

Модель цифрового двойника системы контроля и дефектоскопии механических передач

А.В. Седов¹, О.О. Пушкарева¹, А.В. Пашковский²

¹*Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени
М.И. Платова, г. Новочеркасск*

²*Северо-Кавказский федеральный университет, Невинномысск*

Аннотация: Рассматривается вариант построения модели цифрового двойника для диагностики работы механической зубчатой передачи – редуктора, состоящего из пары цилиндрических шестерен. Основу рассматриваемой модели цифрового двойника составляет адаптивная обучаемая вибрационная математическая модель статического режима работы при вращении шестерен с постоянной скоростью. Как основные информационные, измеряемые на объекте, используются вибрационные сигналы редуктора, фиксируемые акселерометрами и являющиеся эффективными для обнаружения и диагностики неисправностей. Выявляемые неисправности: растрескивание, износ, откол и изъязвление зубьев. Особенностью реализуемого цифрового двойника является возможность одновременного выявления по временным и частотным характеристикам неисправностей сразу нескольких зубьев, как на ведущей, так и на ведомой шестернях, а также возможность определения по вибрационным характеристикам основных технических данных конкретного редуктора.

Ключевые слова: диагностическая математическая модель, цифровой двойник, вибрационная диагностика, механический редуктор, дефект зубьев, диагностический сигнал, спектр мощности вибраций, синхронно усредненная временная характеристика.

Введение

Современные системы оперативного контроля и дефектоскопии сложных устройств и конструкций, в том числе механических, подразумевают использование цифровых виртуальных моделей объектов и процессов, точно воспроизводящих работу оригинала, синхронизированных с ним во времени, программно-реализованных и называемых цифровыми двойниками [1-3]. Их использование расширяет возможности выявления дефектов. Сравнение процессов в двойнике для конкретных заданных условий с процессами, фиксируемыми на объекте позволяет выявлять возникающие дефекты и возникающие неисправности еще на этапе развития. В работе рассматривается вариант построения модели цифрового двойника для диагностики работы механической зубчатой передачи – редуктора [1]. В

качестве основных выявляемых неисправностей предполагается растрескивание, износ, откол и изъязвление зубьев [4,5].

В подобных системах для неразрушающего контроля и дефектоскопии используются вибрационные сигналы редуктора, как эффективные для обнаружения и диагностики неисправностей [6-8]. Основу рассматриваемой модели цифрового двойника составляет адаптивная обучаемая вибрационная математическая модель статического режима работы при вращении шестерен с постоянной скоростью. Сопоставление данных оригинала и двойника осуществляют на основе анализа частотных и временных характеристик вибраций. Особенностью реализуемого цифрового двойника является возможность одновременной диагностики неисправностей сразу нескольких зубьев, как на ведущей, так и на ведомой шестерне, а также возможность определения по вибрационным характеристикам основных технических данных конкретного редуктора.

Принципы построения модели цифрового двойника

Рассмотрим реализацию вибрационной модели на примере элементарного одноступенчатого редуктора, состоящего из пары цилиндрических шестерен. При общей постановке моделирование вибрации, вызванной трением во всех элементах передачи - сложная междисциплинарная задача, включающая исследования по трибологии, контактной механике и нелинейной динамике. Эффективная упрощенная динамическая модель для такой системы с сосредоточенными параметрами, принятая во многих исследовательских работах, как правило, имеет шесть степеней свободы с учетом жесткости и демпфирования подшипников и вала. Она представляется системой из шести обыкновенных дифференциальных уравнений [8,9]. В нашем же случае системы дефектоскопии будем рассматривать более простую модель для статического режима работы

передачи, тем самым уйдем от прямого использования дифференциальных уравнений.

Реализуем модель идеального редуктора, состоящего из ведущей шестерни с N_g зубцами, входящей в сцепление с ведомой шестерней с N_p зубцами. Ведущая шестерня соединена осью с двигателем и вращается с частотой f_p . Коэффициент передачи равен $k_r = N_g / N_p$. Оси опираются на роликовые подшипники на картере редуктора. Измерительный акселерометр для фиксации вибраций размещаются на корпусе редуктора.

Частота вращения ведомой шестерни f_g и выходной оси определяется:

$$f_g = f_p \cdot k_r = f_p \cdot N_g / N_p.$$

Частота зацепления зубьев шестерен или зубцовая частота, представляет собой частоту, с которой зубья ведущей и ведомой шестерен периодически входят в зацепление: $f_m = f_p N_p = f_g N_g$.

