

УДК 621.833

*А. Н. Максименко, А. М. Даньков, Б. М. Моргалик, Т. Ю. Орлова, Е. А. Косенко*

## ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ИМПУЛЬСНЫМ СПОСОБОМ

UDC 621.833

*A. N. Maksimenko, A. M. Dankov, B. M. Morgalik, T. Y. Orlova, Y. A. Kosenko*

## INCREASING THE ACCURACY OF ASSESSING THE OPERATING CAPACITY OF MECHANICAL TRANSMISSIONS BY USING THE IMPULSE METHOD

### **Аннотация**

Рассматриваются вопросы повышения точности оценки работоспособности механических трансмиссий импульсным способом за счет исключения деформаций ее элементов при тестовом воздействии. Определяются минимальное и максимальное значения импульсов, соответствующих началу раскрытия и закрытия боковых зазоров зубчатых и шлицевых сопряжений механических трансмиссий. Предложен алгоритм определения остаточного ресурса механической трансмиссии по текущим значениям суммарного углового зазора. В соответствии с предложенным алгоритмом планируются технические воздействия для исключения отказов механической трансмиссии строительных машин на объекте.

### **Ключевые слова:**

алгоритм, деформация, диагностика, износ, работоспособность, ресурс, точность, трансмиссия.

### **Abstract**

The paper considers increasing the accuracy of assessing the operating capacity of mechanical transmissions by using the impulse technique due to eliminating the deformation of their elements in the process of testing. Minimum and maximum values of impulses corresponding to the beginning of opening and closing of backlashes of gear and spline couplings of mechanical transmissions are determined. The algorithm of determining the residual resource of mechanical transmission according to current values of total angular backlash is suggested. Engineering solutions are planned in accordance with the suggested algorithm to eliminate failures of mechanical transmissions of construction machines on the construction site.

### **Key words:**

algorithm, deformation, diagnostics, wear, operating capacity, resource, accuracy, transmission.

### **Введение**

Наиболее распространенными в сборочных единицах механических трансмиссий являются зубчатые, шлицевые, карданные и подшипниковые сопряжения. Износ их приводит к увеличению суммарного бокового зазора в механических силовых передачах. Предельные значения износа трансмиссионных сопряжений увеличивают интенсивность износа в 6...15 раз [1], что приводит к отказу трансмиссий. Для исключения эксплуатации объекта в период прогрессирующего износа

ГОСТом [2] предусматривается его диагностирование по суммарному угловому зазору. В настоящее время, как правило, его определяют приборами КИ-4832 и КИ-13909.

С целью снижения трудоемкости оценки работоспособности объекта, а также с целью повышения степени автоматизации процесса постановки диагноза предложен импульсный способ [3] определения суммарного углового зазора. При реализации упомянутого импульсного способа важно исключить деформацию элементов сборочных еди-

ниц при определении суммарного углового зазора, что обеспечит необходимую точность его измерения и определения остаточного ресурса сборочных единиц механической трансмиссии.

### **Обоснование этапов тестового воздействия при определении суммарного углового зазора механической трансмиссии**

Задачу исключения деформации элементов сборочных единиц можно решить, используя современные вычислительные средства, определяя изменения угловых ускорений трансмиссионных элементов, знаков ускорений и разности отношений частот вращения входного и выходного трансмиссионных элементов при тестовом воздейст-

вии. Определение интервала отсчета импульсов раскрытия и закрытия зубчатых сопряжений при тестовом воздействии осуществляется на основе результатов, полученных при проведении экспериментов с использованием объектов диагностирования на стенде и тракторе МТЗ-1221, где разные углы упругой деформации (закручивания) элементов трансмиссии.

При определении суммарного углового зазора на девятой передаче МТЗ-1221 (рис. 1) в результате тестового воздействия на графике наблюдается изменение количества опорных импульсов на один выходной при раскрытии и закрытии бокового зазора. Процесс тестового воздействия при проведении экспериментов осуществляется в шесть этапов.

