

А.В. Стручков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.А. Климов

Сибирский государственный аэрокосмический университет
имени академика М.Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ НЕРЕЗОНАНСНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ БУЛЬДОЗЕРА С ПОМОЩЬЮ АРМ GYDROTRANS¹

Представлен анализ результатов исследования одной из составляющих динамической нагруженности механической и гидромеханической трансмиссий бульдозера – вынужденных нерезонансных крутильных колебаний. При исследовании были разработаны компьютерные программы АРМ GYDROTRANS, при помощи которых реализованы математические модели динамической нагруженности элементов для двух типов трансмиссий по свободным и вынужденным колебаниям.

Также приведен сравнительный анализ экспериментальных данных и результатов вычислительного эксперимента с помощью компьютерных программ АРМ GYDROTRANS, что позволило судить об адекватности разработанной математической модели и достоверности результатов вычислительных экспериментов. При этом определялись значения амплитудных коэффициентов, характеризующих динамическую составляющую нагруженности для карданного вала и полуосей заднего моста. Анализ результатов вычислительного эксперимента показал достаточно высокую сходимость с экспериментальными данными.

Далее с помощью авторской компьютерной программы АРМ GYDROTRANS проведен вычислительный эксперимент, в результате которого были получены амплитудно-частотные характеристики и расчетные числовые значения гармонического коэффициента вынужденных колебаний элементов механической и гидромеханической трансмиссий гусеничного бульдозера и проведен их сравнительный анализ. На основе полученных данных определена степень влияния вынужденных колебаний от основных возмущающих факторов на общий баланс динамической нагруженности элементов трансмиссии. Сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик одних и тех же элементов двух типов трансмиссий (механической и гидромеханической) исследуемого бульдозера указывает на то, что гидротрансформатор не оказывает существенного влияния на распределение динамической нагрузки от различных возмущающих факторов по валопроводу, но значительно снижает общий уровень динамической нагруженности.

Ключевые слова: вынужденные колебания, динамическая нагруженность, трансмиссия, крутильные колебания, амплитудно-частотные характеристики, гармонический коэффициент вынужденных колебаний, вычислительный эксперимент.

¹ Результаты получены при выполнении госзадания Министерства образования и науки № 9.447.2014/к

A.V. Struchkov, S.P. Eresko, T.T. Eresko, A.A. Klimov

Siberian State Aerospace University named
after academician M.F. Reshetnev, Krasnoyarsk, Russian Federation

RESEARCH OF NONRESONANT TORSIONAL OSCILLATIONS IN FORCED TRANSMISSION BULLDOZER USING APM GYDROTRANS

In work the analysis of the results of the study, one of the components of the dynamic response of mechanical and Hydromechanical transmission bulldozer-internally nonresonant torsional oscillations. In the study of computer programs have been developed GYDROTRANS APM, which were implemented mathematical models of dynamic response elements for two types of transmissions for free and forced oscillations.

The article contains a comparative analysis of experimental data and results of computational experiment using computer programs, APM, allowing GYDROTRANS to judge the adequacy of the developed mathematical model and the validity of the results of computational experiments. When the values were determined amplitude coefficients characterizing the dynamic component of the response to the drive shaft and axle shaft rear axle. Analysis of the results of computational experiment showed a high degree of convergence with experimental data.

Next, using the author's APM GYDROTRANS computer program numerical experiment conducted, which resulted in the received amplitude-frequency characteristics and estimated numerical values of harmonious coefficient of forced vibration of elements of mechanical and Hydromechanical transmissions Caterpillar bulldozers and their comparative analysis is carried out. On the basis of the data defined by the degree of influence of the forced vibrations of the main disturbing factors on overall balance of dynamic response of transmission elements. A comparative analysis of the amplitude-frequency characteristics of the same elements of two types of transmissions (mechanical and Hydromechanical) investigated the bulldozer indicates that torque converter does not significantly affect the distribution of dynamic load of various perturbing factors along, but greatly reduces the overall level of dynamic response.

Keywords: forced vibrations, dynamic response, transmission, torsional oscillations of amplitude-frequency characteristic, harmonic coefficient of forced vibration, computational experiment.

При исследовании вынужденных колебаний многомассовых крутильных систем используется, как правило, метод коэффициентов гармонического влияния [1–4].

Данный метод позволяет установить наиболее опасно нагруженные участки трансмиссии, определить частоту вынужденных колебаний любого элемента (участка валопровода) независимо от других, в частности предшествующих, частот системы, найти отклонение от заданного числа ближайшего к нему квадрата собственной частоты системы [3, 4], а также наиболее нагруженные крутильными колебаниями участки трансмиссии. Определение гармонических коэффициентов влияния позволяет найти реакцию элементов трансмиссии на приложенный рассматриваемый возбуждающий фактор, выявить наиболее тяжело нагруженные детали, оценить влияние динамических параметров трансмиссии на распределение нагрузок по всему валопрово-

ду [5]. В теории колебаний гармоническим коэффициентом влияния λ_{iK} частоты P_b называют амплитудный угол закручивания i -го участка от единичного гармонического крутящего момента той же частоты P_b , приложенного на участке К).

