

УДК 629.1.07

DOI 10.23968/1999-5571-2024-21-1-95-103

© К. Я. Лелиовский, канд. техн. наук, доцент
© Ю. И. Молев, д-р техн. наук, доцент
(Нижегородский государственный технический
университет им. Р. Е. Алексева,
Нижний Новгород, Россия)
E-mail: kleliovskiy@mail.ru, moleff@yandex.ru

© K. Ya. Leliovsky, PhD in Sci. Tech., Associate Professor
© Yu. I. Molev, Dr. Sci. Tech., Associate Professor
(Nizhny Novgorod State Technical
University named after R. E. Alekseev,
Nizhny Novgorod, Russia)
E-mail: kleliovskiy@mail.ru, moleff@yandex.ru

РАСЧЕТ СПЕКТРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРАЦИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ОБУСЛОВЛЕННЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

CALCULATION OF SPECTRAL CHARACTERISTICS OF VIBRATIONS OF VEHICLE TRANSMISSION ELEMENTS CAUSED BY OPERATIONAL DAMAGE

При эксплуатации автотранспортной техники важную роль играет управление ее техническим состоянием. Данный аспект для силовых агрегатов, работающих в нестационарных режимах, изучен недостаточно. Целью данной статьи является теоретическое обоснование возможности корректного применения вибродиагностических методов для диагностирования технического состояния трансмиссий транспортно-технологических машин. Исследования проводились на основе положений аналитической механики, спектрального анализа, математического моделирования в специализированных программных средах. Приведены обобщенные формулы для моделирования крутящего момента. Составлена эквивалентная модель динамического звена коробок передач. Рекомендуются алгоритмы, рассмотренные в данной статье, внести в программное обеспечение электронных блоков управления транспортно-технологическими машинами, что позволит расширить аппаратные возможности диагностических комплексов автотранспортных средств и улучшить качество управления их техническим состоянием.

Ключевые слова: вибрационная диагностика, зубчатые колеса, спектральные характеристики вибраций, эквивалентная модель зубчатой передачи, уравнение Лагранжа второго рода.

In the operation of road transport equipment, an important role is played by its technical condition management. This aspect for power units operating in non-stationary modes is insufficiently studied. The purpose of this article is theoretical substantiation of the possibility of the correct application of vibration diagnostic methods for evaluating the technical condition of transmissions of transport-technological machines. The research was carried out on the basis of analytical mechanics provisions, spectral analysis, and mathematical modeling in specialized software environments. Generalized formulas for torque modeling are given. An equivalent model of the dynamic link of gearboxes has been compiled. It is recommended that the algorithms discussed in this article be introduced into the software of electronic control units for transport and technological machines, which will expand the hardware capabilities of diagnostic complexes of motor vehicles and improve the quality of management of their technical condition.

Keywords: vibration diagnostics, gear wheels, spectral characteristics of vibrations, equivalent model of gear transmission, Lagrange equation of the second kind.

Введение

Силовым передачам автомобилей свойственно наличие значительного числа зубчатых колес, являющихся инерционными массами, соединенными валом [1] и другими элементами [2] с разной степенью жесткости и податливости [3]. Они конструктивно объединены в сложные колебательные системы, характеризующиеся распределением параметров [4]. Взаимодействие с опорным основанием движителя автомобиля, движущегося с установившейся скоростью, обуславливает учет его корпуса вместе с установленными на нем агрегатами [5] в динамической колебательной системе [6]. Переменные внешние возмущающие воздействия, нагружающие такие системы, изменяют соотношения баланса энергий [7]. Скручивание и разнонаправленные колебания относятся к источникам сложных взаимных перемещений элементов трансмиссии [8, 9]. Следовательно, изучение вибрационной нагруженности агрегатов трансмиссии производится, как правило, посредством описания ее динамической модели, перемещения звеньев которой эквивалентны реальной [10]. В ходе исследований и расчетов перемещения теоретически схематизируются, модели упрощаются [11] для целей определения наиболее значимых, с данной точки зрения, конструктивных характеристик транспортного средства, а также условий эксплуатации [12].