Смоделируем основные вибрации редуктора в виде суммы синусоид с частотами зацепления шестерен, вибрации ведущей и ведомой шестерни:

$$v(t) = v_m(t) + v_g(t) + v_p(t) = V_m \sin(2\pi f_m t) + V_g \sin(2\pi f_g t) + V_p \sin(2\pi f_p t).$$

Форма сигнала вибрации зацепления зубьев шестерен $v_m(t)$ отвечает за передачу нагрузки и обладает наибольшей амплитудой V_m . Акселерометр регистрирует вибрационные колебания двух валов и зубцового зацепления. Вклад тел качения (роликов) подшипников осей в вибрационные сигналы, считаем пренебрежимо малыми.

Подробнее рассмотрим моделирование высокочастотных вибраций, вызванных локальным повреждением зуба ведомой или ведущей шестерен. Если один из зубьев шестерни имеет локальную неисправность, в форме откола или искривления части зуба, то при его зацеплении будут возникать дополнительные высокочастотные вибрации, происходящие один раз за один оборот неисправной шестерни.

Такая локальная неисправность зуба вызывает воздействие, длительность которого меньше, чем продолжительность $\tau = 1/f_m$ зацепления зубьев без дефекта. Скол на поверхности зуба шестерни генерирует высокочастотные вибрации во время зацепления. Частота вибраций зависит от свойств материалов редуктора и их собственных частот. Условно предполагают [9,10], что процесс зацепления вызывает вибрационный сигнал частотой $f_{BЧ} = (6 \div 7)f_m$, продолжающийся в течении, примерно, полупериода $t_{BЧ} = 1/(2f_{BЧ})$ и моделируемый в виде: $v_{imp}(t) = V_{imp} \sin(2\pi f_{BЧ}t)$, где $t \in [0, t_{BЧ}]$.

Воздействие повторяется один раз за каждый оборот поврежденной шестерни. Локализованные дефекты зубьев приводят к появлению распределенных боковых полос спектра мощности вибраций в окрестности частоты зацепления (рис.1):

$$f_{pS} = f_m + l \cdot f_p; \quad f_{gS} = f_m + l \cdot f_g, \quad l \in \mathbf{Z}.$$

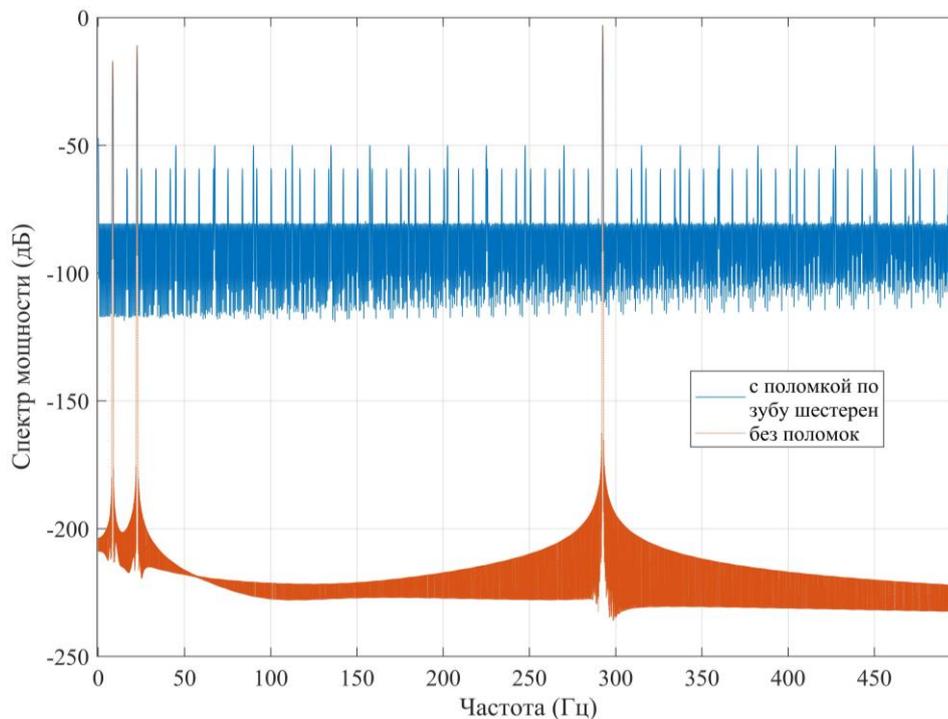


Рис.1. - Спектры мощности вибраций при исправных и дефектных зубьях

На рис.1 четко видны гармоники с частотами $f_g \approx 8$ Гц и $f_p \approx 22$ Гц и частотой зацепления $f_m \approx 293$ Гц, а на верхнем графике присутствуют боковые полосы вокруг f_m , соответствующие частотам f_g и f_p .

