

Рисунок 2 – Изменение давления в гидроаккумуляторе.

1,2 – расчетная (по паспортным данным) или эмпирическая кривая увеличения давления в гидроаккумуляторе соответственно при максимально возможной производительности насоса и отсутствии утечек в гидроприводе и при минимально допустимой производительности насоса и максимально допустимых утечках в гидроприводе, 3 – усредненная кривая увеличения давления в гидроаккумуляторе при контроле технического состояния диагностируемого гидропривода, P_0 , P_M – соответственно начальное и максимально возможное противодействие в гидроаккумуляторе, настраиваемое в соответ-

УДК 621.833

**Драган А.В., Скороходов А.С.,
Александрова В.С., Саливончик Ю.Н.**

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ ПРИ РАБОТЕ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ

Основные повреждения и выходы из строя зубчатых передач, лимитирующие надежность, долговечность и, соответственно, конкурентоспособность всей машины, имеют чаще всего усталостную природу и вызываются практически неизбежными для данного вида приводов динамическими нагрузками. Важными причинами возникновения последних являются особенности процесса зацепления в зубчатых передачах, массо-жесткостные параметры привода и другие факторы, так или иначе вызывающие циклические изменения характера движения элементов и звеньев передачи, что является предпосылкой использования для оценки ряда динамических явлений на рабочих режимах методов и средств кинематического контроля. В данном случае можно говорить об определенном отступлении от «классических» задач кинематического контроля, поскольку результат предполагает получение не прямых сведений о точности элементов зубчатых передач, а результат влияния тех или иных режимных факторов на погрешность взаимного движения звеньев передачи.

Как известно, нагрузка и скорость существенно изменяют кинематическую погрешность, однако в литературе имеется немного сведений о характере их влияния на кинематику передачи. Это связано с тем, что экспериментальные исследования кинематической погрешности традиционно проводились

в соответствии с методикой диагностирования с учетом параметров контролируемого гидропривода, t_N , t_P – соответственно минимально возможное и максимально допустимое время зарядки гидроаккумулятора до срабатывания предохранительного клапана, t_R – среднего времени зарядки гидроаккумулятора при диагностировании.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная микропроцессорная система может быть использована для контроля и оценки технического состояния гидроприводов мобильных машин и оборудования при их техническом обслуживании в стационарных условиях и в условиях эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Св. на пол. мод. № 20960 РФ, МКИ⁶ G01H17/00. Устройство для диагностики приводных систем / Басинюк В.Л., Мелешко М.Г., Усс И.Н., Шевченко В.С., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Борейшо В.Е. (РФ). - №2001112935.
2. Патент РБ № 628, МКИ⁶ G01H17/00. Устройство для диагностики приводных систем / Басинюк В.Л., Мелешко М.Г., Усс И.Н., Шевченко В.С., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Борейшо В.Е. (РФ). - №20010628.

в измерительных условиях и ставили собой целью только определение параметров, определяющих показатели кинематической или геометрической точности зубчатых колес и передач. В значительной степени это определялось также функциональными возможностями используемых для проведения измерений средств.

Исследования взаимосвязи динамических явлений и кинематических характеристик передачи проводились на специальном стенде с разомкнутым силовым контуром в ИНД-МАШ НАН Беларуси. Привод осуществлялся от балансирной машины постоянного тока типа 1DS 1036, которая позволяет обеспечивать частоту вращения ведомого вала в диапазоне 0...3000 мин⁻¹. Зубчатые колеса исследуемого привода были изготовлены со строго регламентированными погрешностями определенной величины и устанавливались в специальной испытательной коробке, которая включает в себя все необходимые устройства для установки испытываемых зубчатых колес и обеспечения необходимых условий их сопряжения. Для создания нагрузки в составе стенда использовался порошковый тормоз ПТ-250М1, обеспечивающий тормозной момент до 2500Нм. Замеры кинематической погрешности производились с помощью контрольно-диагностического комплекса с использованием фотоэлектрических преобразо-

Драган Александр Вячеславович. К.т.н., ст. преподаватель кафедры «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.

Саливончик Юрий Николаевич. Ассистент каф. «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Скороходов Андрей Станиславович. К.т.н., старший научный сотрудник Института надежности машин НАН Беларуси.

Александрова Вера Сергеевна. Младший научный сотрудник Института надежности машин НАН Беларуси.

