

При одинаковой нагруженности X_{max} не зависит от окружной скорости, а отношения X'_{max} и X''_{max} к соответственно ω_3 и к ω_3^2 - близки к постоянным (рис. 2г, д, е). Их значения при увеличении угловой скорости вращения возрастают незначительно, не более 5-6%, при изменении ω_3 на порядок.

Таким образом, амплитудные значения смещений при вынужденных колебаниях, генерируемых зубчатыми колесами являются функцией только нагруженности и амплитуды колебаний жесткости по фазе зацепления. Их возрастание приводит к пропорциональному увеличению размахов колебаний на зубцовых частотах.

При этом надо учитывать то, что виброскорости и виброускорения вынужденных колебаний пропорциональны соответственно угловой скорости вращения и ее квадрату (рис.2 ж).

Приведенные выше данные хорошо согласуются с результатами испытаний натурных образцов (рис.2з) и исследований, приведенных в работе [2], в которой отмечено следующее: «Величины возмущающих сил (при условии независимости жесткости зубьев от нагрузки) прямо пропорциональны соответствующей передаваемой статической нагрузке, величинам постоянной и переменной погрешностей. Возмущающие силы не зависят от угловых скоростей вращения колес. Частотные спектры возмущающих сил, обусловленных изменением суммарной жесткости и постоянной погрешностью шагов зубьев, состоят из зубцовой частоты и ее гармоник».

ВЫВОДЫ

Наиболее существенное влияние на амплитуду смещений при вынужденных колебаниях с зубцовыми частотами, генерируемых цилиндрическими прямозубыми зубчатыми колесами, оказывает их нагруженность, между которыми существует близкая к линейной зависимость. Угловая скорость вращения оказывает незначительное влияние на этот параметр, однако от нее существенно зависят виброскорости и виброускорения.

Таким образом, при использовании амплитудных значений вынужденных колебаний на зубцовой частоте в качестве критерия для оценки качества изготовления и сборки зубчатых колес, а также разработке мероприятий по улучшению виброакустических характеристик прямозубых зубчатых передач на стадии проектирования, изготовления и определения их технического состояния в процессе испытаний и эксплуатации [4-8] целесообразно осуществлять регистрацию диагно-

стических данных в режиме регламентированного нагружения при стабилизированных угловых скоростях вращения диагностируемых зубчатых колес.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./В.Н. Челомей (пред). – М: Машиностроение, 1980 – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов/ Под. ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980. – 544 с.
2. Э.Л.Айрапетов, В.И.Апархов, М.Д.Генкин, А.А. Жирнов, О.И.Косарев. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах //Сб. Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. М: Наука. – 1976. – С. 3-18.
3. Я.В. Басинюк. Повышение эффективности диагностирования передач зацеплением на основе применения современных информационных технологий при анализе изменений характеристик их динамических структур // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. ИНДМАШ НАН Беларуси. Минск. – 2002. – 203 с.
4. О.В. Берестнев, В.Л. Басинюк, В.Б. Чемисов. Зубчатые колеса пониженной виброактивности – Новополоцк: Изд. ПГУ, 1997. – 122 с.
5. Пат. 4872337 США, МКИ G 01 M 13/02. Nondestructive Testing of Gear / Robert J. Watts (США).– № 150114, Заявл. 29.01.1988; Оpubл. 10.10.1989; НКИ 73/162. – 12 с.
6. Пат. 4261 С2 YU, МПК G 01 M 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Я.О. Берестнев, Я.В. Басинюк. – № а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Оpubл. 30.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С. 171 – 172.
7. Пат. 2224223 С1 RU, МПК G 01 H 17/00, G 01 M 13/02. Устройство для виброакустической диагностики передач зацеплением/Я.В. Басинюк. – № 2002123956; Заявл. 09.09.2002; Оpubл. 20.02.2004. Бюл. № 5.
8. Пат. 2224232 С1 RU, МПК G 01 M 13/02. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением. / Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич. – № 2002113404; Заявл. 22.05.2002; Оpubл. 20.02.2004. Бюл. № 5.
9. Пат. 2231768 С2 RU, МПК G 01 M 13/02. Способ вибродиагностики передач зацеплением. / Я.В. Басинюк. – № 2002125140; Заявл.19.09.2002; Оpubл. 27.06.2004. Бюл. № 18.

УДК 62-587.5

**Басинюк В.Л., Драган А.В., Басинюк Я.В.,
Мардосевич Е.И., Усс И.Н.**

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ЗУБЬЕВ

ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые передачи механических трансмиссий до настоящего времени остаются одним из наиболее широко используемых элементов, что связано с их относительно малой стоимостью и, в большинстве случаев, высокой надежностью. Вместе с тем они, как правило, являются основным источником повышенной виброакустической активности привода вследствие динамических процессов, возникающих при взаимодействии зубьев в зацеплении.

