DOI: 10.18411/vntr2020-151-4

УДК 621.891:539.2

АНАЛИЗ ПРИЧИН КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

© Сергей Андреевич Поляков[1,2], Андрей Игоревич Карпов[1], Лидия Ивановна Куксенова[2]

[1]МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

[2]ИМАШ РАН им. А.А. Благонравова, Москва, Россия

andreykarpov08@gmail.com

Аннотация. *В работе представлены результаты исследований динамики вращения быстроходного вала, выявлен новый источник колебаний и предложена модель, описывающая возникновение этих колебаний.*

Ключевые слова: *волновая зубчатая передача (ВЗП), коэффициент полезного действия (КПД), автоколебания, смазочный материал.*

ANALYSIS OF THE CAUSES OF FLUCTUATIONS IN THE TORQUE OF THE HIGH-SPEED SHAFT OF THE WAVE GEAR TRANSMISSION USING VARIOUS LUBRICANTS

© S.A. Polyakov[1,2], A.I. Karpov[1], L.I. Kuksenova[2]

[1]MSTU named after N.E.Bauman, Moscow, Russia

[2]IMASH RAN, Moscow, Russia

andreykarpov08@gmail.com

Abstract. *The results of studies of the dynamics of a rotating shaft are presented, a new source of oscillations is revealed, and a model describing the occurrence of these oscillations is proposed.*

Key words: *wave gear transmission (CDW), coefficient of performance (COP), self-oscillations, lubricant.*

Введение. Волновая зубчатая передача (ВЗП), обладая высоким передаточным отношением, является эффективным и перспективным средством трансформации вращающего момента в различного рода механических приводах. Это подтверждает практика использования данных передач в различных отраслях промышленности: космонавтике, авиастроении, судостроении, в робототехнике, автоматизированных системах.

Важным преимуществом ВЗП является также относительно высокая плавность работы передачи, что обусловлено многопарностью зацепления зубьев гибкого и неподвижного колеса, находящихся в непрерывном скользящем контакте, то есть в условиях беззазорной передачи вращающего момента. Это выгодно отличает ВЗП от обычных зубчатых передач, в которых беззазорный контакт практически невозможен, а выборка зазоров неизбежно влечет

возникновение ударов и вибраций [1], также многопарность зацепления ВЗП компенсирует неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий [2] .
Тем не менее, при работе ВЗП возникают вибрации, причины которых не всегда очевидны. Целью данной работы является анализ причин этих вибраций, проявляющихся, в первую очередь, в динамике вращающего момента быстроходного вала.

Основная часть. Рассмотрим динамику колебаний вращающего момента быстроходного вала ВЗП. Пример результатов испытаний ВЗП приводится на рис. 1, где показаны изменения во времени момента на быстроходном валу (красным цветом) и на тихоходном валу, где изменения момента осуществлялись с помощью электромагнитного тормоза.

