

Экспериментальные исследования крутильной податливости элементов трансмиссии

А.В. Стручков^{1 а}, А.А. Климов^{2 б}, Т.Т. Ереско^{1 с}

¹Сибирский государственный аэрокосмический университет, пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия

²Красноярский институт железнодорожного транспорта — филиал Иркутского государственного университета путей сообщения, ул. Л. Кецовели 89, Красноярск, Россия

^аstr-alex-v@mail.ru, ^бanatoly.klimoff2013@yandex.ru, ^сereskott@mail.ru

Статья поступила 12.01.2016, принята 18.02.2016

В статье представлены методика и анализ результатов экспериментальных исследований крутильной податливости трансмиссии промышленного трактора. С целью получения достоверных данных, характеризующих демпфирующие свойства элементов исследуемой трансмиссии, авторами был проведен ряд экспериментальных исследований, в ходе которых были определены суммарные крутильные податливости как отдельных агрегатов, так и всей трансмиссионной системы. В ходе экспериментальных исследований были определены соотношения различных составляющих в балансе крутильной податливости КПТ и других элементов трансмиссии, таких как податливости валов на кручение, контактные податливости шлицевых соединений, податливости опор и зубчатых зацеплений, изгибные податливости валов. При определении суммарной крутильной податливости все составляющие приводились к крутильным податливостям валов. На основе полученных экспериментальных данных определена степень влияния на суммарную крутильную податливость трансмиссии податливостей валов на кручение, контактных податливостей шлицевых соединений, податливостей опор и зубчатых зацеплений, изгибных податливостей валов, а также уточнены значения податливостей элементов трансмиссии, полученные ранее теоретически.

Ключевые слова: крутильная податливость; изгибные податливости валов; контактная податливость; демпфирующие свойства; элементы трансмиссии; экспериментальные исследования.

Experimental research for torsional flexibility of transmission elements

A.V. Struchkov^{1 а}, A.A. Klimov^{2 б}, T.T. Eresko^{1 с}

¹Siberian State Aerospace University named after academician M.F. Reshetnev; 31, Krasnoyarskiy Rabochiy Ave., Krasnoyarsk, Russia

²Krasnoyarsk State Transport University; 89, Lado Ketshoveli St., Krasnoyarsk, Russia

^аstr-alex-v@mail.ru, ^бanatoly.klimoff2013@yandex.ru, ^сereskott@mail.ru

Received 12.01.2016, accepted 18.02.2016

The article presents the methodology and analysis of the experimental research results for torsional transmission of industrial tractor as one of the pillars of dynamic loading of the transmission. To obtain reliable data on the damping properties of the elements of transmission, the authors conducted a number of studies that identified the total torsion flexibility as separate units, and the entire transmission system. While studying, the ratio has been identified for various components being in the balance with torsional flexibility and for other transmission elements such as torsional flexibility for shafts, contact flexibility for spline connections, flexibility of bearings and gearing, bending shaft flexibility. While determining the total torsional flexibility, all components have led to torsional flexibility of shafts. Based on the experimental data, the degree of influence has been determined on the total torsional flexibility of the transmission of the torsion shafts, contact flexibility, spline connections, flexibility of bearings and gearing, bending shaft flexibility. Flexibility for transmission elements, obtained in the theory, have also been specified.

Key words: torsional flexibility; bending shaft flexibility; contact flexibility; damping properties; transmission elements; experimental studies.

Введение

При проектировании трансмиссионных систем одной из основных является задача эффективного снижения динамических составляющих крутильных колебаний, исключения резонансных и околорезонансных явлений [1–10]. При исследовании динамической нагруженности трансмиссии транспортно-технологических машин на стадии проектирования достоверность полученных результатов во многом зависит от соответствия расчетной динамической модели реальной трансмиссионной системе и точности определения динамических

параметров ее элементов [6; 11–13]. Для исследования динамической нагруженности элементов трансмиссии бульдозера была разработана многомассовая крутильно-колебательная динамическая система, т. е. система масс, соединенных между собой упругими и фрикционными связями, с действующими на данную модель возмущающими силовыми факторами. Внешняя динамика трансмиссии во многом зависит от упругих и демпфирующих свойств грунта, ведущих участков гусениц, деталей навесного оборудования, подрессоривания тележек.

Задачи исследования. Наибольшей сложностью при этом является расчет демпфирующих свойств [1; 3; 5–7]. С целью получения достоверных данных, характеризующих демпфирующие свойства элементов трансмиссии, был проведен ряд экспериментальных исследований [14–20], в ходе которых решались следующие задачи:

1. Определение суммарной крутильной податливости КПП.
2. Определение соотношения различных составляющих в балансе крутильной податливости КПП.
3. Определение влияния ступиц шестерен на крутильную податливость валов КПП.