Расчет и анализ вынужденных колебаний в трансмиссии бульдозера является весьма трудоемким, что обусловливается, главным образом, большим количеством источников возмущения колебаний трансмиссии. В механической трансмиссии экспериментального бульдозера на базе трактора ТП-4Э были выявлены и исследованы восемь наиболее значимых источников возмущения [5–7] (рис. 1):

- 1) изменение газового момента двигателя;
- 2) первая пара шестерен КПП;
- 3) вторая пара шестерен КПП;
- 4) третья пара шестерен КПП;
- 5) зубчатое зацепление центральной передачи;
- 6) зубчатое зацепление планетарного механизма поворота;
- 7) бортовые передачи трактора;
- 8) гусеничные зацепления движителя.

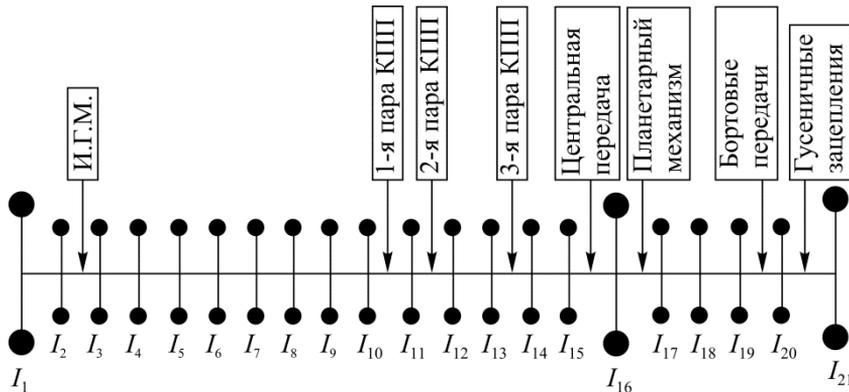


Рис. 1. Возмущающие факторы в механической трансмиссии бульдозера

В гидромеханической трансмиссии экспериментального бульдозера аналогично были выявлены и исследованы семь наиболее значимых источников возмущения [5–7] (рис. 2):

- 1) первая пара шестерен КПП;
- 2) вторая пара шестерен КПП;
- 3) третья пара шестерен КПП;

- 4) зубчатое зацепление центральной передачи;
- 5) зубчатое зацепление планетарного механизма поворота;
- 6) бортовые передачи трактора;
- 7) гусеничные зацепления движителя.

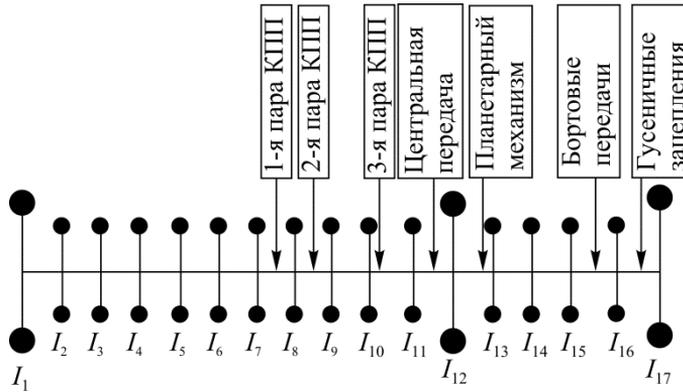


Рис. 2. Возмущающие факторы в гидромеханической трансмиссии бульдозера

При определении коэффициентов гармонического влияния в систему дифференциальных уравнений [1, 6, 7], описывающую движение масс цепной многомассовой системы в обобщенных координатах с учетом коэффициентов демпфирования, вводились функции возмущающих факторов и подставлялись относительные угловые отклонения масс на эквивалентной схеме трансмиссии в виде [8, 9]

$$\alpha_i = \lambda_i \cdot \sin(P_{bi} \cdot t + \varepsilon),$$

где $\lambda_1, \dots, \lambda_n$ – коэффициенты гармонического влияния; P_b – частота возбуждения; ε – фаза колебаний; $i = 1, 2, \dots$.