Методы

Тяговая сила F_{T_0} , подводимая к колесам со стороны двигателя, формируется при его работе за счет вырабатываемого эффективного крутящего момента, для вычисления которого предложена математическая зависимость в виде гармонической функции [13]:

$$T_e(t) = \bar{T}_e + \sum_{k=1}^{k=l} \sum_{v=1}^{v=n} T_v \sin(v\omega_e t + \psi_v - \beta_{kv}), \quad (1)$$

где T_e — средняя величина эффективного крутящего момента двигателя, которая вычисляется по формуле $\bar{T}_e = \sum_{k=1}^{k=l} \bar{T}_e^0 - T_{c,d}$, здесь

\bar{T}_e^0 — средняя величина эффективного крутящего момента для одного цилиндра; $T_{c,d}$ — момент трения в i -м цилиндре двигателя; T_v — амплитуда крутящих моментов на коленчатом валу; ψ_v — фазы крутящих моментов на коленчатом валу; k — номер цилиндра согласно порядку срабатывания; l — число цилиндров; v — номер гармоники; ω_e — текущее значение угловой скорости вращения коленчатого вала; β_{kv} — угол поворота коленчатого вала за отрезок времени между началом рабочего хода в 1 -м цилиндре и началом рабочего хода в j -м цилиндре двигателя.

Таким образом, из возмущающих воздействий от двигателя, а также от сил сопротивления дороги складывается суммарная возмущающая сила, воздействующая на контактирующие зубья шестерен коробки передач [14]. Ее можно найти при помощи формулы

$$F(t) = \frac{T_e(t)}{r_1} + \frac{T_{Hf}}{r_2}, \quad (2)$$

где T_e — эффективный крутящий момент; T_{Hf} — нагружающий момент сопротивления; r_1 — радиус начальной окружности ведущей шестерни; r_2 — радиус начальной окружности ведомой шестерни.

При диагностике с последующим прогнозированием работоспособности коробки передач, а также других агрегатов трансмиссии транспортных средств, осуществляемых на основе вибрационных показателей их работы [15] с точки зрения научного обоснования целесообразно составлять динамические модели их динамических звеньев [16]. Это обусловлено необходимостью подбора режимов движения транспортных средств по тестовому диагностическому участку для исследования возникающих колебательных процессов [17]. Для подтверждения их информативности рациональным является проведение теоретических расчетов с применением разработанных моделей. Схема данной концепции приведена на рис. 1, где f_c —

статический коэффициент сопротивления качению; φ_x — коэффициент сцепления опорной поверхности; σ_1, σ_2 — давления в пятне контакта колес передней и задней оси соответственно; T_{f_1}, T_{f_2} — моменты сопротивления качению колес передней и задней оси соответственно; T_{Hf} — нагружающий

момент сопротивления; T_e — эффективный крутящий момент; T_K — крутящий момент, подводимый к ведущим колесам; I_1-I_5 — моменты инерции динамических звеньев трансмиссии; C_1-C_4 — приведенные суммарные жесткости динамических звеньев трансмиссии; K_1-K_4 — приведенные суммарные

