

**ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ
ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ ВЕСОВОЙ КАТЕГОРИИ****В.М. Сапон**

vlad866891@gmail.com

SPIN-код: 3406-0390

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация**Аннотация**

Определены опасные режимы совместной работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и трансмиссии быстроходной гусеничной машины. С использованием разработанной в программном комплексе LMS Imagine.Lab AMESim математической модели системы «ДВС-трансмиссия» рассчитаны значения собственных частот трансмиссии, а для выбранного двигателя определен диапазон опасных частот, соответствующих частотам главных гармоник. На основании полученных данных построены лучевые диаграммы, по которым на каждой передаче установлены режимы работы двигателя, длительная работа на которых не рекомендуется из-за опасности возникновения резонанса в трансмиссии, также выявлены участки трансмиссии, подверженные риску поломки вследствие резонанса больше других.

Ключевые слова

Трансмиссия, колебания, гусеничная машина, опасные частоты, главные гармоники, резонанс, узел колебаний, собственная частота

Поступила в редакцию 10.07.2020

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020

Введение. В последние десятилетия в области транспортных машин наметился ряд тенденций: увеличение мощностных показателей двигателя, совершенствование конструкции трансмиссии и ходовой части, повышение комфортабельности, снижение массы несущих систем, рост числа потребителей мощности двигателя и др. Изменения конструкции трансмиссии, ходовой части и несущей системы для достижения высоких эксплуатационных показателей часто приводят к значительной динамической напряженности транспортной машины. Аналитические расчеты показывают, а экспериментальные исследования подтверждают присутствие знакопеременных нагрузок в элементах транспортных машин, поскольку двигатель внутреннего сгорания нагружает трансмиссию неравномерным крутящим моментом, взаимодействие движителя с дорожными неровностями придает импульсный характер нагружению этих элементов. Наличие в трансмиссии карданных шарниров и бокового зазора в зубчатых передачах также способствует возникновению динамических нагрузок.

В процессе эксплуатации транспортных машин все агрегаты и системы испытывают те или иные возмущающие воздействия, что может приводить к появлению опасных напряжений в деталях трансмиссии, несущих систем и ходо-

вых частей. Одно из наиболее опасных явлений — резонанс деталей трансмиссии с силовым воздействием со стороны ДВС [1–6].

Составление математической модели и определение собственных частот. В данной работе были определены опасные режимы совместной работы ДВС и трансмиссии быстроходной гусеничной машины (БГМ) промежуточной весовой категории. Масса машины составляет 25 т, коробка передач — трехвальная соосная пятиступенчатая с одной передачей заднего хода. Кинематическая схема трансмиссии БГМ представлена на рис. 1.

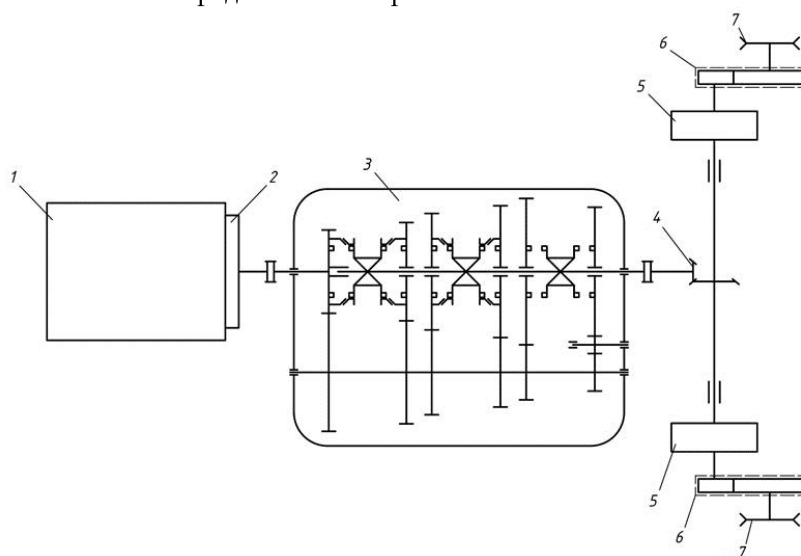


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии БГМ:

- 1 — ДВС; 2 — главный фрикцион с маховиком; 3 — КПП; 4 — главная передача;
5 — механизм поворота с остановочным тормозом;
6 — бортовой редуктор; 7 — ведущее колесо

Для составления математической модели вся трансмиссия была разбита на вращающиеся массы с определенными моментами инерции и соединенные упругими валами с различными крутильными жесткостями [7]. Параметры трансмиссии представлены в табл. 1 и 2, а схемы с обозначением приведенных в таблицах элементов на рис. 2 и 3.

