

КОМПЬЮТЕРНАЯ ДИАГНОСТИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Рассмотрены вопросы диагностирования технического состояния фрикционных элементов импульсным методом на примере гидромеханической трансмиссии фронтального погрузчика МоАЗ-4048

В системах управления строительно-дорожными машинами все большее распространение получают бортовые компьютеры. Они позволяют оптимизировать процессы управления силовой установкой и трансмиссией, обеспечивая высокие тягово-динамические и топливно-экономические показатели. Но ресурсы бортового компьютера позволяют решать значительно больший круг задач. И одним из направлений использования ресурсов компьютера является отслеживание и контроль технического состояния двигателя, трансмиссии, систем управления и рабочего оборудования. В этом случае огромное значение имеет создание алгоритмов диагностирования, позволяющих при ограниченной входной информации, за счет глубокого компьютерного анализа, обеспечить достоверность и оперативность постановки диагноза.

Одним из основных ресурсных параметров гидромеханической коробки передач является состояние фрикционных элементов, которое оценивается отсутствием буксования при передаче максимального крутящего момента от двигателя, величиной остаточного момента трения при выключенных фрикционах, работой буксования при включении (замыкании) фрикционов или плавностью их включения. Плавность включения фрикционных муфт обеспечивается введением в систему управления переключением ступеней в коробке передач клапанов плавности. Нарушение в их работе в процессе эксплуатации приводит к ухудшению плавности движения при переключении ступеней, возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии, либо к увеличению работы буксования, и соответственно быстрому износу, высокому нагреву и короблению пар трения.

В процессе эксплуатации состояние фрикционных муфт, как правило, оценивает сам водитель по своим субъективным ощущениям, т.е. когда дефект начинает проявляться в ухудшении качества функционирования трансмиссии. Учитывая, что трансмиссии строительно-дорожных, тяжелых тяговых и транспортных машин достаточно сложны, а трудоемкость восстановительного ремонта высока, то разработка методов и алгоритмов компьютерной диагностики трансмиссий в процессе эксплуатации является актуальной задачей. Необходимо разработать систему диагностирования, которая бы позволяла оценить состояние фрикционов и вывести на экран бортового или персонального компьютера предупреждения о появлении неисправностей, виде и месте их расположения.

Техническое состояние фрикционных элементов гидромеханических передач можно определить, анализируя относительные перемещения ведущего и ведомого валов трансмиссии. По их изменению можно судить о пробуксовке фрикциона при передаче больших крутящих моментов, о работе буксования при замыкании, а также о наличии и величине остаточного момента трения в выключенных фрикцион-

ных муфтах, к.п.д. коробки передач. Но для этого необходима разработка методов и алгоритмов диагностирования, позволяющих на ранних стадиях выявлять дефекты трансмиссии.

Алгоритм диагностирования состояния фрикционных элементов должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного опорного сигнала, снимаемого с зубчатого венца шестерни, связанной с ведущим валом. Изменение числа импульсов ведущей шестерни относительно шага зацепления ведомой будет свидетельствовать о нарушении кинематической связи между валами, т.е. о наличии переходного процесса (замыкания или буксования фрикциона), а по стабилизации числа импульсов можно судить об окончании переходных процессов.

Реализацию такого подхода к диагностированию фрикционных элементов рассмотрим на примере гидромеханической коробки передач (ГМКП) фронтального погрузчика МоАЗ-4048. Коробка передач МоАЗ-4048 четырехвальная, имеет шесть ступеней переднего и одну ступень заднего хода. Переключение ступеней производится многодисковыми фрикционными муфтами (фрикционами). Шестерни коробки передач прямозубые, постоянного зацепления.

Для диагностирования фрикционных элементов этой ГМКП необходимо установить как минимум два импульсных датчика углового положения, один из которых будет снимать сигнал с турбинного вала, а второй с выходного вала коробки передач. Датчик опорного сигнала Д1 (см. рис. 1) размещается на турбинном валу рядом с шестерней 14 гидромеханической коробки передач, который будут регистрировать по числу импульсов за поворот на один зуб шестерни 20, связанной с выходным валом, напротив зубчатого венца которой установлен датчик Д2.