Динамическая нагруженность зубьев прямозубых зубчатых передач в основном связана с тремя факторами, характеризующими процесс их взаимодействия:

- кромочными и срединными ударами при входе и выходе зубьев из зацепления, обусловленными погрешностями

их изготовления по шагу и деформациями при нагружении и вызывающими собственные колебания механической системы [1];

- периодическими изменениями жесткости по фазе зацепления, связанными с изменениями как самой жесткости зубьев при перемещении зоны контакта вдоль линии зацепления, так и переходу от однопарного к двухпарному зацеплению и наоборот, что в целом вызывает вынужденные колебания механической системы с зубцовой частотой [2];
- вынужденными крутильными колебаниями, возникающими вследствие кинематической погрешности зубчатых колес и передач при определенных режимах функциони-

рования зубчатой передачи, вызывающих в ней значительные инерционные нагрузки [3, 4].

Исследованию динамической нагруженности зубчатых колес, связанной с первым и вторым факторами посвящено значительное число работ, в которых этот вопрос, в целом, раскрыт. Существенно меньшее внимание уделено третьему фактору, значение которого, по мере возрастания скоростей работы зубчатых передач, стало возрастать.

Более того, как показал ряд проведенных исследований в Институте механики и надежности машин НАН Беларуси и БГТУ в рамках проекта БРФФИ, крутильные колебания оказывают значительное влияние на триботехнические и виброакустические характеристики зубчатых передач [8]. Их рассмотрение позволяет глубже понять протекающие в зацеплении процессы и на этой основе более технически обоснованно подходить к вопросам организации контроля качества изготовления и сборки зубчатых передач в цеховых условиях по кинематическим параметрам.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлось комплексная оценка влияния кинематической точности, инерционно - жесткостных, нагрузочных и скоростных режимов функционирования зубчатых передач на динамическую нагруженность зубьев.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В основу исследований положен методический подход, предложенный в работе [3,4]. В нем возбуждение вынужденных крутильных колебаний, обусловленных кинематической погрешностью изготовления, предложено имитировать волнообразным элементом типа рейки, движущимся перпендикулярно линии зацепления и взаимодействующим с зубчатым зацеплением посредством, например, ролика. Реализация этого подхода показана на примере стенда ИМИНМАШ НАН Беларуси для исследований динамической нагруженности и испытаний отдельных пар цилиндрических зубчатых колес, имеющего разомкнутый силовой контур (рис. 1).

При его использовании был реализован методический подход, рассматривающий каждый зуб как отдельный объект исследований [5].

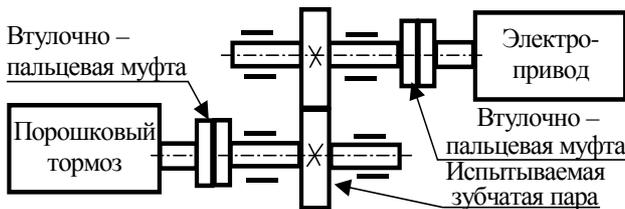


Рис. 1. Схема испытательного стенда.

Стенд состоит из электропривода, исследуемой зубчатой передачи и порошкового тормоза. Входной и выходной валы передачи связаны соответственно с электроприводом и порошковым тормозом втулочно-пальцевыми муфтами.

Приведенная к зубчатому зацеплению эквивалентная условная схема динамического взаимодействия элементов стенда, обуславливающая возникновение вынужденных крутильных колебаний, показана на рис. 2.

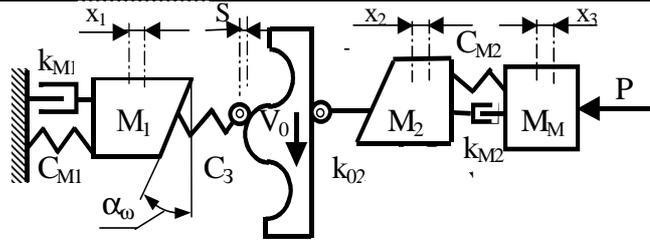


Рис. 2. Схема возникновения вынужденных крутильных колебаний, обусловленных кинематической погрешностью изготовления зубчатой передачи.