Таблица 1

Моменты инерции деталей трансмиссии

Деталь	I_{\max}	I_1	I_{20}	I_{21}	I_{22}	I_{23}	I_{24}	I_{25}
Момент инерции, кг · м ²	1,308	0,021	0,120	0,076	0,040	0,025	0,016	0,011
Деталь	I_{Π}	I_{31}	I_{32}	I_{33}	I_{34}	I_{35}	I_{c1}	I_{c2}
Момент инерции, кг · м ²	0,004	0,027	0,048	0,089	0,179	0,110	0,036	0,036
Деталь	I_{c3}	$I_{кш}$	$I_{кк}$	$I_{г}$	I_{6p1}	I_{6p2}	$I_{вк}$	
Момент инерции, кг · м ²	0,021	0,172	1,442	0,236	0,052	1,102	1092	

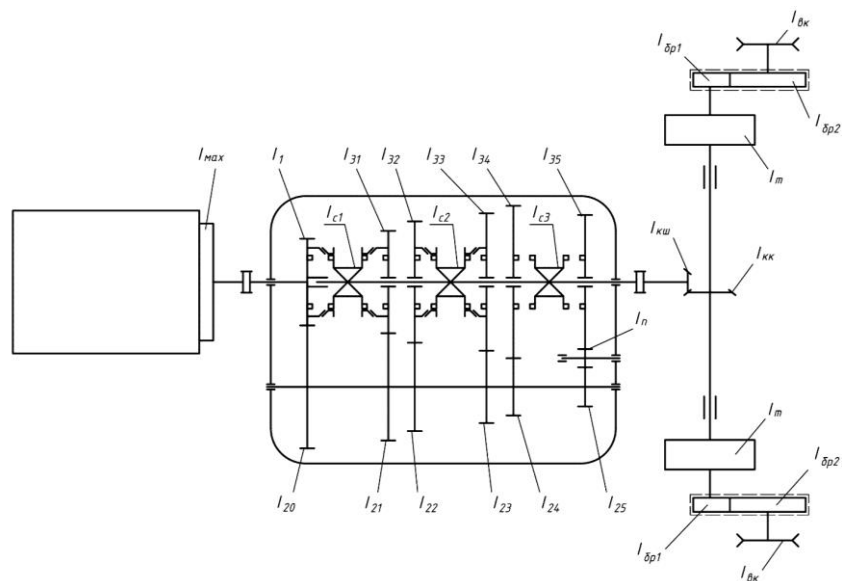


Рис. 2. Детали трансмиссии, имеющие момент инерции

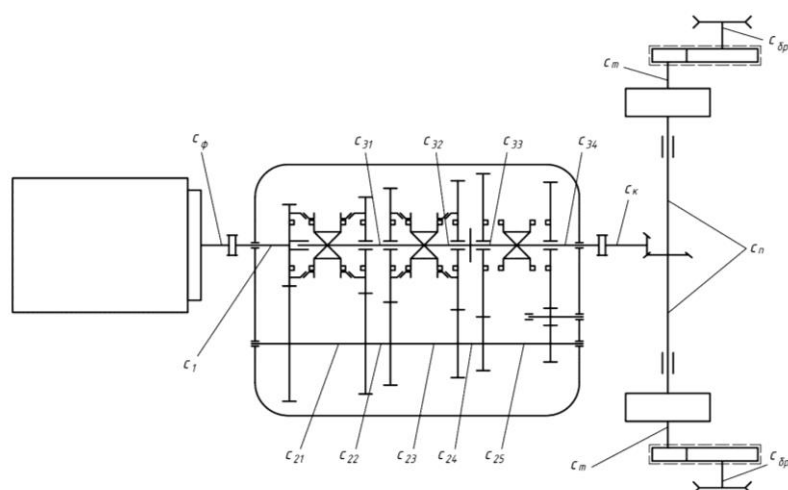


Рис. 3. Упругие участки трансмиссии

Таблица 2

Крутильные жесткости участков трансмиссии

Участок	$c_ф$	c_1	c_{21}	c_{22}	c_{23}	c_{24}	c_{25}	c_{31}
Крутильная жесткость, (кН·м)/рад	759	522	731	2279	824	766	961	913
Участок	c_{32}	c_{33}	c_{34}	$c_к$	$c_п$	$c_т$	$c_{дп}$	
Крутильная жесткость, (кН·м)/рад	1214	2305	1725	664	396	1030	1913	

На основе представленных выше параметров в программном комплексе LMS Imagine.Lab AMESim составлено шесть различных математических моделей — каждая модель симулировала работу на определенной передаче. Одна из математических моделей представлена на рис. 4.

