

**Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Институт Машиностроения, материалов и транспорта**

На правах рукописи

**Василевский Марк
Романович**

**Анализ и прогнозирование динамической нагруженности трансмиссии с
применением гасителей крутильных колебаний различной конструкции**

Направление подготовки: 15.06.01 Машиностроение

Код и наименование

Направленность: 15.06.01_01 Машиноведение, системы приводов и детали машин

Код и наименование

НАУЧНЫЙ ДОКЛАД

об основных результатах научно-квалификационной работы (диссертации)

Автор работы: Василевский М.Р.
Научный руководитель: профессор, д.т.н.,
Скотникова М.А.

Санкт Петербург – 2021

Научно-квалификационная работа выполнена в ВШ Машиностроения Института
ИММиТ федерального государственного автономного образовательного
учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого»

Директор ВШ Машиностроения: – *Любомудров Сергей
Александрович – к.т.н.,
доцент*

Научный руководитель: – *Скотникова Маргарита
Александровна – д.т.н.,
профессор*

Рецензент: – *Шалобаев Евгений Васильевич –
к.т.н., доцент ИТМО*

С научным докладом можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО
«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» и на сайте
Электронной библиотеки СПбПУ по адресу: <http://elib.spbstu.ru>

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

Степень универсальности современных тракторов постоянно повышается. Каждый современный трактор должен быть приспособлен к выполнению все большего числа разнообразных тяговых, транспортных и иных работ, поэтому все более сложными становятся их конструкции. Также, для повышения производительности труда постоянно увеличивается энерговооруженность тракторов, также увеличиваются скорости движения тракторных агрегатов. Это неизбежно приводит к увеличению динамической нагруженности деталей ходовой части и трансмиссии в целом, что в свою очередь способствует повышению уровня генерируемых при этом колебаний. Динамические и вибрационные нагрузки отрицательно воздействуют на узлы и детали самого трактора, на окружающую среду и на оператора. В трансмиссии и ходовой части они вызывают постоянные нарушения пространственного расположения и законов движения деталей, вследствие чего в их материале накапливаются усталостные повреждения.

В этой связи актуальным становится решение проблемы: разработать методологию определения, расчетную математическую модель и технические средства снижения динамической нагруженности трансмиссии трактора.

Цель работы.

Разработать математическую модель, позволяющую на этапе проектирования конструкторской документации на сельскохозяйственный трактор определить предстоящие в эксплуатации динамические нагрузки на трансмиссию, выявить уровень крутильных колебаний в трансмиссии, исследовать и определить опасные режимы совместной работы двигателя внутреннего сгорания и трансмиссии колесного трактора, а также эффективность работы гасителей крутильных колебаний.

Задачи исследования.

1. Разработать математическую модель динамической системы «двигатель – гаситель крутильных колебаний – трансмиссия» и определить динамические

нагрузки на трансмиссию трактора с применением гасителей крутильных колебаний различной крутильной жесткости.

2. Определить спектр возмущающего воздействия со стороны двигателя внутреннего сгорания.

3. Провести разложение спектра возмущения в частотной области для получения лучевой диаграммы, пригодной для исследования опасных режимов совместной работы двигателя и трансмиссии.

4. Провести модальный анализ динамической системы и определить опасные режимы совместной работы двигателя внутреннего сгорания и трансмиссии трактора.

5. Провести моделирование вынужденных колебаний в трансмиссии трактора и определить углы закрутки податливых участков упругих элементов трансмиссии.

Научная новизна.

1. Разработана математическая модель, позволяющая исследовать динамическую нагруженность трансмиссии трактора на этапе проектирования конструкторской документации.

2. Проведено разложение спектра возмущения двигателя от суммарных моментов газовых и инерционных сил, определен спектр возмущающего воздействия. Также проведено разложение спектра в частотной области, получена лучевая диаграмма, пригодная для исследования опасных режимов совместной работы двигателя и трансмиссии.

3. Проведено численное моделирование вынужденных колебаний при совместной работе системы «ДВС-ГКК-трансмиссия» на различных передачах. Исследованы гасители крутильных колебаний с разной крутильной жесткостью, определены возможные резонансные узлы и углы закрутки податливых участков элементов трансмиссии.

Теоретическая и практическая значимость.

1. Разработанная математическая модель может быть использована в инженерном центре АО «Петербургский тракторный завод» для исследования динамической нагруженности трансмиссии при модернизации серийных и проектировании вновь выпускаемых машин.

2. Для суммарных моментов от газовых и инерционных сил получено разложение в ряд Фурье до 12-й гармоники, что позволяет определить спектр возмущающего воздействия со стороны двигателя внутреннего сгорания. Также проведено разложение спектра в частотной области и получена лучевая диаграмма, пригодная для исследования опасных режимов совместной работы двигателя и трансмиссии.

3. Проведен модальный анализ системы «Двигатель-гаситель крутильных колебаний-трансмиссия». На основании анализа определены резонансные частоты упругих муфт и собственных частот трансмиссии, а также показаны наиболее опасные частоты, соответствующие главным гармоникам ДВС.

4. Численное моделирование вынужденных колебаний при совместной работе системы «Двигатель-гаситель крутильных колебаний-трансмиссия» показывает эффективность работы упругой муфты с определенными параметрами. Выявлены значения параметров, которые приводят к появлению резонансных явлений. Также были показаны углы закрутки податливых участков узлов трансмиссии и даны рекомендации по их снижению.

Апробация работы.

Результаты работы докладывались на:

1. Научно-практическая конференция XLVI «НЕДЕЛЯ НАУКИ СПбПУ». – СПб, 2015.
2. Научно-практическая конференция XLVII «НЕДЕЛЯ НАУКИ СПбПУ». – СПб, 2018.
3. International Scientific Conference «New materials and Technologies in Mechanical Engineering». – СПб, 2019.
4. Научно-практическая конференция XLVIII «НЕДЕЛЯ НАУКИ СПбПУ». – СПб, 2019.
5. Научно-техническая конференция «Проблемы прикладной механики». – Брянск, 2020.

Публикации.

Основные результаты исследований были опубликованы в 7 рецензируемых статьях, в том числе: в 2-х изданных журналах, индексируемых ВАК РФ, 3-х журналах Scopus и в 2-х статьях, индексируемых в РИНЦ.

Представление научного доклада: основные положения.

1. Разработка математической модели для исследования динамической нагруженности трансмиссии сельскохозяйственного трактора Кировец К-5 с применением гасителей крутильных колебаний различной крутильной жесткости.
2. Определение спектра возмущающего воздействия со стороны двигателя внутреннего сгорания.
3. Исследование крутильной системы «Двигатель – гаситель крутильных колебаний – трансмиссия» и определение собственных частот трансмиссии с применением различных типов гасителей крутильных колебаний.
4. Построение собственных форм системы для оценки соответствия узлов колебаний и собственных частот колебаний трансмиссии.
5. Разработка имитационного моделирования вынужденных колебаний трансмиссии с гасителями крутильных колебаний разных типов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

На сегодняшний день сельскохозяйственное производство неразрывно связано с его оснащённостью высокопроизводительной, энергонасыщенной техникой и зависит от уровня и темпов развития сельскохозяйственной техники. Степень универсальности современных тракторов постоянно повышается. Каждый современный трактор должен быть приспособлен к выполнению все большего числа разнообразных тяговых, транспортных и иных работ, поэтому все более сложными становятся их конструкции. Также, для повышения производительности труда постоянно увеличивается энерговооруженность тракторов, также увеличиваются скорости движения тракторных агрегатов. Это неизбежно приводит к увеличению динамической нагруженности деталей ходовой части и трансмиссии в целом, что в свою очередь способствует повышению уровня генерируемых при этом колебаний.

Динамические и вибрационные нагрузки отрицательно воздействуют на узлы и детали самого трактора, на окружающую среду и на оператора. В трансмиссии и ходовой части они вызывают постоянные нарушения пространственного расположения и законов движения деталей, вследствие чего в их материале накапливаются усталостные повреждения. Вибрации двигателя на его подвеске приводят к ухудшению показателей топливной экономичности. Вибрация деталей ходовой части оказывает вредное воздействие на структуру почвы и угнетающе действует на подрост.

1. Объектом исследования данной работы является трансмиссия колесного сельскохозяйственного энергонасыщенного трактора Кировец К-5. В частности, оценивается возможность применения гасителей крутильных колебаний с различными эксплуатационными параметрами, их воздействие на резонансные режимы работы трансмиссии и источник крутильных колебаний, способность выводить резонансные узлы колебаний в трансмиссии за рабочий диапазон частот вращения коленчатого вала двигателя.

2. Результаты и их обсуждение

2.1 Методика и материалы

В основу методологии исследования легли базовые принципы аналитической механики, дифференциального исчисления, использование фундаментальных уравнений механики, теории механических колебаний, применение уравнений механики Лагранжа для составления многофакторных математических моделей, применимых для исследования движения масс системы. Численное решение систем дифференциальных уравнений движения, прямого преобразования Фурье, а также определение собственных и вынужденных частот колебаний элементов трансмиссии на основе моделирования напряженного-деформированного состояния методом конечных элементов проводилось в программных пакетах SolidWorks, Mathcad, Amesim.