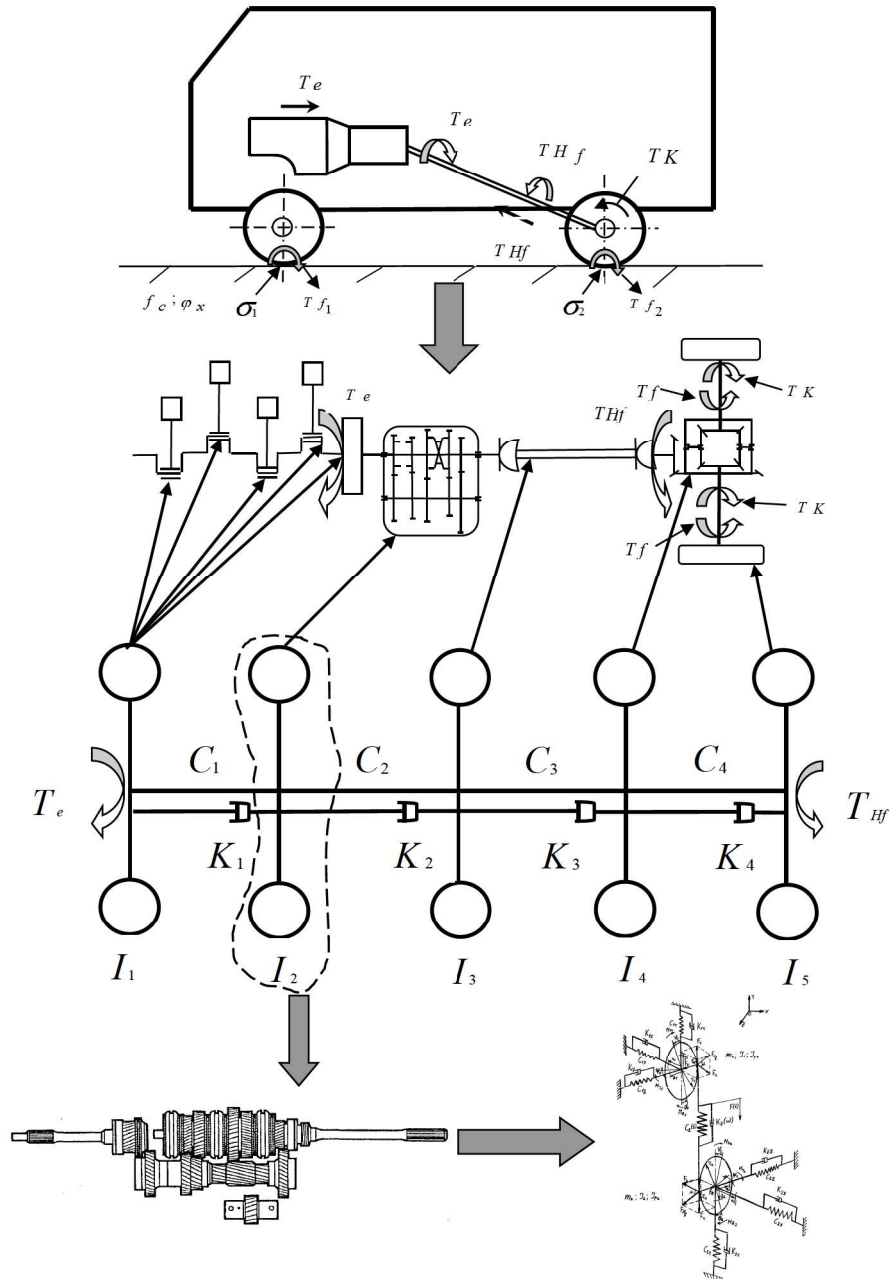


Рис. 1. Схема взаимосвязи возмущающих сил, действующих на зубчатых колесах коробки передач с нагружением со стороны двигателя и силами сопротивления дороги. Разработано авторами на основе [17]

податливости динамических звеньев трансмиссии.

Динамическое звено в виде его эквивалентной физической схемы приведено на рис. 2, где $i = 1, 2$ — порядковый номер зубчатых колес; m_i — массы ведущего и ведомого колес; I_i — моменты инерции ведущего и ведомого колес; I_{Pi} — полярные моменты инерции ведущего и ведомого колес; r_i — радиусы начальных окружностей ведущего и ведомого колес; x_i, y_i, z_i — обобщенные координаты, характеризующие линейные перемещения ведущего и ведомого колес по основным и дополнительным степеням свободы; $\varphi_i, \psi_i, \theta_i$ — обобщенные угловые перемещения ведущего и ведомого колес по основным и дополнительным степеням сво-

боды; C_{ix}, C_{iy}, C_{iz} — приведенные суммарные жесткости подшипниковых опор ведущего и ведомого колеса и картера коробки передач в вертикальном, поперечном и продольном направлениях; K_{ix}, K_{iy}, K_{iz} — приведенные суммарные податливости подшипниковых опор ведущего и ведомого колеса и картера коробки передач в вертикальном, поперечном и продольном направлениях; $C_z(t)$ — жесткость зубчатого зацепления; $K_z(\omega)$ — коэффициент демпфирования зубчатого зацепления; M_{Xi}, M_{Yi}, M_{Zi} — изгибающие моменты ведущего и ведомого колеса относительно осей X, Y и Z , возникающие от вертикальной, продольной и поперечной составляющей силы, действующей в зацеплении.

На качественном уровне математически описать динамику звена движения возможно посредством уравнения аналитической механики, которое в данном случае удобно записать в форме уравнений Лагранжа второго рода. В рассматриваемом случае они могут быть представлены дифференциальными уравнениями (3), а ее решение — системой (4):