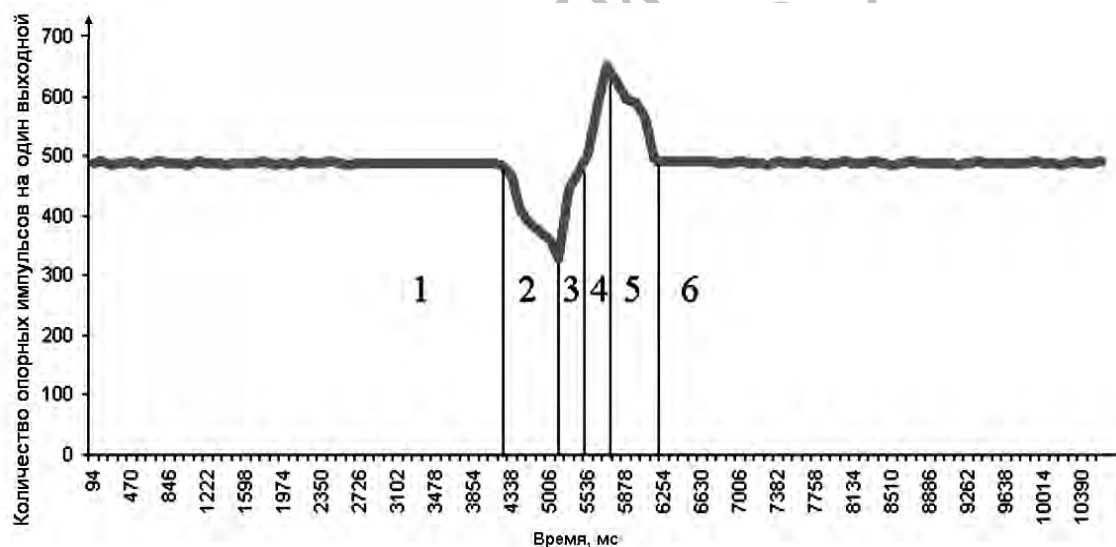


Рис. 1. Процесс раскрытия и закрытия зазоров в цепи трансмиссии МТЗ-1221 (9-я передача)

На этапах 1 и 6 наблюдается установившийся режим работы системы при постоянном отношении скоростей  $\omega_{вх}$  входного звена (маховика) и выходного звена (конечного зубчатого колеса кинематической цепи)  $\omega_{вых}$ , т. е.  $\omega_{вх}/\omega_{вых} = \text{const}$ .

На этапе 2 реализуется тестовое воздействие на систему путем резкого снижения частоты вращения входного

звена. За счет действующих сил инерции системы происходит раскручивание кинематической цепи трансмиссии. Второй этап характеризуется более высокой интенсивностью снижения частоты вращения входного звена  $\omega_{вх}$  и более низкой интенсивностью снижения частоты вращения выходного звена  $\omega_{вых}$ . Отношение этих частот является функцией времени  $f(t)$  при отрицательном

значении ее производной  $f'(t_2) < 0$  (нижний цифровой индекс соответствует номеру этапа).

На этапе 3 происходит раскрытие зубчатого сопряжения (завершился этап раскручивания цепи трансмиссии) и раскрытие зазора, когда ведомое зубчатое колесо является ведущим, т. е. ведущее зубчатое колесо опережает ведомое за счет раскрытия зазора. Производная функции на этом этапе  $f'(t_3) > 0$ , а разность отношений частот меньше нуля, т. е.  $\omega_{вх3} / \omega_{вых3} - \omega_{вх} / \omega_{вых} < 0$ .

На этапе 4 происходит процесс закрытия зазора зубчатого зацепления в обратном направлении при увеличении частоты вращения входного звена и его ведущей роли. В этом случае производная функции и отношения частот больше нуля:  $f'(t_4) > 0$ ,  $\omega_{вх4} / \omega_{вых4} - \omega_{вх} / \omega_{вых} > 0$ .