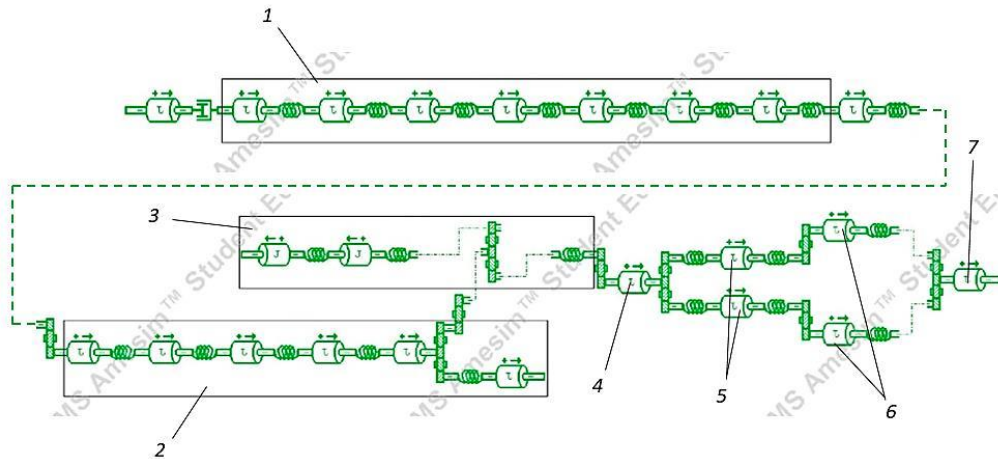


Рис. 4. Математическая модель для случая работы на первой передаче:

1 — коленчатый вал ДВС; 2 — промежуточный вал КПП; 3 — выходной вал КПП; 4 — главная передача; 5 — механизм поворота с остановочным тормозом; 6 — бортовые редуктора; 7 — момент инерции машины

По результатам расчета с помощью модуля Linear Analysis были получены собственные частоты трансмиссии, представленные в табл. 3.

Стоит отметить, что наименьшие значения обусловлены участками с малой жесткостью, например, приводным валом, средние значения — валами коробки передач, а наибольшие — параметрами коленчатого вала ДВС.

Таблица 3

Собственные частоты трансмиссии

Номер передачи	Собственные частоты, Гц						
	1	19,74	69,43	197,25	201,03	206,10	268,80
2	17,28	81,03	197,25	201,19	203,17	243,20	365,83
3	14,30	95,52	184,43	197,25	203,22	219,28	360,79
4	10,84	99,58	161,26	197,25	203,59	213,70	346,78
5	24,16	93,42	140,09	197,25	205,00	212,49	351,09
Задний ход	18,68	67,57	197,25	200,40	205,94	249,95	334,93

Определение опасных режимов работы ДВС. Для того чтобы установить, на каких режимах работы ДВС возможен резонанс в трансмиссии, необходимо определить диапазон опасных частот ДВС.