Методы исследования. Для определения суммарной крутильной податливости коробки перемены передач устанавливалась без реверс-редуктора на специальном стенде, малая коническая шестерня центральной передачи (вторичный вал КПП) стопорилась (рис. 1). На выходном конце верхнего вала закреплялся рычаг с чашей для грузов на конце.

При помощи рычага и грузов верхний вал ступенчато нагружался крутящим моментом. На каждой ступени нагружения измерялись углы поворотов переднего конца верхнего вала КПП — φ_1 и заднего конца вторичного вала КПП — φ_2 . Замеры осуществлялись при помощи индикаторных головок.

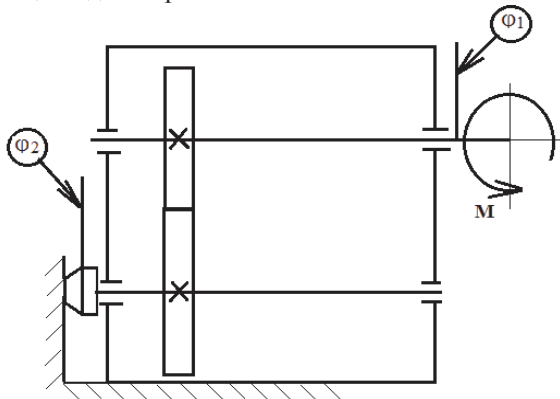


Рис. 1. Схема измерения углов закручивания валов КПП

Угол поворота на каждой из ступеней нагружения определялся по формуле:

$$\varphi = \frac{\Delta}{R}, \text{ рад,}$$

где $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$, рад; Δ — замеренная индикатором длина дуги, мм; R — радиус, на котором производился замер, мм.

Суммарная крутильная податливость КПП трактора определялась по формуле:

$$e_{\text{сум}} = \frac{\varphi_1}{M_{\text{кр}}} - \frac{\varphi_2}{M_{\text{кр}}} \cdot i, \text{ рад/Н·м,}$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент; i — передаточное отношение КПП.

На основании полученных экспериментальных данных построены графики изменения угла поворота $\varphi = (\varphi_1 - \varphi_2 \cdot i)$ и суммарной крутильной податливости

КПП $e_{\text{сум}}$ от крутящего момента для четырех передач (рис. 2).

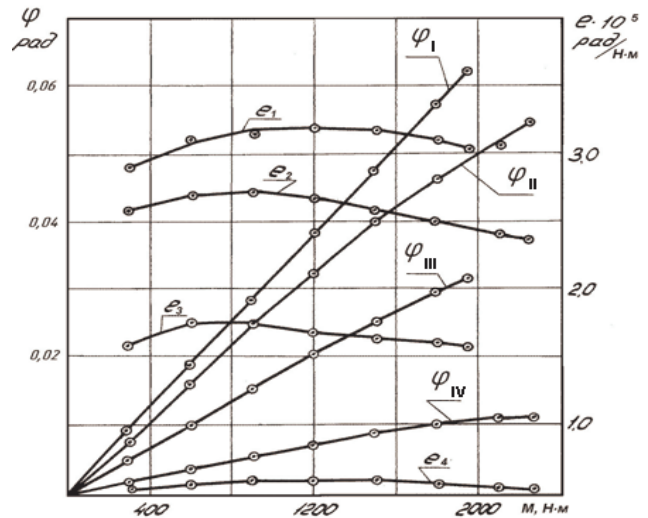


Рис. 2. График изменения углов поворота и суммарной крутильной податливости КПП от крутящего момента для четырех передач

Как видно на графике, на первой передаче ($i = 1,85$) суммарная крутильная податливость КПП составляет $(2,9 \div 3,4) \cdot 10^{-5}$ рад/Н·м, соответственно на второй передаче ($i = 1,67$) — $(2,4 \div 2,7) \cdot 10^{-5}$ рад/Н·м, на третьей ($i = 1,44$) — $(1,6 \div 1,8) \cdot 10^{-5}$ рад/Н·м, на четвертой ($i = 1,11$) — $(0,5 \div 0,58) \cdot 10^{-5}$ рад/Н·м.

Коробка перемены передач представляет собой сложную изгибно-крутильную систему, суммарная крутильная податливость которой складывается из податливостей валов на кручение, контактных податливостей шлицевых соединений, податливостей опор и зубчатых зацеплений, изгибных податливостей валов. Для упрощения расчетов изгибные податливости КПП приводятся к крутильным податливостям валов. Суммарная крутильная податливость включает:

1. Крутильную податливость валов.
2. Контактную податливость шлицевых соединений, приведенную к крутильной податливости валов.
3. Изгибную податливость валов совместно с податливостью опор и зубчатых зацеплений, приведенную к крутильной податливости валов.