На этапе 5 происходит закручивание цепи трансмиссии при ведущей роли входного звена до равенства отношений частот:  $\omega_{вх5} / \omega_{вых5} = \omega_{вх} / \omega_{вых}$ , т. е. происходит переход системы в стационарный режим (этап 6). В точках перегиба (режимы 2–3 и 4–5), в соответствии с рисунком, значение  $f'(t) = 0$ , что позволяет зафиксировать момент раскрытия зубчатого сопряжения и момент его закрытия.

Количество импульсов высокочастотного опорного сигнала в каждом последующем импульсе выходного сигнала выявит наличие импульса, ширина которого будет существенно отличаться от остальных, поскольку будет характеризовать момент начала выборки бокового зазора в зубчатом зацеплении. Момент завершения выборки бокового зазора будет характеризоваться количеством импульсов высокочастотного опорного сигнала, которое соответствует количеству импульсов высокочастотного опорного сигнала в выходном импульсе до тестового воздействия (см. рис. 1, завершение этапа 3). Согласно проведенным исследованиям третий этап начинается (после этапа раскручивания кинематической цепи трансмиссии) при

отсутствии упругой деформации элементов трансмиссии, т. к. нагрузки на них равны нулю.

Закрытие зазора в обратную сторону будет характеризоваться ростом количества импульсов высокочастотного опорного сигнала в выходном импульсе на этапе 4 (см. рис. 1), достигая максимального значения в момент закрытия зазора.

Расчет величины суммарного углового зазора  $\varphi$ , рад, на этапах 3 и 4 осуществляется согласно выражению

$$\varphi = \pi \int_{t_2}^{t_4} (\omega_{вых} \cdot u - \omega_{вх}) \cdot dt, \quad (1)$$

где  $\omega_{вых}$  – угловая скорость выходного звена;  $\omega_{вх}$  – угловая скорость входного звена;  $u$  – передаточное число;  $dt$  – отрезок времени расчета бокового зазора на этапах 3 и 4;  $\pi$  – постоянная,  $\pi = 3,14$ .

Угловую скорость входного или выходного звена  $\omega_{(t)}$ , рад/с, можно выразить через количество импульсов по формуле

$$\omega_{(t)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_u}{z \cdot k \cdot t}, \quad (2)$$

где  $n_u$  – количество импульсов за рассматриваемый период времени  $t$ ;  $z$  – количество зубьев рассматриваемого элемента;  $k$  – количество датчиков, установленных над зубьями одного элемента;  $t$  – рассматриваемый период времени, с.

С учетом (2) суммарный угловой зазор  $\varphi_{(t)}$ , рад, можно определить выражением

$$\varphi_{(t)} = \pi \int_{t_2}^{t_4} \left( \frac{n_{увых}}{z_{вых} \cdot k \cdot t} \cdot u - \frac{n_{увх}}{z_{вх} \cdot k \cdot t} \right) \cdot dt. \quad (3)$$

Упрощенный вариант определения суммарного углового зазора по изменению количества опорных импульсов на один выходной  $\varphi_{(t)}$ , рад, можно представить выражением

$$\varphi_{(t)} = \frac{\pi(P_{t \max} - P_{t \min})}{z_{ex} \cdot u}, \quad (4)$$

где  $P_t$  – функция изменений количества опорных импульсов на один выходной при тестовом воздействии,  $P_t = \frac{n_{ex} \cdot u}{n_{вых}}$ .

Для определения суммарного углового зазора по формуле (3) важно определить интервал интегрирования от начала раскрытия сопряжения зубчатого зацепления ( $t_2$  – начало третьего этапа) до его закрытия ( $t_4$  – окончание четвертого этапа). Эти точки можно также определить по минимальному значению отношения  $n_{увх} \cdot u / n_{увых}$  на втором этапе и соответственно максимальному – на четвертом.

Значение суммарного углового зазора  $\varphi$  в тестовом режиме определяется по разности координат поворота входного и выходного звена с учетом передаточного числа на отрезке времени переходного процесса по формуле (3).