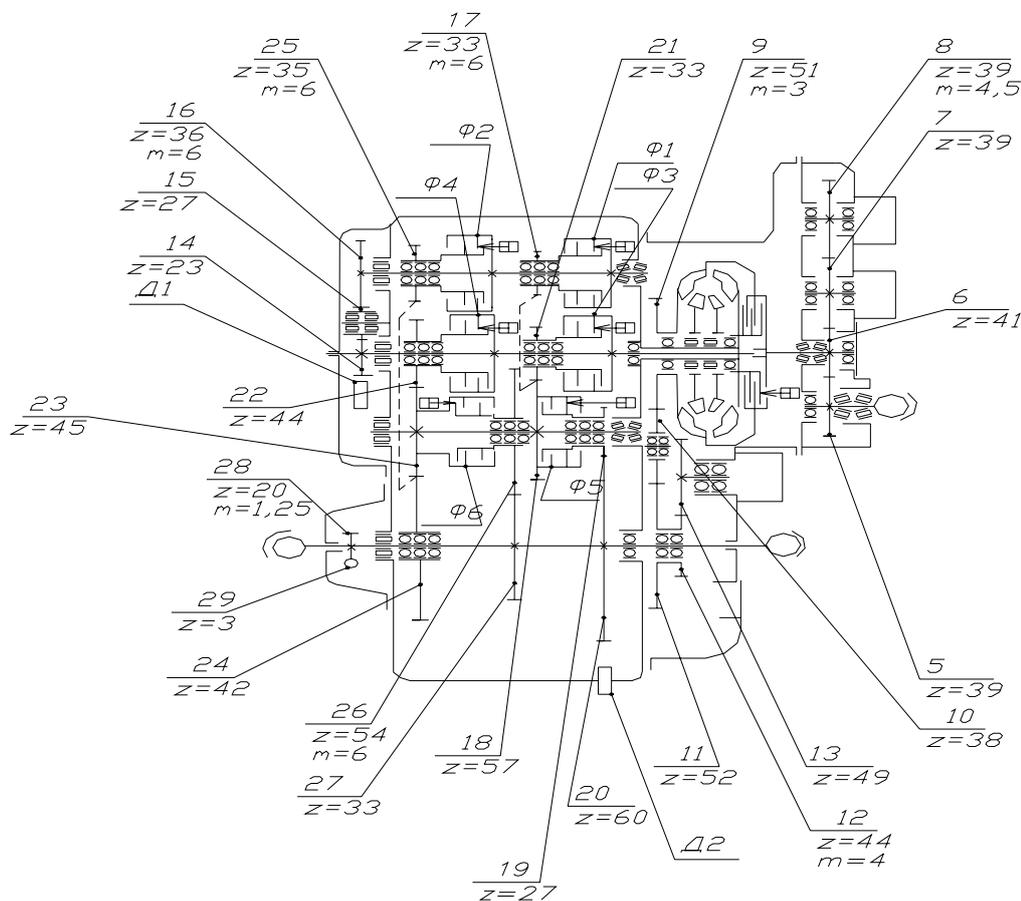


Рис. 1. Схема установки датчиков на ГМКП МоАЗ-4048.

Датчик Д1 – это магнитный инкрементальный энкодер фирмы «HUBNER-BERLIN», выполненный в виде измерительной шайбы, закрепляемой на фланце вала и блока съема информации, закрепляемого на неподвижном корпусе с зазором 0,2...1,5 мм относительно шайбы (рис. 2а). Такие энкодеры позволяют получить от 1 до 1504 импульсов за один оборот шайбы при максимальной частоте вращения вала до 4000 мин⁻¹. Датчик имеет логический выход TTL (RS-422). Интервал рабочих температур находится в пределах от -40°С до +85°С. Максимальный диаметр вала, на котором может монтироваться датчик составляет 130мм.



а)



б)

Рис. 2. Магнитный инкрементальный энкодер MHG 150 (слева) и импульсные датчики скорости фирмы «Honeywell» серии 3015 (справа)

Датчик Д2 (рис. 2б) – это импульсный индукционный датчик фирмы «Honeywell» серии 3015 с резьбой на корпусе M12 и длиной от 20 до 88мм. Используется датчик для измерения частот вращения валов при установке сердечника якоря вблизи зубьев шестерен. Взаимодействуя с зубчатым венцом модуля 1 он генерирует на выходе сигнал амплитудой до 20 В при частоте 1000 импульсов в секунду. Минимальная измеряемая скорость 0,5 м/с, максимальная частота выходных импульсов 50 кГц. Выходной сигнал с датчика является аналоговым и требует последующей обработки.

