

А. Н. Максименко, канд. техн. наук, доц.; Б. М. Моргалик
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

РЕАЛИЗАЦИЯ ИМПУЛЬСНОГО СПОСОБА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ СИСТЕМ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИ- ВОДОВ

В статье представлен импульсный способ диагностирования зубчатых зацеплений систем механических приводов с целью определения состояния объекта и его остаточного ресурса.

В настоящее время в основу оценки работоспособности автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин закладываются требования ГОСТ 25044-81 [1]. При поддержании и восстановлении работоспособности машин механические трансмиссии оцениваются суммарным угловым зазором с максимальной трудоемкостью ремонта ее сборочных единиц. Диагностический параметр, суммарный угловой зазор, определяется инструментальным способом при неработающей машине с использованием подъемных средств или стенда с беговыми барабанами.

Современный подход к контролю зубчатых и шлицевых элементов позволяют в условиях эксплуатирующих организаций с известной точностью определить их состояние при работе машин со снижением трудоемкости с возможностью автоматизировать процесс оценки работоспособности зубчатых и шлицевых сопряжений. Эту задачу можно решить способом диагностирования запатентованным в Республике Беларусь [2, 3]. Сущность данного способа диагностирования зубчатых зацеплений заключается в анализе состояния подсистемы "двигатель-трансмиссия" путем оценки величины выходного сигнала относительно опорного с учетом передаточного числа трансмиссии. На основании полученных патентов предложена схема измерения и разработано средство диагностирования.

Средства диагностирования являются носителями алгоритмов диагностики, которые содержат исходные условия диагностирования, режимы тестовых воздействий, идентифицируют фактические реакции объекта исследования на тестовые воздействия. Оценку состояния трансмиссии объекта диагностирования в настоящее время проводят по суммарному боковому зазору. Интегральный параметр применительно к предложенному способу характеризует работоспособность трансмиссии в целом. Параметр формализован следующим образом:

$$n_p = \sum_{k=1}^i X_k + \sum_{q=1}^j Y_q$$

,

(1)

где k – общее количество зубчатых зацеплений; q – общее количество шлицевых участков.

Математический аппарат, обеспечивающий получение диагностического параметра в количествах опорных импульсов для зубчатых элементов представлен ниже:

$$\sum_{k=1}^i X_k = \sum_{k=1}^i (n_{jk} + n_{\Delta jk}) = \sum_{k=1}^i \left(\frac{(j_k + \Delta j_k) \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \cdot \frac{z_{\max} \cdot u_p}{z_{\text{вых}}}}{\pi \cdot m_{\text{вых}}} \right), \quad (2)$$

где z_{1L} – число зубьев шестерни k -ой ступени исследуемой кинематической цепи; z_{2L} – число зубьев колеса k -ой ступени исследуемой кинематической цепи; j_k – величина бокового зазора зубчатого зацепления, мм; Δj_k – величина износа бокового зазора зубчатого зацепления, мм; $z_{\max}$ – количество зубьев маховика; $z_{\text{вых}}$ – количество зубьев выходной шестерни; u_p – передаточное число исследуемой передачи; $m_{\text{вых}}$ – модуль выходного зубчатого колеса, мм.

Математический аппарат, обеспечивающий получение диагностического параметра в количествах опорных импульсов для шлицевых элементов представлен ниже:

$$\sum_{q=1}^j Y_q = \sum_{q=1}^j (n_{jq} + n_{\Delta jq}) = \sum_{q=1}^j \left(\frac{\left(\frac{j_q + \Delta j_q}{R_{\text{шл.}}} \right) \cdot \left(\frac{z_{\text{шл.ш.}} \cdot m_{\text{шл.ш.}}}{2} \right) \cdot \prod_{M=1}^q \frac{z_{1M}}{z_{2M}} \cdot \frac{z_{\max} \cdot u_p}{z_{\text{вых}}}}{\pi \cdot m_{\text{вых}}} \right), \quad (3)$$

где $R_{\text{шл.}}$ – радиус шлицевого участка вала или синхронизатора с зазором, мм; $z_{\text{шл.ш.}}$ – количество зубьев шестерни со шлицевым участком ступицы; $m_{\text{шл.ш.}}$ – модуль шестерни со шлицевым участком ступицы, мм.