Стабильность результатов тестового воздействия зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя на этапе начала снижения подачи топлива. При определении суммарного углового зазора на 9-й передаче МТЗ-1221 она была равна 220 рад/с (35 с<sup>-1</sup>). Для других передач рациональная частота тестового воздействия находилась в пределах 157...220 рад/с (25...35 с<sup>-1</sup>). Методика выбора рациональной частоты тестового воздействия для определения суммарного углового зазора приведена ранее [5].

**Алгоритм реализации импульсного способа при определении остаточного ресурса по текущим значениям суммарного углового зазора**

Практическая реализация импульсного способа определения суммарного углового зазора была проведена на тормозном стенде с дизельным двигателем Д-50 с коробкой передач от автомобиля ГАЗ-52 и на тракторе МТЗ-1221 с двигателем Д-260.2 по разработанной экспе-

риментальной факторной модели. На тормозном стенде качественное изменение количества опорных импульсов на один выходной аналогично изменению их на тракторе МТЗ-1221 при различной продолжительности этапов тестового воздействия (рис. 2). С увеличением количества элементов механической трансмиссии растет суммарный угловой зазор, что подтверждается результатами экспериментальных исследований (см. рис. 1 и 2). С увеличением нагрузки возрастает разница во времени на втором и третьем этапах и может превышать количество времени, определяющее суммарный угловой зазор. Поэтому при тестовом воздействии важно обеспечить интервал времени определения углового зазора от начала его раскрытия ( $t_2$ ) до закрытия ( $t_4$ ).

В этом случае исключается упругая деформация элементов сборочных единиц механической трансмиссии и обеспечивается высокая точность определяемого суммарного углового зазора. Угол упругой деформации (закручивания) механической трансмиссии зависит от степени ее нагруженности и может даже превышать суммарный угловой зазор. Так, этот угол закручивания трансмиссии трактора МТЗ-1221 на 9-й передаче по результатам испытаний (см. рис. 1) в 2 раза превышает суммарный угловой зазор  $\varphi$ , а на тормозном стенде (см. рис. 2) он соответственно соизмерим с суммарным угловым зазором при максимальном тормозном моменте.

Повышение точности определения суммарного углового зазора обеспечивает безотказную работу механической трансмиссии на объекте и планирование поддержания и восстановления ее работоспособности во время проведения технических обслуживаний. Для решения этой задачи необходимо выполнять условие  $N_{ост} \geq T_{пл} + \delta$ , когда остаточный ресурс  $N_{ост}$  превышает или равен сумме периодичности проведения технического обслуживания  $T_{пл}$  и планируемой ошибки  $\delta$ , выраженных в моточасах.