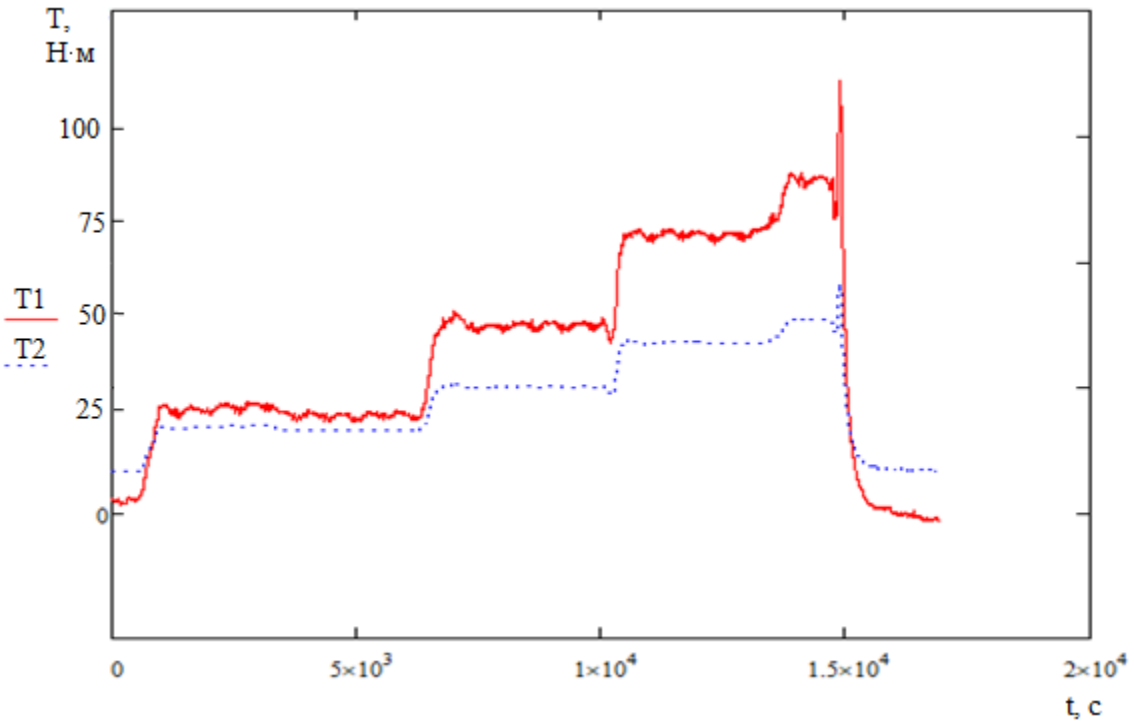

Рис. 1. График ступенчатого нагружения ВЗП

Измерения осуществлялись с помощью упругой подвески, на которой расположены тензобалки, дающие сигнал на компьютер. Нетрудно видеть, что изменения момента на тормозном валу проводились ступенчато, причем в пределах ступени значение момента менялось незначительно. В то же время, момент на быстроходном валу претерпевает значительные колебания, близкие к синусоидальным, причем с ростом тормозного момента амплитуда колебаний увеличивается.
Для объяснения эффекта колебаний быстроходного вала ВЗП в литературе [2,3] приводятся следующие гипотезы: источником колебаний являются 1 - дефекты изготовления и сборки; 2 - возникновение резонансов между частотами от дефектов и собственными частотами деталей и узлов[3]. Для оценки приращения колебаний момента ΔT в результате действия дефектов в литературе испльзуется следующая формула

$$\Delta T(\omega_i \cdot t)_h = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} E_j \cdot C_{j,j+1} \cdot f_j \cdot p_j \cdot \cos(\omega_i t), \qquad (1)$$

где i=1…n – набор частот проявления первичных погрешностей;
j=1..m – число узлов;

E_j – суммарный вектор j-ого узла, проявляющийся с i-ой частотой;
$C_{j,j+1}$ – изгибная жесткость системы, состоящей из j и j_{j+1}-ого узлов;
f_j – условный коэффициент терния в контакте j и j_{j+1}-ого узлов;
p_j – приведенный радиус действия сил трения;
ω_i – частота проявления суммарного вектора j-ого узла;
t – время.

Таким образом, частоты, на которых возникают пики колебаний момента быстроходного вала $T_{бр}$, получаемые экспериментально, можно сравнить с частотой проявления суммарного вектора погрешностей j-ого узла ω_i, которую оценивают теоретически, исходя из представлений об известных дефектах ВЗП. Так, если на узле генератора волн имеется два симметрично расположенных дефекта, дающих значимый вклад в колебания момента по формуле (1), а частота вращения генератора волн вместе с быстроходным валом составит 1000 об/мин, то частота проявления этих дефектов будет в два раза больше.

Для оценки величин и частот приращений моментов $T_{бр}$ проводится анализ амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) по данным, содержащимся в графике типа рис.1. Один из результатов такого анализа приведен на рис. 2.