Итоговое значение основного диагностического параметра представлено выражением:

$$n_p = \sum_{k=1}^i \left(\frac{(j_k + \Delta j_k) \cdot \prod_{L=1}^k \frac{z_{1L}}{z_{2L}} \cdot \frac{z_{\max} \cdot u_p}{z_{\text{вых}}}}{\pi \cdot m_{\text{вых}}} \right) + \sum_{q=1}^j \left(\frac{\left(\frac{j_q + \Delta j_q}{R_{\text{шл.}}} \right) \cdot \left(\frac{z_{\text{шл.ш.}} \cdot m_{\text{шл.ш.}}}{2} \right) \cdot \prod_{M=1}^q \frac{z_{1M}}{z_{2M}} \cdot \frac{z_{\max} \cdot u_p}{z_{\text{вых}}}}{\pi \cdot m_{\text{вых}}} \right), \quad (4)$$

Для исследования переходных процессов и раскрытия боковых зазоров в трансмиссии в процессе реализации тестового воздействия была создана математическая модель трансмиссии трактора МТЗ-1221, представляющая собой систему дифференциальных уравнений. Она включает в себя упругие

и диссипативные элементы, и нелинейные элементы, характеризующие боковые зазоры в зубчатых зацеплениях. В качестве метода математического решения дифференциальных уравнений применялся метод интегрирования 5-го порядка (метод Кутты-Мерсона). Метод имеет автоматическое изменение шага и известен как метод прогноза и коррекции, позволяющий получить хорошие результаты при определении фазовых координат. На основании полученных результатов были сформированы режимы тестовых воздействий, послужившие основой проведения экспериментов на трансмиссии промышленного объекта диагностирования МТЗ-1221.

Для проведения экспериментов на трансмиссии промышленного объекта диагностирования МТЗ-1221 был разработан и создан опытный образец средства диагностирования, состоящий из микропроцессорного блока и ПЭВМ, и использующий предложенный способ диагностирования, алгоритмы, предназначенные для формирования диагностической информации, ее обработки и постановки диагноза состояния.

Проведение эксперимента осуществлялось на основе факторов варьирования, используемых для формирования тестовых режимов воздействия на трансмиссию. В число факторов варьирования вошли: частота вращения коленчатого вала, момент двигателя, и момент сопротивления на выходном валу трансмиссии. Целевая функция (Y) в данном случае представляет собой отношение времени однократного раскрытия бокового зазора $T_{\text{зазора}}$ ко времени прохождения зуба выходной шестерни возле датчика $T_{\text{датч}}$.

$$Y = T_{\text{зазора}} / T_{\text{датч}} . \quad (5)$$

Подобный выбор обусловлен необходимостью определения количества импульсов выходной шестерни, за которое однократно раскрывается боковой зазор, с целью использования данного параметра в синтезе алгоритмов обработки диагностической информации.

По результатам проведенных экспериментов получены регрессионные зависимости для различных диапазонов передач МТЗ-1221. На основании полученных регрессионных зависимостей сформирована методика оценки остаточного ресурса. Итоговым результатом диагностирования является определение остаточного ресурса зубчатых зацеплений систем механических приводов.

Остаточный ресурс определяют на основе данных, полученных в ходе измерения текущего значения диагностического параметра, характера изменения параметра в зависимости от наработки. Расчет величины остаточного ресурса осуществляется на основе информации о приращении диагностического параметра относительно его номинального значения $n^{\text{ном}}_p$ в двух вариантах с использованием значений наработки t_i и Δt . Обладая информацией о величине диагностического параметра $n_{p(\text{факт})}$, предельной величине изменения диагностического параметра $n^{\text{пред}}_{p\Delta}$, величине наработки на момент диагностирования t_i , номинальном значении параметра $n^{\text{ном}}_p$ и показателя

степени α , который характеризует интенсивность изменения параметра во всем диапазоне наработки определяется приращение изменения диагностического параметра $\Delta n_{p\Delta}$.

Завершающим этапом оценки остаточного ресурса $t_{ост}$ элементов зубчатых зацеплений и шлицевых сопряжений является сопоставление полученных результатов с допустимым значением остаточного ресурса $t_{ост.доп}$.

$$t_{ост.тек} \cdot < > t_{ост.доп} \quad (6)$$

Превышение допустимого значения ресурса $t_{ост.доп}$ текущим остаточным значением $t_{ост.тек}$ является подтверждением работоспособности исследуемой кинематической цепи. В случае невыполнения приведенного условия, объект диагностирования подвергается соответствующим ремонтным мероприятиям. Определение остаточного ресурса исследуемой кинематической цепи и объекта диагностирования в целом является итоговым, формирующим базу данных диагностических параметров относительно которых идентифицируется фактическое состояние ОД и формируется диагноз исследуемого объекта.

Проведенные исследования показали, что при численности машин более 1000 единиц, находящихся на гарантийном обслуживании в эксплуатационной организации "Заднепровский межрайагросервис" экономический эффект применения данного диагностического обеспечения составил более 32 млн р. в год при его использовании в одну смену.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 25044-81. Техническая диагностика. Диагностирование автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин. Основные положения.
2. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач: пат. 6802 Респ. Беларусь, МПК7 C1 G 01M 13/02 / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20020570; заявл. 02.07.2002; опубл. 30.03.2005.
3. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач: пат. 9279 Респ. Беларусь, МПК7 C1 G 01M 13/02 / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20040773; заявл. 02.07.2002; опубл. 30.06.2007.