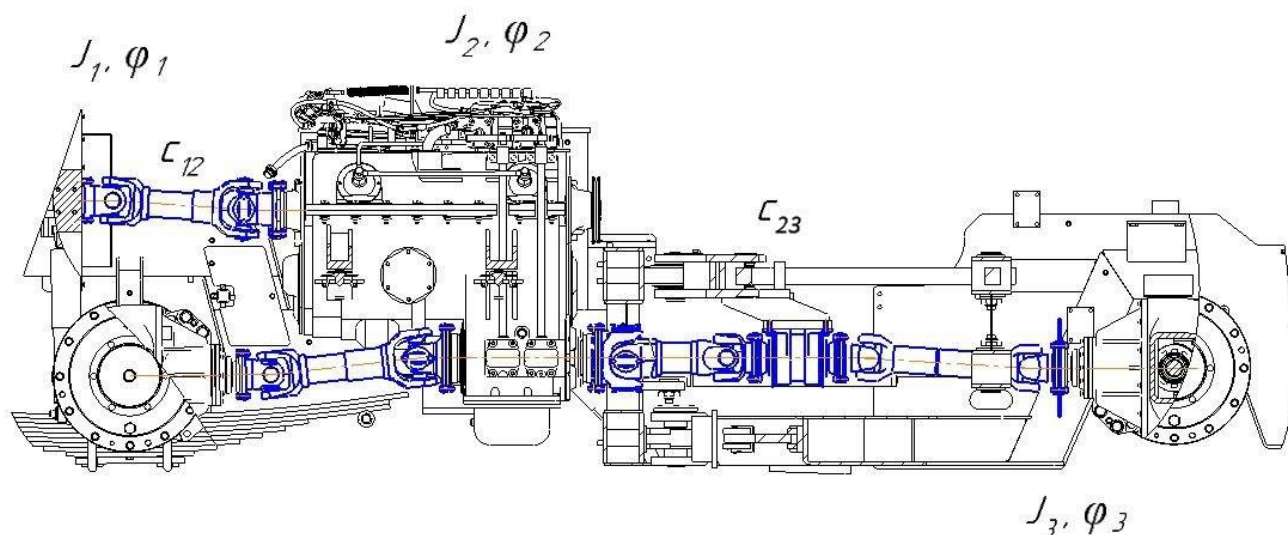
2.2 Исследование динамической нагруженности трансмиссии сельскохозяйственного трактора Кировец К-5

Исследование динамической нагруженности трансмиссии проводилось путем математического моделирования на трехмассовой эквивалентной схеме динамической системы трансмиссии колесного трактора Кировец К-5 «двигатель – гаситель крутильных колебаний – трансмиссия».

Преыдущие исследования показали, что максимальные динамические нагрузки в упругих связях машин возникают в пуско - тормозных режимах работы. Между тем, рост динамических нагрузок в упругих связях машин, в частности, сельскохозяйственных тракторов приводит к увеличению вибрационного воздействия как на саму машину, так и на водителя (оператора) [1-4].

Исходная и эквивалентная схемы динамической системы представлены на рисунке 1. Исследование проводилось с вариацией времени разгона и времени стопорения динамической системы. Также использовались различные упругие муфты, имеющие индивидуальные жесткостные и инерционные параметры.

а)



б)

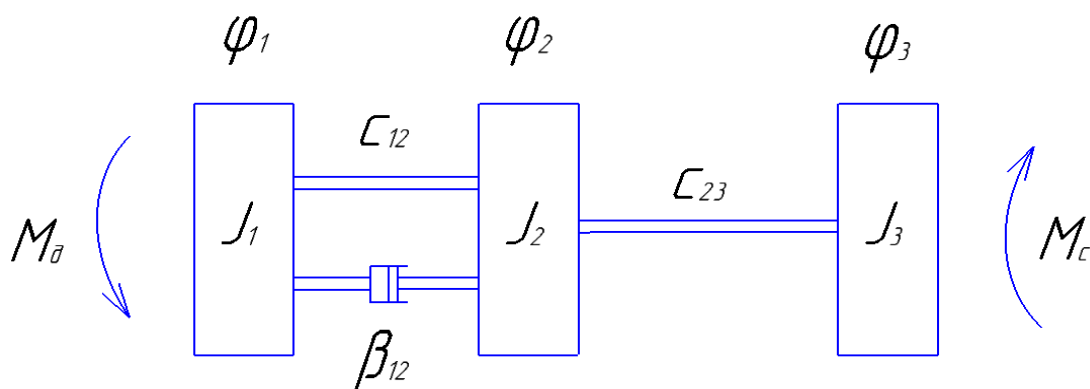


Рисунок 1 – Расчетная схема динамической системы трансмиссии трактора:
а) – исходная схема; б) – эквивалентная схема

Принятые обозначения:

J_1 – приведенный момент инерции маховика двигателя и ведущих частей упругой муфты;

J_2 – приведенный момент инерции ведомых частей муфты, КПП на каждой передаче и приведенных к нему частей карданных валов «ДВС-КПП», «КПП-передний мост», «КПП-промежуточная опора»;

J_3 – приведенный момент инерции части карданного вала «КПП-передний мост», вала-шестерни главной пары переднего моста, карданного вала «промежуточная опора-задний мост», вала-шестерни главной пары заднего моста и поступательно движущейся массы трактора;

c_{12} – суммарная жесткость упругой муфты, карданного вала на входе КП, КПП на каждой передаче, карданного вала «КПП-передний мост», вала-шестерни главной пары переднего моста;

c_{23} – суммарная жесткость карданного вала на выходе КП, полуосей моста, карданного вала «промежуточная опора-задний мост», вала-шестерни главной пары заднего моста;

φ_1 – угловое перемещения масс с моментом инерции J_1 ;

φ_2 – угловое перемещения масс с моментом инерции J_2 ;

φ_3 – угловое перемещения масс с моментом инерции J_3 ;

β_{12} – параметр затухания (упруго-вязкий коэффициент ($\beta_{12}=0,5 \text{ Н*м*с}$));

M_δ – крутящий момент двигателя на коленчатом валу;

M_c – приведенный к карданной передаче между двигателем и КП момент сопротивления.

Принятые допущения:

1) физико-механические свойства упругих связей постоянны;

2) движения масс описываются линейными дифференциальными

уравнениями с постоянными коэффициентами.

Для получения уравнения движения колебательной системы используются уравнения Лагранжа II рода [5, 6].

Кинетическая энергия динамической системы:

$$T = \frac{1}{2}J_1\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}J_3\dot{\varphi}_3^2. \quad (1)$$

Потенциальная энергия динамической системы:

$$\Pi = \frac{1}{2}c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2}c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)^2. \quad (2)$$

Диссипативная функция Рэля:

$$\Phi = \frac{1}{2}\beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2. \quad (3)$$

Выполнив все необходимые действия в соответствии с уравнениями Лагранжа II рода, получим систему уравнений, которая имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1\ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_\delta, \\ J_2\ddot{\varphi}_2 + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), \\ J_3\ddot{\varphi}_3 + M_c = c_{12}(\varphi_2 - \varphi_3). \end{array} \right. \quad (4)$$

Решая систему уравнений (4) относительно упругой деформации участка трансмиссии между двигателем внутреннего сгорания коробкой передач получаем дифференциальное уравнение четвертого порядка вида:

$$(\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + A(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + B(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C(\varphi_1 - \varphi_2) + D(\varphi_1 - \varphi_2) = E, \quad (5)$$

где

A, B, C, D, E – коэффициенты дифференциального уравнения, которые находятся по формулам:

$$A = \frac{J_2 * J_3 * (J_1 + J_2) * \beta_{12}}{J_1 * J_2^2 * J_3}, 1/c; \quad (6)$$

$$B = \left[\frac{(J_2 + J_3) * c_{23} * J_1 * J_2 + J_2 * J_3 * (J_1 + J_2) * c_{23}}{J_1 * J_2^2 * J_3} \right], 1/c^2; \quad (7)$$

$$C = \left[\frac{(J_2 + J_3) * c_{23} * (J_1 + J_2) * \beta_{12} - J_1 * J_3 * c_{23} * \beta_{12}}{J_1 * J_2^2 * J_3} \right], 1/c^3; \quad (8)$$

$$D = \left[\frac{(J_2 + J_3) * c_{23} * (J_1 + J_2) * c_{12} - J_3 * c_{12} * J_1 * c_{23}}{J_1 * J_2^2 * J_3} \right], 1/c^4; \quad (9)$$

$$E = - \left[\frac{(J_2 + J_3) * c_{23} * J_2 * M_d}{J_1 * c_{23}} + J_2 * M_c \right] * \frac{c_{23}}{J_2^2 * J_3}, 1/c^4. \quad (10)$$

Введя новую переменную $\Theta_1 = (\varphi_1 - \varphi_2) - D/c$, получим однородное уравнение вида:

$$\Theta_1^{IV} + A\ddot{\Theta}_1 + B\dot{\Theta}_1 + C\Theta_1 + D\Theta_1 = 0. \quad (11)$$

Исходные данные для расчета приведены в таблице 1.

Расчет проводился для наиболее опасных режимов работы трансмиссии. В качестве них принимаются передачи I-1, I-4, II-1, II-4, III-4, IV-4, R2-1, R2-4.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Значение на передаче							
	I-1	I-4	II-1	II-4	III-4	IV-4	RII-1	RII-4
J ₁ , кг*м ²	2,389							
- с муфтой 1								
- с муфтой 2	2,386							
J ₂ , кг*м ²	2,451	4,181	2,551	4,471	4,291	4,761	2,531	4,431
J ₃ , кг*м ²	5623							
c ₁₂ , Нм/рад	149169							
- с муфтой 1								
- с муфтой 2	5974	5981	5980	5982	5971	5973	5961	5968
c ₂₃ , Нм/рад	135714							

Численное решение дифференциального уравнения и нахождение коэффициентов уравнения выполнено методом Рунге-Кутты в программном пакете Mathcad.

Исследование выполнено при рассмотрении двух режимов работы системы: режим разгона, при различном времени разгона – 0,25; 0,5; 0,75 и 1 секунда и режим стопорения системы, при различном времени стопорения – 0,02; 0,04; 0,06 и 0,08 секунды.