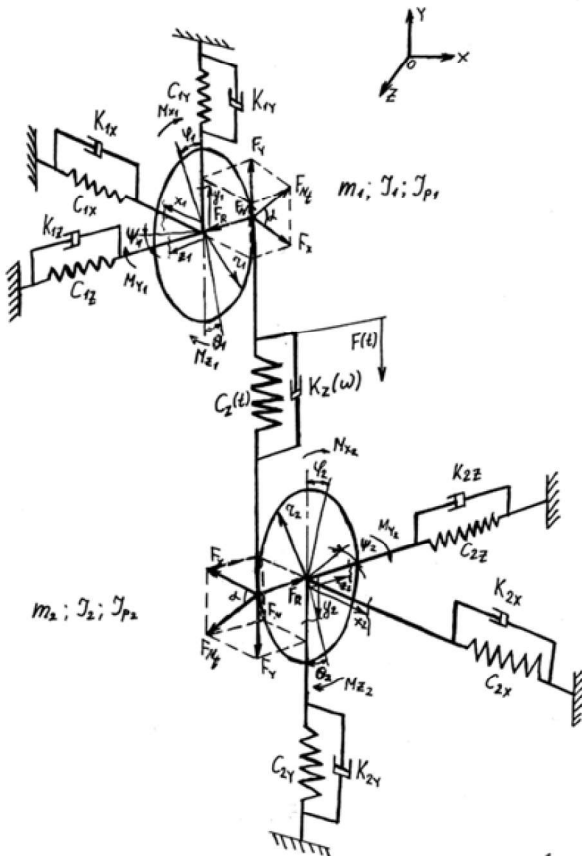


Рис. 2. Схема динамического звена коробки передач. Разработано авторами на основе [16]

$$\left\{ \begin{aligned} m_i \ddot{y}_i - (C_{iy} y_i - C_z(t) y_z) - \\ - (K_{iy} \dot{y}_1 + K_z(\omega) \dot{y}_z) = \pm F_Y, \\ m_1 \ddot{x}_i - (C_{ix} x_1 - C_z(t) x_z) - \\ - (K_{ix} \dot{x}_1 - K_z(\omega) \dot{x}_z) = \pm F_X, \\ m_i \ddot{z}_i - (C_{iz} z_1 - C_z(t) z_z) - \\ - (K_{iz} \dot{z}_1 - K_z(\omega) \dot{z}_z) = \pm F_Z, \\ I_i \ddot{\phi}_i - C_z(t) r_i y_z - K_z(\omega) r_i \dot{y}_z = \pm M_{X1} \pm F r_i, \\ I_{Pi} \ddot{\psi}_i - C_z(t) r_i x_z - K_z(\omega) r_i \dot{x}_z = \pm M_{Yi} \pm F r_i, \\ I_{Pi} \ddot{\theta}_i - C_z(t) r_i z_z - K_z(\omega) r_i \dot{z}_z = \pm M_{Zi} \pm F r_i. \end{aligned} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{aligned} x(t) &= q_X(t) \sin(2\pi k \omega_0 t - \alpha_X(t)), \\ y(t) &= q_Y(t) \sin(2\pi k \omega_0 t - \alpha_Y(t)), \\ z(t) &= q_Z(t) \sin(2\pi k \omega_0 t - \alpha_Z(t)), \\ \phi(t) &= q_\phi(t) \sin(2\pi k \omega_0 t - \beta_\phi(t)), \\ \psi(t) &= q_\psi(t) \sin(2\pi k \omega_0 t - \beta_\psi(t)), \\ \theta(t) &= q_\theta(t) \sin(2\pi k \omega_0 t - \beta_\theta(t)). \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Для схемы (см. рис. 2), обладающей двенадцатью степенями свободы, запишем уравнения кинетической, потенциальной энергии, а также диссипативной функции Рэлея. Значения входящих коэффициентов [18], в том числе соответствующих исследуемым эксплуатационным дефектам, здесь определены на основании специальных испытаний в НФ ИМаш РАН и были

использованы в качестве исходных данных (табл. 1, 2). Подставляя эти исходные данные в систему (3) и решая ее численным методом в программном пакете *MathLAB* [19], получаем графики спектров вибраций, характерных для изучаемого дефекта [20].

Выберем в качестве примера для иллюстрации проведенных расчетно-теорети-

Таблица 1

Коэффициенты жесткости и податливости

Наименование элемента	Коэффициент жесткости C_p , МН/м	Коэффициент податливости K_p , (МН·с)/м
Узел крепления входного вала:		
- вертикальное направление (ось Y)	150	0,188
- продольное направление (ось X)	54	0,265
- поперечное направление (ось Z)	110	0,208
Узлы крепления промежуточного вала:		
- вертикальное направление (ось Y)	250	0,159
- продольное направление (ось X)	90	0,223
- поперечное направление (ось Z)	185	0,175
Узлы крепления выходного вала:		
- вертикальное направление (ось Y)	500	0,126
- продольное направление (ось X)	265	0,156
- поперечное направление (ось Z)	420	0,134

Таблица 2

Значения коэффициентов жесткости и демпфирования, характерные для различных неисправностей