На схеме показаны приведенные к зубчатому зацеплению:

- массы зубчатых колес M_1 и M_2 с валами, установленные на подшипниковые опоры, имеющие жесткость C_{O1} и C_{O2} и коэффициенты k_{O1} и k_{O2} , характеризующие демпфирование радиальных составляющих генерируемых зубчатым зацеплением крутильных колебаний, возникающих из-за наличия соответствующей составляющей в зацеплении;
- жесткости C_{M1} и C_{M2} и коэффициенты k_{M1} и k_{M2} , характеризующие их жесткостные и демпфирующие характеристики;
- жесткость зубчатого зацепления C_3 .
- сила сопротивления перемещению P , создаваемая порошковым тормозом;
- вынужденные динамические перемещения в направлении линии зацепления S , которые взаимосвязаны с кинематической погрешностью зубчатой передачи F_{io} , и которые для рассматриваемого случая с передачей, имеющей одинаковые числа зубьев, условно могут быть представлены в виде функции

$$S = A \cdot \sin(\omega t), \tag{1}$$

где $A = 0,5 F_{io}$, мкм; ω - угловая скорость вращения зубчатых колес, рад/с; t - время, с.

Дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания данной механической системы в направлении линии зацепления, могут быть представлены в виде:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + k \cdot \dot{x}_1 + \omega_1^2 \cdot x_1 \cdot \left(1 + \frac{C_3}{C_{M1}}\right) &= \\ &= \frac{C_3}{C_{M1}} \cdot \omega_1^2 \cdot [A \cdot \sin(\omega \cdot t) - x_2] \\ \ddot{x}_2 + k \cdot \dot{x}_2 + x_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \left(1 + \frac{C_3}{C_{M2}}\right) &= \\ = \omega_2^2 \cdot x_3 - \frac{C_3}{C_{M2}} \cdot \omega_2^2 \cdot (x_3 - x_1 + A \cdot \sin \omega \cdot t) & \\ \ddot{x}_3 + k \cdot \dot{x}_3 + \frac{M_2}{M_M} \cdot \omega_2^2 \cdot x_3 &= \frac{M_2}{M_M} \cdot \omega_2^2 x_2. \end{aligned} \tag{2}$$

В соответствии с ГОСТ 1643-81 допуск на кинематическую погрешность передачи F_{io} , собираемой без применения селективной сборки, принимается равным сумме допусков на кинематическую погрешность ее зубчатых колес, каждый из которых складывается из допуска на накопленную погрешность шага по зубчатому колесу F_p (мкм), зависящего от диаметра делительной окружности колеса и степени его точности, и допуска на погрешность профиля зуба f_f , определяемого модулем передачи и степенью точности ее изготовления. Зависимость изменения F_{io} от межосевого расстояния a без учета влияния на нее f_f показана на рис. 3.

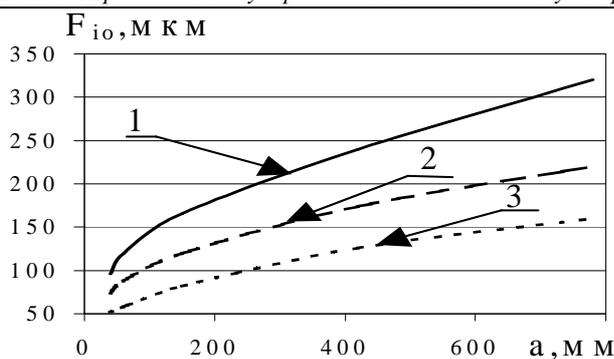


Рис. 3. Зависимость F_{io} от межосевого расстояния a при 8 (1), 7 (2) и 6 (3) степенях точности изготовления передачи.

Нагруженность зубчатой передачи силой P можно выразить через жесткость и деформацию зубьев, которая не зависит от их модуля.

Анализ возможных вариантов деформаций зубьев δ показывает, что для обычных прямозубых зубчатых передач со стандартным зубчатым профилем она может варьироваться в следующих условно принятых диапазонах:

- 25...35 мкм при тяжелонагруженном режиме функционирования для нитроцементированных и закаленных до поверхностной твердости зубьев HRC 56...62 зубчатых колес;
- 10...20 мкм в условиях средней нагруженности;
- 3... 7 мкм в легко нагруженном режиме работы.

Соотношения F_{io} и деформации зубьев, без учета f_f , увеличивающего это соотношение на 15...20%, для различных режимов нагружения зубчатой передачи приведены на рис.4 а, б, в.

Их анализ показывает, что при работе зубчатой передачи отношение амплитуды колебаний A к δ ориентировочно равны:

- при тяжелонагруженном режиме функционирования (рис. 4а), характерном для силовых передач, для шестой степени точности – 1...2,5; седьмой – 1,5...3,5 и восьмой – 2...5;
- при умеренной нагруженности передачи (рис. 4б), характерной для большинства эксплуатируемых трансмиссий, при шестой степени точности – 1,5...3; седьмой – 2...5, восьмой – 3...9;
- в режиме холостого хода и относительно невысокой нагруженности, характерной для кинематических передач (рис.4в) при шестой степени точности – 5...15, седьмой - 8...20 и восьмой – 10...30.

