

Дунаев А.А., Исаков С.Н., Куцубина Н.В. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

Nelly3416@mail.ru

ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ ПАСПОРТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ*

THE DIAGNOSTIC PASSPORTING OF THE TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

Технологическое оборудование отраслей лесопромышленного комплекса характеризуется повышенным числом отказов и значительным экономическим ущербом, который наносится предприятиям в результате отказов.

С целью повышения эффективности работы оборудования является актуальным организация его технического обслуживания и ремонта на основе использования системы технической диагностики.

В узком смысле задачей диагностики обычно считают задачу поиска неисправностей и прогнозирование работоспособности узлов оборудования при эксплуатации.

В теоретическом плане задача диагностики может рассматриваться как задача выявления структурных параметров технического состояния оборудования (дефектов, повреждений, неисправностей, отклонений от требований технической документации) по их диагностическим признакам.

Результатом диагностики является заключение о техническом состоянии оборудования или его составных частей с указанием при необходимости места, вида и причины дефектов.

Однако часто на предприятиях отсутствует комплексная система накопления материалов результатов диагностики, информация, получаемая в результате диагностирования оборудования, оказывается разрозненной по различным документам, что усложняет процедуру проведения анализа технического состояния оборудования, мониторинга и прогнозирования его технического состояния, а также увеличивает их сроки.

Исключить указанные недостатки в организации системы диагностики технологического оборудования отраслей лесопромышленного комплекса позволит разработка технического документа, характеризующего техническое состояние оборудования в динамике его развития, иначе диагностического паспорта конкретного вида оборудования.

Диагностический паспорт предназначен для использования службой диагностики оборудования, специалистами отделов главного механика и главного энергетика, механиками и электриками с целью накопления ими опыта технической эксплуатации оборудования на основе его диагностирования.

* Работа проводилась под руководством д.т.н. проф. А.А. Санникова

Цель диагностической паспортизации - повышение эффективности работы оборудования путем решения следующих задач:

- 1) предотвращения аварийных отказов;
- 2) совершенствования методов, правил и организации диагностики технического состояния;
- 3) идентификации (выявления источников и причин) вибрации конструктивных элементов оборудования;
- 4) диагностического нормирования эксплуатационных параметров вибрации;
- 5) нормирования эксплуатационных параметров;
- 6) выявления диагностических характеристик (собственных частот и форм колебаний) конструкций оборудования;
- 7) прогнозирования параметров вибрации, выявление границ устойчивой и неустойчивой работы оборудования;
- 8) диагностирования технического состояния по качественным показателям вырабатываемой продукции, выявление зависимостей качественных показателей продукции от параметров вибрации оборудования;
- 9) выявления причин повышенной частоты (частоты случаев) отказов оборудования и путей повышения их надежности.

Структура и содержание диагностического паспорта должны отражать решение поставленных выше задач.

Нормирование вибрации оборудования

Диагностическое нормирование вибрации заключается в выявлении предельных параметров вибрации конкретных узлов оборудования при четырех состояниях: хорошо, удовлетворительно, неудовлетворительно и аварийно. При оценке "хорошо" оборудование принимается в эксплуатацию после модернизации, при оценке "удовлетворительно" может эксплуатироваться без последствий как угодно долго, при оценке "неудовлетворительно" должны быть проведены мероприятия по устранению дефектов при ближайшем плановом останове, а при оценке "аварийно" оборудование должно быть остановлено немедленно.

Нормативные диагностические параметры вибрации выявляются в процессе длительной подконтрольной эксплуатации оборудования.

Предельно допустимые параметры вибрации однотипных узлов определяются по формуле

$$[X]_c = \bar{X} + k \cdot \sigma_x,$$

где $[X]_c$ - статистически допустимый параметр вибрации;

\bar{X} = среднеарифметическое значение сигнала,

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^N \frac{X_i}{N},$$

X_i - параметр вибросигнала i -го узла;

N - количество однотипных узлов;

σ_x - среднеквадратическое отклонение сигнала,

$$\sigma_X = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2}{N-1}},$$

где $K \approx 2$ - квантиль распределения.