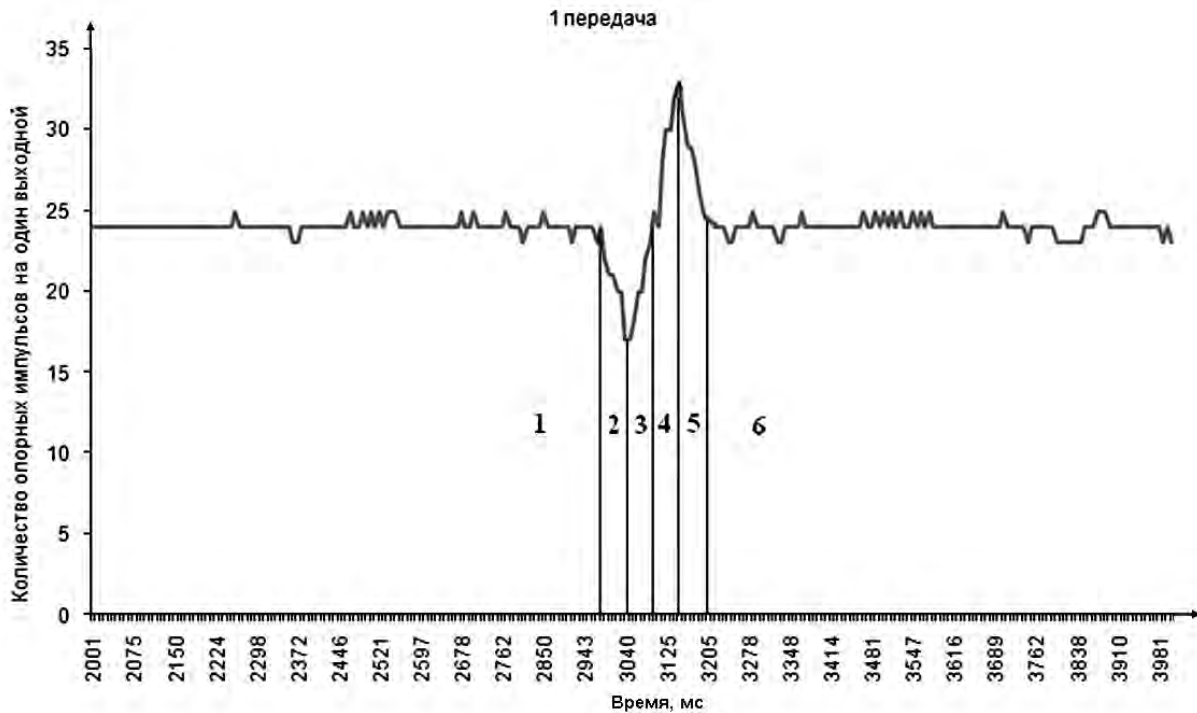


Рис. 2. Результаты испытаний трансмиссии на стенде

По интенсивности изменения текущих значений суммарного углового зазора  $\varphi$  и наличия данных по его номинальным  $\varphi_{ном}$  и предельным  $\varphi_{пред}$  значениям определяется остаточный ресурс  $H_{ост}$  механической трансмиссии по формуле

$$H_{ост} = H_i \cdot \left( \frac{\Delta\varphi_{пред}^{1/\alpha}}{\Delta\varphi_i^{1/\alpha}} - 1 \right), \quad (5)$$

где  $H_i$  – текущее значение наработки с начала эксплуатации до  $i$ -го тестового воздействия, моточас;  $\Delta\varphi_{пред}$  – предельное отклонение суммарного углового зазора,  $\Delta\varphi_{пред} = \varphi_{пред} - \varphi_{ном}$ ;  $\Delta\varphi_i$  – текущее отклонение суммарного углового зазора,  $\Delta\varphi_i = \varphi_i - \varphi_{ном}$ ;  $\alpha$  – показатель интенсивности изменения контролируемых параметров, определяемых по методике, приведенной в [6, 7].

Для оценки работоспособности механических трансмиссий импульсным способом предложен алгоритм (рис. 3), который позволяет с заданной точностью исключить отказы машины на объекте. Применение вычислительной техники и учет текущих значений суммарного углового зазора при плановых технических обслуживаниях позволяют определять техническое состояние сборочных единиц механической трансмиссии на этапе эксплуатации жизненного цикла машины и обеспечивать планирование и организацию поддержания и восстановления их работоспособности с исключением отказов машины на объекте. Выявление неисправностей и их устранение, а также прогнозирование работоспособности механической трансмиссии (на примере трактора МТЗ-1221) приведено в табл. 1.