вателей угловых перемещений, устанавливаемых на входном и выходном валах передачи /1, 2/. Измерения проводились как в квазистатических условиях, так и под нагрузкой до 150 Нм и при частоте вращения до 1500 мин⁻¹ при различных их комбинациях.

На рисунке 1 приведены графики зубцовых составляющих кинематической погрешности передачи, имеющей «положительную» погрешность шага зацепления, при различных частотах вращения. Как видно из графика (рис.1а), при частоте вращения 100 мин⁻¹ кинематическая погрешность формируется лишь за счет геометрических погрешностей рабочих поверхностей зубьев и деформаций в результате прикладываемой нагрузки, удары при пересопряжениях зубьев происходят с незначительными скоростями, динамические нагрузки малы и не приводят к искажению характеристики /3/.

При увеличении частоты вращения до 200 мин⁻¹ на сигнал накладываются несколько четко различимых периодов колебаний, исходящих от момента входа в зацепление пары зубьев и заметно затухающих к концу фазы зацепления (рис.1б). Это происходит благодаря тому, что динамическая нагрузка при этом увеличивается до такой степени, что колебания на жесткости элементов цепи становятся отчетливо различимы. Зная частоту вращения и определив период колебаний, можно найти, что колебания имеют частоту около 600 Гц.

При частоте вращения 500 мин⁻¹ амплитуда колебаний, происходящих на фоне кинематической погрешности, еще более увеличивается (рис.1в), что объясняется соответствующим ростом скорости удара зубьев, которая прямо пропорциональна окружной скорости /3/.

При $n \approx 1000$ мин⁻¹ частота колебаний совпадает с первой зубцовой частотой, что сопровождается резким ростом амплитуды зубцовой составляющей кинематической погрешности (рис.1г). Это свидетельствует о возникновении в системе резонанса крутильных колебаний. Кинематическая погрешность при этом фактически приобретает вид синусоиды с периодом, определяемым частотой пересопряжения зубьев, ее характер определяется уже скорее динамическими процессами, происходящими в системе, чем геометрическими параметрами зубьев.

Учитывая, что частота колебаний составляет приблизительно 600 Гц, можно предположить на участке рассматриваемой цепи наличие элемента с относительно невысокой жесткостью по сравнению с зубчатым зацеплением и соединениями. Это вытекает из сопоставления полученной частоты колебаний с частотой собственных колебаний зубьев, составляющей около 4000 Гц /4, 5/ и того факта, что частота собственных колебаний пропорциональна жесткости элемента. Анализируя схему испытательного стенда, можно предположить, что данным неблагоприятным элементом с точки зрения жесткости элементом является втулочно-пальцевая муфта с упругими рабочими элементами из резины, предназначенная для компенсации перекосов и несоосностей при соединении валов испытательной коробки и порошкового тормоза. В результате возникающих из-за ударов при пересопряжении зубьев динамических нагрузок при частотах, близких к резонансным, зубчатая передача явно работает с размыканиями зубьев, возникающих из-за относительно высокоамплитудных и низкочастотных колебаний на нежестком элементе.

Анализ колебаний, накладывающихся на кинематическую погрешность, является подтверждением предположения о том, что одной из основных причин возникновения вибрации в зубчатом зацеплении является ударный импульс при входе

зубьев в зацепление. Из приведенных рисунков видно, что при различных значениях окружной скорости колебания возникают именно в момент входа в зацепление очередной пары зубьев, что подтверждает основные положения теории удара.

Резонансные явления в данной области частот обнаружены при испытании всех экспериментальных зубчатых колес.

Для одной пары экспериментальных зубчатых колес замеры производились на всех частотах вращения от 100 мин⁻¹ до 1500 мин⁻¹ с шагом 100 мин⁻¹ при нагрузке на выходном валу 120 Нм с целью более глубокого анализа влияния частоты вращения на амплитуды зубцовых составляющих и определения зоны резонанса. Изменение величин кинематической погрешности зубцовой и кратных ей частот при различных скоростях характеризует график на рисунке 2. На нем отчетливо видна область резонанса в районе частот от 1000 до 1200 мин⁻¹.