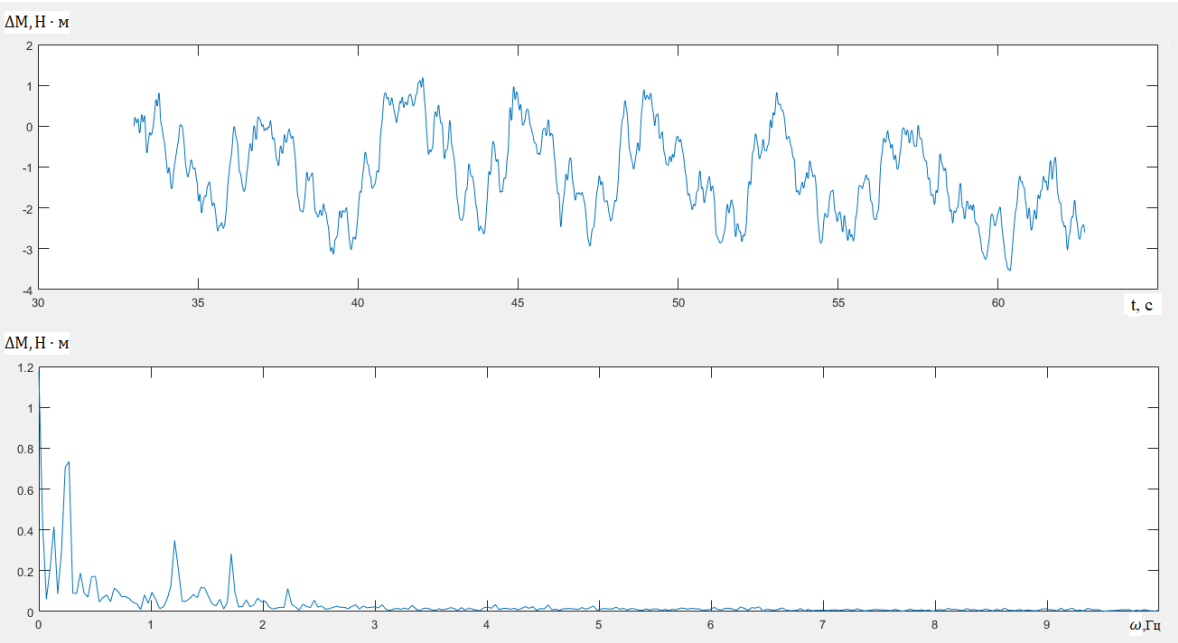

Рис.2. Верхняя часть – изменения $T_{бр}$ на первой ступени нагружения по времени после приложения тормозного момента; нижняя часть – распределение амплитуд приращений момента $T_{бр}$ по частотам их возникновения

Как видно из рис. 2 основные пики возникают при частотах не более 2 Гц, в то же время частота проявления дефектов генератора волн при наличии всего одного дефекта должна составить более 15 Гц (1000 об/мин). Поэтому объяснить рассмотренные пики дефектами генератора волн не представляется возможным.

В то же время, для гибкого колеса частота вращения составляет 10 об/мин, что, в принципе, может оказаться близким к одной из составляющих пиков $T_{бр}$. Однако не все пики можно

объяснить подобным образом. На рис. 3 показаны результаты анализа АЧХ ВЗП с новым смазочным материалом.

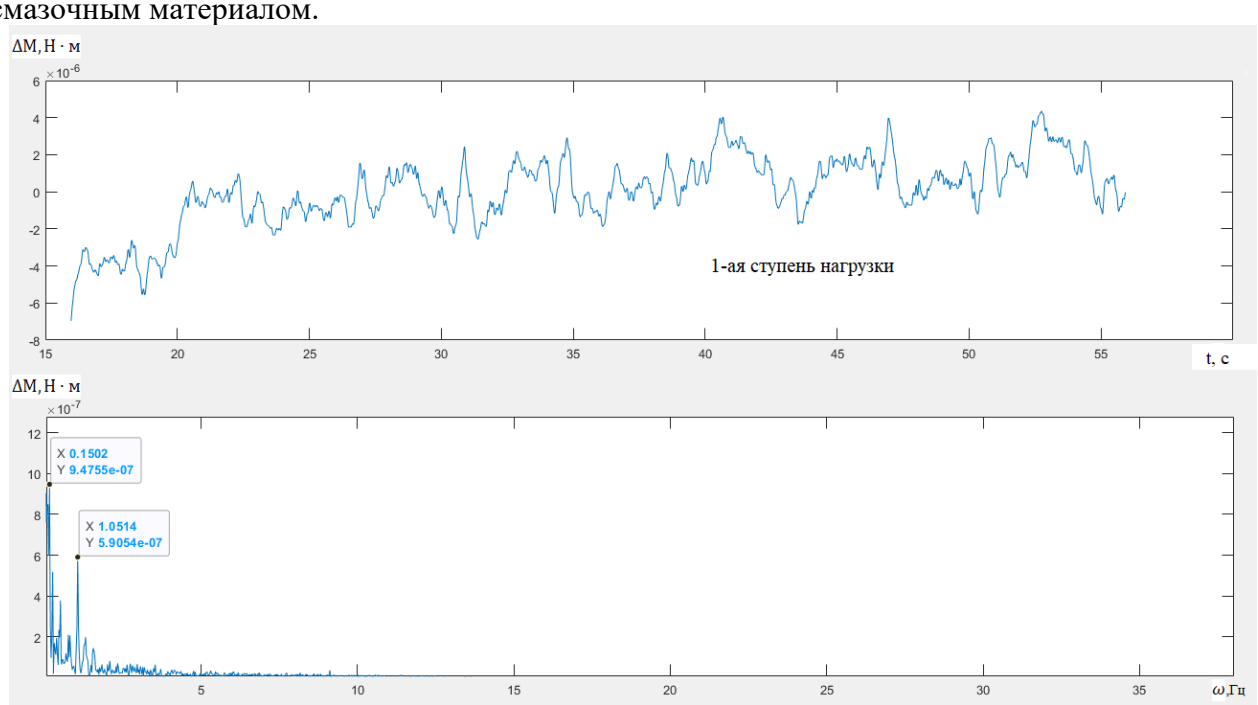

Рис.3. Верхняя часть – изменения $T_{бр}$ на первой ступени нагружения по времени после приложения тормозного момент; нижняя часть – распределение амплитуд приращений момента $T_{бр}$ по частотам их возникновения