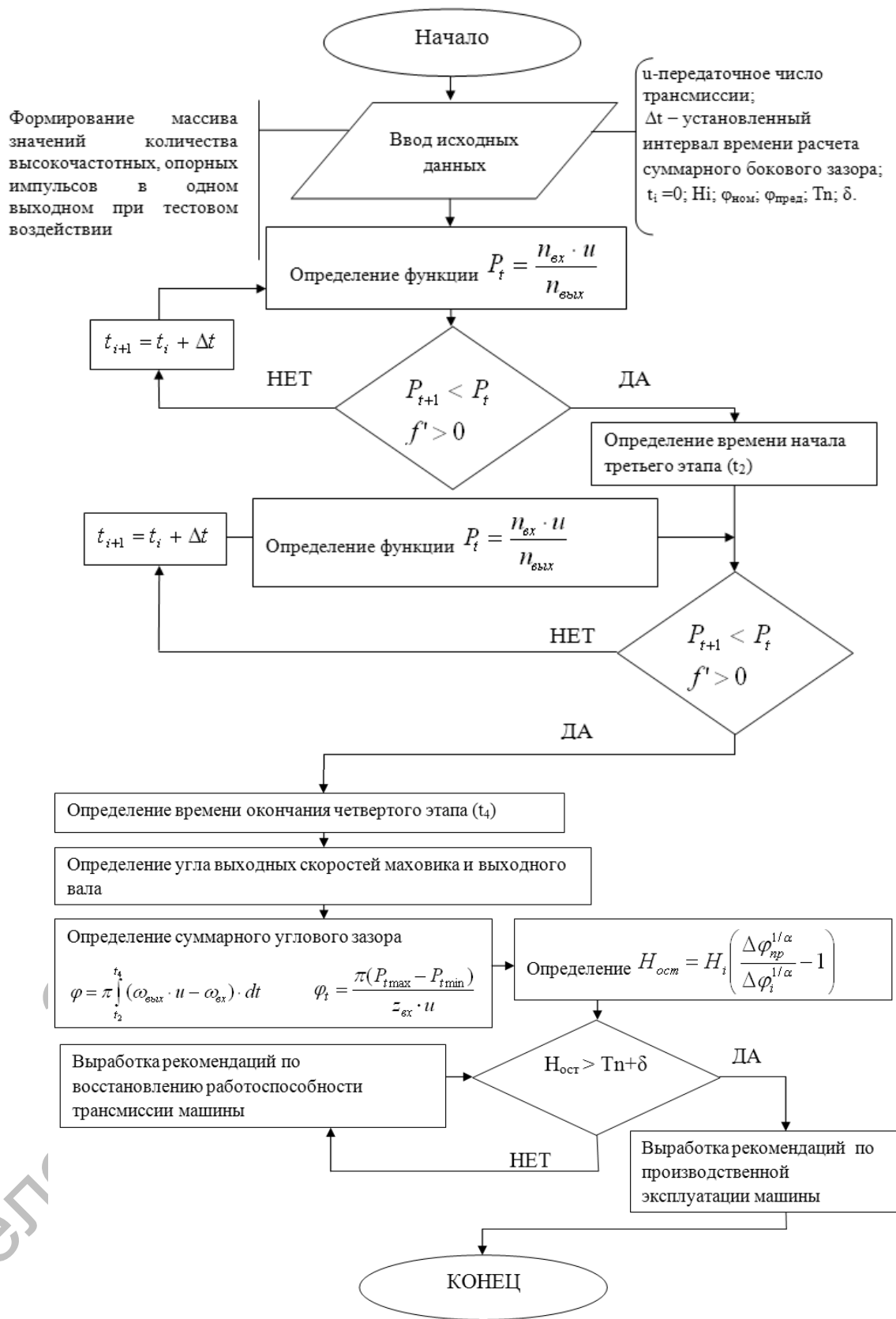


Рис. 3. Алгоритм оценки работоспособности машины по текущим значениям суммарного углового зазора механической трансмиссии

Табл. 1. Рекомендации по выявлению неисправностей механической трансмиссии, их устранению и дальнейшей эксплуатации МТЗ-1221 при использовании импульсного способа