Наличие боковых полос в спектре, следующих от составляющей с частотой f_m с шагом по частоте f_g и/или f_p позволяет выявить шестеренку с дефектом: ведомая, ведущая или обе одновременно. Но при этом идентификация конкретного зуба по номеру практически невозможна. Переход от временных характеристик к частотным уничтожает эту информацию.

Для выявления неисправных зубьев осуществим усреднение по временным реализациям измеренный сигнал вибрации на двух временных интервалах (периодах) полного оборота ведущей T_p и ведомой T_g шестерен.

$$v_{g\text{cp.}}(t) = 1/N_{об.g} \sum_{i=0}^{N_{об.g}-1} v(t+i \cdot T_g); t \in [0, T_g];$$
$$v_{p\text{cp.}}(t) = 1/N_{об.p} \sum_{i=0}^{N_{об.p}-1} v(t+i \cdot T_p); t \in [0, T_p].$$

При этом усреднение осуществим синхронно во времени, начиная реализацию условно с первого зуба каждой шестерни при постоянной скорости вращения ведущей шестерни. Количество интервалов усреднения $N_{об.g}$ и $N_{об.p}$ определяется уровнем шумов в сигнале вибрации, как правило, достаточно значения порядка $\approx 100 \div 1000$.

Для выделения непосредственно диагностических сигналов d_g , d_p из синхронно усредненных сигналов $v_{g\text{cp.}}(t)$, $v_{p\text{cp.}}(t)$ исключим из них синусоиды с частотами зацепления шестерен, вибрации ведущей и ведомой шестерни:

$$d_g = v_{g\text{cp.}}(t) - V_m^* \sin(2\pi f_m^* t) - V_g^* \sin(2\pi f_g^* t) - V_p^* \sin(2\pi f_p^* t); t \in [0, T_g];$$
$$d_p = v_{p\text{cp.}}(t) - V_m^* \sin(2\pi f_m^* t) - V_g^* \sin(2\pi f_g^* t) - V_p^* \sin(2\pi f_p^* t); t \in [0, T_p].$$

Параметры синусоид V_m^* , V_g^* , V_p^* , f_m^* , f_g^* , f_p^* определяются по спектру измеренного сигнала $v^*(t)$, рассчитанного на основе преобразования Фурье.

Общий вид диагностического сигнала d_g для случая повреждения двух зубьев ведомой шестерни (5 и 19 зуба) представлен на рис. 2. Для удобства определения номеров неисправных зубьев на график наложен нормированный сигнал с частотой зацепления зубьев редуктора.

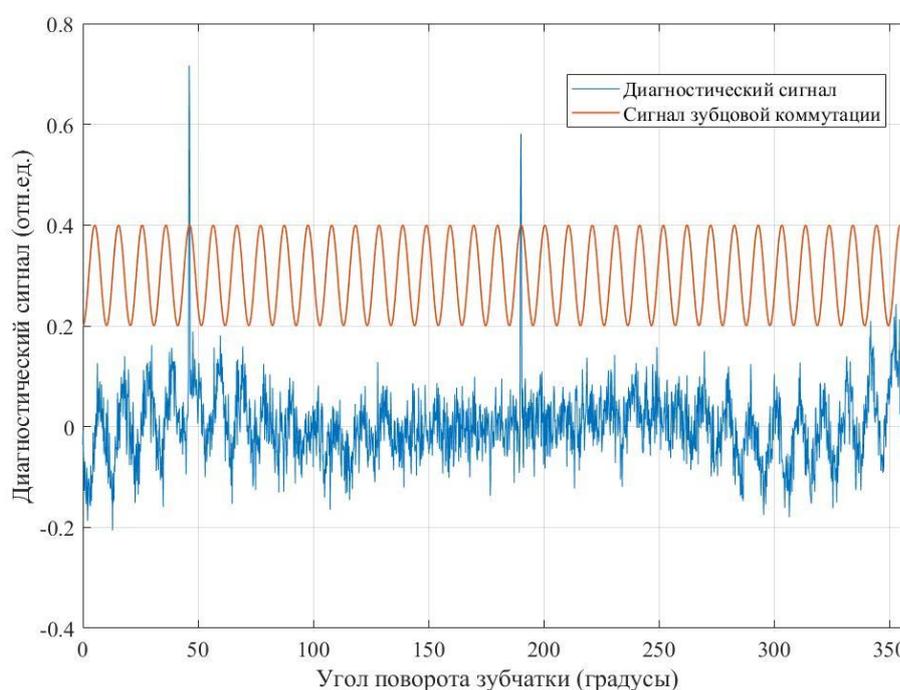


Рис.2 - Вид диагностического сигнала d_g при повреждении 5 и 19 зубьев ведомой шестерни и сигнала с частотой зацепления зубьев