Показанные пики $\Delta T_{бр}$ обрабатывались на всех ступенях нагружения с троекратным повтором. В результате были выявлены значения $\Delta T_{бр}$ для разных номеров испытаний и на разных этапах нагружения. Результаты для каждой ступени показаны в табл. 1, где относительные размеры пиков на первой ступени нагружения обозначены как ΔT_i. В ней же приведены значения соответствующих частот ω_1 первого пика. Результаты для каждой ступени, но уже с применением нового смазочного материала показаны в табл. 2.

Таблица 1

Величины приращений $T_{бр}$ при соответствующих частотах первого пика

Параметр	1-ое исп.	2-ое исп.	3 исп.	Среднее
$\triangle T_1$	7,624	4,270	6,747	6,213
$\omega_{1.1}$	0,134	0,180	0,122	0,145
$\triangle T_2$	8,790	9,140	6,587	8,172
$\omega_{1.2}$	0,170	0,103	0,060	0,111
$\triangle T_3$	10,93	8,450	7,390	8,923
$\omega_{1.3}$	0,132	0,086	0,109	0,109
$\triangle T_4$	12,565	11,390	9,100	11,018
$\omega_{1.4}$	0,117	0,134	0,113	0,121
$\triangle T_5$	13,830	22,610	7,310	14,583
$\omega_{1.5}$	0,146	0,1620	0,180	0,162

Таблица 2

Величины приращений $T_{бр}$ при соответствующих частотах первого пика с новым смазочным материалом

Параметр	1-ое исп.	2-ое исп.	3 исп.	Среднее знч.
$\triangle T_1$	4,152	1,722	8,765	4,879
$\omega_{1.1}$	0,134	0,180	0,122	0,145
$\triangle T_2$	2,056	12,692	9,598	8,115
$\omega_{1.2}$	0,170	0,103	0,060	0,111
$\triangle T_3$	5,485	8,280	9,059	7,608
$\omega_{1.3}$	0,132	0,086	0,109	0,109
$\triangle T_4$	6,144	11,726	5,796	7,888
$\omega_{1.4}$	0,117	0,134	0,113	0,121
$\triangle T_5$	2,959	7,305	4,248	4,837
$\omega_{1.5}$	0,146	0,162	0,180	0,162

$\triangle T_i$ – величина приращения момента на быстроходном валу, где i – номер ступени;
$\omega_{i.j}$ – частота на АЧХ, соответствующая 1-ому пику, где i – номер пика, j – номер ступени;

Как видно из рис. 3 и табл.1, значения частот возникновения пиков имеют разброс и не соответствуют возможной частоте дефектов исследуемой ВЗП ни генератора волн по абсолютной величине частоты, ни гибкого колеса в силу существенного разброса значений частот, что маловероятно при постоянстве числа оборотов двигателя и постоянстве частот дефектов.

По результатам анализа, средние значения высоты пиков ΔT по мере роста тормозного момента имеют тенденцию ***монотонно***го роста, как видно, из табл. 1, что указывает на фрикционный характер возникающих сил (закон Амонтона – Кулона), которые по частотным характеристикам не могут соответствовать силам, описанным в формуле (1). Авторы предполагают, что источник таких колебаний – автоколебания, которые могут возникать в результате трения скольжения в контакте гибкого и неподвижного колеса. В качестве подтверждения было проведено повторное испытание ВЗП, но с нанесением нового смазочного материала, при котором средние значения высоты пиков ΔT по мере роста тормозного момента стали меньше, но автоколебания все еще присутствуют. В связи с этим в качестве модели возникновения рассмотренных пиков предлагается следующее уравнение:

$$\frac{J_2 d^2\varphi_2}{dt^2} + K \cdot \frac{d\varphi_2}{dt^2} + C_f \cdot \varphi_2 = F \cdot \left(\omega_0 - \frac{d\varphi_2}{dt}\right) \cdot d_1, \qquad (2)$$

где:
φ_2 – угол поворота гибкого колеса в направлении приложения окружной силы;
J_2 – приведенный момент инерции тихоходного вала;
K – характеристический коэффициент, определяемый трением в контакте, или коэффициент демпфирования;
C_f – жесткость зуба колеса в направлении приложения окружной силы;

$F -$ функция изменения силы трения в связи с отношением угловой скорости быстроходного вала ω_0 и скорости поворота гибкого колеса $\frac{d\varphi_2}{dt^2}$;

$d_1 -$ делительный диаметр гибкого колеса.