№ п/п	Наименование неисправности	Влияние неисправности	Значения коэффициента жесткости C_p , МН/м				Значения коэффициента демпфирования K_p , (МН·с)/м			
			1 п.	2 п.	3 п.	5п.	1 п.	2 п.	3 п.	4 п.
1	Изнашивание зубьев шестерен	Норматив: 2 % 20 % 80 %	568,5	515,6	458,8	495,6	0,6	0,5	0,4	0,3
			557,3	505,3	449,6	485,7	0,588	0,49	0,392	0,294
			454,8	412,5	367,0	396,5	0,48	0,40	0,32	0,24
			113,7	103,1	91,80	99,1	0,12	0,10	0,08	0,06
2	Выкрашивание зубьев шестерен	Зацепление:	Уменьшение значения в сравнении с нормативным, пропорциональное увеличению угловых скоростей вращения шестерен				Увеличение значения в сравнении с нормативным, пропорциональное увеличению угловых скоростей вращения шестерен			
3	Трещины и поломка зубьев шестерен	Зацепление:	47,4	43,0	38,2	41,3	0,05	0,04	0,03	0,025
4	Нарушение смазки в пятне контакта	Зацепление:	142,1	128,9	114,7	123,9	0,15	0,125	0,10	0,075
5	Местные схватывания зубьев шестерен	Зацепление:	Уменьшение нормативного значения, пропорциональное величине частоты вращения шестерен				Увеличение нормативного значения, пропорциональное степени развития дефекта и кратное частоте вращения шестерен			

ческих исследований как наиболее распространенные, возникающие при функционировании элементов коробок передач вследствие протекания процессов изнашивания следующие эксплуатационные дефекты шестерен: изнашивание боковых поверхностей зубьев, выкрашивание.

Результаты

На рис. 3 приведены графики расчетов спектральных характеристик вибраций коробок передач производства ООО «Нижегородские моторы», устанавливаемых в трансмиссии ТТС 3007 «Кержак». Расчеты проведены для 1, 2, 3 и 5-й ступеней в коробке передач. При этом моделировалось изнашивание боковых поверхностей шестерен различной степени.

На рис. 4 приведен пример графика спектра вибрационного сигнала, рассчитанный для третьей ступени коробки передач, произведенной ООО «Нижегородские моторы» ОАО «Группа «ГАЗ»», установленной на ТТС 3007 «Кержак», полученный расчетом, моделирующим выкрашивание боковых поверхностей от наработки.

Выводы и обсуждение

Анализируя графики расчетных спектральных характеристик, приведенных на рис. 3 и 4, можно сделать следующие выводы:

1. При нарастании величины изнашивания зубьев наблюдается повышение амплитуд энергетического спектра вибраций. Наиболее явно это проявляется в диапазоне средних и высоких частот, наблюдается