В настоящее время для определения максимальных нагрузок в трансмиссии колесных машин повышенной проходимости используется коэффициент динамичности, представляющий собой отношение реальной нагрузки к нагрузке, подсчитанной в статике. Однако величина данного коэффициента не всегда может быть определена для вновь создаваемых машин. В связи с этим возникает потребность в достоверных аналитических методах расчёта максимальных нагрузок в трансмиссии на стадии проектирования.

Коэффициент динамичности определяется по формуле:

$$K_d = \frac{M_d}{M_c} + 1, \quad (12)$$

где

M_d – динамический момент, определяемый по формуле:

$$M_d = \Theta_1 * c_{12}, \quad (13)$$

где

Θ_1 – значение виброперемещения.

В формуле определения динамического момента используется коэффициент жесткости c_{12} , так как приведение крутящих моментов осуществлялось именно к участку карданного вала между упругой муфтой и КП.

Статический момент инерции двигателя определяется по формуле:

$$M_c = \frac{N * 9550}{n}, \quad (14)$$

где

N – номинальная мощность двигателя, кВт ($N=176,5$ кВт);

n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ($n=2200$ мин^{-1}).

Решение дифференциального уравнения численными методами производилось для режима разгона системы при начальных условиях соответственно:

$$\ddot{\Theta}_1 = \frac{\dot{\phi}_1}{t_p} = 0,25 \text{ 1/с}^2; 0,5 \text{ 1/с}^2; 0,75 \text{ 1/с}^2; 1 \text{ 1/с}^2.$$

Также был исследован режим стопорения системы при начальных условиях соответственно:

$$\dot{\Theta}_1 = v = 0,02 \text{ 1/с}; 0,04 \text{ 1/с}; 0,06 \text{ 1/с}; 0,08 \text{ 1/с}.$$

На рисунке 2 представлены графики вибрационного воздействия на трансмиссию трактора с муфтой 1, имеющей значение крутильной жесткости 163,1 кНм/рад в режиме разгона системы.

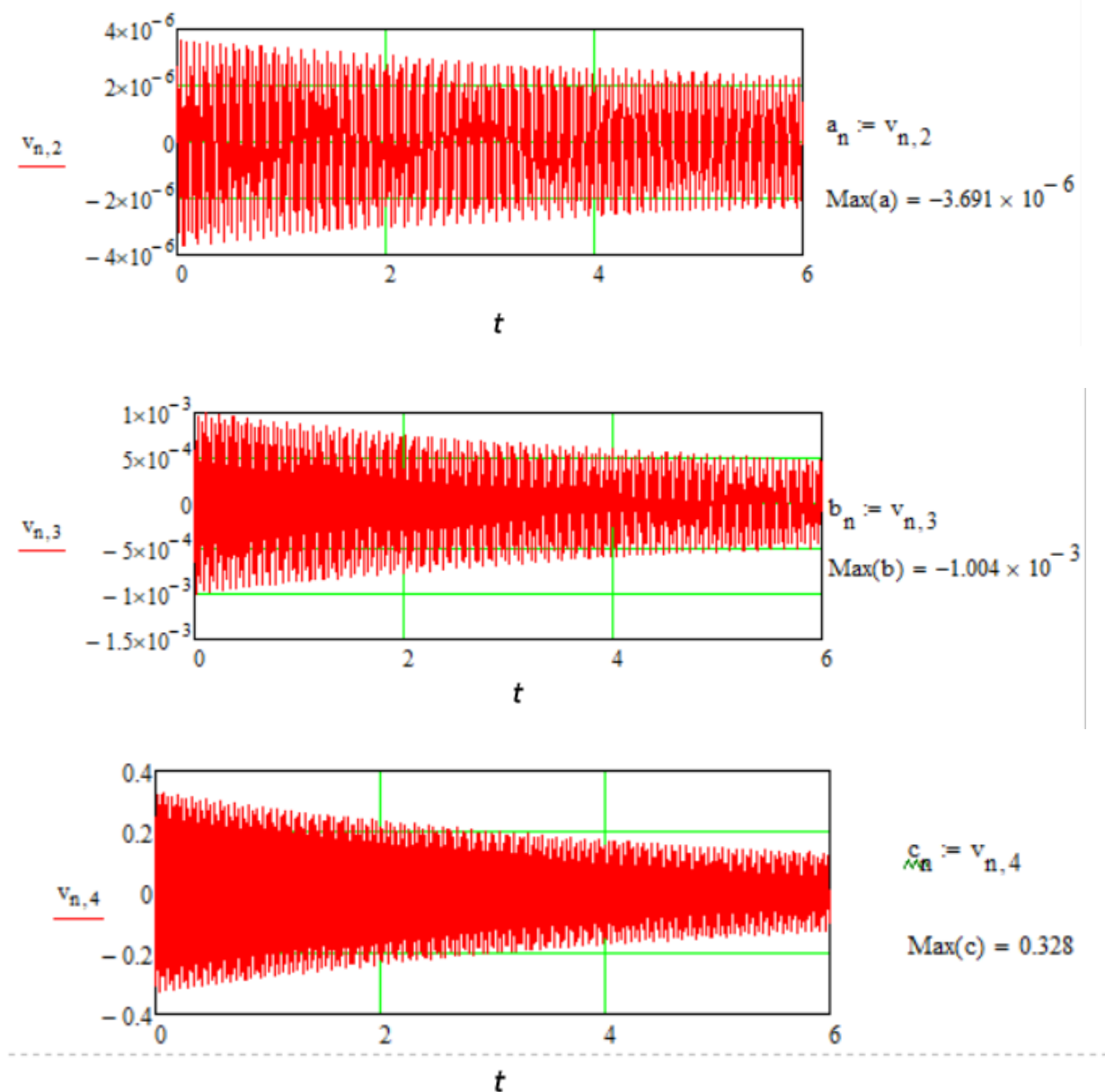


Рисунок 2 – Графики вибрационного воздействия на трансмиссию трактора с муфтой 1 в режиме разгона ($\ddot{\theta}_1 = 0,25 \text{ 1/c}_2$): $V_{n,2}$ – виброперемещение, $V_{n,3}$ – виброскорость, $V_{n,4}$ – виброускорение.

Большое значение в гашении возмущающих колебаний от источника (двигатель) имеет крутильная жесткость упругой муфты. Чем выше крутильная жесткость муфты, тем хуже она будет нивелировать вредные динамические нагрузки, исходящие от источника возмущения. Также, исследованиями выявлено, что крутильная жесткость муфт возрастает с увеличением частоты вращения, что, несомненно нужно учитывать при подборе параметров упругих муфт.

2.2 Определение спектра возмущающего воздействия со стороны двигателя внутреннего сгорания

На трактор Кировец К-5 устанавливается двигатель ЯМЗ 53654. Исходными данными для расчета являются конструктивные параметры двигателя и его скоростная характеристика. Данная информация представлена на рисунках 3 и 4 и в таблице 2.

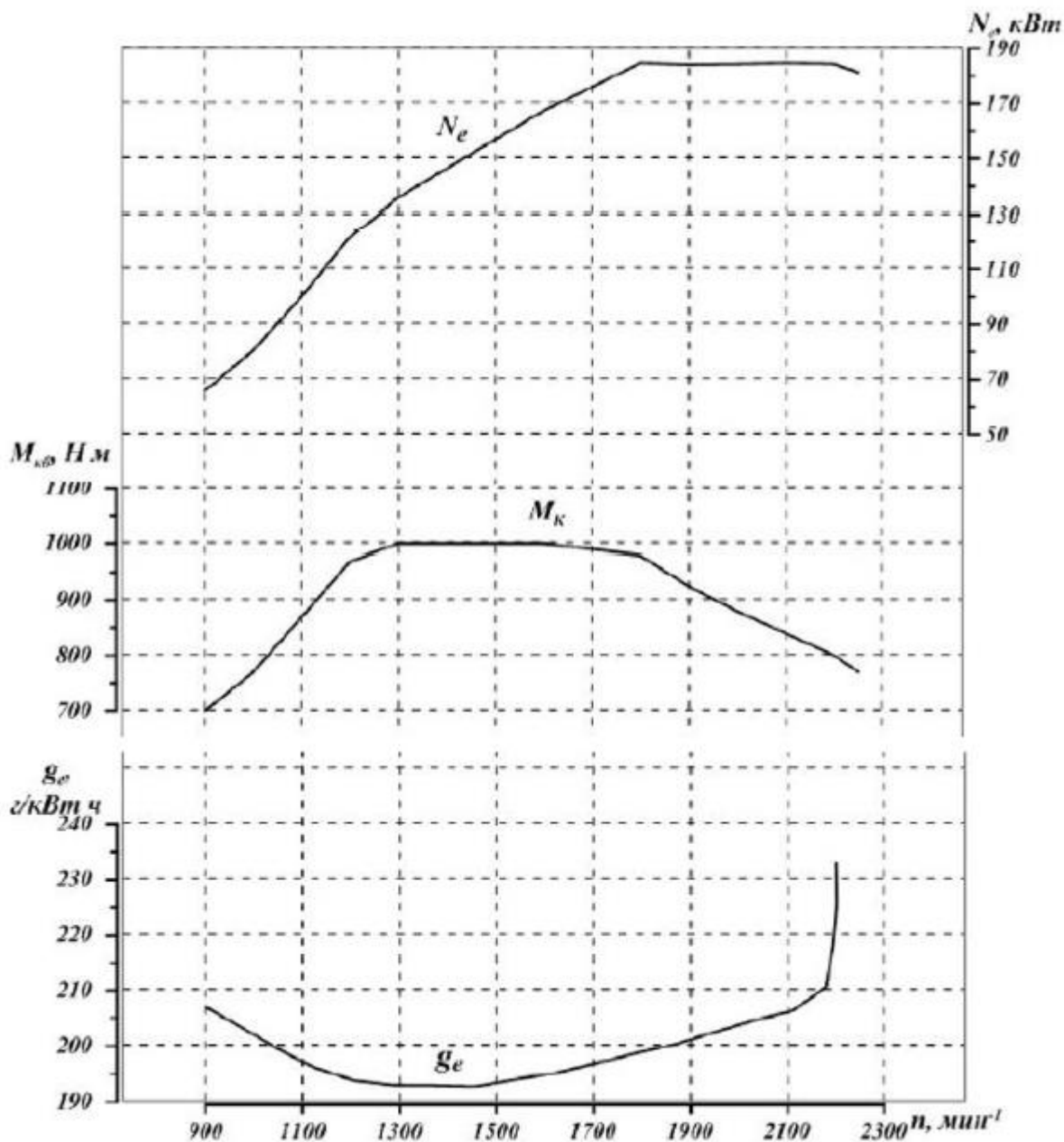
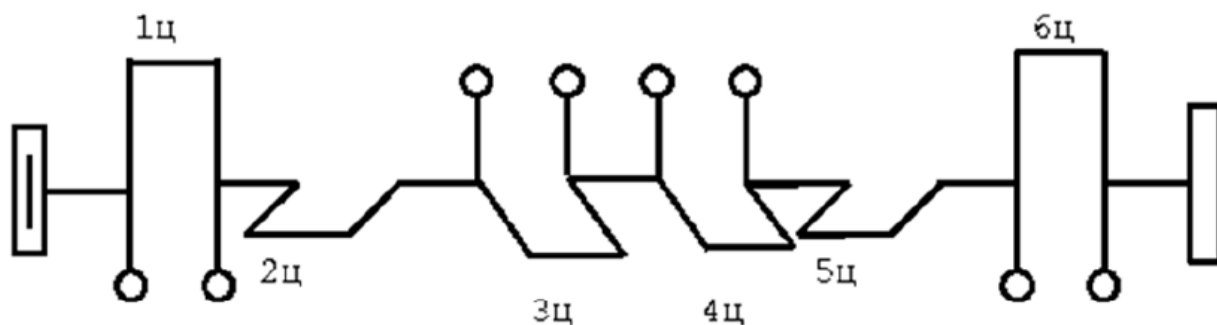