Для исследования процессов замыкания и буксования фрикционных элементов гидромеханической трансмиссии погрузчика МоАЗ-4048, была разработана динамическая модель трансмиссии. Динамическая модель (см. рис. 3) имеет переменную структуру с тремя или двумя степенями свободы. Инерционные элементы представлены сосредоточенными массами, совершающими вращательные движения, моменты инерции которых определяются суммарной кинетической энергией, которая приводится к ведущему валу, на котором установлен фрикцион J_0 , к ведомому валу фрикциона J_1 и к ведущим колесам J_2 . При этом в зависимости от места диагностирования величина момента инерции J_2 различна – при диагностировании на стенде она равна моменту инерции ведущих колес, а при диагностировании бортовой системой в движении добавляется еще и приведенный момент инерции от поступательно движущейся массы погрузчика. Трансформаторный элемент (ТЭ) отражает преобразующие свойства трансмиссии до исследуемого фрикциона элемента

(ФЭ). В динамической модели учитываются также упругие элементы c_1 , характеризующие низкочастотные колебания в трансмиссии и демпфирующие свойства трансмиссии μ_1 , характеризующие интенсивность затухания этих колебаний.

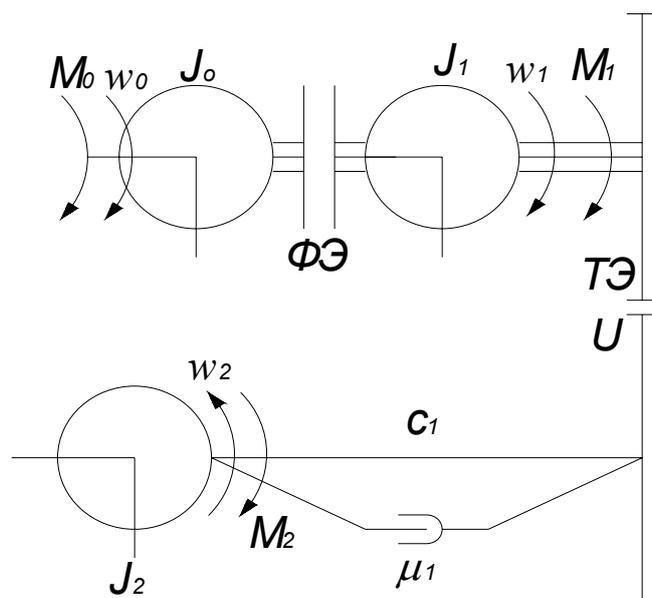


Рис.3. Динамическая модель трансмиссии погрузчика МоАЗ-4048

Внешние воздействия на систему представлены вращающимися моментами M_0 и M_2 причем, M_0 отображает воздействие двигателя, а M_2 — сопротивления движению погрузчика или тормозной момент создаваемый стендом. Учитывается также момент трения M_1 в период, когда фрикционный элемент буксует.

На основе динамической модели трансмиссии составлена математическая модель. В качестве независимых обобщенных координат выбраны углы поворота сосредоточенных масс ($\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$). Вначале получены уравнения в предположении, что фрикционный элемент замкнут, т.е. передача в трансмиссии включена. При замкнутом фрикционе угловые координаты φ_0 и φ_1 одинаковы. Тогда можно записать:

$$\varepsilon_1 = \left[M_0 - \frac{c_1}{u} \cdot \left(\frac{\varphi_1}{u} - \varphi_2 \right) - \frac{\mu_1}{u} \cdot \left(\frac{\omega_1}{u} - \omega_2 \right) \right] / (J_0 + J_1);$$

$$\varepsilon_2 = \left[c_1 \cdot \left(\frac{\varphi_1}{u} - \varphi_2 \right) + \mu_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{u} - \omega_2 \right) - M_2 \right] / J_2.$$

При буксовании фрикциона ФЭ число степеней свободы системы возрастает на единицу и возникает необходимость введения еще одной независимой обобщенной координаты φ_0 . На движение элементов системы при этом оказывает влияние момент трения фрикциона M_1 . Этот внутренний момент также относят к числу внешних воздействий. В математической модели при этом изменяется только первое уравнение системы и вводится одно дополнительное уравнение:

$$\varepsilon_0 = [M_0 - M_1 \cdot \text{sign}(\omega_0 - \omega_1)] / J_0;$$

$$\varepsilon_1 = \left[\dot{\varphi}_1 \cdot \text{sign}(\omega_0 - \omega_1) - \frac{c_1}{u} \cdot \left(\frac{\varphi_1}{u} - \varphi_2 \right) - \frac{\mu_1}{u} \cdot \left(\frac{\omega_1}{u} - \omega_2 \right) \right] / J_1;$$

$$\varepsilon_2 = \left[c_1 \cdot \left(\frac{\varphi_1}{u} - \varphi_2 \right) + \mu_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{u} - \omega_2 \right) - \dot{I}_2 \right] / J_2.$$

где $sign(\omega_0 - \omega_1)$ — дискретная функция, зависящая от знака аргумента $(\omega_0 - \omega_1)$: при положительном аргументе она равна 1, а при отрицательном -1.