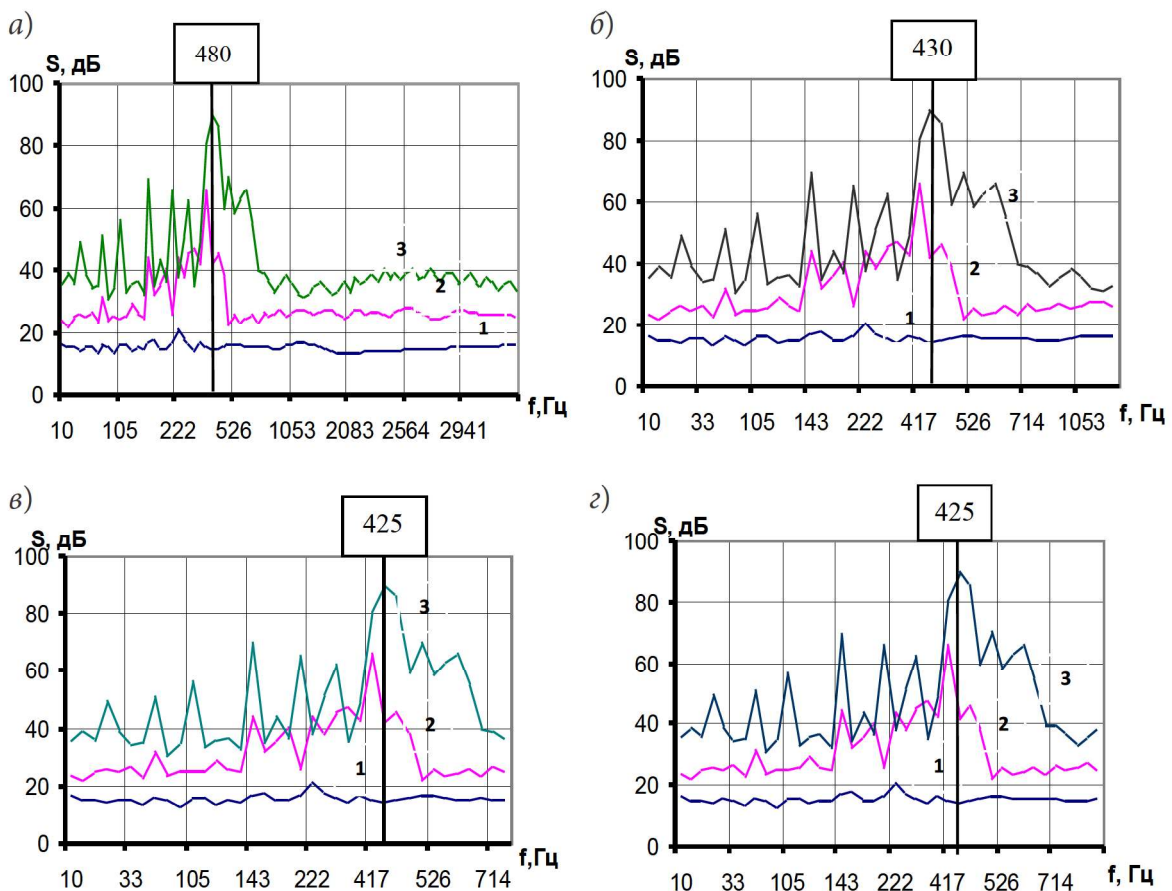


Рис. 3. Графики спектральных характеристик вибрации коробки передач ТТС «Кержак» на различных ступенях: а — первой; б — второй; в — третьей; г — пятой. Износ боковых поверхностей зубьев от предельно допустимого: 1 — менее 2%; 2 — 20%; 3 — 80%

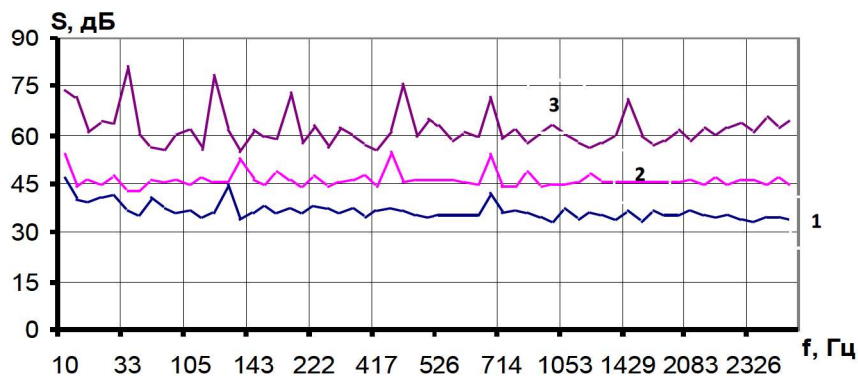


Рис. 4. График спектральной характеристики третьей ступени коробки передач ТТС «Кержак» при выкрашивании контактных поверхностей со временем наработки: 1— 2 мин; 2— 10 мин; 3— 20 мин

соответствие конкретной зубчатой паре, так как каждая из них имеет собственные частоты проявления, что можно рассматривать в качестве диагностического признака.

2. На начальной стадии развития выкрашивания слабо влияет на увеличение амплитуд вибрации зубчатой передачи. Отмечены лишь незначительные местные максимумы амплитуд вибросигнала, связанные со вхождением в зацепление зуба с повреждением (см. рис. 4, линия 1). При дальнейшем моделировании развития данного эксплуатационного дефекта зубчатой передачи уровень амплитуд вибрации повышается так же, как и амплитуда локальных максимумов (см. рис. 4, линии 2, 3). Это также может быть диагностическим признаком.

3. Расчетным путем установлено, что появление местных увеличений амплитуд вибрации свыше 20–35 % от их общего уровня в диапазонах частот от 0 до 3 кГц можно считать диагностическим признаком наличия выкрашивания зубьев.

Библиографический список

1. Асриян Г. М. Возможности диагностирования вибрации сложных динамических систем // Колебания редукторных систем. М.: Наука, 1980. С. 70–74.
2. Галевский Е. А., Спицын А. В. Комплексный подход к выбору элементов динамической модели трансмиссии // Проектирование колесных машин: сб. те-

зисов докл. междунар. симпоз., посвящ. 175-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана / МГТУ им. Н. Э. Баумана. М., 2005, С. 150–161.

3. Малашков И. И., Зельцер Е. А. Исследование зависимости динамических нагрузок трансмиссии автомобиля от схем приведения ее масс и податливостей // Конструкции автомобилей. Экспресс-информация. 1977. № 8. С. 29–37.