Таким образом при проведении исследований отношения A/δ могут быть приняты изменяющимися в диапазоне 1...30.

При испытаниях отдельных пар зубчатых колес на приведенном выше стенде, а также, в ряде случаев, при контроле качества изготовления и сборки передач их входные и выходные валы соединяются с приводом вращения и нагружающим устройством, как правило, посредством упругих муфт, которые можно отнести к наиболее податливому в окружном направлении варианту исполнения кинематической цепи. При этом, как правило, частота собственных крутильных колебаний этих механических систем лежит в низкочастотном диапазоне, соответствующем круговой частоте $\omega \approx 6000$ рад/с. В общемашиностроительных трансмиссиях, как правило, угловые скорости вращения и соответствующие им оборотные круговые частоты имеют несколько меньшие значения. Таким образом, в рассматриваемом случае диапазон изменения отношения ω к ω_1 и ω_2 может быть принят равным 2...20.

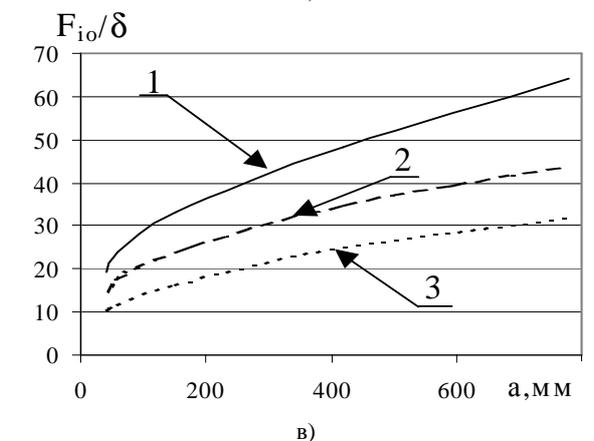
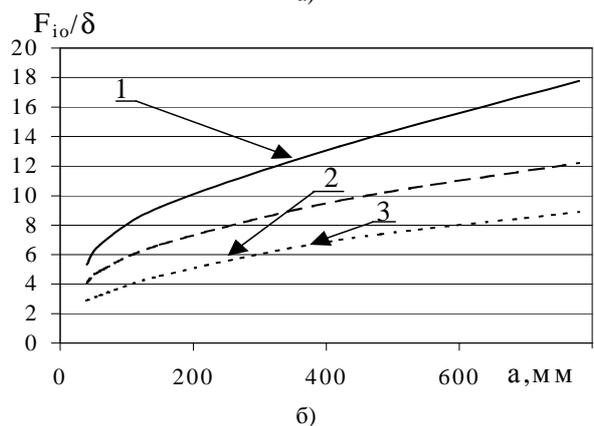
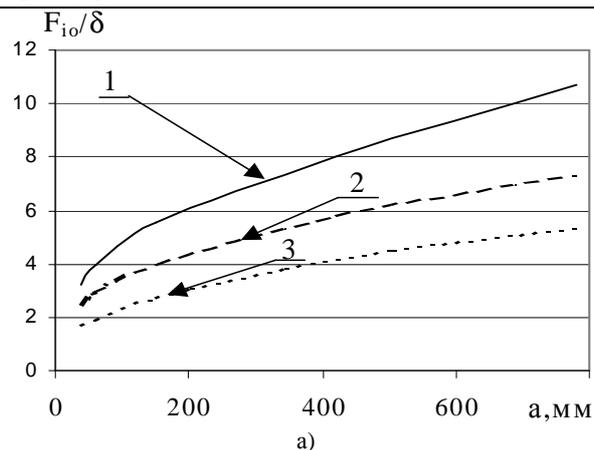


Рис. 4. Отношение кинематической погрешности к деформации зубьев, обусловленной их нагруженностью 1, 2, 3 - 6-я, 7-я и 8-я степени точности; а, б, в – при тяжелой, умеренной нагруженности и в режиме холостого хода.

Приведенные диапазоны изменений соотношений значений варьируемых параметров, входящих в уравнения (2), были приняты в качестве основных при проведении исследований влияния инерционно-жесткосных параметров стенда, скоростных и нагрузочных режимов функционирования зубчатой передачи на ее динамическую нагруженность на ПЭВМ.