Податливость валов КПП на кручение определялась следующим образом.

Один конец каждого из валов в отдельности стопорился, а второй ступенчато нагружался крутящим моментом. При этом замерялись углы поворота передней и задней частей вала (рис. 3).

Расстояния между сечениями вала, в которых производился замер углов поворота, выбирались равными участкам этого вала, передающим силовой поток на каждой из передач, то есть производился замер крутильных податливостей для четырех различных участков вала. Податливость участка вала на кручение определялась как:

$$e_k = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{M_{\text{кр}}}, \text{ рад/Н·м,}$$

где φ_1 и φ_2 — углы поворота передней и задней частей вала, рад.

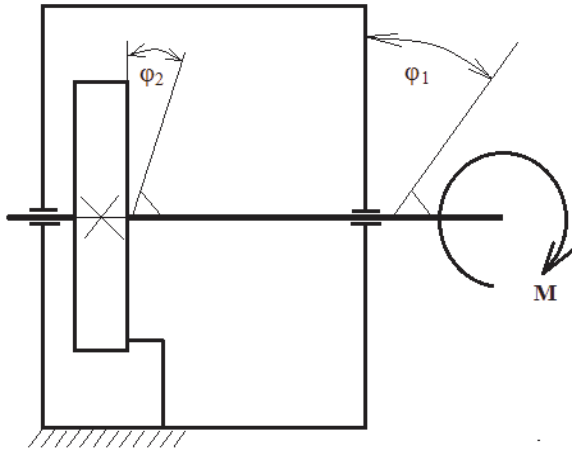


Рис. 3. Схема определения податливости участка вала КПП

Как видно на графике изменения углов поворота и крутильных податливостей валов КПП от крутящих моментов для первой передачи (рис. 4), более массивный ($d_{cp} = 87$ мм) полый верхний вал имеет гораздо меньшую крутильную податливость, чем вторичный вал ($d_{cp} = 72$ мм) КПП.

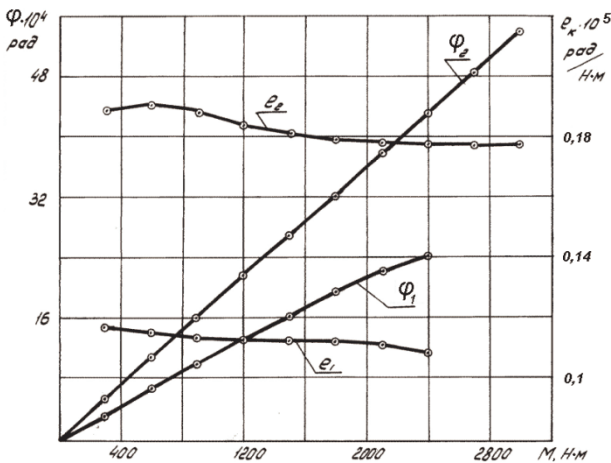


Рис. 4. График изменения углов поворота и крутильных податливостей первичного и вторичного валов КПП от крутящих моментов для первой передачи: φ_1 и e_1 — угол поворота и крутильная податливость верхнего вала КПП; φ_2 и e_2 — угол поворота и крутильная податливость вторичного вала КПП

Для определения контактной податливости шлицевого соединения «вал – ступица» шестерни, приведенной к крутильной податливости валов КПП, испытываемая шестерня, находящаяся на валу, стопорилась, один конец вала ступенчато нагружался крутящим моментом, второй был свободен (рис. 5).

Производился замер углов поворота φ_1 и φ_2 вала относительно шестерни, с обеих от нее сторон. Контактные податливости шлицевых соединений, приведенные к крутильной податливости валов, определялись по формуле:

$$e_{ш} = \frac{\varphi}{M_{кр}}, \text{ рад/Н}\cdot\text{м},$$

где:

$$\varphi = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2}, \text{ рад.}$$

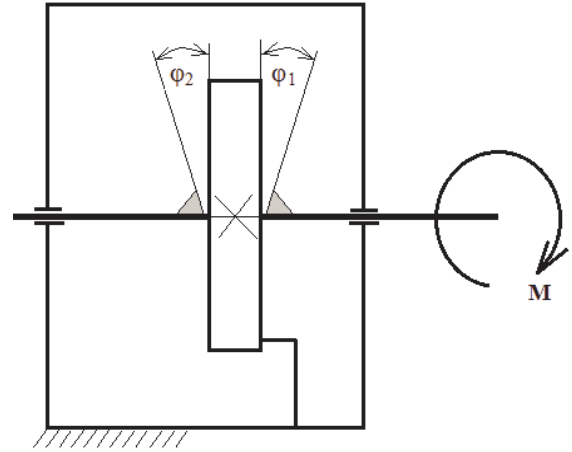


Рис. 5. Схема измерения податливости шлицевого соединения

На основе полученных данных построены графики зависимости углов поворота и контактных податливостей шлицевого соединения от крутящего момента (рис. 6).