Если измеренный параметр вибрации $X \leq [X]_c$, есть уверенность, что узел исправлен, если $X > [X]_c$, необходим осмотр и подконтрольная эксплуатация узла.

Для предварительного ориентировочного нормирования вибрации, например, деревообрабатывающих станков, можно использовать нормативные параметры вибрации, приведенные в [1-3]. Рекомендуется приведенные СКЗ виброскоростей в октавных полосах частот принять за нормативные значения СКЗ виброскоростей всех узкополосных составляющих спектра, расположенных в соответствующих октавных полосах. Эти СКЗ рекомендуется принять за границу состояний "удовлетворительно - неудовлетворительно".

В процессе подконтрольной эксплуатации границы зон состояний должны уточняться.

Эксплуатационное нормирование неуравновешенности валов, роторов, несоосности сопрягаемых валов и монтажных отклонений

Предусматривается четырехбальная оценка технического состояния по перечисленным параметрам с границами зон состояний, отстоящих на два нормочисла.

При нормировании неуравновешенности валов, роторов, нормативные степени точности балансировки [1-3] принимаются как границы зон В-С, т.е. как граничные между состояниями "удовлетворительно - неудовлетворительно".

Нормативные дисбалансы и абсолютные прогибы валов (биение) на границе состояний "хорошо - удовлетворительно" (А-В) должны приниматься как предельно допустимые при балансировке, а на границах В-С и С-Д - при оценке состояния валов при эксплуатации.

Необходимости в балансировке валов нет, если параметры вибрации не превышают граничного значения зон В-С. Если параметры вибрации подшипниковых опор на оборотной частоте соответствующих валов превышают значения границы зон В-С, но меньше границы С-Д, необходимо провести балансировку в ближайшие остановы. Если же параметры вибрации превышают значения границы С-Д, балансировку необходимо произвести немедленно.

Границы устойчивой работы оборудования по его вибрационному состоянию

Основным источником вибрации валов, роторов, станин и фундамента, характеризующим вибрационное состояние, например, деревообрабатывающего станка, являются центробежные силы инерции неуравновешенных масс валов и ударные нагрузки при резании древесины. Частоты вращения валов и роторов, определенные по формуле

$$f = \frac{V_M}{60\pi d_B}, \text{ об/с,}$$

где V_M - окружная скорость вала или ротора, м/мин;

d_B - диаметр вала или ротора, м.

Окружные скорости валов и роторов оборудования, соответствующие неустойчивому V_{M1} , а также нежелательным V_{M2} и V_{M3} скоростным режимам работы в соответствии с зависимостями равны:

$$V_{M1} = 60\pi d_B (0,85 \dots 1,15) f_0;$$

$$V_{M2} = 60\pi d_B (1,7 \dots 2,3) f_0;$$

$$V_{M3} = 60\pi d_B (0,42 \dots 0,57) f_0.$$

Прогнозирование вибрации валов и роторов, станин и фундаментов при увеличении скорости оборудования по результатам диагностирования

Для прогнозирования вибрации конструкции необходимо определение собственных частот колебаний конструкций, параметров вибрации при достигнутой скорости оборудования, а также необходима идентификация вибрации (выявление ее источников и причин). Прогнозирование вынужденных колебаний производится по каждой наиболее значимой частоте спектра.

Пусть $S_{aэ}$ и $V_{ээ}$ – амплитуда виброперемещений и СКЗ виброскорости конструкции на частоте источника вибрации $f_э$ на соответствующей скорости $V_{мэ}$. Требуется определить амплитуду виброперемещений S_{an} или СКЗ виброскорости V_{en} на прогнозируемой частоте f_n при прогнозируемой скорости V_{mn} . Обычно

$$\frac{f_n}{f_э} = \frac{V_{mn}}{V_{мэ}}.$$

Собственная частота колебаний конструкции f_0 .