Известно, что двигатель нагружает трансмиссию крутящим моментом неравномерно. Используя разложение в ряд Фурье, кривую крутящего момента можно разложить на несколько гармоник, откуда можно установить зависимость возмущающего воздействия каждой гармоники со стороны двигателя от частоты вращения его коленчатого вала [2, 3]:

$$M_{ц.г} = M_0 + \sum_{\nu=\nu_{min}}^{\infty} M_{\nu\Gamma} \sin(\nu\omega_{дв}t + \varepsilon_{\nu\Gamma});$$

$$f_{дв} = \frac{\nu\omega_{дв}}{2\pi},$$
(1)

где $M_{ц.г}$ — крутящий момент в одном цилиндре ДВС от газовых сил, Н·м; M_0 — среднее значение крутящего момента от газовых сил в одном цилиндре ДВС, Н·м; $M_{\nu\Gamma}$ — максимальный крутящий момент от газовых сил в одном цилиндре ДВС, Н·м; ν — порядок гармонической составляющей крутящего момента; $\nu_{min} = 0,5$ — для 4-тактного ДВС; $\nu_{min} = 1,0$ — для 2-тактного ДВС; $\omega_{дв}$ — угловая скорость коленчатого вала ДВС, рад/с; $\varepsilon_{\nu\Gamma}$ — фазовый угол ν -й гармонической составляющей крутящего момента от газовых сил, рад; $f_{дв}$ — частота гармонической составляющей крутящего момента, Гц.

Как следует из выражения (1), частота возмущающего воздействия со стороны ДВС зависит от порядка гармонической составляющей (гармоники) и угловой скорости коленчатого вала ДВС. Однако реальную опасность представляют не все гармоники, а лишь имеющие большие амплитуды так называемые главные гармоники, кратные для 4-тактных ДВС числу вспышек за один оборот коленвала.

Предполагается, что в исследуемой машине установлен 6-цилиндровый рядный ЯМЗ-536. Для него главными гармониками будут 3, 6, 9 и 12-я. Рабочий диапазон двигателя при этом $n_{дв} = 1000 \dots 2300$ об/мин.

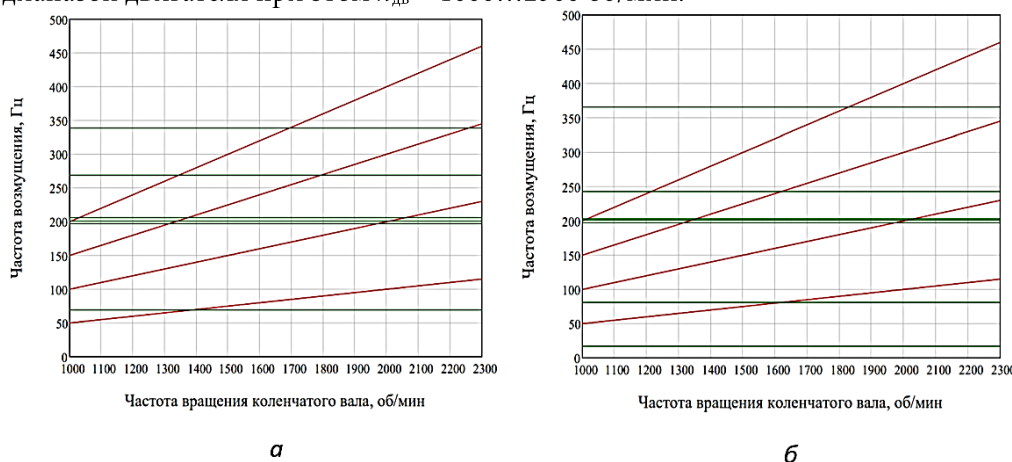


Рис. 5. Лучевые диаграммы для первой и второй передач:

а — первая передача; б — вторая передача

На основании этих данных строятся лучевые диаграммы — графики, отображающие зависимость частоты возмущения от частоты оборотов коленчатого вала ДВС. Для определения опасных режимов работы на графики наносятся значения собственных частот, попадающих в диапазон опасных частот ДВС — на графиках они обозначены зеленым цветом. По пересечению собственной частоты с лучевой диаграммой определяется частота оборотов двигателя, когда в трансмиссии возможен резонанс, т. е. опасный режим работы. Лучевые диаграммы представлены на рис. 5, 6 и 7.