Третья составляющая крутильной податливости КПП (изгибная податливость валов совместно с податливостью опор и зубчатых зацеплений, приведенная к крутильной податливости валов) определялась по формуле:

$$e_3 = e_1 - (e_k + e_{ш}), \text{ рад/Н}\cdot\text{м}.$$

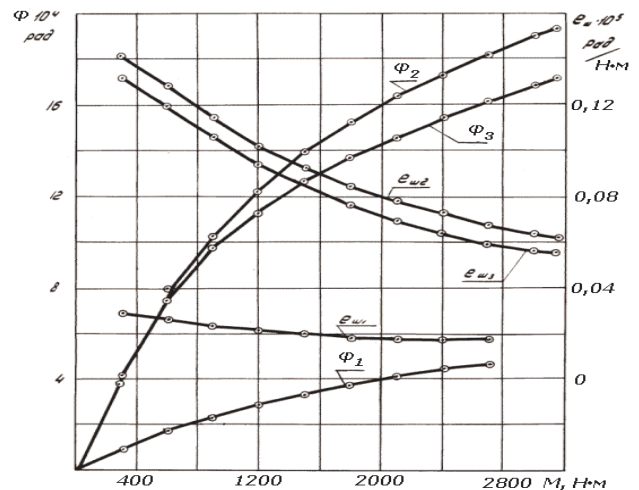


Рис. 6. График изменения углов поворота и контактных податливостей шлицевых соединений от крутящего момента. $e_{ш1}$: φ_1 — податливость и угол поворота шлицевого соединения «первичный вал-блок шестерен 1-й и 2-й передач» ($L_{ш} = 95$ мм, $z = 20$, $d_{cp} = 87$ мм); $e_{ш2}$: φ_2 — податливость и угол поворота шлицевого соединения «вторичный вал-шестерня 1-й передачи» ($L_{ш} = 60$ мм, $z = 16$, $d_{cp} = 72$ мм); $e_{ш3}$: φ_3 — податливость и угол поворота шлицевого соединения «вторичный вал-блок шестерен 1-й и 4-й передач» ($L_{ш} = 90$ мм, $z = 16$, $d_{cp} = 72$ мм; $L_{ш}$ — длина шлицевого соединения; z — количество шлицев; d_{cp} — средний диаметр шлицев)

В результате экспериментальных исследований было определено соотношение различных составляющих в балансе крутильной податливости КПП макетного трактора на каждой из четырех передач.

Балансы крутильных податливостей КПП для четырех передач приведены в табл. 1.

Таблица 1

Баланс крутильной податливости КПП для четырех передач

Передача	Приведенная крутильная податливость в % от суммарной податливости КПП		
	Крутильная податливость валов	Контактная податливость шлицевых соединений	Изгибная податливость валов + опор + зубчатых соединений
I	48	44	8
II	65	25	10
III	48	39	13
IV	52	26	22
Среднее значение	53,2	31	13,8

Таким образом, крутильная податливость валов на кручение в среднем составляет 53,2 % (табл. 1), контактная податливость шлицевых соединений — 31 %, изгибная податливость валов совместно с податливостью опор и зубчатых зацеплений — 13,8 % от суммарной крутильной податливости КПП.

Определение влияния ступиц шестерен на крутильную податливость валов производилось следующим образом:

1. Определялась крутильная податливость вала без шестерни.
2. Определялась крутильная податливость вала в

сборе с одной шестерней.

3. Определялась крутильная податливость вала в сборе с двумя, а затем с тремя шестернями.

4. Сопоставлялись результаты экспериментов.

В результате этих экспериментов удалось установить, что ступицы шестерен КПП исследуемого макетного трактора совершенно не влияют на крутильную податливость валов.

Суммарная податливость трансмиссии (от тормозка до ведущего колеса) измерялась в соответствии со схемой (рис. 7).