В результате этого получили систему дифференциальных уравнений для определения коэффициентов гармонического влияния:

$$\left. \begin{aligned} P_b^2 \cdot \lambda_1 &= \frac{b_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 - \frac{C_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \lambda_1 - \frac{b_{23}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_2 + \frac{C_{23}}{J_2} \cdot \lambda_2; \\ P_b^2 \cdot \lambda_2 &= -\frac{b_{12}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 + \frac{C_{12}}{J_2} \cdot \lambda_1 + \frac{b_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \dot{\lambda}_2 - \frac{C_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \lambda_2 - \\ & - \frac{b_{34}}{J_3} \cdot \dot{\lambda}_3 + \frac{C_{34}}{J_3} \cdot \lambda_3; \\ & \dots \dots \dots \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned}
 P_b^2 \lambda_{n-1} &= -\frac{b_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} + \frac{C_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \lambda_{(n-2)} + \frac{b_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} - \\
 &- \frac{C_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \lambda_{(n-2)} - \frac{b_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_n + \frac{C_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \lambda_n; \\
 P_b^2 \lambda_n &= -\frac{b_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-1)} + \frac{C_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \lambda_{(n-1)} + \frac{b_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \dot{\lambda}_n - \\
 &- \frac{C_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \lambda_n.
 \end{aligned} \right\}$$

Для определения λ задается частота возбуждения P_b в заданном сечении прикладывается гармонический момент [5, 8, 9]

$$M_b = 1 \cdot \sin(P_{bi} \cdot t + \varepsilon).$$

Решение и реализация данной математической модели для вынужденных колебаний осуществлялось методом Рунге-Кутты посредством компьютерных программ GYDROTRANS [9] и GYDROTRANS II [10] в среде Delphi. Программы позволяют оценить влияние на динамику каждого элемента трансмиссионной системы всех основных возмущающих факторов (изменение газового момента двигателя, зацепление 1, 2 и 3-й пары зубчатых шестерен КПП, зацепление центральной передачи, планетарного механизма, бортовой передачи, гусеничного зацепления) одновременно и влияние каждого возмущающего фактора по отдельности. Для этого после ввода или корректировки исходных данных в левой верхней части рабочего окна программы необходимо ввести номера элементов трансмиссии, на которые действуют возмущающие факторы (до 10 значений), а также их значения в долях от единицы. За единицу принимается возмущающий момент на ведущей звездочке гусеничного движителя (рис. 3) [11, 12]. В результате программа выдает для механической и гидромеханической трансмиссий исследуемого бульдозера значения коэффициентов гармонического влияния как в виде графиков (см. рис. 3), так и в виде таблиц, а также для системы ДВС-ГТР гидромеханической трансмиссии.

АРМ GYDROTRANS-II [9] является более универсальным вариантом АРМ GYDROTRANS [10], разработанной для исследования динамической нагруженности трансмиссионной системы конкретной ре-

ально существующей строительной дорожной машины, для которой предварительно были проведены экспериментальные исследования, в ходе которых получены динамические характеристики всех элементов трансмиссии и амплитудно-частотные характеристики крутящего момента на карданном валу и полуосях заднего моста на основных рабочих передачах в различных режимах.

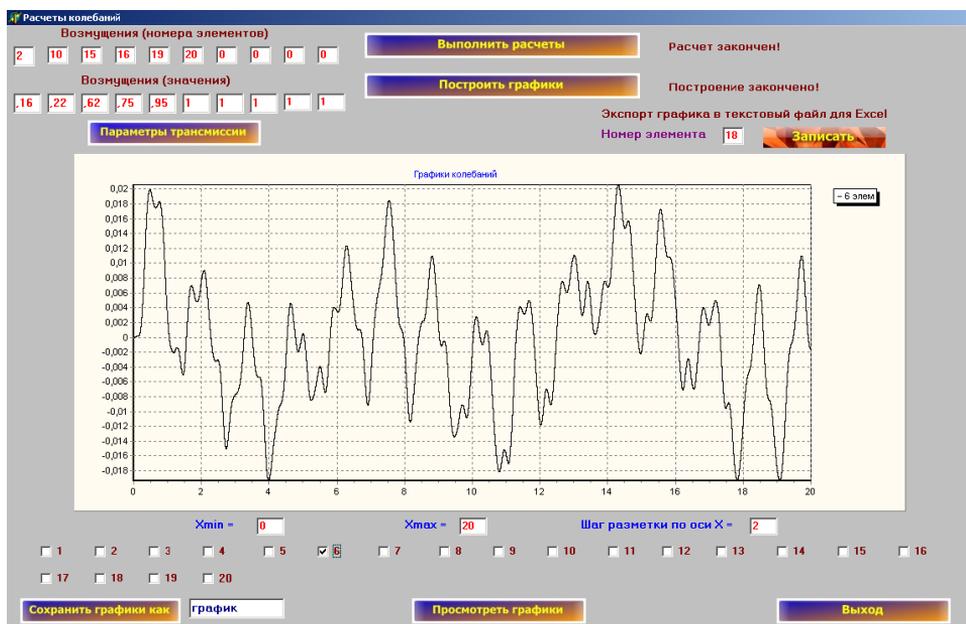


Рис. 3. Выполнение расчетов и построение диаграмм вынужденных крутильных колебаний в программе GYDROTRANS

Сравнение результатов вычислительного эксперимента посредством APM GYDROTRANS II с экспериментальными данными [11–14] дает возможность оценить адекватность результатов, получаемых с помощью этой программы. Поскольку при экспериментальных исследованиях были получены значения абсолютных амплитуд колебаний крутящего момента на карданном валу и полуосях заднего моста (табл. 1), а в ходе вычислительного эксперимента определялись амплитуды колебаний относительных углов закручивания (табл. 2), то оценить адекватность через квадратичные выражения достаточно сложно.