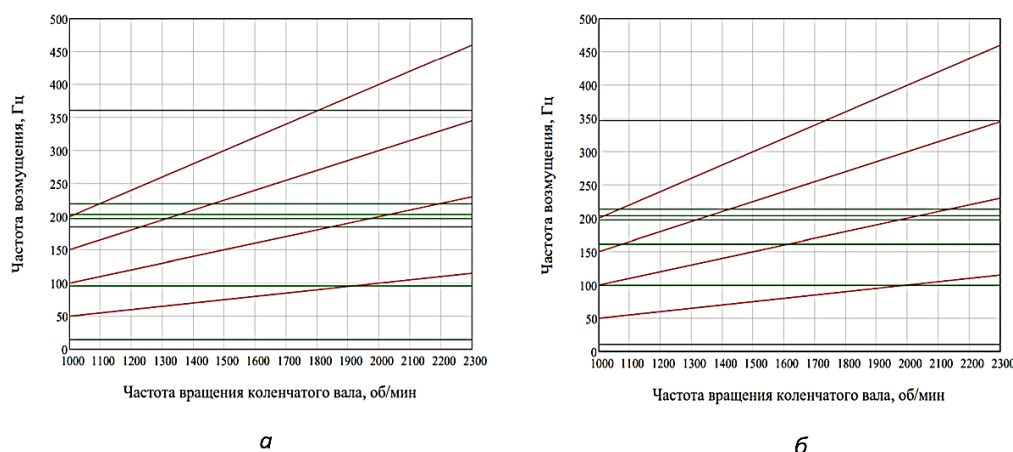


Рис. 6. Лучевые диаграммы для третьей и четвертой передач:

a — третья передача; *б* — четвертая передача

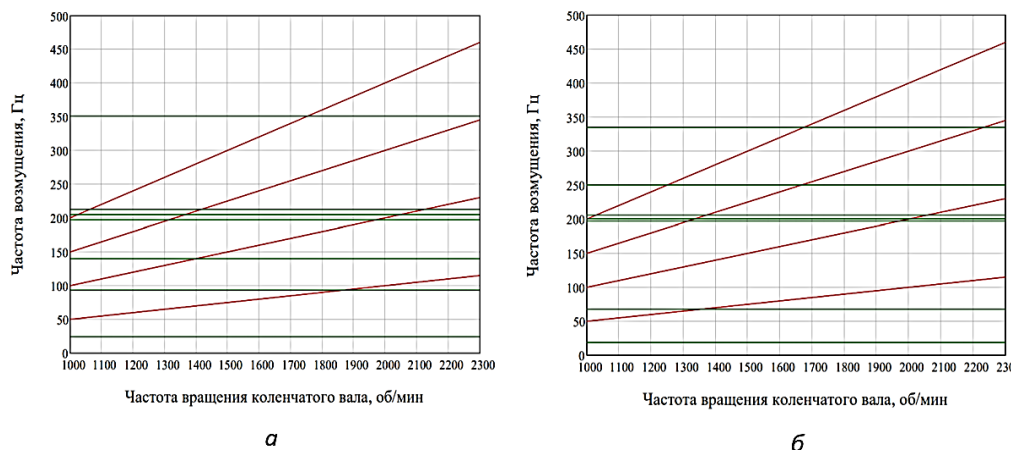


Рис. 7. Лучевые диаграммы для пятой передачи и передачи заднего хода:

a — пятая передача; *б* — передача заднего хода

Отметим, что не все режимы работы являются одинаково опасными. Это связано с тем, что чем выше порядок гармонической составляющей крутящего момента, тем меньше ее амплитуда, а также с тем, что в системе всегда присут-

ствует трение и колебания с большой частотой скорее всего будут носить затухающий характер. Поэтому частоты свыше 150 Гц были исключены из рассмотрения.

Таким образом, на каждой передаче можно выделить частоты вращения двигателя, длительная работа на которых не рекомендуется, из-за опасности резонанса в трансмиссии. Эти частоты представлены в табл. 4.

Таблица 4

Опасные режимы работы ДВС

Передача	Частота вращения коленчатого вала, об/мин	Собственная частота трансмиссии, Гц	Гармоника
1	1389	69,43	3
2	1621	81,03	3
3	1910	95,52	3
4	1992	99,58	3
5	1868	93,42	3
	1401	140,09	6
Задний ход	1351	67,57	3

Определение узлов колебаний. Для установленных опасных режимов работы можно также установить узлы колебаний — места, которые будут подвержены нагрузкам больше всего и находятся под угрозой поломки. Используя те же инструменты LMS Imagine.Lab AMESim для модального анализа, можно определить коэффициенты собственных форм для угловых ускорений масс. Узел колебаний будет располагаться там, где амплитуды колебаний находятся в противофазе.

