

3. Дж. Бендат, А. Пирсол. Измерение и анализ случайных процессов. М., «Мир», 1974, с. 464.
4. Левин Б. Р. Теоретические основы статистической радиотехники. М., «Советское радио», кн. 1, 1966, с. 728.
5. Бояринцев В. И. Об оценке адекватности моделей вибрации. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, вып. 5, 1978, с. 96—102.

УДК 621.833—752:681.3 001.24

Ф. В. Голов

ЦИФРОВОЙ СЛЕДЯЩИЙ АНАЛИЗ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Работа зубчатых передач сопровождается колебаниями, которые приводят к дополнительным нагрузкам на зубья и вызывают вибрацию и шум. Колебательные процессы возникают вследствие геометрических погрешностей и циклических изменений жесткости для прямозубых зубчатых колес. Поэтому эти процессы можно принять периодическими, где время между началом зацепления соседних пар зубьев и составляет период [1]. Тогда такая периодическая функция раскладывается в ряд Фурье, по частотам:

$$\omega_k = K \omega_0 Z,$$

где ω_0 — частота вращения зубчатого колеса; Z — число зубьев колеса; K — кратность ($K = 1, 2$).

Уровень дополнительных динамических нагрузок можно оценивать по вибрационному процессу, а именно, по амплитудам гармоник с частотами ω_k , значения которых получаются с помощью фильтрации.

Так как частота вращения ω_0 не является постоянной, то фильтрация должна проводиться подстройкой под частоту вращения, что достигается применением следящего анализа. Следящий анализ может быть реализован на ЭВМ. Одним из возможных алгоритмов является [2]

$$x(t_0) = \frac{1}{L} \left| \int_0^{t_0} y(t) \exp \{ i \omega t + \tau \omega (t - t_0) \} dt \right|, \quad (1)$$

где L — нормирующая постоянная; τ — постоянная, определя-

ющая полосу пропускания фильтра, $\tau = \frac{\Delta f}{2}$; ω — круговая частота настройки фильтра; Δf — относительная полоса пропускания фильтра; $\mathcal{Y}(t)$ — процесс.

Такой алгоритм удобен при реализации его на ЭВМ, так как позволяет вести расчет по рекурсивным формулам.

Структурно система регистрации и обработки построена следующим образом: сигналы с датчиков вибраций записываются на многодорожечный магнитофон. Параллельно регистрируется сигнал с датчика оборотов. При обработке вибрационный процесс воспроизводится с магнитофона и с помощью аналого-цифрового преобразователя представляется в виде восьмиразрядного кода, который вводится в ЭВМ М-220. Информация о частоте вращения в виде двоичного кода также вводится в ЭВМ. Количество непрерывно вводимой информации — 20475 кодов.

В результате последующей обработки информации в ЭВМ по алгоритму (1) получаются следующие характеристики процессов: m_x и σ_x — среднее и среднеквадратическое отклонение процесса $x(t)$ на интервале времени $[t_n, t_{n+1}]$ (обычно этот интервал составляет $t_{n+1} - t_n = \frac{2\pi}{\omega_0}$), а также выдается значение частоты вращения на этом интервале. Поэтому всегда можно сопоставить характеристики процессов и частоту вращения.

При такой системе обработки возникают погрешности следящего анализа из-за неточного задания частоты настройки фильтра, причем основную долю составляют погрешности от детонации магнитной ленты и дискретности опроса [2]. Для компенсации случайных флуктуаций ω_0 применяется в ЭВМ очистка информации от сбоев и сглаживание рекурсивным фильтром вида

$$U_{n+1} = U_n a + N_{n+1} (a - 1),$$

где a — постоянная, определяющая частотную характеристику фильтра; U_n — сглаженный процесс; N_{n+1} — несглаженный процесс.