Рисунок 3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя



Порядок работы цилиндров

1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4

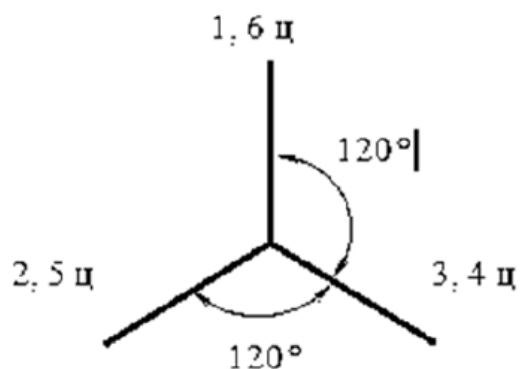


Рисунок 4 – Расположение цилиндров и порядок их работы

Таблица 2 – Конструктивные параметры двигателя

Наименование параметра	Значение
Количество цилиндров	6
Угол развала цилиндров, град	0
Диаметр поршня, м	0,105
Ход поршня, м	0,128
Давление надува, кПа	206
Степень сжатия	17,5:1
Мощность двигателя, кВт	176,5
Порядок работы цилиндров (см. Рис.4)	1-5-3-6-2-4
Угловой интервал поворота коленчатого вала при воспламенениях, град	120

На рисунке 5 представлены характеристики крутильной схемы ДВС.

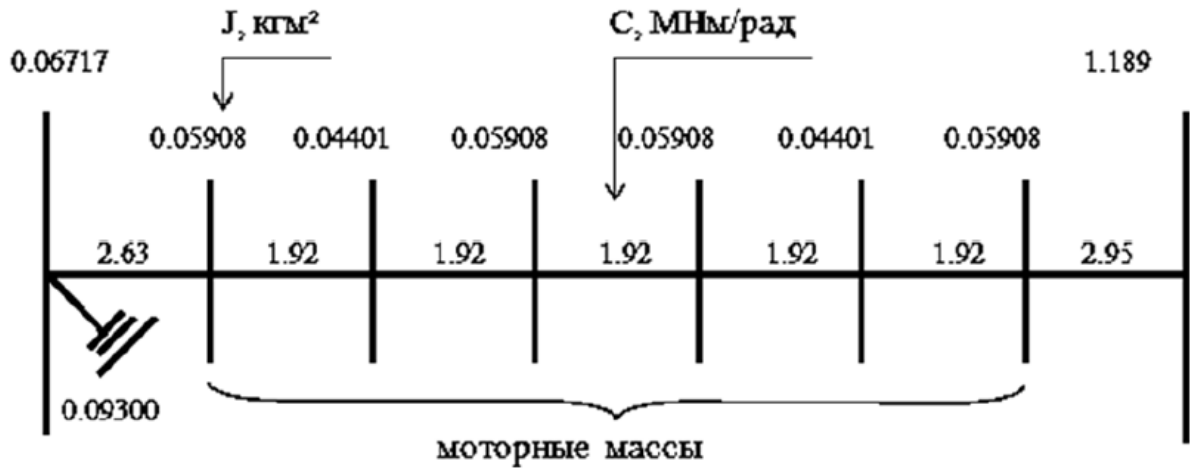


Рисунок 5 – Упруго-массовые характеристики крутильной системы ДВС

Момент от газовых сил и его гармонические составляющие рассчитываются по зависимостям (15) и (16) и изображены на рисунке 6 [7, 8].

Суммарный момент от инерционных сил в одном цилиндре:

$$M_{\text{ци}}(t) = \sum_{v=1}^4 M_{\text{ви}}^1 \sin(v\omega_{\text{дв}} t + \psi_{\text{ви}}^1). \quad (15)$$

Суммарный момент от инерционных сил для первого отсека ДВС:

$$M_{\text{отсека и}}(t) = \sum_{v=v_{\text{min}}}^{\infty} M_{\text{отсекави}} \sin(v\omega_{\text{дв}} t + \psi_{\text{отсекави}}). \quad (16)$$

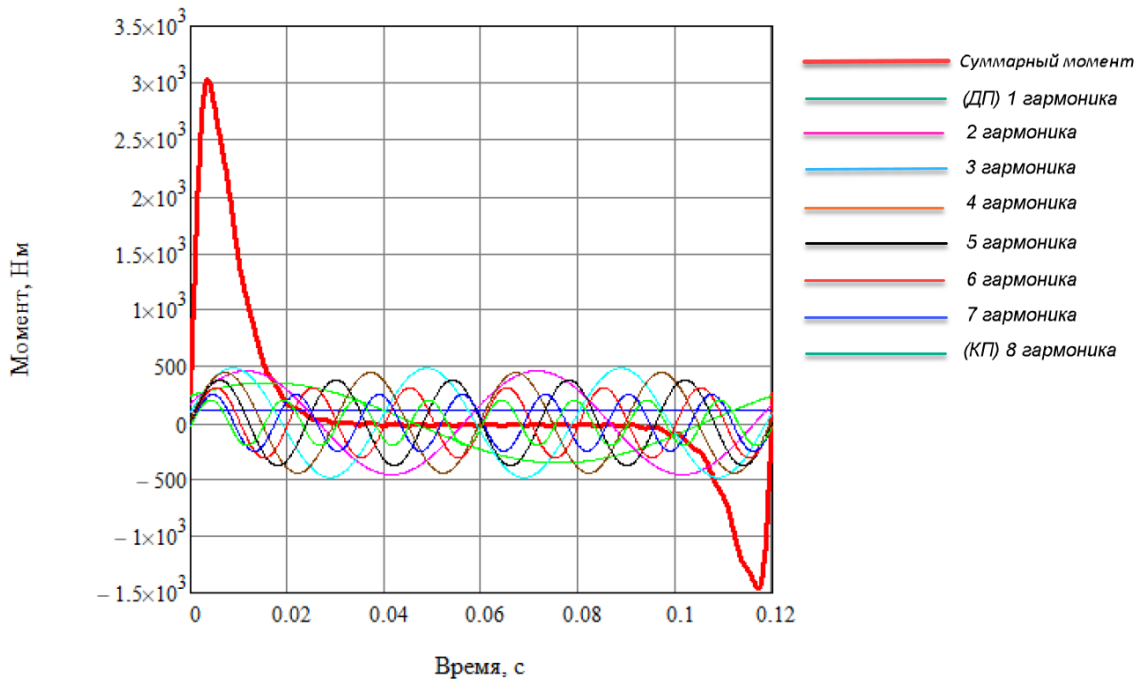


Рисунок 6 – Момент от газовых сил в первом цилиндре ДВС и его гармонические составляющие

Суммарный момент от газовых сил, приходящийся на маховик представлен на рисунке 7.