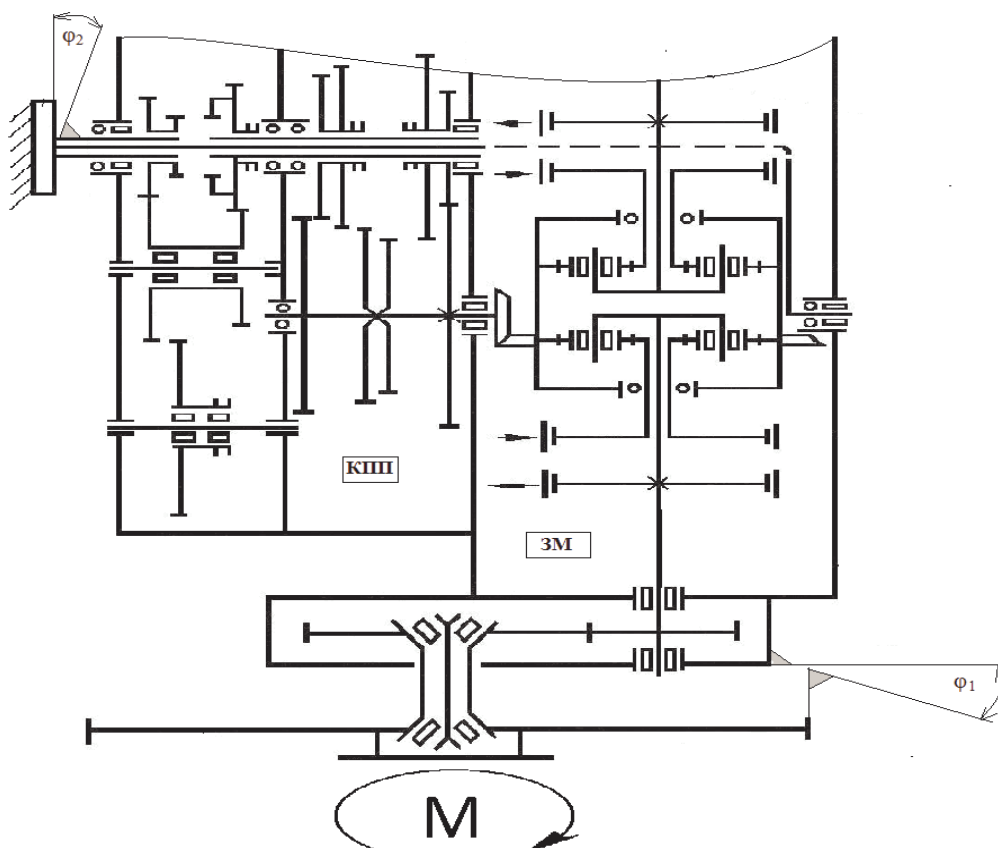


Рис. 7. Схема измерения суммарной податливости трансмиссии

Тормозок фиксировался на корпусе реверс-редуктора, и измерялись угол поворота первичного вала относительно корпуса реверс-редуктора — φ_2 и угол поворота ведущей звездочки относительно корпуса заднего моста — φ_1 при ступенчатом нагружении звездочки крутящим моментом (рычагом с грузами).

$$e_{mp} = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{M_{кр}}, \text{ рад/Н·м.}$$

Для контроля качества полученных экспериментальных данных проводилось дополнительно определение суммарной податливости трансмиссии и податливости ведущего участка гусеницы в динамических

условиях. Также были рассчитаны на всех передачах суммарные податливости трансмиссии по известным формулам для уточнения величины ошибки расчета.

В табл. 2 приведены сравнительные данные суммарной податливости трансмиссии на всех передачах, полученные расчетным и экспериментальным методами.

Приведенные данные доказывают предпочтительное применение экспериментальных методов определения податливости трансмиссионных систем. Уровень точности теоретического определения податливостей, показанный в таблице, может дать ошибку при расчете частот свободных колебаний до 100 %.

Таблица 2

Суммарные податливости трансмиссии, полученные расчетным и экспериментальным методами

Передача	$\Sigma e_{\text{теоретич.}}$, рад/Н·м	$\Sigma e_{\text{эксперим.}}$, рад/Н·м	Ошибка, %	$i_{\text{трансмис.}}$
1	$10\,757,44 \times 10^{-7}$	$12\,523 \times 10^{-7}$	-13,1	93,84
2	$8\,890,34 \times 10^{-7}$	$10\,750 \times 10^{-7}$	-17,3	84,57
3	$6\,656,24 \times 10^{-7}$	$6\,260 \times 10^{-7}$	6,3	73,54
4	$3\,987,04 \times 10^{-7}$	$3\,760 \times 10^{-7}$	6,0	56,74
5	$2\,218,34 \times 10^{-7}$	$2\,610 \times 10^{-7}$	-15,1	41,96
6	$1\,829,24 \times 10^{-7}$	$1\,870 \times 10^{-7}$	-2,2	37,84
7	$1\,381,14 \times 10^{-7}$	$1\,706 \times 10^{-7}$	-19,0	32,71
8	$839,94 \times 10^{-7}$	950×10^{-7}	-11,6	25,17

Для выявления предела влияния поступательно движущихся масс на крутильную систему трансмиссии, а также для определения суммарной податливости трансмиссии, податливости ведущего участка гусеницы и податливости грунтов было проведено экспериментальное исследование [3; 16; 17; 19].