В то же время крутильные колебания в трансмиссии представляют собой непрерывные случайные колебания вокруг некоторых средних значений, причем средняя амплитуда и характер колебаний не обнаруживают существенных изменений с течением времени [8].

Таблица 1

Статистические характеристики распределений амплитуд крутящих моментов на полуосях заднего моста бульдозера ТП-4Э при оптимальной энергонасыщенности 11 кВт/т в процессе работы

Тип трансмиссии	Передачи	Математическое ожидание средних значений крутящего момента \bar{M}_{CP}	Математическое ожидание амплитуд колебаний крутящего момента \bar{A}_{CP}	Амплитудный коэффициент K_A
МТ	I	430	48,16	0,112
	II	427	49,105	0,115
	III	397	48,43	0,122
	IV	373	44,01	0,118
ГМТ	I	307	18,12	0,059
	II	250	14,25	0,057
	III	216	14,04	0,065
	IV	229	18,32	0,08

Таблица 2

Статистические характеристики распределений амплитуд относительных углов закручивания полуосей заднего моста бульдозера ТП-4Э

Тип трансмиссии	Передачи	Математическое ожидание средних значений относительных углов закручивания \bar{M}_ϕ	Математическое ожидание амплитуд колебаний относительных углов закручивания $\bar{A}_{CP\phi}$	Амплитудный коэффициент $K_{A\phi}$
МТ	I	8,86	0,886	0,1
	II	8,951	0,922	0,103
	III	6,79	0,781	0,115
	IV	6,2	0,794	0,128
ГМТ	I	13,89	0,903	0,065
	II	11,75	0,799	0,068
	III	11,6	0,789	0,068
	IV	9,675	0,774	0,08

Очевидно, что нагруженность деталей и узлов в трансмиссии складывается из статической и динамической составляющих [8]. Статическую составляющую характеризует математическое ожидание крутящего момента. Для анализа динамической составляющей нагруженности исследуемой трансмиссии воспользуемся амплитудным коэффициентом, который представляет собой отношение математического ожидания амплитуд

исследуемых крутильных колебаний трансмиссии к математическому ожиданию средних значений крутящего момента при работе и показывает, какую часть эксплуатационного крутящего момента, нагружающего трансмиссию, составляет амплитуда колебаний момента вынужденных колебаний (динамическая составляющая):

$$K_A = \frac{\bar{A}_{CP}}{\bar{M}_{CP}},$$

где \bar{A}_{CP} – математическое ожидание амплитуд исследуемых колебаний трансмиссии при работе, Н·м; \bar{M}_{CP} – математическое ожидание средних значений крутящего момента при работе, Н·м [14,15].

Поскольку относительные углы закручивания прямо пропорциональны крутящим моментам:

$$\varphi_m = \frac{T_m \cdot l_m}{G \cdot J_{pm}},$$

то и колебания крутящих моментов и углов закручивания должны быть подобны и иметь одинаковый амплитудный коэффициент.

С помощью АРМ GYDROTRANS II были получены амплитудно-частотные характеристики относительных углов закручивания и построены графики амплитуд для тех сечений валопровода, где при экспериментальных исследованиях проводилось тензометрирование.

С использованием методов математической статистики были определены математическое ожидание относительного угла закручивания \bar{M}_φ , математическое ожидание текущих амплитуд, т.е. средняя амплитуда колебаний $\bar{A}_{CP\varphi}$. На основании этих данных определен амплитудный коэффициент:

$$K_{A\varphi} = \frac{\bar{A}_{CP\varphi}}{\bar{M}_\varphi}.$$

В табл. 2 приведены статистические характеристики распределений амплитуд относительных углов закручивания полуосей заднего моста бульдозера ТП-4Э, полученных в результате вычислительного эксперимента с помощью АРМ GYDROTRANS и АРМ GYDROTRANS II.