Режим работы ДВС	Диагностические параметры и характер их изменения	Сборочные единицы, анализ состояния, причины неисправности и операции по их выявлению	Рекомендации по устранению неисправности и дальнейшей эксплуатации машины
<i>Сцепление</i>			
Номинальная частота вращения КВ ДВС	$P_t > P_H$ (постоянно)	Отсутствует свободный ход педали привода сцепления	Отрегулировать свободный ход педали и повторно провести проверку
		Изношены накладки ведомого диска	Заменить накладки новыми
<i>Коробка передач, главная передача, ходоуменьшитель</i>			
Номинальная частота вращения КВ ДВС	При $P_t = P_H$ с постоянным промежутком времени $t$ $P_t > P_H$	Дефект зубчатого зацепления. Переключением передач выявить СЕ с дефектным зубом	Провести замену колеса (шестерни) с дефектным зубом
При $P_t = P_H$ резко снижается подача топлива	$P_t \gg P_H$ , $\varphi_t \geq \varphi_{пр}$	Износ боковых поверхностей зубчатых и шлицевых сопряжений. Переключением передач выявить СЕ с предельным значением суммарного углового зазора	Провести замену изношенных сопряжений с контролем технического состояния СЕ трансмиссии машины
При $P_t = P_H$ резко снижается подача топлива	$P_t \gg P_H$ , $\varphi_t < \varphi_{пр}$	Износ боковых поверхностей зубчатых и шлицевых сопряжений ниже предельных значений	Определить остаточный ресурс трансмиссии: при $H_{ост} < T_{л} + \delta$ производится ремонт СЕ трансмиссии; при $H_{ост} \geq T_{л} + \delta$ машина эксплуатируется до следующего технического обслуживания

Для выявления и устранения неисправностей сборочных единиц (СЕ) механической трансмиссии рассматриваются четыре режима работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и используются два диагностических параметра (количество опорных импульсов на один выходной  $P_t$  за рассматриваемый промежуток времени  $t$  и характер его отличия от номинального значения  $P_H$ , а также суммарный угловой зазор  $\varphi_t$  и характер его отличия от номинального значения  $\varphi_H$ ).

Неисправность сцепления оценивается постоянным превышением диаг-

ностического параметра  $P_t$  по сравнению с номинальным значением  $P_H$  при номинальной частоте вращения коленчатого вала (КВ) ДВС. Если при этой частоте КВ ДВС наблюдаются отклонения  $P_t$  от  $P_H$  через постоянные промежутки времени, то это указывает на дефект в зубчатом зацеплении в одной из СЕ трансмиссии. Локализацию неисправностей СЕ можно провести переключением передач. При наличии дефекта зуба в главной передаче наблюдается отклонение  $P_t$  от  $P_H$  с постоянным промежутком времени на всех передачах, а в коробке передач и ходоумень-

шители он проявляется при включении соответствующей передачи. Степень износа боковой поверхности и прогнозирование работоспособности зубчатых и шлицевых сопряжений можно определить резким снижением подачи топлива при  $P_t = P_H$ . При тестовом воздействии  $P_t$  отклоняется от  $P_H$  (см. рис. 1 и 2), что позволяет с помощью алгоритма (см. рис. 3) определить суммарный угловой зазор, сравнить с его предельным значением и выдать рекомендации о целесообразности ремонта СЕ трансмиссии или продолжать эксплуатировать машину. Реализация алгоритма позволит определить работоспособность механической трансмиссии по суммарному угловому зазору, а предложенные рекомендации (см. табл. 1) соответственно выявить неисправную сборочную единицу, отремонтировать ее при плановом техническом обслуживании и

обеспечить безотказную работу машины на объекте.

### Заключение

1. Для обеспечения заданной точности оценки работоспособности механической трансмиссии необходимо исключить время, связанное с упругой деформацией ее элементов (этапы 2 и 5) при тестовом воздействии.

2. Оценку работоспособности механической трансмиссии машины по текущим значениям суммарного углового зазора можно выполнить с использованием предложенного алгоритма (см. рис. 3).