Податливость брусьев бульдозера определялась следующим образом: лопата бульдозера фиксировалась в жесткое препятствие, трансмиссия загружалась крутящим моментом (записывался на ленту осциллографа с тензометрического звена — кардана) посредством «стопового» режима гидротрансформатора ступенчато, до полного срыва грунта. На каждой ступени нагружения замерялись перемещения Δ_1 и Δ_2 лопаты бульдозера относительно рамы ходовых тележек (рис. 8).

Приведенная к коленчатому валу двигателя податливость брусьев определялась по формуле:

$$e_{бр} = (\Delta_1 + \Delta_2) \times i_{mp} / 2 r_k M_{кр}, \text{ рад/Н·м}$$

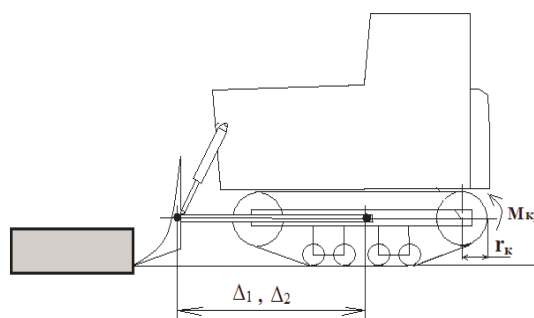


Рис. 8. Схема определения податливости брусьев бульдозера

В табл. 3 приведены податливости, а на рис. 9 показаны графики изменения податливостей трансмиссии, ведущего участка гусеницы, грунта и брусьев бульдозера от передаточного отношения трансмиссии (податливости приведены к коленчатому валу двигателя).

Таблица 3

Податливости трансмиссии, ведущих участков гусеницы, грунта и бульдозера, приведенные к валу двигателя, $e \cdot 10^{-5}$

Передача	i_{mp}	e_{mp} , рад/Н·м	$e_{вед}$, рад/Н·м	$e_{бр}$, рад/Н·м	$e_{гр}$, рад/Н·м
1	93,84	12,523	4,394	5,209	1,584
2	84,57	10,750	3,617	4,287	1,304
3	73,54	6,260	2,698	3,198	0,972
4	56,74	3,760	1,606	1,903	0,579
5	41,96	2,610	0,880	1,042	0,310
6	37,84	1,870	0,715	0,848	0,258
7	32,71	1,706	0,534	0,633	0,193
8	25,17	0,950	0,317	0,376	0,114

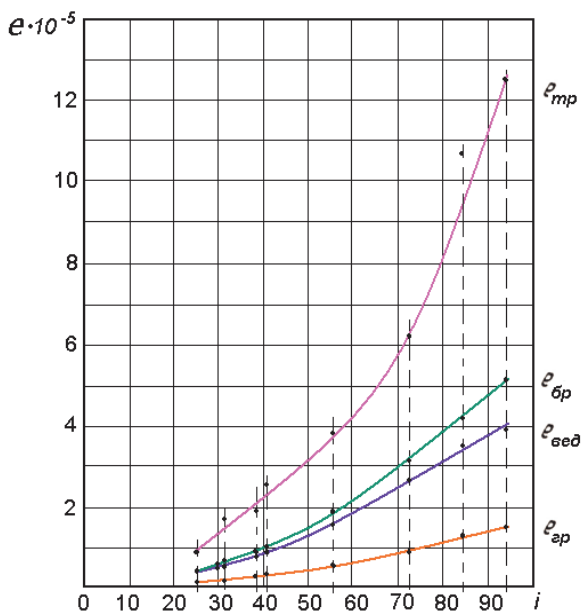


Рис. 9. График изменения податливостей трансмиссии, ведущего участка гусеницы, грунта и брусьев бульдозера от передаточного отношения трансмиссии

Выводы

Таким образом, были определены податливости всех участков валопровода и их составляющие: крутильные податливости валов, контактные податливости шлицевых соединений, приведенные к крутильной податливости валов, и изгибные податливости валов совместно с податливостью опор и зубчатых зацеплений, также приведенные к крутильной податливости валов.

Поскольку податливости всех участков валопровода не представлялось возможным определить экспериментально, применялся метод вычленения участков с экспериментально определенными податливостями из суммарной податливости трансмиссии и исследуемого агрегата, что позволило уточнить расчетные податливости участков.