Необходимость введения функции $sign(\omega_0 - \omega_1)$ обусловлена тем, что момент трения фрикциона направлен противоположно относительной угловой скорости скольжения фрикционных элементов. При переключениях передач в трансмиссии угловые скорости ω_1 и ω_2 изменяются в широких пределах, а их разность может быть как положительной, так и отрицательной.

Изменение момента трения фрикциона при его включении определялось по формуле (1):

$$M_1 = M_{1max} \cdot \frac{t}{t_{yn}}, \quad \text{при } 0 < t < t_{yn}; \quad (1)$$

где M_1 — максимальное значение момента трения при полном включении фрикциона;

t_{yn} — время управления (буксования) фрикциона.

Мощность P_ϕ и работа трения A_ϕ фрикционного элемента определяется из выражений:

$$P_{\phi i} = |M_{\phi i} \cdot (\omega_{0i} - \omega_{1i})|;$$

$$A_{\phi i} = \int_0^{t_{yn}} P_{\phi i} dt = \int_0^{t_{yn}} |M_{\phi i} \cdot (\omega_{0i} - \omega_{1i})| dt; \quad (2)$$

Момент сопротивления движению погрузчика:

$$M_2 = m \cdot g \cdot f \cdot r_k \cdot sign \omega_2;$$

где m — полная масса погрузчика;

f — коэффициент сопротивления качению;

r_k — радиус качения колеса.

В установившемся режиме, при замкнутом фрикционе, вращающий момент двигателя находится из выражения:

$$M_0 = \frac{M_2}{u};$$

При замыкании фрикциона момент двигателя определяется регуляторной ветвью характеристики по зависимости:

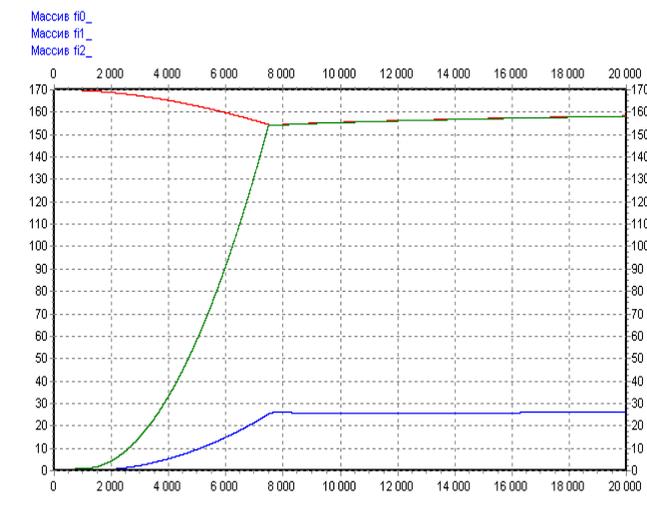
$$M_0 = M_\varepsilon - k \cdot (\omega_0 - \omega_\varepsilon);$$

где M_ε — вращающий момент двигателя при переходе регуляторной ветви характеристики на внешнюю характеристику, на частичном режиме;

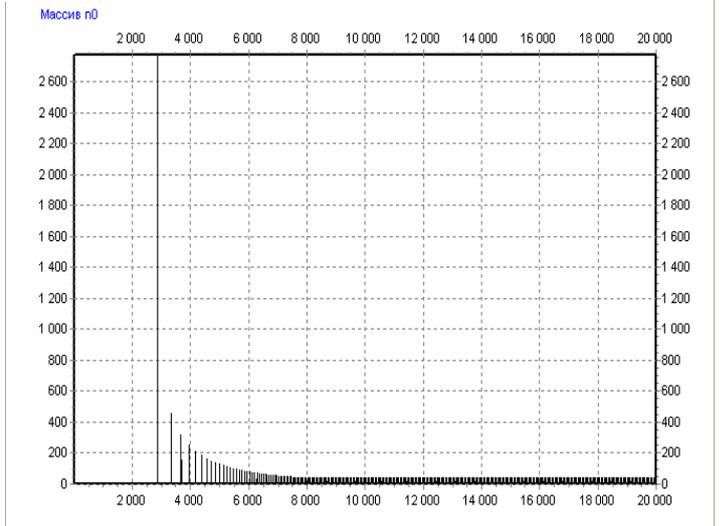
ω_ε — угловая скорость коленчатого вала двигателя, в точке перехода характеристик вращающего момента;

k — коэффициент наклона регуляторной ветви двигателя.