3. Реализация предложенного алгоритма позволяет исключить эксплуатацию машины при значении суммарного углового зазора механической трансмиссии, превышающем предельное.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин : учебник / А. Н. Максименко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 400 с. : ил.
2. **ГОСТ 25044-81.** Диагностирование автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин. Основные положения. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 9 с.
3. **Пат. 9279 Респ. Беларусь, МПК 7 C 1 G 01 M 13 / 02.** Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20040773 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.06.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 6. – 5 с.
4. **Кудрявцев, Л. Д.** Курс математического анализа : в 3 т. / Л. Д. Кудрявцев. – М. : Дрофа, 2003. – Т. 1. – 704 с.
5. Выбор режимов тестового воздействия и прогнозирование работоспособности механических трансмиссий мобильных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Механизация строительства. – 2006. – № 12. – С. 42–43.
6. **ДМД 02191.7.008-2009.** Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.
7. **Максименко, А. Н.** Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин : учеб. пособие / А. Н. Максименко, Г. Л. Лягушев. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 302 с.
8. **Костин, А. К.** Работа дизелей в условиях эксплуатации : справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев ; под общ. ред. А. К. Костина. – Л. : Машиностроение, 1989. – 284 с. : ил.

### LIST OF LITERATURE

1. **Maksimenko, A. N.** Running of construction and road-building machines: handbook / A. N. Maksimenko. – SPb. : BXV-Petersburg, 2006. – 400 p. : il.
2. **GOST 25044-81.** Diagnostics of vehicles, tractors, agricultural, construction and road-building machines. Fundamentals. – M. : Standards Publishing House, 1981. – 9 p.



3. **Pat. 9279 Rep. of Belarus, MPK 7 C 1 G 01 M 13 / 02.** The method of diagnosing of toothed engagements of mechanical transmissions / G. L. Antipenko [etc.] ; applicant Belarus.-Rus. Un-ty. – № a 20040773 ; appl. 02.07.02 ; publ. 30.06.07 // Official bul. / Nat. center of intell. property. – 2007. – № 6. – 5 p.

4. **Kudryavtsev, L. D.** Course of mathematical analysis : in 3 v. / L. D. Kudryavtsev. – M. : Drofa, 2003. – Vol. 1. – 704 p.

5. Selection of modes of testing and forecasting operating capacity of mechanical transmissions of mobile machinery / A. N. Maksimenko [etc.] // Mechanization in construction industry. – 2006. – № 12. – P. 42–43.

6. **DMD 02191.7.008-2009.** Recommendations for improving maintenance and repair of road-building machines taking into account the expediency of using them at any stage since the beginning of their usage. – Minsk : BeldorNII, 2009. – 90 p.

7. **Maksimenko, A. N.** Diagnostics of construction, road-building and hoisting-and-conveying machines: tutorial / A. N. Maksimenko, G. L. Lyagushev. – SPb. : BXV-Petersburg, 2008. – 302 p.

8. **Kostin, A. K.** Operation of diesels under running conditions : handbook / A. K. Kostin, B. P. Pugachey, Y. Y. Kochinev ; ed. by A. K. Kostin. – L. : Mashinostroenie, 1989. – 284 p. : il.

*Статья сдана в редакцию 12 декабря 2011 года*

**Алексей Никифорович Максименко**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-63-82.

**Александр Михайлович Даньков**, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: amdon@yandex.ru.

**Борис Маркович Моргалик**, инженер-программист, Могилевское отделение БЖД. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

**Татьяна Юрьевна Орлова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: OrlovaTatsiana@tut.by.

**Екатерина Александровна Косенко**, студентка, Белорусско-Российский университет. E-mail: Lima\_4@mail.ru.

**Alexei Nikiforovich Maksimenko**, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-25-63-82.

**Alexander Mikhailovich Dankov**, DSc, Associate Professor, Belarusian-Russian University. E-mail: amdon@yandex.ru.

**Boris Markovich Morgalik**, programming engineer, Mogilev branch of the Belarusian railway. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

**Tatiana Yuryevna Orlova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: OrlovaTatsiana@tut.by.

**Yekaterina Aleksandrovna Kosenko**, undergraduate, Belarusian-Russian University. E-mail: Lima\_4@mail.ru.