Полученные результаты сопоставлялись с данными экспериментальных исследований.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Графическое представление результатов моделирования колебаний зубчатых колес в соответствии с решением системы дифференциальных уравнений (2) для рассматриваемой

кинематической цепи (рис.1, 2) показано на рис. 5, экспериментальных исследований зубчатой пары, имеющей модуль и числа зубьев, соответственно равные 3 мм и 40, - на рис. 6.

Их анализ показывает следующее.

Амплитуда колебаний (x_{max}), обусловленных смещением приведенных к зацеплению масс зубчатых колес вследствие кинематической погрешности их изготовления существенно зависит от нагруженности зубчатой передачи, то есть отношения χ (%) деформации зубьев δ к амплитуде A , характеризующей амплитуду периодических смещений зубчатых колес вдоль линии зацепления вследствие кинематической погрешности (рис.5 а), а также отношения C_0/C_3 приведенной к зубчатому зацеплению жесткости кинематической цепи C_0 , предшествующей или последующей за рассматриваемой парой, к жесткости зацепления C_3 (рис.5 б).

С увеличением жесткости кинематической цепи амплитуда вынужденных крутильных колебаний, обусловленных кинематической погрешностью изготовления, уменьшается. Возрастание нагруженности зубчатого зацепления приводит к увеличению амплитуды колебаний. При этом необходимо отметить, что в отличие от этого, нагруженность зубьев возрастает. Ее изменения, полученные в результате анализа результатов экспериментальных исследований, при увеличении угловых скоростей вращения и функционировании передачи в режиме холостого хода показаны на рис.6 а, б, в, г, д (осциллограммы напряжений с тензометрического моста в мВ, отражающие реальную нагруженность одного из зубьев испытываемой передачи [6]).

Угловые скорости вращения соответствовали 50, 100, 150, 200 и 250 рад/с. Зависимость изменения нагруженности от ω показана на рис. 6 е. В качестве примера приведена осциллограмма нагруженности тензометрируемого зуба при создании порошковым тормозом момента на выходном валу $T = 100$ Нм (рис.6 е), а также изменение напряжений с тензорезисторов тензометрируемого зуба при ступенчатом увеличении с шагом 20 Нм нагружающего момента на выходном валу от режима холостого хода до 200 Нм (рис.6 ж).

Полученные данные свидетельствуют о следующем.

Инерционные нагрузки, вызванные вынужденными окружными колебаниями зубчатых колес, обуславливают повышенную нагруженность зубьев даже при функционировании передачи в режиме холостого хода (рис.6 а-е). При этом эти нагрузки возрастают пропорционально угловой скорости вращения зубчатых колес.

Так, например, в рассматриваемом примере при $\omega = 250$ рад/с их величина достигала нагруженности, создаваемого эквивалентным моментом на выходном валу передачи, равном $T_{\text{вк}} = 140$ Нм (рис.6 з). В целом изменение $T_{\text{вк}}$ при увеличении ω вследствие возрастания величины инерционной нагруженности может быть аппроксимировано зависимостью

$$T_{\text{вк}} = k_{\text{вк}} \cdot \omega = 0,56 \cdot \omega \quad (3)$$

где $k_{\text{вк}} = 0,56$ – коэффициент пропорциональности между градиентами изменения угловой скорости и динамической составляющей нагружающего момента, обусловленной инерционными нагрузками в рассматриваемой инерционно-жесткостной системе, связанные с вынужденными колебаниями, обусловленными кинематической погрешностью зубчатой передачи, Нм·с/рад.

Инерционная нагрузка, изменяющаяся в данном случае с оборотной частотой ($Z_1 = Z_2 = 40$), в свою очередь вызывает колебания с зубовой частотой, связанные с периодическими изменениями жесткости по фазе зацепления. Более высокий уровень этой составляющей нагружения приводит к выборке зазоров в результате возникновения деформации зубьев и

появлению характерных (рис.6 ж) для нагруженных передач ступенек, характеризующих переход от двухпарного к однопарному и наоборот взаимодействию зубьев на осциллограмме нагруженности (рис.6 г, д) и даже появлению «отскока» при срединном ударе в момент выхода передней пары из зацепления (рис.6 д).