Литература

1. Стручков А.В. Исследование и совершенствование элементов гидромеханической трансмиссии гусеничного бульдозера: дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2009. 179 с.
2. Климов А.А., Стручков А.В. Исследование динамической нагруженности трансмиссии бульдозерного агрегата на базе трактора класса 40 кН на грунтах 1-2 категорий // Вестн. КрасГАУ. 2008. № 1. С. 201-206.
3. Шеховцов В.В. Анализ и синтез динамических характеристик автотракторных силовых передач и средств для их испытания: моногр. Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2004.
4. Ушенин А.С., Держанский В.Б. Тараторкин И.А. Анализ динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии специального колесного шасси // Инновации и исследования в транспортном комплексе: материалы первой междунар. научно-практ. конф. Курган, 2008. С. 276-280.
5. Климов А.А., Стручков А.В. К вопросу определения податливости грунтов при построении динамических моделей тракторов, агрегатированных бульдозерами // Вестн. КрасГАУ. 2008. Вып. 2. С. 204-209.
6. Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов В.В., Иванов И.А., Ляшенко М.В. Динамическая модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 6. // Изв. Волгоград. Гос. техн. ун-та. 2010. Т.10. № 3. С. 92-96.
7. Иванов И.А., Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов В.В. Расчетное исследование динамической нагруженности трансмиссии трактора 6-ого тягового класса // Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». М., 2010. Кн. 1. С. 403-414.
8. Свитачев А.И., Золотухин В.А. Оценка демпфирующих параметров силовой передачи трактора // Изв. вузов. Машиностроение, 1987. № 3. С. 22-25.
9. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. Decrease in Dynamic Loading of Transmission Elements of the Vehicle // Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress (Beijing, 27-30 November 2012). Vol. 10: Chassis Systems and Integration Technology // Beijing: Institute of Technology Press, 2012. P. 495-504.
10. Lashkari M. COSMOS/M USER GUIDE Stress, vibration, buckling, dynamics and heat transfer analyses. S.P.A.C. 1988
11. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Стручков А.В., Климов А.А., Кочкун В.С. Математическое моделирование динамической нагруженности трансмиссионных систем с учетом диссипативных процессов // Строительные и дорожные машины. 2013. № 12. С. 32-37.
12. Стручков А.В., Климов А.А., Ереско Т.Т., Кочкун В.С. Решение математической модели динамики механической трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных сил // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 2. С. 58-65.
13. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Стручков А.В., Климов А.А. Моделирование динамических процессов в трансмиссиях машин с учетом диссипативных сил // Интерстроймех-2011: материалы междунар. научно-техн. конф. Могилев, 5-7 окт. Могилев, 2011. С.106-115.
14. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Стручков А.В., Климов А.А. Определение крутильной податливости гидромеханической трансмиссии. //Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. Пермь, 2014. Т. 1. С. 92-95.
15. Стручков А.В., Климов А.А., Ереско Т.Т. Результаты экспериментальных исследований трансмиссии бульдозера на базе трактора ТП-4 // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 4. С. 34-37.
16. Ереско С.П., Стручков А.В., Ереско Т.Т., Климов А.А., Меновщиков В.А. Способ определения податливости грунта: пат. на изобретение 2421704 Рос. Федерация
17. Ереско С.П., Стручков А.В., Ереско Т.Т., Климов А.А. Способ определения податливости гидромеханической трансмиссии: пат. на изобретение 2520648 Рос. Федерация. 2011.
18. Климов А.А., Стручков А.В. Способ определения податливости грунтов // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 1. С. 109-112.
19. Стручков А.В., Ереско С.П., Ереско Т.Т., Климов А.А. Результаты экспериментальных исследований крутильной податливости трансмиссии трактора // Материалы XVIII Международной научной конференции «Решетневские чтения», 11-14 нояб. 2014 г., Красноярск. Красноярск, 2014. Ч. 1. С. 311-313.
20. Климов А.А., Стручков А.В. Экспериментальное исследование демпфирующих свойств трансмиссии трактора класса 40 кН. // Системы. Методы. Технологии. 2011, № 1. С. 50-53.