4. Вейц В. Л., Кочура А. Е. О математическом описании голономных механических систем // Прикладная механика. 1975. Т. 9. Вып. 11. С. 23–28.

5. Вейц В. Л., Кочура А. Е., Федотов А. И. Колебательные системы машинных агрегатов. Л.: Изд-во ЛГУ, 1979. 256 с.

6. Авдудевский В. С., Артоболевский И. И. и др. Вибрации в технике: справочник; под ред. К. В. Фролова. Т 6. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.

7. Авдудевский В. С., Артоболевский И. И. и др. Вибрации в технике: справочник; под ред. М. Д. Генкина. Т. 5. М.: Машиностроение, 1981. 496 с.

8. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле; пер. с англ. М.: Наука, 1967. 444 с.

9. Соколов О. В., Стефанович Ю. Г. О методике исследования режимов работы шестерен и подшипников трансмиссии в условиях эксплуатации // Труды НАМИ. 1972. № 8. С. 55–66.

10. Вейц В. Л., Кочура А. Е. Эквивалентные динамические схемы многоступенчатых редукторов // Механика машин. 1975. Вып. 31–32. С. 123–136.

11. Банах Л. Я. и др. Упрощение расчетных схем динамических систем // Колебания и динамическая прочность машин. М.: Машиностроение, 1977. С. 77–81.

12. Махоткин О. А., Тимофеев Ю. В. и др. Принципы построения систем акустической диагностики механизмов // Материалы к ежегодному всесоюзному конф.-семинару СибВИМ; под ред. Б. В. Павлова. Новосибирск: СибВИМ, 1967. 106 с.

13. Вейц В. Л., Кочура А. Е. Динамика машинных агрегатов, работающих с двигателями внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1976. 384 с.

14. Соколов О. В. Методика определения нагрузочных характеристик шестерен // Автомобильная промышленность. 1978. № 2. С. 30–31.

15. Айрапетов Э. Л., Балицкий Ф. Я., Иванова М. А. и др. Вибрационная диагностика зарождающихся дефектов зубчатых механизмов // Тез. докл. 5-го Всесоюзного совещания по технической диагностике. Суздаль, 1982. С. 11–13.

16. Авдудевский В. С., Артоболевский И. И. и др. Вибрации в технике: справочник; под ред. Ф.М. Диментберга, К. С. Колесникова. Т. 3. М.: Машиностроение, 1981. 544 с.

17. Альгин В. Б., Цитович И. С., Поддубко С. Н. Динамика агрегатов трансмиссии автомобиля. Минск: Высшая школа, 1989. 195 с.

18. Бухарин Н. А., Лукинский В. С., Котиков Ю. Г. Определение коэффициентов демпфирования в трансмиссии автомобиля // Автомобильная промышленность. 1974. № 11. С. 30–31.

19. Бондал Г. В., Лозовский В. Н., Ямпольский М. С. и др. Экспертно-исследовательская компьютерная система диагностики деталей машин и конструкций // Контроль и диагностика. 1998. № 2. С. 32–40.

20. Александров А. А., Барков А. В., Баркова Н. А. и др. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования. Л.: Судостроение, 1986. 321 с.

References

1. Asriyan G. M. *Vozmozhnosti diagnostirovaniya vibratsii slozhnykh dinamicheskikh sistem* [Possibilities of vibration diagnostics of complex dynamic systems]. *Kolebaniya reduktornykh sistem* [In: Vibrations of Gear Systems] Moscow, Nauka Publ., 1980, pp. 70–74.

2. Galevskiy E. A., Spitsyn A. V. *Kompleksniy podkhod k vyboru elementov dinamicheskoy modeli transmissii* [Complex approach to choosing the elements of transmission dynamic model]. *Trudy mezhdunar. simpoz. posvyashch. 175-letiyu MGTU im. N. E. Baumana «Proektirovanie kolesnykh mashin»* [Proceedings of the International symposium “Designing Wheeled Machines” devoted to the 175-th anniversary of the N. E. Bauman Moscow State Technical University]. MGTU im. N. E. Baumana Publ., Moscow, 2005, pp. 150–161.

3. Malashkov I. I., Zel'tser E. A. *Issledovanie zavisimosti dinamicheskikh nagruzok transmissii avtomobilya ot skhem privedeniya ee mass i podatlivostey* [Investigation of dependence of dynamic loads of a car transmission on schemes of its masses and pliability]. *Konstruktssii avtomobiley. Ekspress-informatsiya – Constructions of*

Designs of Automobiles. Express-information, 1977, no. 8, pp. 29–37.