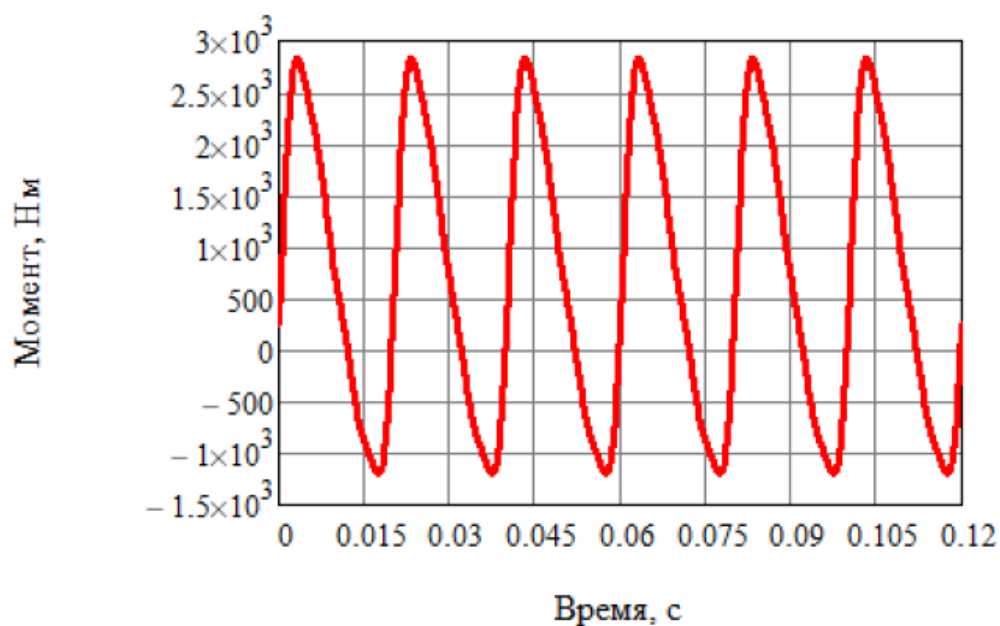


Рисунок 7 – Суммарный момент от газовых сил на маховике:

Момент от инерционных сил в первом цилиндре ДВС и его гармонические составляющие изображен на рисунке 8. Суммарный момент от газовых и инерционных сил в первом цилиндре представлен на рисунке 9, а момент на маховике – на рисунке 10.

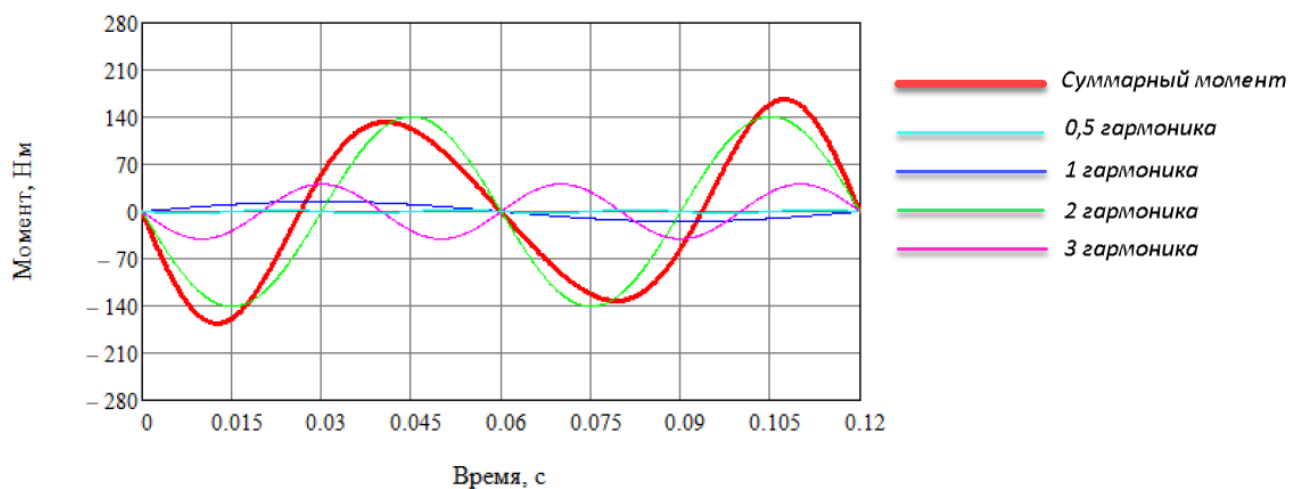


Рисунок 8 – Момент от инерционных сил в первом цилиндре ДВС и его гармонические составляющие

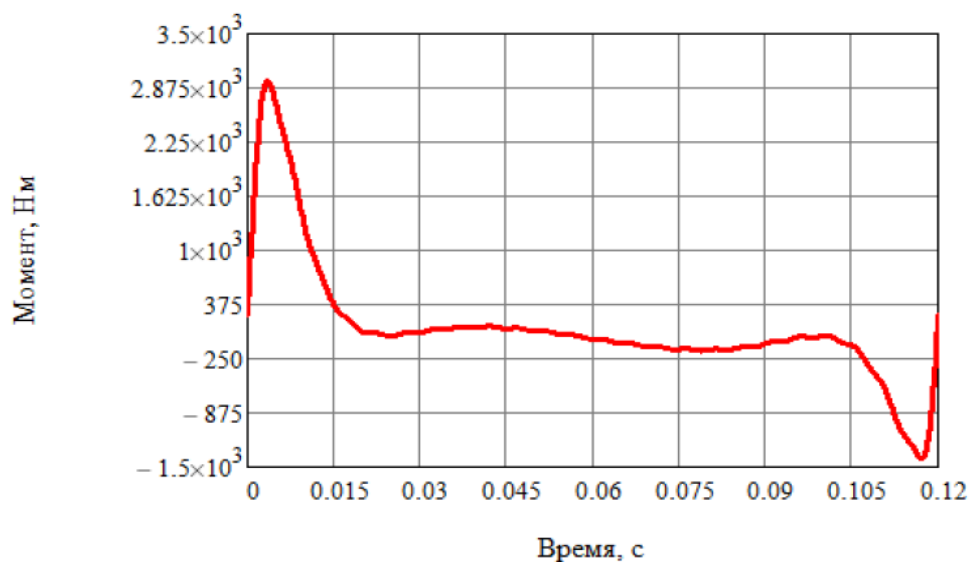


Рисунок 9 – Суммарный момент от газовых и инерционных сил в первом цилиндре ДВС

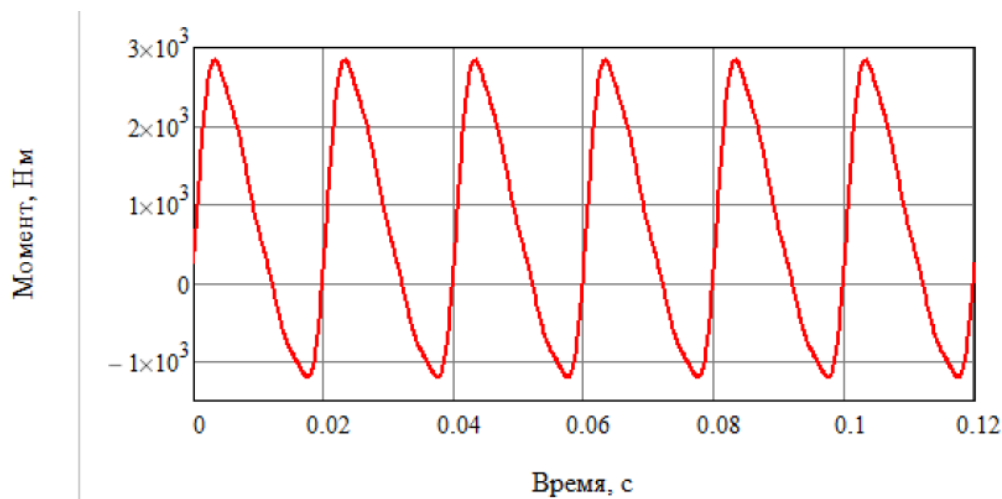


Рисунок 10 – Суммарный момент от газовых и инерционных сил на маховике

С учетом частоты вращения коленчатого вала ДВС амплитудно-частотная характеристика принимает форму трехмерной зависимости. На рисунке 11 показано трехмерное представление возмущающего момента от действия газовых и инерционных сил для первых четырех главных гармоник, приведенное к маховику ДВС. Для четырехтактного шестицилиндрового ДВС главными гармониками являются 3, 6, 9, 12.

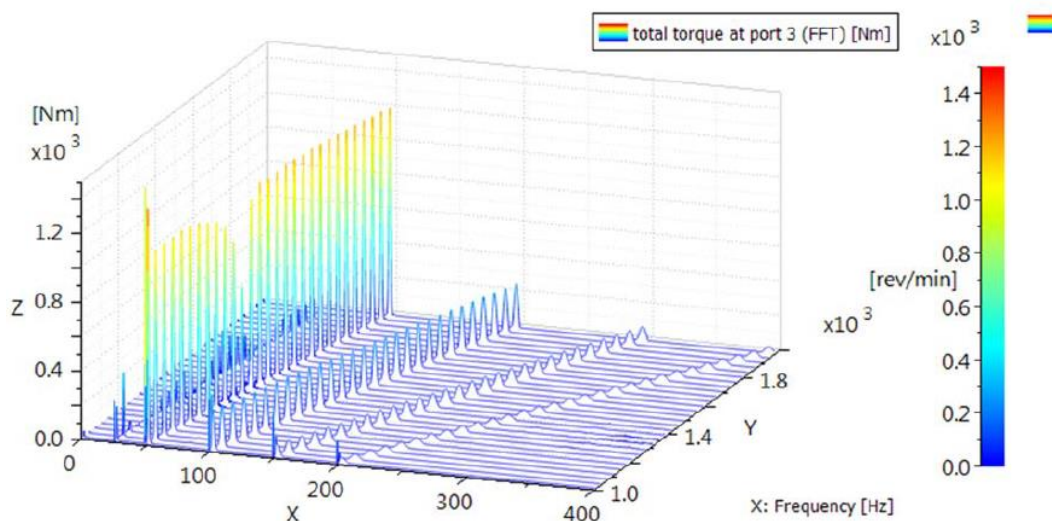


Рисунок 11 – Частотное представление спектра момента двигателя

Лучевую диаграмму для дальнейшего анализа частот удобно представить в виде, изображенном на рисунке 12. Здесь красным цветом представлены частоты возмущающего воздействия, которые находятся в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС от холостого хода до максимально разрешенной. Частота возмущающего воздействия со стороны ДВС зависит от порядка гармонической составляющей и угловой скорости коленчатого вала ДВС.