В рассматриваемой паре предельно допустимый момент нагружения по контактной выносливости зубьев ориентировочно равен $T = 200$ Нм. Таким образом динамическая составляющая момента нагружения тензометрируемого зубчатого колеса (в рассматриваемом случае для передаточного числа, равного единице, она различна для каждой зубчатой пары), обусловленная вынужденными крутильными колебаниями, связанными с кинематической погрешностью зубьев при изменении угловой скорости вращения шестерен от 50 рад/с до 250 рад/с изменяется соответственно с 28 Нм до 140 Нм, а коэффициент $k_{\text{вк}}$, учитывающий динамическую составляющую нагрузки, обусловленную силами инерции при вынужденных колебаниях, обусловленных кинематической погрешностью изготовления - соответственно от 1,07 до 1,7. Его величина при больших угловых скоростях существенно превышает значение коэффициента, учитывающего динамическую составляющую нагруженности, обусловленную кромочными и срединными ударами при пересопряжениях зубьев и определенную в соответствии с методикой ГОСТ 21354-87 [7]. Это оказывает существенное влияние на все параметры их функционирования, включая ресурс работоспособности, а также триботехнические параметры взаимодействия зубьев и генерируемые передачей шум и вибрации.

Необходимо отметить, что приведенные факторы характерны для отечественных автотракторных трансмиссий в целом. Так, например, при стационарном нагружающем моменте, создаваемом балансирной машиной на выходном валу установленной на стенде испытательного комплекса ПО МТЗ трансмиссии трактора и связанной с ней соединенной выходным валом аналогичной трансмиссией возникают связанные с кинематическими погрешностями изготовления существенные колебания нагрузки, размах которых даже при весьма малых угловых скоростях вращения выходного вала достигает до 30% от величины номинального нагружающего момента (рис.7).

ВЫВОДЫ

Динамическая составляющая нагруженности зубчатых передач может возникать не только от кромочных и срединных ударов при пересопряжении зубьев, обусловленных погрешностями их изготовления по шагу зацепления и деформацией зубьев, но и вследствие кинематической погрешности зубчатой передачи.

Кинематическая погрешность изготовления зубчатых передач в ряде случаев может оказывать весьма существенное влияние на их нагруженность, которое целесообразно учитывать в качестве динамической составляющей нагруженности при прогнозировании параметров надежности на стадии их проектирования, оценке результатов стендовых и полигонных испытаний, определении остаточного ресурса при мониторинге работоспособности зубчатых передач в эксплуатации.

Наиболее широко используемые в отечественном автотракторостроении 7-9 степени кинематической точности изготовления зубчатых передач в соответствии с ГОСТ 1643-81 при существующих сегодня окружных скоростях могут вызывать существенное увеличение нагруженности зубчатых колес по сравнению с расчетной и соответствующее отклонение в ресурсе их работоспособности. При возникновении связанных с этим проблем несмотря на определенные технические трудности целесообразно либо повышение кинематической точности передач, либо введение упругоподатливых звеньев, способствующих их снижению.

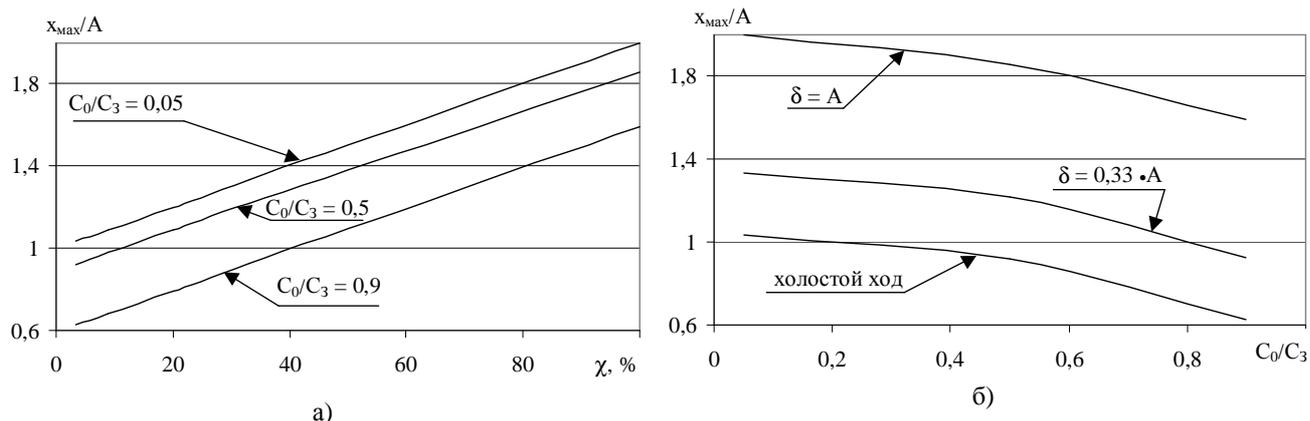


Рис. 5. Зависимость амплитуды смещения приведенных масс зубчатых колес в направлении линии зацепления, обусловленного кинематической погрешностью их изготовления, от нагруженности (а) и жесткости кинематической цепи (б).