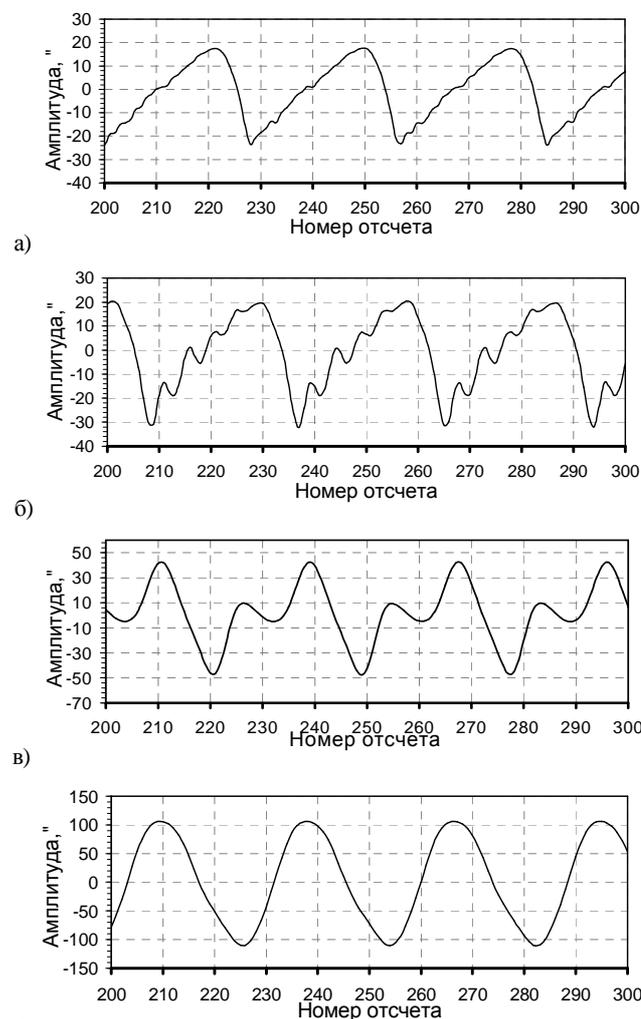


Рисунок 1 – Влияние частоты вращения на кинематическую погрешность
а – 100 мин⁻¹; б – 200 мин⁻¹; в – 500 мин⁻¹; г – 1000 мин⁻¹.

Определенный рост амплитуд на некоторых более низких скоростях объясняется совпадением частоты собственных колебаний с кратной зубцовой гармоникой (например, при $n=400$ мин⁻¹ – с третьей, $n=600$ мин⁻¹ – со второй).

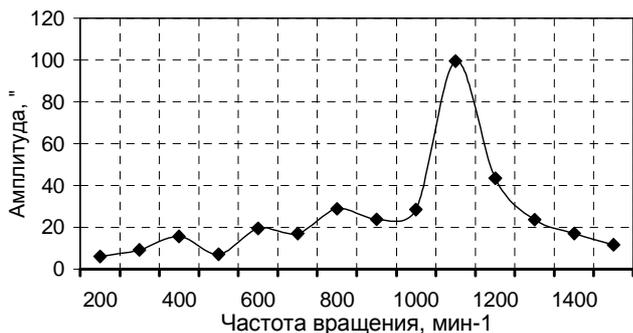


Рисунок 2 – Зависимость кинематической погрешности передачи зубцовой частоты от частоты вращения.

Возникновение резонансного роста амплитуд при совпадении частоты собственных крутильных колебаний с зубцовыми частотами кинематической погрешности может быть использовано для экспериментального определения резонансных частот. Проведенные исследования показали, что для данных целей целесообразно использовать не только сигнал кинематической погрешности, но и получаемые из него по специальным алгоритмам характеристики избыточных угловых скоростей и ускорений. Это объясняется тем, что скорости и ускорения имеют большую чувствительность к высокочастотным процессам и позволяют достаточно полно исследовать происходящие колебательные процессы также в диапазоне высоких частот.