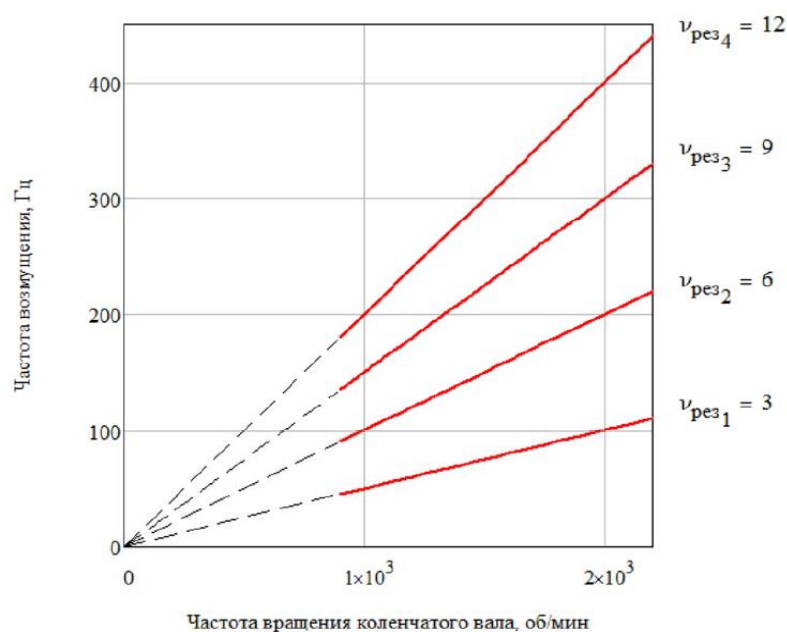
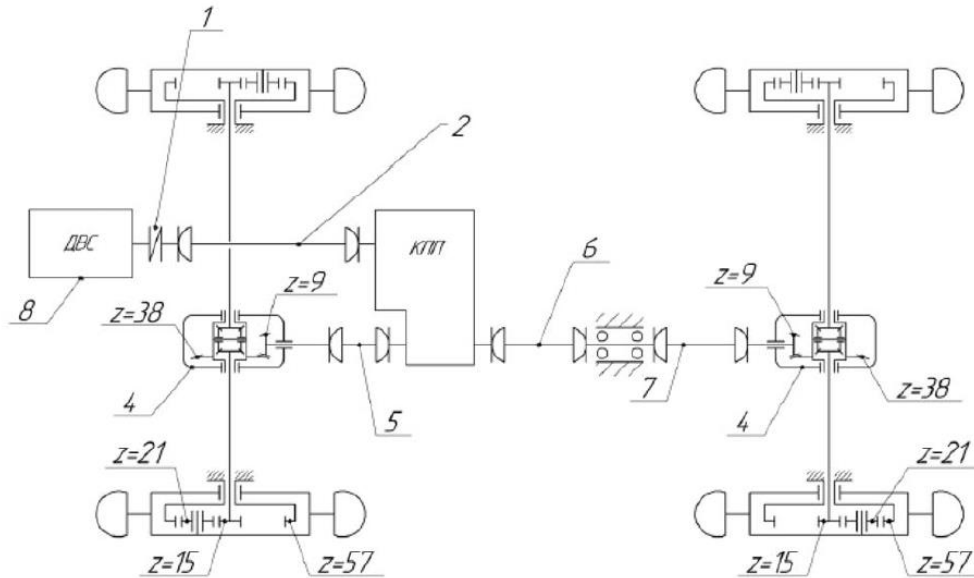


Рисунок 12 – Лучевая диаграмма спектра возмущающего воздействия со стороны ДВС для первых четырех главных гармоник

2.3 Исследование крутильной системы «Двигатель – гаситель крутильных колебаний – трансмиссия» и определение собственных частот трансмиссии с применением различных типов гасителей крутильных колебаний

На рисунке 13 приведена кинематическая схема трансмиссии, а на рисунке 14 – крутильная схема.



1 – упругая муфта; 2 – карданный вал «ДВС-КПП»; 3 – коробка переключения передач (КПП); 4 – мост ведущий; 5 – карданный вал «КПП-передний мост»; 6 – карданный вал «КПП-промежуточная опора»; 7 – карданный вал «промежуточная опора-задний мост»; 8 – ДВС

Рисунок 13 – Кинематическая схема трансмиссии

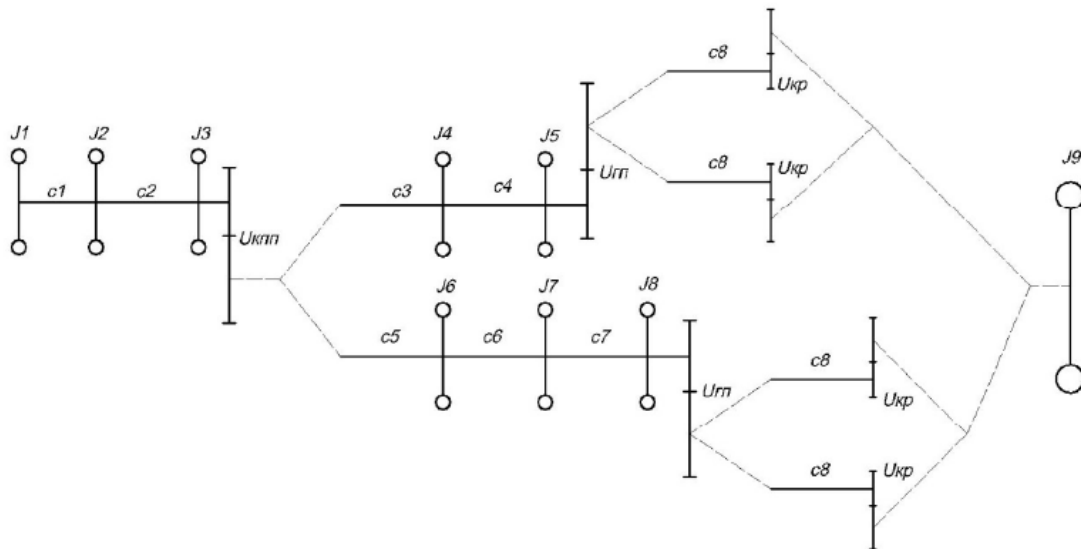


Рисунок 14 – Крутильная схема трансмиссии

Крутильная схема совместной работы двигателя и трансмиссии имеет 9 сосредоточенных масс и 8 крутильных жесткостей, что соответствует 9 значениям собственных частот, одна из которых равна нулю, так как система имеет возможность вращения как единого тела.

Значения собственных частот получены с использованием численных методов и представлены в таблице 3 – для муфты с крутильной жесткостью 163,1 кНм/рад, в таблице 4 – для муфты с крутильной жесткостью 4,4 кНм/рад для наиболее опасных режимов работы.

Таблица 3 – Собственные частоты трансмиссии с муфтой 163,1 кНм/рад

Номер передачи	Собственные частоты, Гц							
	I-1	3,85	40,71	49,66	70,96	175,23	201,67	207,77
I-4	4,04	34,32	49,56	71,29	174,23	201,67	207,79	496,01
II-1	4,09	38,92	50,69	72,41	175,18	201,68	207,79	49,17
II-4	4,49	33,01	50,63	73,26	174,15	201,70	207,89	496,37
III-4	5,03	32,34	51,90	76,52	174,21	201,74	208,06	496,97
IV-4	6,08	30,32	53,55	85,01	174,21	201,84	208,53	498,59
RII-1	4,68	36,70	52,57	76,91	175,22	201,74	208,06	496,03
RII-4	5,43	31,55	52,60	79,31	174,18	201,77	208,20	497,49

Таблица 4 – Собственные частоты трансмиссии с муфтой 4,4 кНм/рад

Номер передачи	Собственные частоты, Гц							
	I-1	3,84	10,89	46,80	66,87	194,90	201,43	207,88
I-4	4,01	9,08	47,37	68,08	195,00	201,92	209,37	496,00
II-1	4,07	10,55	47,68	68,66	194,99	201,83	208,80	496,16
II-4	4,47	8,74	49,14	72,61	194,99	201,80	210,33	496,36
III-4	4,98	32,34	51,90	76,52	174,21	201,74	208,06	496,96
IV-4	5,97	8,18	51,11	81,61	195,19	202,76	210,69	498,59
RII-1	4,59	10,29	49,26	72,72	195,06	202,11	207,89	496,24
RII-4	5,34	8,56	49,96	75,64	195,07	202,15	210,08	497,49

Результаты, представленные в таблицах 3-4 позволяют сделать следующие выводы:

- 1) Крутильная жесткость влияет на вторую собственную частоту, остальные значения собственных частот изменяются незначительно.
- 2) При изменении номера передачи значительно изменяются только вторая и четвертая собственные частоты.
- 3) Снижение крутильной жесткости упругой муфты позволяет вывести вторую собственную частоту из рабочей зоны третьей гармоники ДВС (первой главной).

В связи с этим лучевые диаграммы представлены только для одной наиболее опасной передачи для каждой из рассмотренных муфт.