Для задания следящего фильтра необходимо определить a и Δf . Значение a должно выбираться таким образом, чтобы компенсировались случайные флуктуации и не сглаживалось закономерное изменение частоты вращения. Значение Δf определялось погрешностями вследствие неточного задания частоты настройки и рассчитывалось по формулам из [2]. Оптимальные величины составили $a = 0,7$; $\Delta f = 3\%$, цифро-

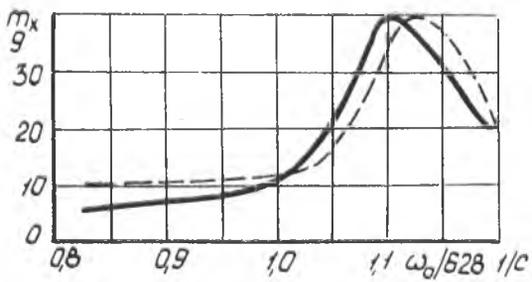


Рис. 1. Изменение интенсивности гармоник: $-\omega_0 Z$, $--- 2\omega_0 Z$

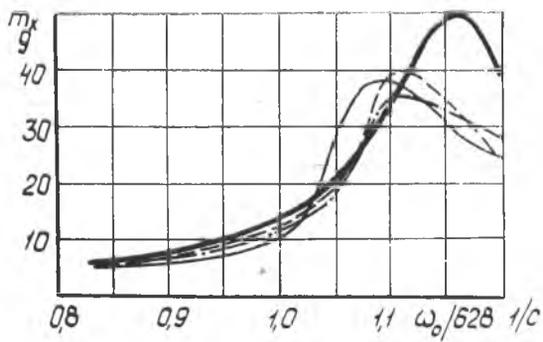


Рис. 2. Изменение интенсивности гармоники $\omega_0 Z$ по наработке: _____ начало работы, _____ 150 ч, _____ 300 ч, _____ 500 ч

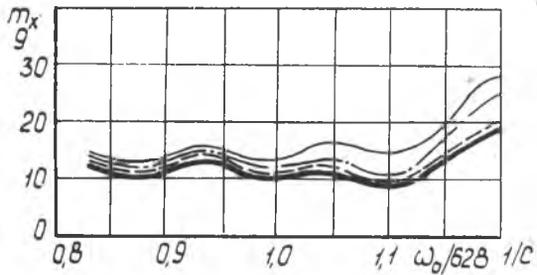


Рис. 3. Изменение интенсивности гармоники $\omega_0 Z$ после окончания приработки: _____ 612 ч, _____ 630 ч, _____ 648 ч, _____ 726 ч

вой фильтр с данными характеристиками использовался для последующего анализа.

Для одной из коробок передач проводился анализ при непрерывном изменении частоты вращения ω_0 (за время $2 \div 5$ мин) для гармоник $\omega_0 Z$ и $2 \omega_0 Z$ (рис. 1). В диапазоне частот вращения $628 \div 735$ 1/с наблюдалось резкое повышение интенсивности гармоник. Такой характер колебаний связан с проявлением зон неустойчивой работы зубчатой передачи по крутильным колебаниям [3], при этом интенсивность возрастала в 2—5 раз. С целью сокращения объема обработки в дальнейшем проводился анализ $\omega_0 Z$ гармоник. Для той же коробки приводов анализировалось изменение интенсивности гармоник $\omega_0 Z$ по наработке. Для этого проводились измерения через $150 \div 200$ часов (рис. 2). Характер изменения интенсивности по наработке сохранялся, при этом обнаружена следующая закономерность: в начале работы интенсивность была велика в зоне неустойчивой работы, затем по мере наработки интенсивность падала, т. к. шел режим приработки, в результате которого погрешности зацепления уменьшались. При наработке 500 ч интенсивность незначительно возрастала, т. к. режим приработки заканчивался.

Для другого типа коробки приводов проводилось исследование изменения интенсивности гармоники $\omega_0 Z$ при наработке свыше 600 ч. Измерения проводились при непрерывном изменении ω_0 за время ~ 10 с через $18 \div 80$ ч (рис. 3). Это испытание показало, что по мере наработки обнаруживается тенденция к росту интенсивности, особенно в зоне неустойчивой работы зубчатой передачи.

Таким образом, использование цифрового следящего анализа для оценки вибронегруженности зубчатых передач позволяет объективно оценивать состояние зубчатых передач и при дальнейшей отработке может применяться для решения задач диагностики.

Л и т е р а т у р а

1. Петрусевиц А. И., Генкин Н. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямыми зубьями. М., АН СССР, 1956, 134 с.
2. Вильнер П. Д., Голов Ф. В. Погрешности следящего анализа из-за неточного задания частоты настройки. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, 1977, вып. 4, с. 126—130.
3. Ковалев Н. А. Колебания зубчатых передач при ступенчатом изменении жесткости и постоянной ошибке шага зацепления. — Изв. АН СССР. ОТН, механика и машиностроение, 1961 № 2, с. 37—42.