Подставляя в математическую модель параметры фронтального погрузчика МоАЗ-4048, определив начальные условия и проводя численное интегрирование дифференциальных уравнений был смоделирован процесс включения фрикционов и поведения системы диагностики в этот момент (рис. 4). Время буксования фрикционных элементов $t_{вп}$, характеризующее работу буксования за время переключения ступеней в коробке передач, определяется временем переходного процесса. При включении передачи компьютером запускается таймер, фрикцион постепенно замыкается и частота вращения ведомого вала начинает увеличиваться (рис. 4а).



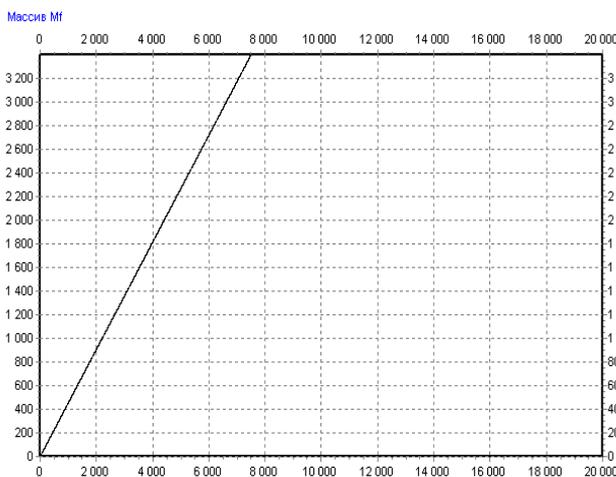
а)



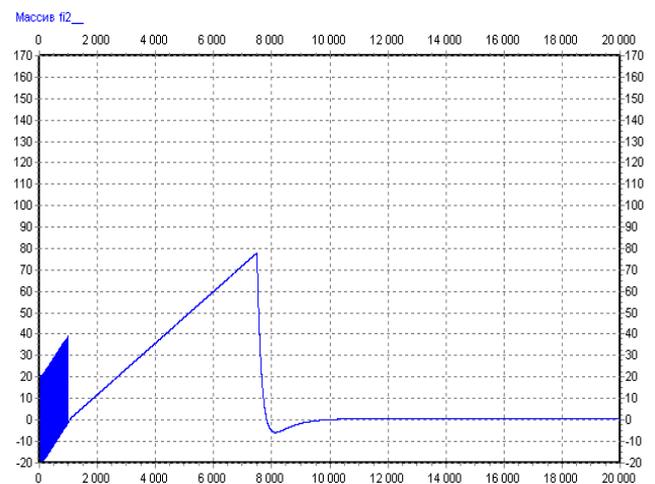
б)

Рис. 4. График слева - изменение угловых скоростей ведущей и ведомой частей фрикциона при включении, график справа – изменение числа импульсов опорного сигнала за поворот выходной шестерни на один зуб при замыкании фрикциона

В этом случае в каждый последующий момент времени снимаемое число импульсов с энкодера (Д1) при повороте ведомого вала на один зуб, фиксируемый датчиком (Д2), постоянно убывает по отношению к предшествующему периоду (рис. 4б). При помощи компьютера число импульсов на каждом периоде выходного сигнала датчика (Д2) сопоставляется с предыдущим. После полного замыкания фрикциона частоты вращения ведущего и ведомого валов выравниваются, и число опорных импульсов за период выходного сигнала будет оставаться в каких-то пределах постоянным, т.е. разность станет равной нулю, в этот момент таймер останавливается. Если будет известен характер изменения момента трения фрикциона (рис. 5а), то по зависимости (2) можно найти работу буксования фрикциона, а при необходимости его температуру и сопоставить с допустимыми значениями для применяемой пары трения. Таким образом можно оценить состояние и эффективность работы клапана плавности, анализируя как работу буксования так и величину углового ускорения инерционной массы J_2 (рис. 5б).