4. Veyts V. L., Kochura A. E. *O matematicheskom opisaniy golonomnykh mekhanicheskikh sistem* [On the mathematical description of holonomic mechanical systems]. *Prikladnaya mekhanika – Applied Mechanics*, 1975, vol. 9, iss. 11, pp. 23–28.

5. Veyts V. L., Kochura A. E., Fedotov A. I. *Kolebatel'nye sistemy mashinnykh agregatov* [Vibration systems of machine units]. Leningrad, LGU Publ., 1979, 256 p.

6. Avduevskiy V. S., et al. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik* [Vibrations in engineering. Reference book]. Ed. by Frolov K. V. Vol. 6. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 456 p.

7. Avduevskiy V. S., et al. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik* [Vibrations in engineering. Reference book]. Ed. by Genkin M. D. Vol. 5. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 456 p.

8. Timoshenko S. P. *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Vibrations in Engineering]. Transl. from English. Moscow, Nauka Publ., 1967, 444 p.

9. Sokolov O. V., Stefanovich Yu. G. *O metodike issledovaniya rezhimov raboty shesteren i podshipnikov transmissii v usloviyakh ekspluatatsii* [Regarding the methodology of research of operating modes of gears and transmission bearings under operation conditions]. *Trudy NAMI – Proceedings of NAMI*, 1972, no. 8, pp. 55–66.

10. Veyts V. L., Kochura A. E. *Ekvivalentnye dinamicheskie skhemy mnogostupenchatykh reduktorov* [Equivalent dynamic schemes of multistage reducers]. *Mekhanika mashin – Mechanics of machines*, 1975, iss. 31–32, pp. 123–136.

11. Banakh L. Ya., et al. *Uproshchenie raschetnykh skhem dinamicheskikh sistem. Kolebaniya i dinamicheskaya prochnost' mashin* [Simplification of computational schemes of dynamic systems. Vibrations and dynamic strength of machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, pp. 77–81.

12. Makhotkin O. A., et al. *Printsipy postroeniya sistem akusticheskoy diagnostiki mekhanizmov* [Principles of constructing systems of mechanism acoustic diagnostics]. *Trudy k ezhegodnomu vsesoyuznomu konf.-seminaru SibVIM* [Proceedings of the Annual All-Union Conf.-Seminar SibVIM]. Ed. by Pavlov B. V. Novosibirsk, SibVIM Publ., 1967, 106 p.

13. Veyts V. L., Kochura A. E. *Dinamika mashinnykh agregatov, rabotayushchikh s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of machine units equipped with internal combustion engines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1976, 384 p.

14. Sokolov O. V. *Metodika opredeleniya nagruzochnykh kharakteristik shesteren* [Methodology of determination of loading characteristics of pinions]. *Avtomobil'naya promyshlennost'* 1978, no. 2, pp. 30–31

-
15. Ayrapetov E. L., et al. *Vibratsionnaya diagnostika zarozhdayushchikhsya defektov zubchatykh mekhanizmov* [Vibration diagnostics of incipient defects of gear mechanisms]. *Trudy 5-go Vsesoyuznogo soveshchaniya po tekhn. diagn.* [Proceedings of the 5-th All-Union Workshop on Technical Diagnostics]. Suzdal', 1982, pp. 11–13.
16. Avduevskiy V. S., et al. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik* [Vibrations in engineering. Reference book]. Ed. by Dimentberg F. M., Kolesnikov K. S. Vol. 3. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 544 p.
17. Al'gin V. B., Tsitovich I. S., Poddubko S. N. *Dinamika agregatov transmissii avtomobilya* [Dynamics of automobile transmission aggregates]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1989, 195 p.
18. Bukharin N. A., Lukinskiy V. S., Kotikov Yu. G. *Opreделение koeffitsientov dempfirovaniya v transmissii avtomobilya* [Determination of damping coefficients in automobile transmission]. *Avtomobil'naya promyshlennost' Automobile industry*, 1974, no. 11, pp. 30–31.
19. Bondal G. V., et al. *Ekspertno-issledovatel'skaya komp'yuternaya sistema diagnostiki detaley mashin i konstruktsiy* [Expert-research computer system for diagnostics of machine parts and structures]. *Kontrol' i diagnostika Control and diagnostics*, 1998, no. 2, pp. 32–40.
20. Aleksandrov A. A., et al. *Vibratsiya i vibrodiagnostika sudovogo elektrooborudovaniya* [Vibration and vibration diagnostics of ship electrical equipment]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1986, 321 p.