Результаты расчетов показывают, что для первой передачи это участок между маховиком и зубчатым колесом входного вала коробки передач (рис. 8).

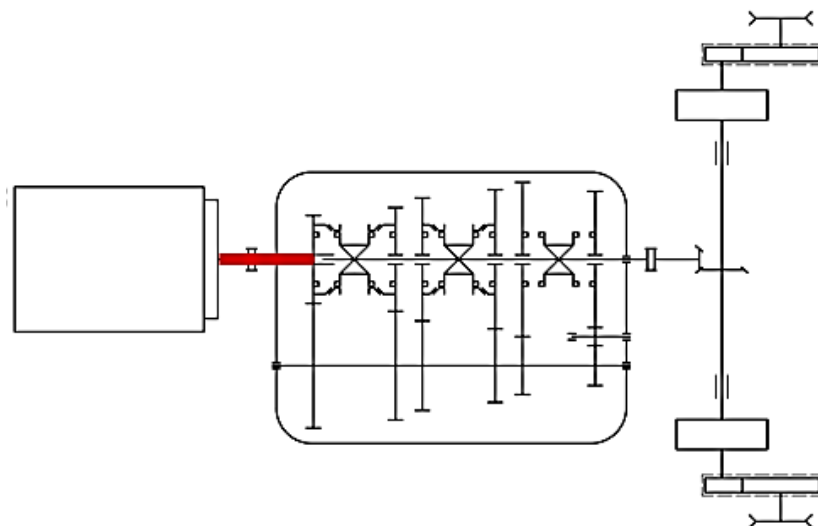


Рис. 8. Узел колебаний при работе на первой передаче

Расположение узла колебаний при расчете на остальных передачах аналогичное, несмотря на отличные коэффициенты собственных форм, за исключением пятой передачи при колебаниях с частотой 140,09 Гц — в этом случае появляется второй узел, расположенный между вторым и третьим синхронизатором КПП (рис. 9).

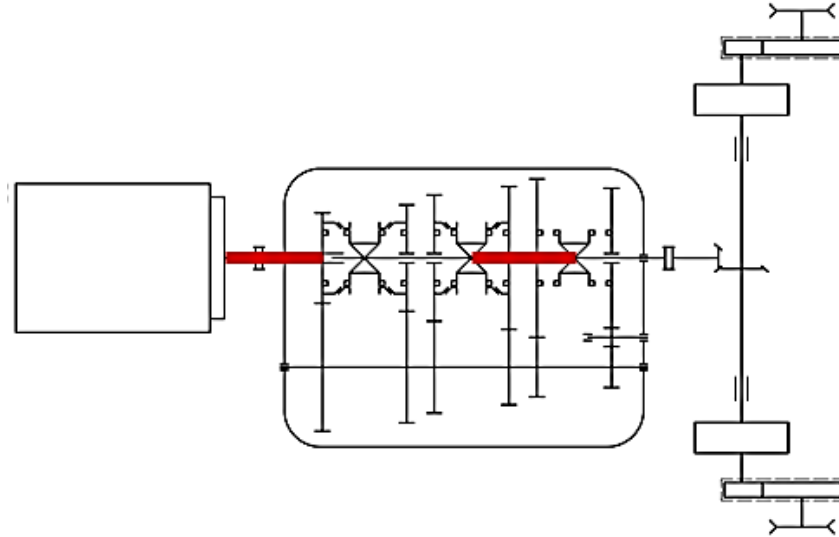


Рис. 9. Узлы колебаний при работе на пятой передаче (собственная частота 140,09 Гц)

Заключение. В ходе выполнения работы разработана математическая модель «ДВС-трансмиссия» в программном комплексе LMS Imagine.Lab AMESim, с ее помощью для рассматриваемой машины определены собственные частоты трансмиссии и опасные режимы работы ДВС, а также установлены узлы колебаний.