По данным табл. 1, 2 построены графики изменения амплитудных коэффициентов K_A и $K_{A\varphi}$ низкочастотного диапазона (первой компоненты колебаний) от передаточного отношения для механической и гидро-

механической трансмиссий. Как видно из графиков (рис. 4), средняя амплитуда крутильных колебаний низкочастотного диапазона на каждой передаче механической трансмиссии выше, чем для гидромеханической трансмиссии. Подобное соотношение сохраняется между средними амплитудами колебаний низкочастотного диапазона и крутящими моментами на карданной передаче (ГМТ) и деталях муфты сцепления (МТ) [8].

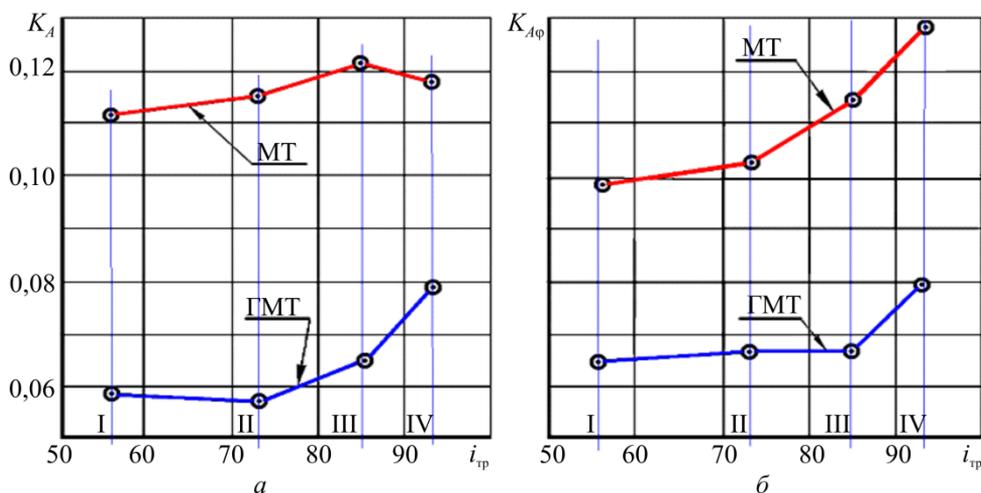


Рис. 4. Значения K_A и $K_{A\phi}$ по передачам для механической и гидромеханической трансмиссий

Таким образом, динамическая составляющая нагруженности деталей и узлов в гидромеханической трансмиссии на 48,5 % меньше, чем в механической.

На рис. 4, б приведены графики изменения амплитудных коэффициентов относительных углов закручивания полуосей заднего моста бульдозера по передачам для механической и гидромеханической трансмиссий. Как видно из приведенных графиков, в среднем по передачам коэффициент $K_{A\phi}^{CP}$ составил 11,2 % для механического и 6,9 % для гидромеханического варианта трансмиссий, т.е. средний амплитудный коэффициент относительных углов закручивания полуосей заднего моста бульдозера $K_{A\phi}^{CP}$ для гидромеханической трансмиссии на 18 % ниже аналогичного коэффициента для механической трансмиссии [8].

Сравнение экспериментальных [12–14] и вычисленных значений амплитудных коэффициентов K_A и $K_{A\phi}$ для карданного вала и полуосей заднего моста 12, 4 % и 21 % соответственно, что в среднем составляет

16,7 % и дает основание судить об адекватности разработанной математической модели и достоверности результатов вычислительных экспериментов, полученных с помощью программы APM GYDROTRANS II. Дальнейшее повышение точности модели возможно с применением экспериментальных коэффициентов податливости грунта, определяемых с использованием авторского метода, приведенного в [15, 16].

В результате реализации представленной выше математической модели в программе APM GYDROTRANS II были получены амплитудно-частотные характеристики, числовые значения гармонического коэффициента влияния для двух типов трансмиссий от различных возмущающих факторов (рис. 5, 6).