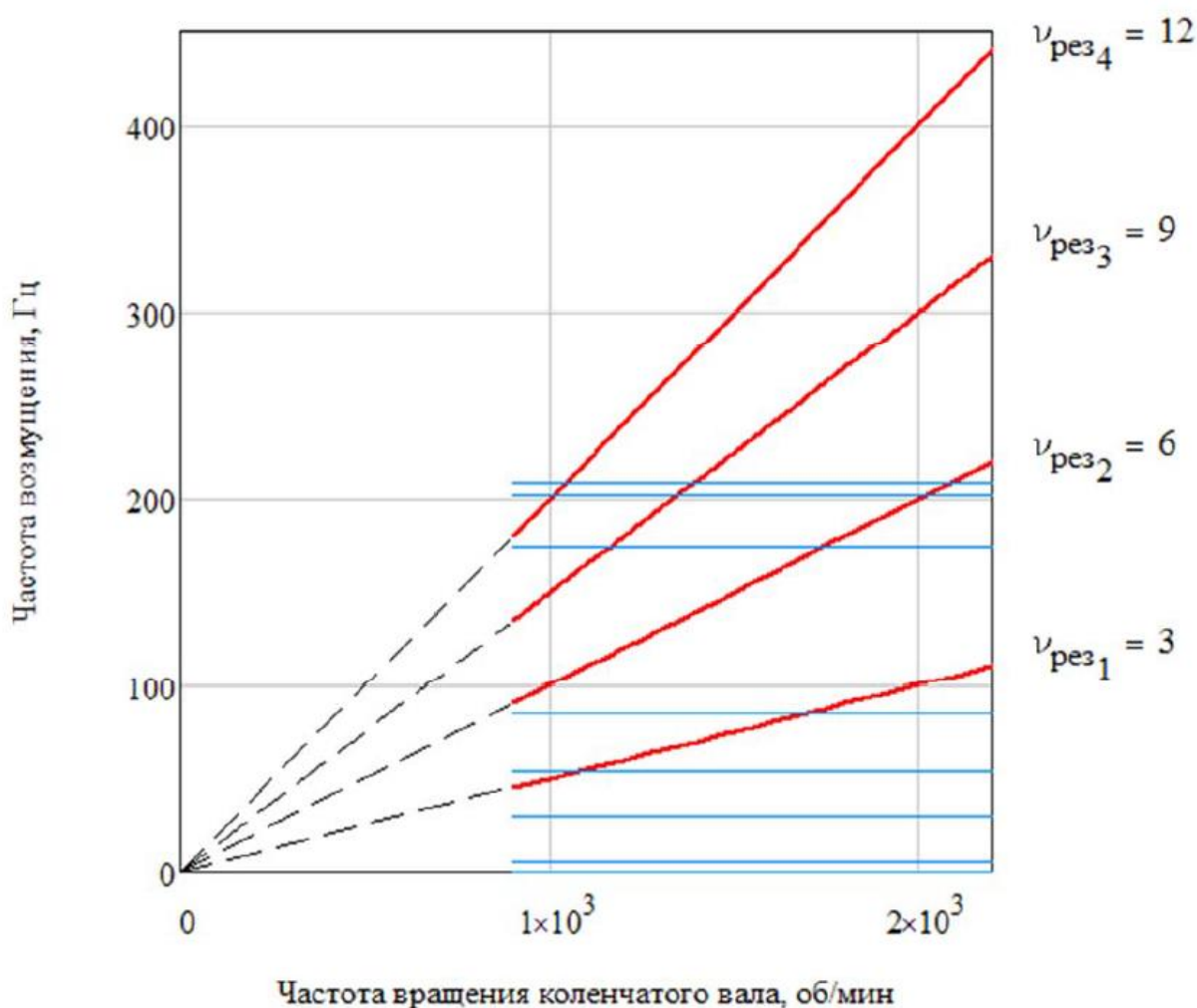


Рисунок 15 – Лучевая диаграмма для передачи IV-4 (муфта 163,1 кНм/рад)

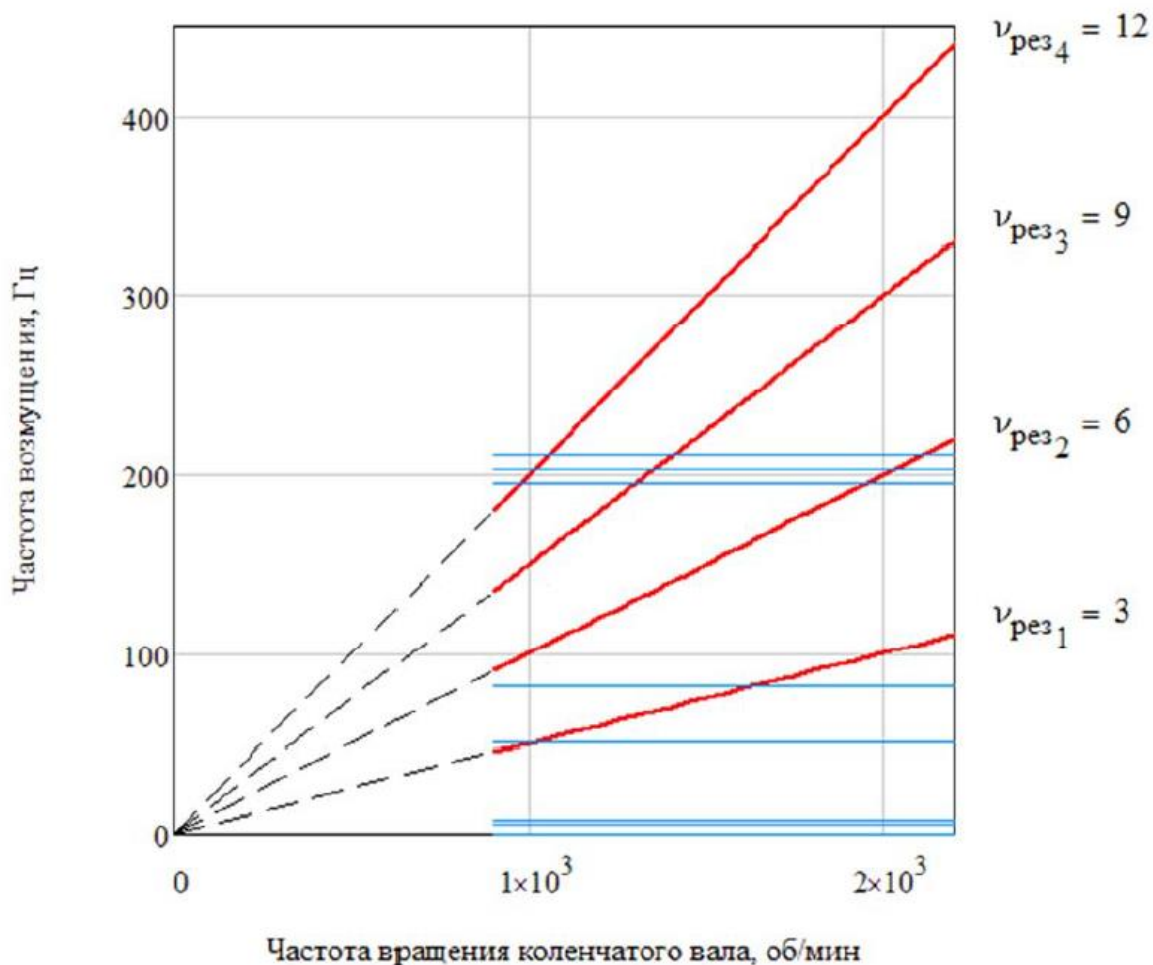


Рисунок 16 – Лучевая диаграмма для передачи IV-4 (муфта 4,4 кНм/рад)

2.4 Построение собственных форм системы для оценки соответствия узлов колебаний и собственных частот колебаний трансмиссии

Чтобы оценить, каким образом значения собственных частот колебаний трансмиссии соответствуют узлам колебаний, необходимо построить собственные формы системы для данных частот. Они приведены для передачи I-1: на рисунке 17 – для трансмиссии с упругой муфтой, имеющей крутильную жесткость 163,1 кНм/рад; на рисунке 18 – для трансмиссии с упругой муфтой, имеющей крутильную жесткость 4,4 кНм/рад. Номера масс соответствуют индексам на рисунке 14. Собственные формы построены отдельно для потоков мощности «ДВС-передний мост» (изображения слева) и «ДВС-задний мост» (изображение справа). Колебания при частотах свыше 200 Гц, как правило, низкоэнергетические и их амплитуды не достигают опасных значений (низкочастотный шум), в связи с этим собственные формы, соответствующие этим частотам, не выводятся.

