наукова новизна.** Автором вперше отримані частотні спектри вібрації промислового зразка ливарної машини. Виявлені коливання з частотами, які відрізняються від основної роторної частоти. **Практична значимість.** За висновками експерименту визначені фактичні параметри вібрації машини в сталому режимі при дослідженнях без заливання форми металом. Встановлена адекватність математичних моделей динаміки машини та її промислового зразка. Методом одного тону отримані коефіцієнти спотворення віброшвидкості роторної гармоніки, що вказують на нелінійні перетворення в системі «ротор-опори». Експериментально встановлено, що параметри вібрації машини знаходяться в припустимих діапазонах значень, регламентованих стандартами для віброактивних машин.

Ключові слова: відцентрова ливарна машина; виробництво двошарових прокатних валків; експериментальні дослідження коливань; параметри вібрації

Р. G. ANOFRIEV^{1*}

^{1*} Dep. «Applied Mechanics and Materials Science», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, Lazaryan St., 2, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail anofriev@mail.ru, ORCID 0000-0001-7997-3523

EXPERIMENTAL STUDY OF THE DYNAMICS OF CENTRIFUGAL CASTING MACHINES FOR PRODUCTION OF MILL ROLLS

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Purpose. The main purpose of experimental studies is to establish the adequacy of the developed mathematical models of machine fluctuations and the actual parameters of machine vibration. Almost all casting machines for the production of mill rolls have a unique design and performances. The additional aim of this work is to compare the vibration level of the casting machine with the requirements of the current vibration standards for new technological machines. Frequency analysis of the oscillations allows establishing defects in workmanship, errors of rotating parts installation and their influence on the dynamics of the machine. **Methodology.** Measurement of vibration parameters was performed on the moving parts of roller bearings of the machine. To measure the amplitudes of accelerations in three mutually perpendicular directions piezoelectric sensors with magnetic mount were used. Electrical signals from the sensors were recorded on magnetic tape. Further analysis of the oscillations was carried out and visualized using specialized frequency analyzer. The frequency analyzer implements the algorithm of fast Fourier transformation and/or integration of sensor input signal. After the first integration the data for plotting the vibration velocity spectrogram were obtained and as a result of the second integration there are the data of vibration displacements spectrogram of the machine supports. **Findings.** The results of experimental studies of centrifugal casting machine vibrations for the production of two-layer rolls were presented. There were obtained and analyzed the spectrograms of accelerations, velocities and displacements of moving parts of the upper and lower roller supports. The work of the machine is associated with the calculated values passing of critical frequencies and the short-term development of resonance oscillations of the rotor and roller bearings. **Originality.** For the first time the author obtained the frequency spectra of vibration of an industrial sample of a casting machine. The oscillations with frequencies that differ from the basic rotor frequency were detected. **Practical value.** Based on the results of the experiment, the actual vibration parameters of the machine in steady state when testing without die-casting the metal were determined. The adequacy of mathematical models of the dynamics of the machine and its industrial model was established. Using the method of one tone the coefficients of vibration velocity distortion of the rotor harmonic, indicating the nonlinear transformations in the system "rotor - bearings" were obtained. It was experimentally established that the vibration parameters of the machine are within the acceptable ranges, regulated by standards for vibroactive machines.

Keywords: centrifugal casting machine; production of double-layer mill rolls; experimental studies of fluctuations; vibration parameters