а)



б)

Рис. 5. График слева – изменение момента трения фрикциона при замыкании M_f , график справа – изменение углового ускорения ε_2 .

Продольное ускорение погрузчика при переключении ступени в ГМКП, без учета демпфирующих способностей шин, можно выразить через угловое ускорение массы J_2 . Его легко определить из анализа информации от датчика Д2 (рис. 4б). Угловое ускорение – это приращение угловой скорости $\Delta\omega$ за среднюю продолжительность между соседними импульсами T_i и T_{i+1} , т.е. за период времени $(T_i + T_{i+1})/2$. Поскольку один импульс выходного сигнала – это поворот шестерни, связанной с выходным валом, на один зуб, то приращение угловой скорости в рад/с найдется из выражения

$$\Delta\omega = 2\pi/z (1/T_{i+1} - 1/T_i)$$

Тогда, угловое ускорение в рад/с² можно отслеживать постоянно анализируя длительность соседних импульсов выходного сигнала датчика Д2 по зависимости

$$\varepsilon_i = 4\pi/z ((T_i - T_{i+1}) / (T_i * T_{i+1} (T_i + T_{i+1})))$$

Но состояние фрикционного элемента оценивается не только временем замыкания или работой буксования, но и отсутствием буксования при передаче максимального крутящего момента. На рис. 6 представлены результаты моделирования процесса буксования при превышении ведущего момента M_0 максимального момента M_1 передаваемого фрикционом, посредством нагружения ведущих колес тормозным моментом M_2 . При общем падении частоты вращения на ведущем и ведомых валах (рис. 6а), система диагностики легко распознает момент начала буксования по началу возрастания количества опорных импульсов за поворот шестерни, связанной с выходным валом, на один зуб (рис. 6б). Для контроля этого параметра необходимо вести подсчет импульсов опорного сигнала с энкодера (Д1) за период зубцовой частоты выходного сигнала, фиксируемого датчиком (Д2), и сравнивать их между собой. При отсутствии буксования эта разница должна быть равна нулю, в противном случае имеет место буксование.

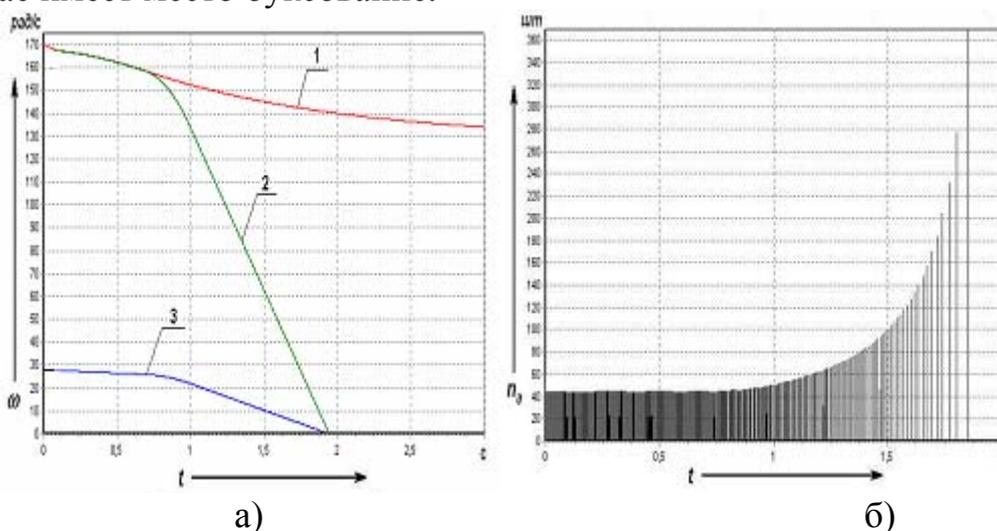


Рис. 6. График слева – изменения угловой скорости ведущей и ведомой частей фрикциона при буксовании, правый – изменение числа импульсов опорного сигнала за поворот выходной шестерни на один зуб в этом процессе

Таким образом, используя анализ шага зацепления ведомой шестерни относительно высокочастотного опорного сигнала, генерируемого с ведущего вала, пу-

тем подсчета импульсов на каждом периоде зубцовой частоты и длительности этих периодов, легко оценить техническое состояние фрикционных элементов гидромеханической трансмиссии, используя компьютер с соответствующим алгоритмом обработки данных, как средство диагностирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. Мн.: Дизайн ПРО. 2004 – 640с.