References

1. Struchkov, A.V. Study and improvement of caterpillar bulldozer hydromechanical transmission elements: DIS. ... Cand. Tech. Sciences. - Krasnojarsk: SFU Publ. 2009. 179 p.
2. Klimov A. A. Study of dynamic response of transmission bulldozer tractor-based unit of 40 kN on soil of 1-2 categories. /A. A. Klimov, A. V. Struchkov // Vestnik KrsGAU. № 1. Krasnoyarsk 2008. P. 201-206.
3. Shekhovtsov V.V. Analysis and synthesis of dynamic characteristics of automotive power transmission and the means for their testing: monograph. Volgograd: IUNL, 2004.
4. Ushenin A.S., Deržanskij V.B., Taratorkin I.A. Dynamic response analysis of hydromechanical transmission special wheeled chassis//innovation and research in the transport sector: the first Materials of the international scientifically-practical conference. Kurgan: P. 276-280.
5. Klimov, A.A. To give the definition of ground to build dynamic models of tractors, packaged by bulldozers. /A. A. Klimov, A.V. Struchkov // Vestnik KrasGAU. Issue 2: scientific and technical journal. Krasnoyarsk, 2008. P. 204-209.
6. Sokolov-Dobrev N.S., Shekhovtsov V.V., Ivanov I.A., Lyashenko M.V. Power transmission dynamic model of crawler agricultural tractor drawbar category 6. News of Volgograd State Technical University, № 3 (vol. 10). Volgograd, 2010. P. 92-96.
7. Ivanov I.A., Sokolov-Dobrev N.S., Shekhovtsov V.V. Estimated study dynamic response drivetrain tractor 6-th traction class: The materials of the international scientific and technical conference "AAI automotive and tractor construction in Russia: development priorities and training», devoted to 145 anniversary of MSTU" MAMI "the book 1. -Moscow, BAUMAN MSTU "MAMI". 2010 P. 403-414.
8. Svitačev A.I., Zolotukhin V.A. Score damping parameters of power transmission tractor: Izvestiya vuzov. Engineering, 1987. №3.
9. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. Decrease in Dynamic Loading of Transmission Elements of the Vehicle // Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress (Beijing, 27-30 November 2012). Vol. 10: Chassis Systems and Integration Technology. Beijing: Institute of Technology Press, 2012. P. 495-504.
10. Lashkari M. COSMOS/M USER GUIDE Stress, vibration, buckling, dynamics and heat transfer analyses. – S.P.A.C. 1988
11. Eresko S.P. Mathematical modeling of dynamic response of transmission systems taking into account the dissipative processes. /S.P. Eresko, T.T. Eresko, A.V. Struchkov, A.A. Klimov, V.S. Kočkun//Construction and road machines: scientific-technical and production journal. M., 2013, no. 12, P. 32-37.
12. Struchkov A.V., Klimov A.A., Eresko T.T., Kočkun V.S. Solution of mathematical model of dynamics of mechanical transmission bulldozer in view of dissipative forces. /System. Methods. Technology: Scientific periodical/SEI HPE «BrGU». Bratsk, 2010 No. 2. P. 58-65.
13. Eresko S.P. Eresko, T.T., Struchkov A.V., Klimov A.A. Modeling of dynamic processes in both machines, taking into account the dissipative forces. / Interstrojmeh-2011: the materials of the international scientific and technical conference, Mogilev, 5-7 October 2011. P.106-115.
14. Eresko S.P. Eresko, T.T., Struchkov A.V., Klimov A.A. Definition torsional flexibility hydromechanical transmission. Modernization and scientific research in the transport sector. Perm. 2014. t. 1. P. 92-95.
15. Struchkov A.V. Experimental results transmission bulldozer tractor-based MC-4. / A.V. Struchkov, A. A. Klimov, T.T. Eresko // System. Methods. Technology: scientific periodical/SEI HPE «BrGU». Bratsk, 2009, no. 4. S. 34-37.
16. RF patent for invention № 2421704 (RUSSIA) Way to determine the susceptibility of soil / Eresko S.P., Struchkov A.V., Klimov A.A., Eresko T.T., Menovchikov V.A. (Russian Federation); 2011.
17. RF patent for invention № 2520648 (RUSSIA) Way to determine the susceptibility of Hydromechanical transmission. / Eresko S.P., Struchkov A.V., Klimov A.A., Eresko T.T. (Russian Federation); 2014.
18. Klimov A.A., Struchkov A.V. How to determine susceptibility of soils. / System. Methods. Technology: Scientific periodical/SEI HPE «BrGU». Bratsk, 2011, No. 1. P. 109-112.
19. Struchkov, A.V. Experimental results of torsional flexibility of transmission of the tractor. [Text]/ A.V. Struchkov, S.P. Eresko, T.T. Eresko, A.A. Klimov // Read-Rešetnevskie: proceedings of the XVIII International Conference (11-14 November 2014, Krasnoyarsk); in 3:0.; under Gen. Ed. Yu.Yu. Loginova. Krasnoyarsk: SibGAU, 2014. - H 1- P. 311-313.
20. Klimov, A.A. Experimental study of damping properties of the drivetrain tractor class 40 kN / A. A. Klimov, A.V. Struchkov // System. Methods. Technology: scientific periodical/SEI HPE «BrGU». Bratsk, 2011, No. 1. P. 50-53.