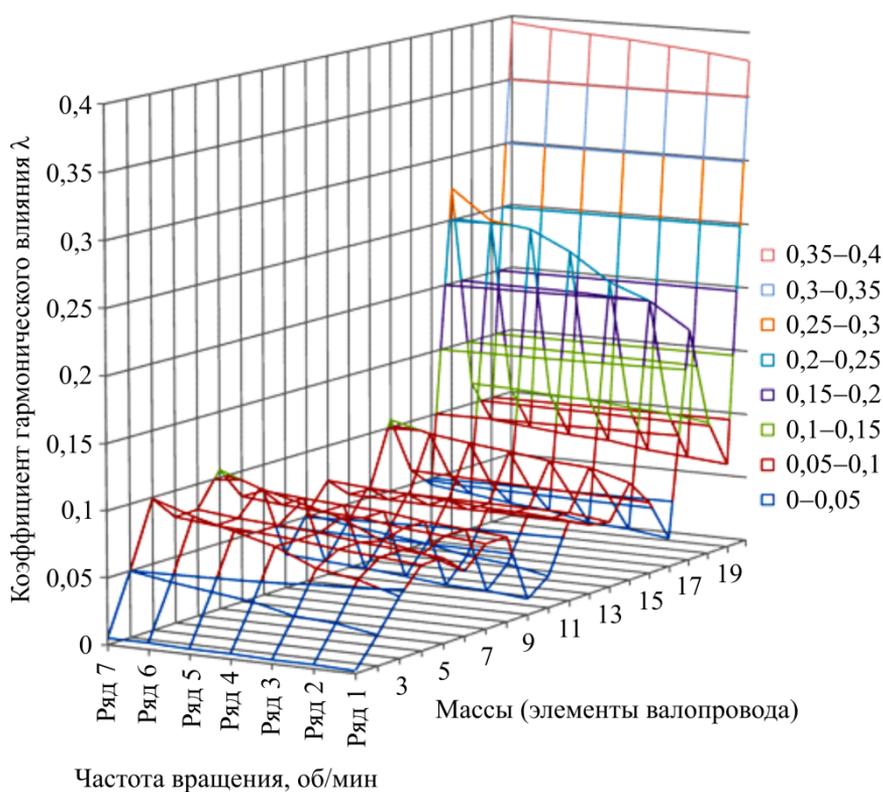


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики 21-массовой крутильной схемы механической трансмиссии при воздействии возмущающего фактора – гусеничное зацепление движителя [8]

На основе полученных данных определена степень влияния вынужденных колебаний от основных возмущающих факторов на общий баланс динамической нагруженности элементов трансмиссии. Сравни-

тельный анализ амплитудно-частотных характеристик одних и тех же элементов двух типов трансмиссий (механической и гидромеханической) исследуемого бульдозера указывает на то, что гидротрансформатор не оказывает существенного влияния на распределение динамической нагрузки от различных возмущающих факторов по валопроводу, но значительно снижает общий уровень динамической нагруженности.

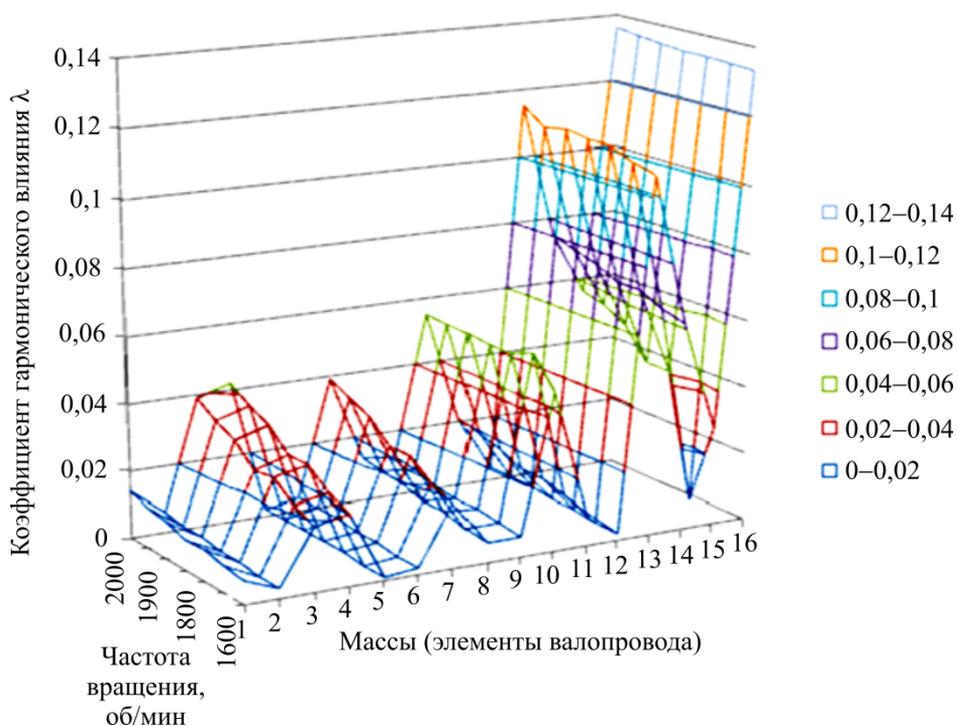


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики 17-массовой крутильной схемы гидромеханической трансмиссии при воздействии возмущающего фактора – гусеничное зацепление движителя

Анализ вынужденных колебаний в трансмиссии исследуемого трактора показал следующее:

1. В механической и гидромеханической трансмиссии вынужденными колебаниями наиболее нагружены детали заднего моста трактора и карданной передачи.

2. В крутильной системе ДВС-ГТР вынужденными колебаниями наиболее нагружены детали привязки ГТР к двигателю.

3. Применение ГТР в трансмиссии гусеничного трактора тягового класса 40 кН позволяет в значительной степени уменьшить общий

уровень динамической нагруженности, однако не оказывает существенного влияния на распределение нагрузки от вынужденных колебаний по длине трансмиссии [8].