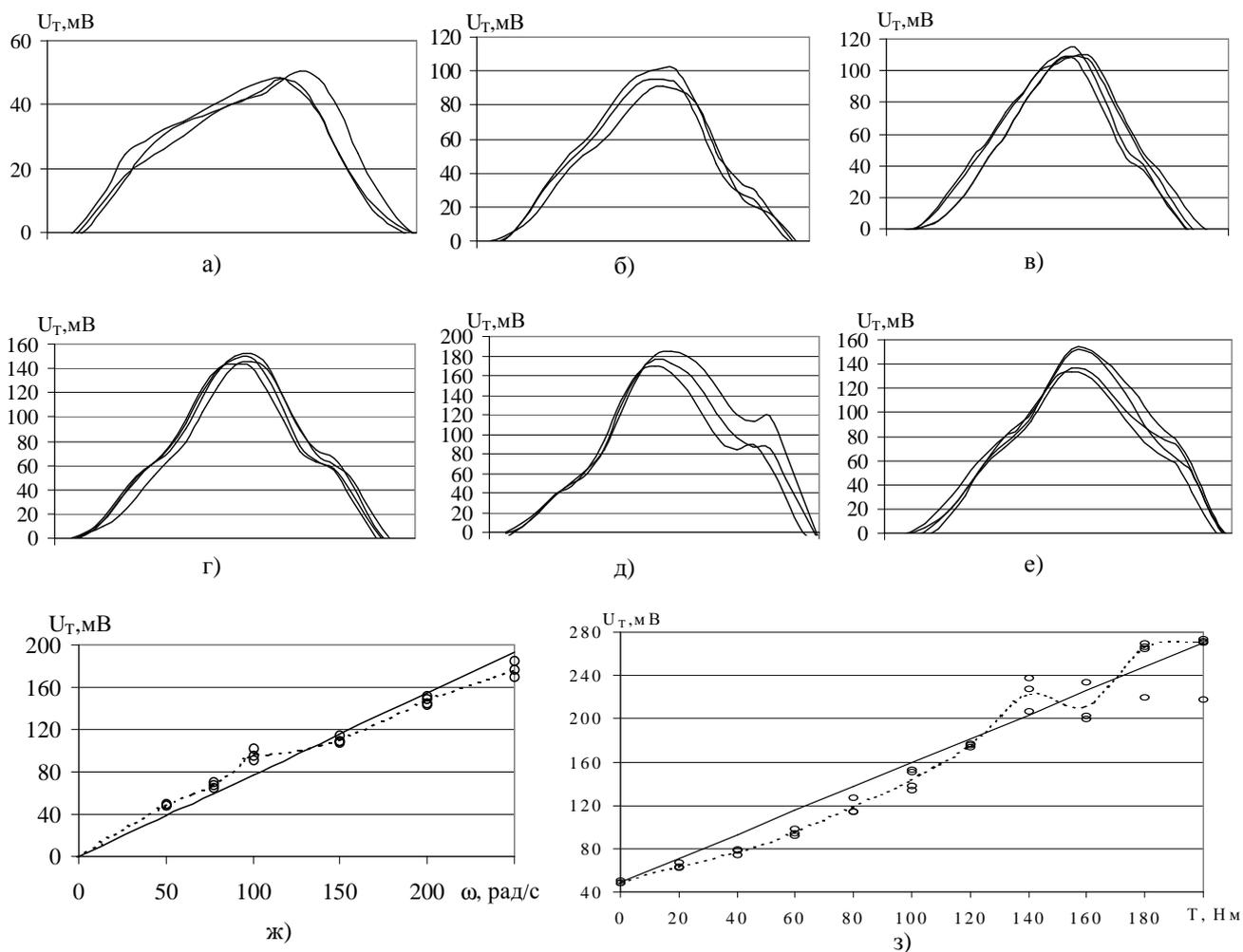


Рис. 6. Осциллограммы напряжений U_T с тензомоста, размещенного у ножки тензометрируемого зуба и регистрирующие его нагруженность в процессе нахождения в зацеплении, при работе зубчатой передачи в режиме холостого хода и угловой скорости вращения ω , равной 50 рад/с (а), 100 рад/с (б), 150 рад/с (в), 200 рад/с (г), 250 рад/с (д), нагружении моментом $T = 100$ Нм и $\omega = 50$ рад/с (е), изменение U_T при работе передачи в режиме холостого хода и увеличении угловой скорости вращения от 50 рад/с до 250 рад/с (ж), тарировочный график, связывающий U_T с T (з).