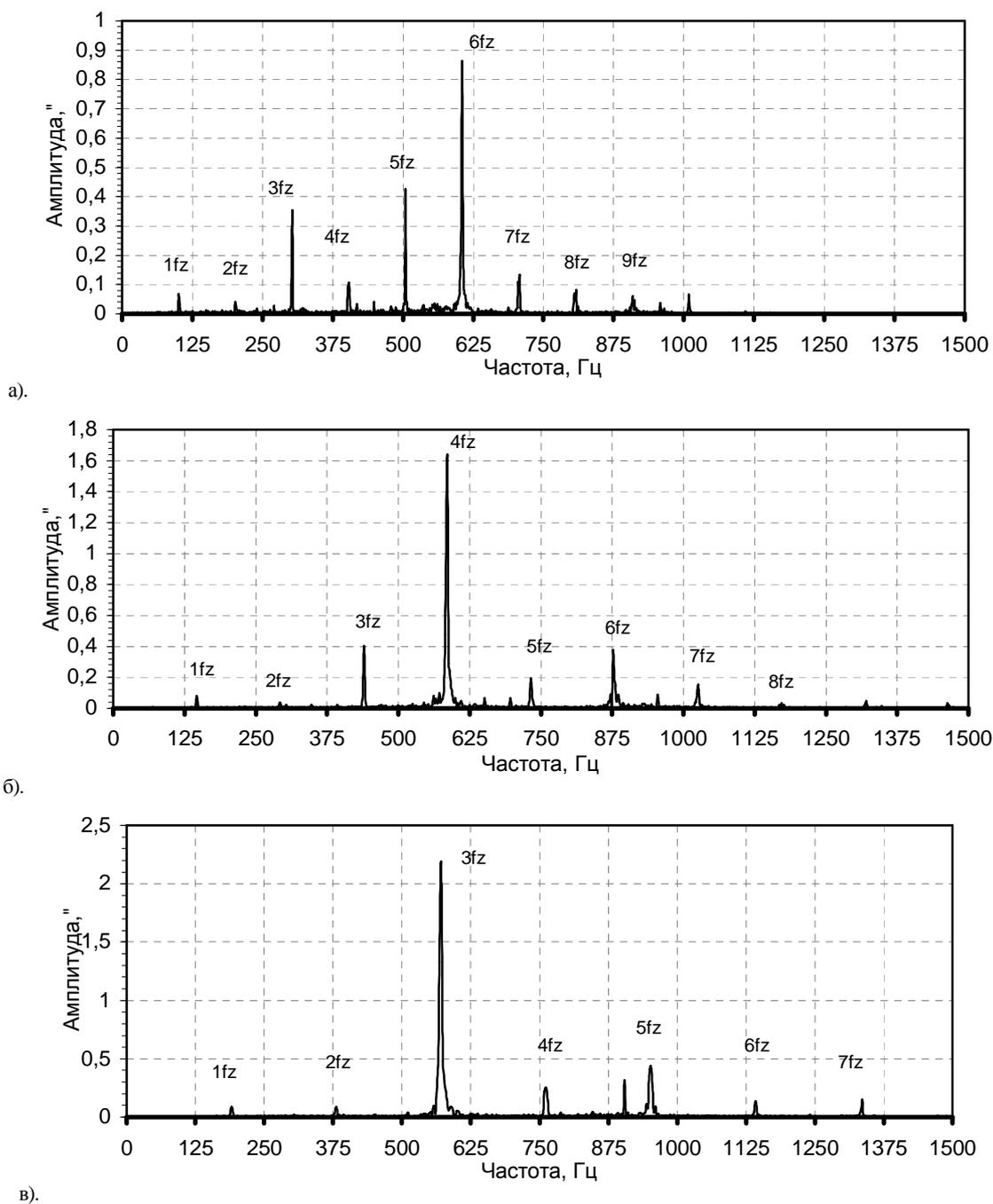


Рисунок 3 – Спектры угловых ускорений зубчатой передачи на различных частотах вращения
 а – $n = 200 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 300 \text{ мин}^{-1}$; в – $n = 400 \text{ мин}^{-1}$

На рисунке 3 представлены спектры угловых ускорений экспериментальной зубчатой передачи при 200, 300, 400 мин⁻¹. При частоте вращения $n=200$ мин⁻¹ наблюдается резонансный рост амплитуды из-за совпадения с собственной частотой 6-й зубцовой гармоники (≈ 600 Гц). При $n=300$ мин⁻¹ в данную частотную зону смещается 4-я зубцовая частота, что сопровождается пиком на ≈ 600 Гц. Увеличение частоты вращения еще на 100 оборотов до 400 мин⁻¹ приводит к резонансному росту амплитуды на 3-й зубцовой гармонике, имеющей при данной скорости частоту ≈ 600 Гц. На других частотах вращения, на которых ни одна из зубцовых гармоник не имеет частоту ≈ 600 Гц, подобных всплесков характеристики не наблюдается. Полученные результаты свидетельствуют о том, что поиск, а также проверка предполагаемых резонансных частот могут быть осуществлены путем искусственного совмещения ожидаемой области резонанса с той или иной гармоникой зубцовой частоты путем изменения скорости вращения. При наличии полученного выше эффекта можно констатировать наличие резонанса на данной частоте и выбирать эксплуатационные режимы работы такими, чтобы избежать его появления при работе объекта. Это может быть важно для таких механизмов, как, например, зубчатые приводы металлорежущих станков, точность и плавность вращения элементов которых в значительной степени определяет качество обрабатываемых изделий.