Список литературы

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 559 с.
2. Бугаенко Г.А., Маланин В.В., Яковлев В.И. Основы классической механики. – М.: Высшая школа, 1999 – 366 с.
3. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1966. – 255 с.
4. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
5. Исследование вынужденных нерезонансных колебаний в трансмиссии бульдозера / А.В. Стручков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.А. Климов // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства: материалы междунар. науч.-практ. конф. – Тюмень, 2015. – С. 334–338.
6. Климов А.А., Стручков А.В. Экспериментальное исследование демпфирующих свойств трансмиссии трактора класса 40 кН // Системы. Методы. Технологии / ГОУ ВПО «БрГУ». – Братск, 2011. – № 1. – С. 50–53.
7. Климов А.А., Стручков А.В. К вопросу определения податливости грунтов при построении динамических моделей тракторов, агрегатированных бульдозерами // Вестник КрасГАУ. – 2008. – Вып. 2. – С. 204–209.
8. Стручков А.В. Исследование и совершенствование элементов гидромеханической трансмиссии гусеничного бульдозера: дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2009. – 179 с.
9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ (GYDROTRANS-II) № 2011615364 (РФ) / Ереско С.П., Стручков А.В., Климов А.А., Кочкун В.С., Ереско Т.Т. (РФ); Заявл. 12.05.2011, № 2011613457; Зарегистр. – М.: РОСПАТЕНТ 08.07.2011 г.
10. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ (GYDROTRANS) № 2011611028 (РФ) / Ереско С.П., Стручков А.В., Климов А.А., Кочкун В.С., Ереско Т.Т. (РФ); Заявл. 06.12.2010, № 2010617663; Зарегистр. – М.: РОСПАТЕНТ 28.01.2011 г.
11. Математическое моделирование динамической нагруженности трансмиссионных систем с учетом диссипативных процессов /

С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.В. Стручков, А.А. Климов, В.С. Кочкун // Строительные и дорожные машины. – 2013. – № 12. – С. 32–37.

12. Климов А.А., Стручков А.В. Исследование динамической нагруженности трансмиссии бульдозерного агрегата на базе трактора класса 40 кН на грунтах 1–2 категорий // Вестник КрасГАУ. – 2008. – № 1. – С. 201–206.

13. Стручков А.В., Климов А.А., Ереско Т.Т. Результаты экспериментальных исследований трансмиссии бульдозера на базе трактора ТП-4 // Системы. Методы. Технологии / ГОУ ВПО «БрГУ». – Братск, 2009. – № 4. – С. 34–37.

14. Результаты экспериментальных исследований крутильной податливости трансмиссии трактора / А.В. Стручков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, А.А. Климов // Решетневские чтения: материалы XVIII Междунар. науч. конф.: в 3 ч; под общ. ред. Ю.Ю. Логинова. – Красноярск: СибГАУ, 2014. – Ч. 1 – С. 311–313.

15. Патент РФ на изобретение № 2421704 (РФ) Способ определения податливости грунта / Ереско С.П., Стручков А.В., Ереско Т.Т., Климов А.А., Меновщиков В.А. (РФ); Заявл. № 2010111317/28 (015912), приоритет 24.03.2010. Оpubл. 20.06.2011. Бюл. № 17.

16. Патент РФ на изобретение № 2520648 (РФ) Способ определения податливости гидромеханической трансмиссии / Ереско С.П., Стручков А.В., Ереско Т.Т., Климов А.А. (РФ); Заявл. № 2012146229/28 (015912), приоритет 29.10.2012. Оpubл. 20.06.2011. Бюл. № 17.

References

1. Babakov I.M. Teoriia kolebanii [The theory of fluctuations]. Moscow: Nauka, 1968. 559 p.

2. Bugaenko G.A., Malanin V.V., Iakovlev V.I. Osnovy klassicheskoi mekhaniki [Fundamentals of classical mechanics]. Moscow: Vysshaia shkola, 1999. 366 p.

3. Iablonskii A.A., Noreiko S.S. Kurs teorii kolebanii [Course theory of oscillations]. Moscow: Vysshaia shkola, 1966. 255 p.

4. Barskii I.B., Anilovich V.Ia., Kut'kov G.M. Dinamika traktora [Dynamics of tractor]. Moscow: Mashinostroenie, 1973. 280 p.

5. Struchkov A.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Klimov A.A. Issledovanie vyznuzhennykh nerezonansnykh kolebanii v transmissii bul'dozera [Study of nonresonant transmission of oscillations in forced bulldozer]. *Materialy mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii*

“*Nazemnye transportno-tekhnologicheskie komplekxy i sredstva*”. Tyumen, 2015, pp. 334-338.