Полученные результаты и описанная в работе методика можно использовать при проектировании машины для повышения надежности узлов и агрегатов трансмиссии [8–10].

Литература

- [1] Харитонов С.А., Ципилов А.А. Динамика механических систем. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
- [2] Полунгян А.А., Фоминых А.Б., Староверов Н.Н. Динамика колесных машин. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.
- [3] Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М., Высшая школа, 1980.
- [4] Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. Л., Наука, 1989.
- [5] Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория колебаний. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.
- [6] Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010.
- [7] Тверсков Б.М. Как не допустить крутильные колебания трансмиссии. *Вестник КГУ. Сер. Технические науки*, 2010, № 17, с. 22–24.

- [8] Тверсков Б.М. Гашение крутильных колебаний трансмиссии. *Известия МГТУ МА-МИ*, 2009, № 2, с. 22–26.
- [9] Исследование крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля. *lcard.ru: веб-сайт*. URL: https://www.lcard.ru/portfolio/torsional_vibration (дата обращения: 15.04.2020).

Сапон Владислав Михайлович — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Ципилев Александр Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сапон В.М. Исследование крутильных колебаний в трансмиссии гусеничной машины промежуточной весовой категории. *Политехнический молодежный журнал*, 2020, № 08(49). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-08-634>

INVESTIGATION OF TORSIONAL VIBRATIONS IN THE TRANSMISSION OF A TRACKED VEHICLE OF AN INTERMEDIATE WEIGHT CATEGORY

V.M. Sapon

vlad866891@gmail.com

SPIN-code: 3406-0390

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation**Abstract**

The dangerous modes of joint operation of the internal combustion engine (ICE) and the transmission of a high-speed tracked vehicle have been determined. Using the mathematical model of the ICE-transmission system developed in the LMS Imagine.Lab AMESim software package, the values of the transmission natural frequencies were calculated, and for the selected engine, the range of dangerous frequencies corresponding to the fundamental harmonic frequencies was determined. Based on the data obtained, ray diagrams were built, according to which engine operating modes were set in each gear, long-term operation on which is not recommended due to the risk of resonance in the transmission, and transmission sections were identified that were more at risk of breakdown due to resonance.

Keywords

Transmission, vibration, tracked vehicle, hazardous frequencies, fundamental harmonics, resonance, vibration node, natural frequency

Received 10.07.2020

© Bauman Moscow State Technical University, 2020

References

- [1] Kharitonov S.A., Tsipilev A.A. Dinamika mekhanicheskikh system [Dynamics of mechanical systems]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017 (in Russ.).
- [2] Polungyan A.A., Fominykh A.B., Staroverov N.N. Dinamika kolesnykh mashin [Dynamics of wheeled vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2013 (in Russ.).
- [3] Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy [Mechanical oscillations theory]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1980 (in Russ.).
- [4] Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebaniy [Introduction into mechanical oscillations theory]. Leningrad, Nauka Publ., 1989 (in Russ.).
- [5] Il'in M.M., Kolesnikov K.S., Saratov Yu.S. Teoriya kolebaniy [Oscillation theory]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2003 (in Russ.).
- [6] Zarubin V.S. Matematicheskoe modelirovanie v tekhnike [Mathematical modeling in technique]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010 (in Russ.).
- [7] Tverskov B.M. Dampening of transmission torsional vibrations. *Vestnik KGU. Ser. Tekhnicheskie nauki*, 2010, no. 17, pp. 22–24 (in Russ.).
- [8] Tverskov B.M. Damping of torsional vibrations of transmission. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2009, no. 2, pp. 22–26.
- [9] Issledovanie krutil'nykh kolebaniy v transmssii avtomobilya [Study on torsion motion in a vehicle transmission]. *lcard.ru: website*. URL: https://www.lcard.ru/portfolio/torsional_vibration (accessed: 15.04.2020).

Sapon V.M. — Student, Department of Multi-purpose Caterpillar Machines and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Tsipilev A.A., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Student, Department of Nuclear Reactors and Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Sapon V.M. Investigation of torsional vibrations in the transmission of a tracked vehicle of an intermediate weight category. *Politekhnicheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2020, no. 08(49). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-08-634.html> (in Russ.).