Данная модель отличается тем, что она содержит, так называемое *«отрицательное трение»* [4], которое может явиться причиной возникновения в динамической системе автоколебаний, близких к синусоидальным [4], что наблюдалось авторами в эксперименте.

В правой части уравнения (2) используется нелинейная форма зависимости силы трения от скорости относительного скольжения. При малых значениях скорости скольжения, как это происходит в первую половину периода колебаний, сила трения значительно больше, чем сила упругости, поэтому окружная сила нарастает. Превышение силой упругости силы трения приводит к ускорению, существенному увеличению скорости относительного скольжения и падению силы трения. Таким образом, сила трения и, соответственно, окружная сила в зацеплении в начале периода плавно нарастают в силу нарастания упругой деформации, провоцируемой трением. Однако во второй половине периода, когда происходит срыв и быстрое проскальзывание, сила трения и окружная сила падают, что и замыкает один период. Данный механизм естественным образом объясняет строгую периодичность возникающих колебаний.

Иначе говоря, $F \cdot \left(\omega_0 - \frac{d\varphi_2}{dt}\right)$ при $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_0$ соответствует $F = F_{max}$, а при $\frac{d\varphi_2}{dt} \ll \omega_0$ (когда скорость относительного скольжения максимальна) $F = F_{min}$. Соответственно F_{max} соответствует максимальному значению вращающего момента (за один период колебаний) на валу электродвигателя, а F_{min} – минимальному. Решение уравнения (1) по методике [4] имеет вид

$$\varphi_2(t) = C \cdot T_{\text{эд}}(t) = A \cdot \cos(\nu t) + z(A, t),$$

где:

$A = k \cdot (F_{max} - F_{min}) -$ амплитуда колебаний;

$\nu -$ константа, характеризующая частоту колебаний.

Очевидно, что амплитуда колебаний А, которая пропорциональна разнице сил $(F_{max} - F_{min})$, возрастает по мере увеличения нагрузки на редуктор $T_{\text{тор}}$, что и наблюдается на Рис 1.

Кроме того, можно попытаться оценить длительность периода автоколебаний T_2. Теоретически [4] длительность T_2 должна составлять:

$$\mathrm{T}_2 = -\frac{(\frac{d_1}{2})^2}{k} \cdot \int \left[F(\omega_0 - \frac{d\varphi_2}{dt})\right] d\left(\frac{d\varphi}{dt}\right),$$

где k – коэффициент жесткости системы, то есть вращающий момент, необходимый для закрутки системы на единичный угол, который имеет тангенциальную направленность и представляет собой соответствующий момент трения. Практически этот период может соизмеряться со временем прохождения одного зуба гибкого колеса по одному зубу неподвижного колеса, однако при многопарном зацеплении этот процесс может растягиваться во времени пропорционально количеству участвующих в зацеплении зубьев, то есть иметь частоту существенно меньшую, чем частота вращения генератора волн. Отметим, что значение периода зависит от силы трения, которая зависит от тормозного момента, что объясняет изменения частот в табл. 1 и невозможно для частот срабатывания дефектов.

Заключение. Среди рассмотренных причин возникновения колебаний вращающего момента быстроходного вала ВЗП выбран новый (по литературным данным) механизм – автоколебания. Данный механизм может дать объяснение для возникновения тех частот

колебаний, которые не представляется возможным объяснить с помощью традиционно используемых механизмов по формуле (1). Отметим, что при замене смазочного материала возрастает КПД ВЗП и уменьшаются размеры пиков $T_{бр}$, что указывает на уменьшение мощности автоколебаний и соответствующих потерь мощности ВЗП.

Список литературы

1. *Буланже А.В., Палочкина Н.В., Фадеев В.З.* Проектный расчет на прочность цилиндрических и конических зубчатых передач. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1992. - 80 с.
2. *Емельянов А.Ф.* Расчет качественных характеристик зубчатых передач с люфтовыбиранием: дис. кандидата техн. наук. - М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. - 220 с.
3. *Истомин С.Н., Шувалов С.А., Попов П.К. и др.* Кинематическая точность приборных волновых передач; Под ред. С.Н. Истомина, С.А. Шувалова. - М.: Машиностроение, 1987. - 160 с.
4. *Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э.* Теория колебаний. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1956. - 916 с.

Дата поступления: 25 марта 2020 г.