6. Klimov A.A., Struchkov A.V. Eksperimental'noe issledovanie dempfiruiushchikh svoystv transmissii traktora klassa 40 kN [Experimental study of damping properties of the drivetrain tractor class 40 kN]. *Systemy. Metody. Tekhnologii*, Bratsk, 2011, no. 1, pp. 50-53.

7. Klimov A.A., Struchkov A.V. K voprosu opredeleniia podatlivosti gruntov pri postroenii dinamicheskikh modelei traktorov, agregatirovannykh bul'dozerami [To give the definition of soil when you build dynamic models of tractors, packaged by bulldozers]. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2008, vol. 2, pp. 204-209.

8. Struchkov A.V. Issledovanie i sovershenstvovanie elementov gidromekhanicheskoi transmissii gusenichnogo bul'dozera [Study and improvement of caterpillar bulldozer hydromechanical transmission elements. Thesis of the Ph.D's degree dissertation, Krasnoyarsk, 2009. 179 p.

9. Eresko S.P., Struchkov A.V., Klimov A.A., Kochkun V.S., Eresko T.T. Svidetel'stvo o gosudarstvennoi registratsii programmy dlia EVM (GYDROTRANS II) [Certificate of state registration of a computer program (GYDROTRANS-II)]. *No. 2011615364, Russian Federation, 08.07.2011.*

10. Eresko S.P., Struchkov A.V., Klimov A.A., Kochkun V.S., Eresko T.T. Svidetel'stvo o gosudarstvennoi registratsii programmy dlia EVM (GYDROTRANS) [Certificate of state registration of a computer program (GYDROTRANS)]. *No. 2011611028, Russian Federation, 28.01.2011.*

11. Eresko S.P., Eresko T.T., Struchkov A.V., Klimov A.A., Kochkun V.S. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskoi nagruzhennosti transmissionnykh sistem s uchetom dissipativnykh protsessov [Mathematical modeling of dynamic response of transmission systems taking into account the dissipative processes]. *Construction and road machines: scientific-technical and production journal*. Moscow: 2013, no.12, p. 32-37.

12. Klimov A.A., Struchkov A.V. Issledovanie dinamicheskoi nagruzhennosti transmissii bul'dozernogo agregata na baze traktora klassa 40 kN na gruntakh 1-2 kategorii [Study of dynamic response of transmission bulldozer tractor-based unit of 40 kN on soil of 1-2 categories]. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2008, no. 1, pp. 201-206.

13. Struchkov A.V., Klimov A.A., Eresko T.T. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy transmissii bul'dozera na baze traktora TP-4 [Experimental results transmission bulldozer tractor-based MC-4]. *Systemy. Metody. Tekhnologii*, 2009, no. 4, pp. 34-37.

14. Struchkov A.V. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy krutil'noi podatlivosti transmissii traktora [Experimental results of torsional flexibility of transmission of the tractor]. *Materialy XVIII Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii "Reshetnevskie chteniia"*. Krasnoiarsk, 2014, vol. 1, pp. 311-313.

15. Eresko S.P., Struchkov A.V., Eresko T.T., Klimov A.A., Menovshchikov V.A. Sposob opredeleniia podatlivosti grunta [Way to determine the susceptibility of soil]. *Patent 2421704 (Rossiiskaia Federatsiia), 20.06.2011.*

16. Eresko S.P., Struchkov A.V., Eresko T.T., Klimov A.A. Sposob opredeleniia podatlivosti gidromekhanicheskoi transmissii [Way to determine the susceptibility of hydromechanical transmission]. *Patent 2520648 (Rossiiskaia Federatsiia), 20.06.2011.*

Получено 14.05.2015

Сведения об авторах

Стручков Алексей Валентинович (Красноярск, Россия) – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: stralex-v@mail.ru).

Ереско Сергей Павлович (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева, член-корр. САН ВШ, эксперт системы сертификации ГОСТ Р, заслуженный изобретатель РФ (660014, г. Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: eresko07@mail.ru).

Ереско Татьяна Трофимовна (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета Имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: ereskott@mail.ru).

Климов Анатолий Александрович (Красноярск, Россия) – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического

го университета имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: anatoly.klimoff2013@yandex.ru).

About the authors

Aleksei V. Struchkov (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, av. Name Krasnoyarsky Rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: str-alex-v@mail.ru).

Sergei P. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev, Corresponding member of SAN VSH, GOST R Certification system Expert, Honoured inventor of Russian Federation (31, av. Name Krasnoyarsky rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: eresko07@mail.ru).

Tatiana T. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Machine Design basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev, (31, av. Name Krasnoyarsky Rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: ereskott@mail.ru).

Anatolii A. Klimov (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, av. Name Krasnoyarsky rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: anatoly.klimoff2013@yandex.ru).