Выводы

Предложенная модель цифрового двойника системы контроля и дефектоскопии механических передач позволяет эффективно выявлять:

- наличие зубцовых дефектов, как на ведомой, так и ведущей шестерен по анализу спектра мощности вибраций;
- определять номера дефектных зубьев, как при единичных, так и множественных повреждениях по виду диагностического сигнала;

- определять основные технические характеристики редуктора (число зубьев ведомой и ведущей шестерен) по вибрационным характеристикам.

Литература

1. Трусевич И.А., Абдулов С.В., Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Тараторкин А.И., Волков А.А. Алгоритм оптимизации вибрационных нагрузок, формируемых зубчатыми зацеплениями перспективной коробки передач грузового автомобиля // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. 2021. Т. 21, № 4. С. 5–14.

2. Седов А.В., Пушкарева О.О., Жариков К.О., Вербин Н.В. Особенности функциональных взаимосвязей параметров изменяющегося во времени диагностического сигнала при моделировании, распознавании состояний и мониторинге систем // Инженерный вестник Дона, 2024, №4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2024/9583.

3. Шумихин А.Г., Исламов Р.Р., Корнилицин Д.К. Пассивный метод параметрической идентификации в адаптивном управлении технологическим процессом с применением нейросетевой технологии // Инженерный вестник Дона, 2024, №9. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n9y2024/9491.

4. Mohammed O.D., Rantatalo M. Gear fault models and dynamics-based modelling for gear fault detection // Engineering Failure Analysis. 2020. Vol. 117 (11). 104798.

5. Staszewski W., Tomlinson G. R. Local tooth fault detection in gearboxes using a moving window procedure // Mechanical Systems and Signal Processing. 1997. Vol. 11(3). Pp. 331–350.

6. Baydar N., Ball A. Detection of gear failures via vibration and acoustic signals using wavelet transform // Mechanical Systems and Signal Processing. 2003. Vol. 17(4). Pp. 787–804.

7. Lin L., Zuo M. J. Gearbox fault diagnosis using adaptive wavelet filter //

Mechanical Systems and Signal Processing. 2003. Vol.17(4). Pp. 1259–1269.

8. Feng K., Ji J.C., Ni Q., Beer M. A review of vibration-based gear wear monitoring and prediction techniques // Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Vol. 182 (1). 109605.

9. Голубков В.А., Смирнов А.О., Шарафудинов Т.Т., Лукьяненко И.Н. Математическая модель расчета вибрации ступени редуктора // Информационно управляющие системы. 2014. №6. С. 87-93.

10. Mohamed A.S., Sassi S., Paurobally M.R. Model-based analysis of spur gears' dynamic behavior in the presence of multiple cracks // Shock and Vibration. 2018. Vol. 2018, 1913289.

References

1. Trusevich I.A., Abdulov S.V., Derzhanskiy V.B., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I., Volkov A.A. Vestnik YUUrGU. Seriya Mashinostroyeniye. 2021. Vol. 21, № 4. Pp. 5-14.

2. Sedov A.V., Pushkareva O.O., Zharikov K.O., Verbin N.V. Inzhenernyy vestnik Dona, 2024, №4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2024/9583.

3. Shumikhin A.G., Islamov R.R., Kornilitsin D.K. Inzhenernyy vestnik Dona, 2024, №9. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n9y2024/9491.

4. Mohammed O.D., Rantatalo M. Engineering Failure Analysis. 2020. Vol. 117 (11). 104798.

5. Staszewski W., Tomlinson G. R. Mechanical Systems and Signal Processing. 1997. Vol. 11(3). Pp. 331–350.

6. Baydar N., Ball A. Mechanical Systems and Signal Processing. 2003. Vol. 17(4). Pp. 787–804.

7. Lin L., Zuo M. J. Mechanical Systems and Signal Processing. 2003. Vol.17(4). Pp. 1259–1269.

8. Feng K., Ji J.C., Ni Q., Beer M. Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Vol. 182 (1). 109605.



9. Golubkov V.A., Smirnov A.O., Sharafudinov T.T., Luk'yanenko I.N. Informatsionno upravlyayushchiye sistemy. 2014. №6. Pp. 87-93.

10. Mohamed A.S., Sassi S., Paurobally M.R. Shock and Vibration. 2018. Vol. 2018, 1913289.

Дата поступления: 5.12.2024

Дата публикации: 16.12.2024