REFERENCES

1. Anofriev, P. G., & Smirnov, G. F. (2008). Issledovaniye perekhodnykh rezhimov dvizheniya tsentrobezhnoy mashiny dlya litya valkov. *Hebezeuge und Fördermittel*, 1, 22-31.
2. Anofriev, P. G., & Smirnov, G. F. (2006). Razrabotka i issledovaniye matematicheskoy modeli dinamiki vertikalnoy lityenoy mashiny s individualnoy uprugoy podveskoy rolkoopor. *Hebezeuge und Fördermittel*, 3, 54-64.
3. Anofriev, P. G., & Smirnov, G. F. (2006). Razrabotka i issledovaniye matematicheskoy modeli dinamiki vynuздennykh kolebaniy vertikalnoy lityenoy mashiny s individualnoy podveskoy rolkoopor. *Hebezeuge und Fördermittel*, 4, 34-44.
4. Barkov, A. V., & Barkova, N. A. (2004). *Vibratsionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya. Analiz vibratsii*. St. Petersburg: GMTU.
5. Chelomey, V. N. (Ed.). (1981). Izmereniya i ispytaniya (Vol. 5). In *Vibratsii v tekhnike: spravochnik* (Vol. 1-6). Moscow: Mashinostroenie.
6. Vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 3. Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min, ISO 10816-3:1998 (2007).
7. Zryumov, P. A., & Seleznyova, Y. V. (2014). State-of-the-art review of methods of vibration measurements. *Polzunovskiy vestnik*, 1, 185-187.
8. Profos, P. (Ed.). (1990). Sposoby izmereniya i apparatura (Vol. 2). In *Izmereniya v promyshlennosti: spravochnik* (Vol. 1-3). (2nd ed.). Moscow: Metallurgiya.
9. *Izmereniye i analiz mekhanicheskikh kolebaniy*. (1995). Glostrup: Larsen and Son.
10. Kostromin, M. A., Titov, A. A., & Garipov, V. K. (2015). A Heterodyne-based Method for Measuring Object Movement Speed and Vibration Parameters. *Science and Education: Scientific Publication of BMSTU*, 12, 110-118. doi: 10.7463/1215.0828437
11. Levshina, Y. S., & Novitskiy, P. V. (1983). *Elektricheskiye izmereniya fizicheskikh velichin (izmeritelnyye preobrazovately)*. Leningrad: Energoatomizdat.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

12. Maksimov, V. P., Yegorov, I. V., & Karasev, V. A. (1987). *Izmereniye, obrabotka i analiz bystroperemennykh protsessov v mashinakh*. Moscow: Mashinostroeniye.
13. Malov, V. V. (1989). *Pezorezonansnyye datchiki*. (2nd ed.). Moscow: Energoatomizdat.
14. Safarbakov, A. M., Lukyanov, A. V., & Pakhomov, S. V. (2006). *Osnovy tekhnicheskoy diagnostiki*. Irkutsk: IrGUPS.
15. Serridzh, M., & Likht, T. R. (1987). *Spravochnik po piezoelektricheskim akselerometram i predusilitelyam*. Glostrup: Larsen and Son.
16. Yurin A. I., Zlodeev, G. Y. (2016). Izmeritelnaya sistema dlya kontrolya parametrov vibratsii. In S. U. Uvaysov (Ed.), *Proceedings of the XIII International Conference on Innovatsionnye, informatsionnye i kommunikatsionnye tekhnologii, October, 1-10, 2016, Sochi*. 245-247. Moscow: Assotsiatsiya vypusknikov i sotrudnikov VVIA imeni professora N. Ye. Zhukovskogo. Retrieved from https://www.hse.ru/mirror/pubs/lib/data/access/ram/ticket/29/1496311497de864d668186654dfb7120626feb2266/INFO2016_Yurin.pdf
17. Jayaswal, P., Wadhvani, A. K., & Mulchandani, K. B. (2008). Machine Fault Signature Analysis. *International Journal of Rotating Machinery*, 2008, 1-10. doi: 10.1155/2008/583982
18. Suteu, M., Indrie, L., & Prichici, M. A. (2015). Systems proposed for measuring, monitoring and analysis vibration of machines from textile industry. *Economics Management Information Technology*, 4 (2), 34-41.

Статья рекомендована к публикации д.т.н., проф. С. В. Ракишой (Украина); д.т.н., проф. С. В. Белодеденко (Украина)

Поступила в редколлегию: 10.02.2017

Принята к печати: 17.05.2017