Что касается влияния нагрузки на амплитуды зубцовых составляющих, то ее влияние больше ощущается на высоких частотах, на которых изменение зубцовых составляющих определяется не только собственно кинематической погрешностью, но и в большей степени колебаниями, возникающими в результате возникновения динамических нагрузок (рис.4). Прикладываемая нагрузка, приводящая к деформациям зубьев и изменению скорости соударения, усиливает (при кромочном ударе) или ослабляет (при срединном ударе) силу удара при входе зубьев в зацепление, вызывая тем самым соответствующие изменения амплитуд колебаний. При низких частотах, близких к $n=100$ мин⁻¹, изменение амплитуды сигнала менее ощутимо и связано, по всей видимости, только с деформациями зубьев статического характера.



а)

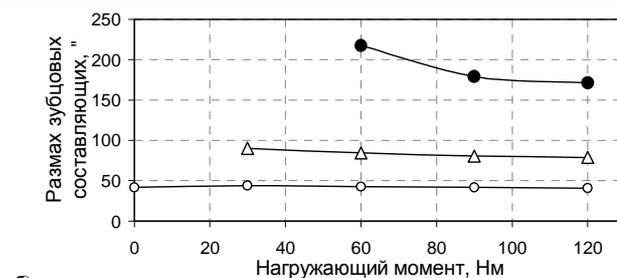
УДК 629.114.2.001.4

Усс И.Н.

МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ТЕЛЕМЕТРИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ДЛЯ КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫМИ ПОЛИГОННЫМИ ИСПЫТАНИЯМИ ТРАКТОРОВ МТЗ

ВВЕДЕНИЕ

Ускоренные полигонные испытания тракторов на круговых треках с искусственными препятствиями являются частью комплекса работ по доводке узлов и агрегатов тракторов и подготовке их к серийному производству. Важной особенностью этих испытаний является ограниченные возможности использования на тракторе оператора из-за чрезвычайно



б)

Рисунок 4 – Влияние нагружающего момента на размах зубцовых составляющих кинематической погрешности

○ - $n = 100$ мин⁻¹; △ - $n = 500$ мин⁻¹; ● - $n = 1000$ мин⁻¹;
а – кромочный удар; б – срединный удар.

Таким образом, область применения кинематического контроля не ограничивается на сегодняшний день измерением и оценкой кинематической погрешности в квазистатических условиях. Результат кинематического контроля на рабочих режимах определяется как геометрическими параметрами взаимодействующих зубчатых колес, так и результатами динамических явлений, происходящих в механизме при действии реальных скоростей и нагрузок. Ценность данной информации, ее доступность при использовании современных методов и средств кинематического контроля значительно повышают его актуальность не только в научных исследованиях, но и в практических целях.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Жук И.В., Драган А.В., Скороходов А.С., Стецко И.П. Комплекс для диагностики зубчатых приводов // Наука-производству.-1999.-№ 6.-с.35-38.
2. Драган А.В. Контрольно-диагностический комплекс для диагностики технического состояния трансмиссий транспортных средств // Вести Национальной Академии наук. Сер. физ.-техн. наук. -1999. - № 4. - С.30-33.
3. Драган А.В. Оценка плавности работы прямозубой зубчатой передачи по данным кинематического контроля // Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2000.- № 4. – С. 2-6.
4. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. – Мн.: Наука і тэхніка, 1992. – 238 с.
5. Берестнев О.В., Гоман А.М., Скороходов А.С. Выбор рациональных параметров динамических структур на основе анализа форм собственных колебаний: Оперативно-информационные материалы. – Минск: ИНДМАШ НАНБ, 1995.- 98 с.