Амплитуда виброперемещений и СКЗ виброскорости конструкции при увеличении скорости с $V_э$ до $V_{эn}$, м/мин, определяется по формулам:

$$S_{an} = S_{aэ} \left(\frac{V_{nэ}}{V_э} \right)^2 \sqrt{\frac{(1-\eta_э^2)^2 + \frac{\eta_э^2}{\alpha_p^2}}{(1-\eta_n^2)^2 + \frac{\eta_n^2}{\alpha_p^2}}}; \quad V_{en} = V_{ээ} \left(\frac{V_{nэ}}{V_э} \right)^3 \sqrt{\frac{(1-\eta_э^2)^2 + \frac{\eta_э^2}{\alpha_p^2}}{(1-\eta_n^2)^2 + \frac{\eta_n^2}{\alpha_p^2}}},$$

где $\eta_э = \frac{f_э}{f_0}$; $\eta_n = \frac{f_n}{f_0}$ - частотные отношения; α_p - коэффициент усиления ко-

лебаний при резонансе, принимаемый равным $\alpha_p = 10$ при прогнозировании вибрации станин и фундаментов и $\alpha_p = 20$ при прогнозировании вибрации валов и других межопорных металлических конструкций.

$$\text{При } \eta_n < 0,4 \quad S_{an} \approx S_{aэ} (f_n/f_э)^2; \quad V_{en} \approx V_{ээ} (f_n/f_э)^2.$$

Разработка диагностических паспортов для конкретных видов оборудования является, на наш взгляд, одним из наиболее эффективных путей совершенствования системы диагностики оборудования на лесопромышленных предприятиях.

Библиографический список

1. Нормативные параметры вибрации деревообрабатывающего оборудования/ А.А. Санников, Я.Я. Кистер, А.Е. Вохменцев. – М.: Минлеспром СССР, 1989. – 16 с.

2. Методы, средства и правила виброзащиты и диагностики технического состояния лесопильного оборудования: Методические рекомендации/ А.А. Санников, Я.Я. Кистер, А.Е. Вохменцев.- Утв. Минлеспромом 25.12.89.-М.: Минлеспром СССР, 1989. – 105 с.

3. Виброзащита и диагностика технического состояния оборудования плитного производства: : Методические рекомендации/ А.А. Санников, Я.Я. Кистер, С.Н. Вихарев, А.Б. Зырянова.- Утв. Минлеспромом 20.12.90.-М.: Минлеспром СССР, 1989. – 87 с.

Кузнецов А.И., Шевченко А.И., Зелепукин Д.А.
(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) akwer@yandex.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕКРЕМЕНТА ЗАТУХАНИЯ КОЛЕБАНИЙ КРУГЛЫХ ПИЛ

RESEARCH LOGARITHMIC DECREMENT OF OSCILLATION OF CIRCULAR SAW

Колебательные процессы в круглых пилах оказывают значительное влияние на устойчивость круглых пил, повышают их динамическую напряжённость, снижают прочность и нередко являются причиной поломок [1].

Различают собственные и вынужденные, а также автоколебания, возникновение которых не связано с действием периодических сил.

Выделяют следующие направления по минимизации колебательных процессов:

1. Уменьшение поступления энергии, вызывающей колебания.
2. Увеличение рассеяния энергии уже возникших колебаний.

В первом направлении рабочие частоты вращения пил отстраивают от критических частот вращения. Тем не менее, в процессе эксплуатации изменяется напряженно-деформированное состояние пил, что иногда приводит к резонансным явлениям. При пусках и остановках пилы неизбежно кратковременно попадают в резонанс. Также, следует отметить большое количество процессов, которые приводят к поглощению дисками пил случайной и периодической энергии. Например, случайные удары и вибрация в станке, геометрические погрешности и т.д.

Во втором направлении принимают различные меры по повышению уровня демпфирования колебательной системы. Различают следующие виды рассеяния энергии: потери в материале диска пилы, на контактных поверхностях зажимных фланцев и в среде, где помещена колебательная система. Количественную оценку демпфирующих свойств системы при затухании свободных колебаний (рисунок 1) характеризует логарифмический декремент колебаний [2], вычисляемый по формуле (1).