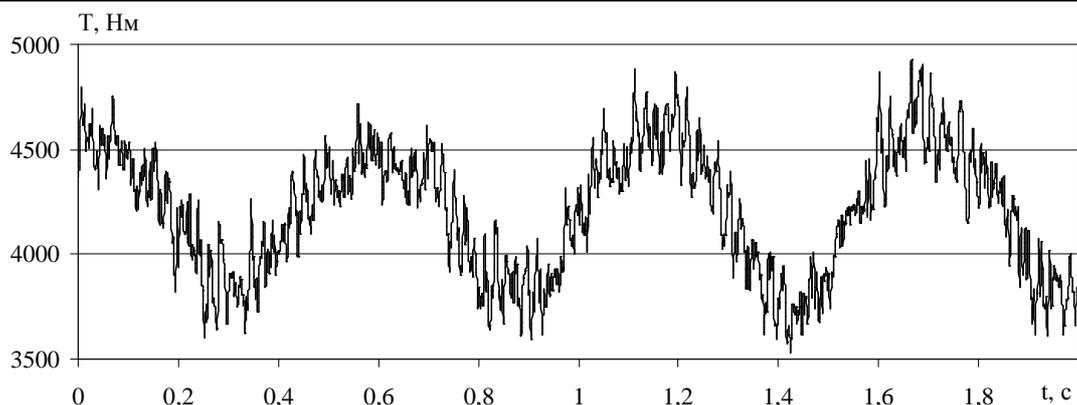


Рис. 7. Оциллограмма колебаний во времени t момента T на выходном валу трансмиссии трактора МТЗ при ее испытаниях на стенде с открытым силовым контуром.

Для конкретных трансмиссий может быть разработана динамическая модель, позволяющая моделировать крутильные колебания в кинематической цепи на стадии создания или существенной модернизации привода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 134 с.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред). М.: «Машиностроение», 1980 - Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под. ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова, 1980. - 544 с.
3. С.С. Уонг. Вращательные колебания в зубчатой передаче с зазором. Ч.1 // Конструирование и технология машиностроения. - 1978, № 2. - С. 113-118.
4. С.С. Уонг. Вращательные колебания в зубчатой передаче с зазором. Ч.2 // Конструирование и технология машиностроения. - 1981, № 2. - С. 65-75.
5. Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 М 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Я.О. Берестнев, Я.В. Басинюк. – № а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Опубл. 30.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С. 171 – 172.
6. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением / Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич // Вестник Брестского государственного технического университета. Машиностроение, Автоматизация, ЭВМ. – 2001. – № 4(10). – С. 48 – 53.
7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. - Введ. 01.01.1989.- М.: Изд-во стандартов, 1988. - 128 с.
8. Alexander V. Dragan, Andrew S. Scorohodov, Vera S. Alexandrova Kinematic Criteria of Smoothness of Work of Cylindrical Gear Wheels/ Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science // April 1–4, 2004, Tianjin, China, China Machinery Press, edited by Tian Huang. – pp.- 773-777.

УДК 62-587.5

**Басинюк В.Л., Драган А.В., Басинюк Я.В.,
Мардосевич Е.И., Усс И.Н.**

ДИСКРЕТИЗАЦИЯ АНАЛОГОВЫХ СИГНАЛОВ С ПЕРВИЧНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ПРОЦЕССОВ КОЛЕБАНИЙ В РЕАЛЬНОМ МАСШТАБЕ ВРЕМЕНИ

ВВЕДЕНИЕ

Интенсивное развитие микропроцессорных вычислительных средств существенно расширило возможности и позволило значительно повысить информативность диагностирования зубчатых передач с использованием методических подходов, основанных на анализе генерируемых ими колебаний, зарегистрированных в реальном масштабе времени [1, 2]. Вместе с тем, для их реализации необходим технически обоснованный выбор средств съема, хранения и обработки контролируемых параметров.

К одному из наиболее важных факторов можно отнести возможность дискретизации контролируемых параметров с заданной частотой. Ее занижение удешевляет аппаратные средства, но приводит к существенному искажению исходного сигнала и потере информативных данных, необоснованное завышение - не только увеличивает стоимость микропроцессорных

средств, но и зачастую значительно усложняет алгоритмы обработки исходного сигнала и программное обеспечение.

Поэтому представляет определенный научный и практический интерес их зависимость от скоростных и нагрузочных режимов функционирования зубчатой передачи.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлось исследование влияния частоты дискретизации контролируемых параметров на точность определения амплитудных значений колебаний, генерируемых зубчатыми передачами и анализируемых в реальном масштабе времени, и разработка методики выбора рациональных частот дискретизации контролируемых параметров, позволяющей осуществить технически обоснованный выбор микропроцессорных аппаратных средств для мониторинга и