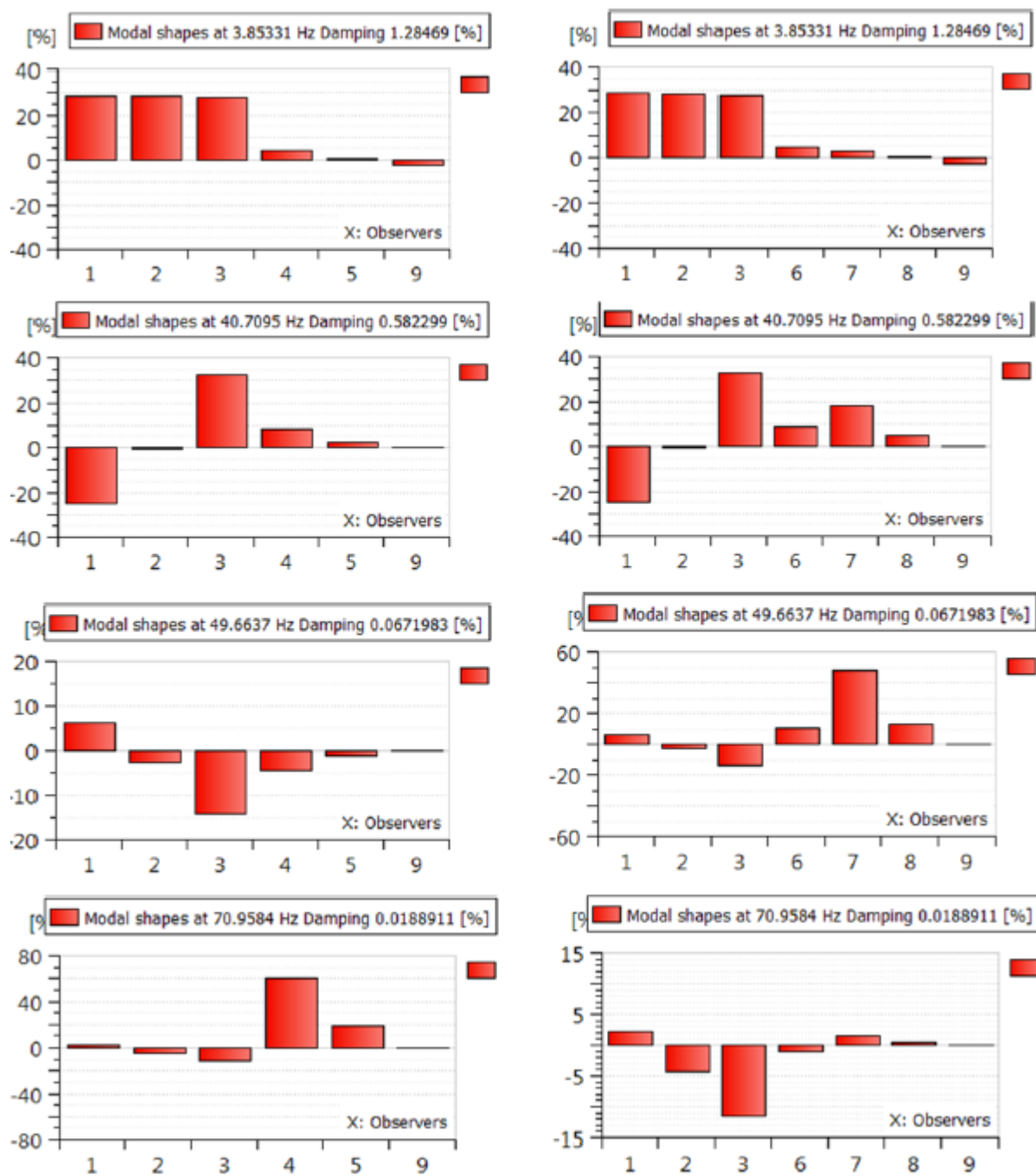


Рисунок 17 – Собственные формы трансмиссии на передаче I-1 (муфта с крутильной жесткостью 163,1 кНм/рад)

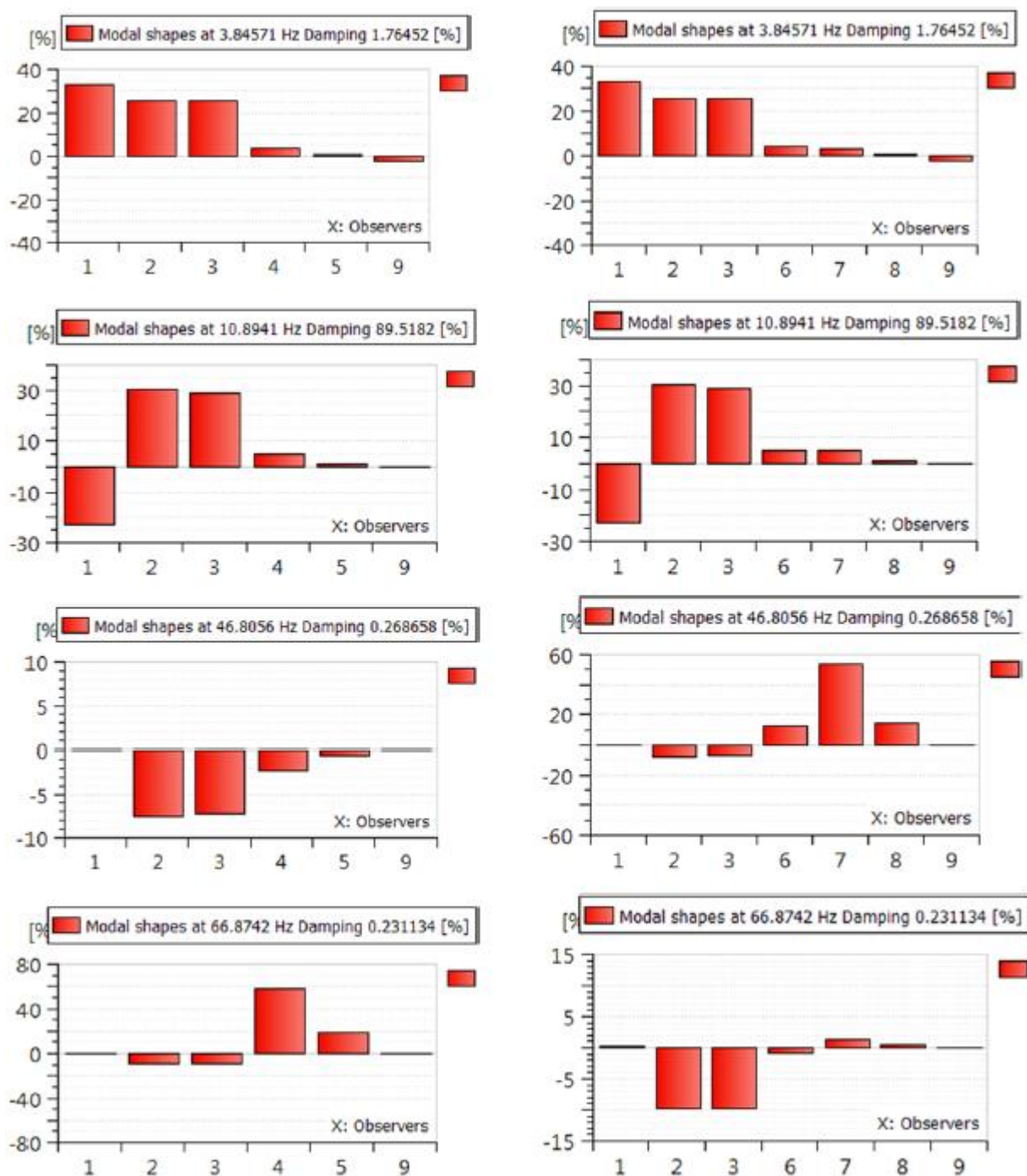


Рисунок 18 – Собственные формы трансмиссии на передаче I-1 (муфта с крутильной жесткостью 4,4 кНм/рад)

Анализ собственных форм позволяет сделать следующие выводы:

- 1) При использовании муфты с крутильной жесткостью 163,1 кНм/рад:
 - при частоте 53,55 Гц – узлы в муфте, на карданных валах «КПП-промежуточная опора», «промежуточная опора-задний мост»;

– при частоте 85,00 Гц – узлы на карданных валах «КПП-передний мост», «КПП-промежуточная опора», «промежуточная опора-задний мост», незначительный узел в муфте.

2) При использовании муфты с крутильной жесткостью 4,4 кНм/рад:

– при частоте 51,11 Гц – незначительный узел в муфте, узлы на карданных валах «КПП-промежуточная опора», «промежуточная опора-задний мост»;

– при частоте 81,61 Гц – узлы на карданных валах «КПП-передний мост», «КПП-промежуточная опора», незначительный узел в муфте.

2.5 Разработка имитационного моделирования вынужденных колебаний трансмиссии трактора Кировец К-5 с гасителями крутильных колебаний разных типов

Одним из наиболее эффективных методов расчета вынужденных колебаний трансмиссии при ее совместной работе с двигателем внутреннего сгорания является так называемое «прямое» моделирование, то есть моделирование непосредственного процесса разгона трактора при работе ДВС на внешней скоростной характеристике [7, 8]. Возмущающее воздействие со стороны ДВС подводится непосредственно к маховику ДВС. Внешнее сопротивление прикладывается к крутильной массе, соответствующей трактору. Численно оно равно среднему крутящему моменту ДВС, соответствующему текущей частоте вращения коленчатого вала, умноженному на передаточное число трансмиссии на данной передаче. Полигармоническое воздействие раскладывается в ряд Фурье, а затем может быть представлено в виде:

$$T = H_0 + \sum G_i \sin(i\omega t + \varphi_i), \quad (15)$$

где

H_0 – средний момент ДВС по внешней характеристике, Нм;

G_i – амплитуда i -ой гармоники ДВС, Нм;

φ_i – фазовый угол i -ой гармоники ДВС, рад;

ω – частота вращения коленчатого вала ДВС, рад/с.

Наивысшие амплитуды имеют так называемые главные гармоники, кратные числу вспышек в цилиндрах за один оборот коленчатого вала двигателя.

При моделировании рассматривается медленный разгон трактора на каждой передаче. Время изменения частоты вращения коленчатого вала от частоты холостого хода (900 об/мин) до максимальной частоты вращения (2200 об/мин) составляет 80 секунд. Для ограничения амплитуд колебаний в систему вводится трение:

– для податливых участков валов с целью определения максимальных амплитуд колебаний – в размере, соответствующем внутренним потерям в материале (гистерезисные потери гладких валов). Эти значения приняты равным 0,03 – 0,05 Нмс/рад в зависимости от размера вала;

– для муфты с крутильной жесткостью 163,1 кНм/рад трение задается в виде гистерезисных потерь, полученных по результатам эксперимента. Оно составляет 500 Нм;

– для муфты с крутильной жесткостью 4,4 кНм/рад трение задается вязким из расчета, что относительный коэффициент демпфирования равен 1,75 (данные получены из каталога).

На рисунке 19 представлена крутильная схема для моделирования вынужденных колебаний.

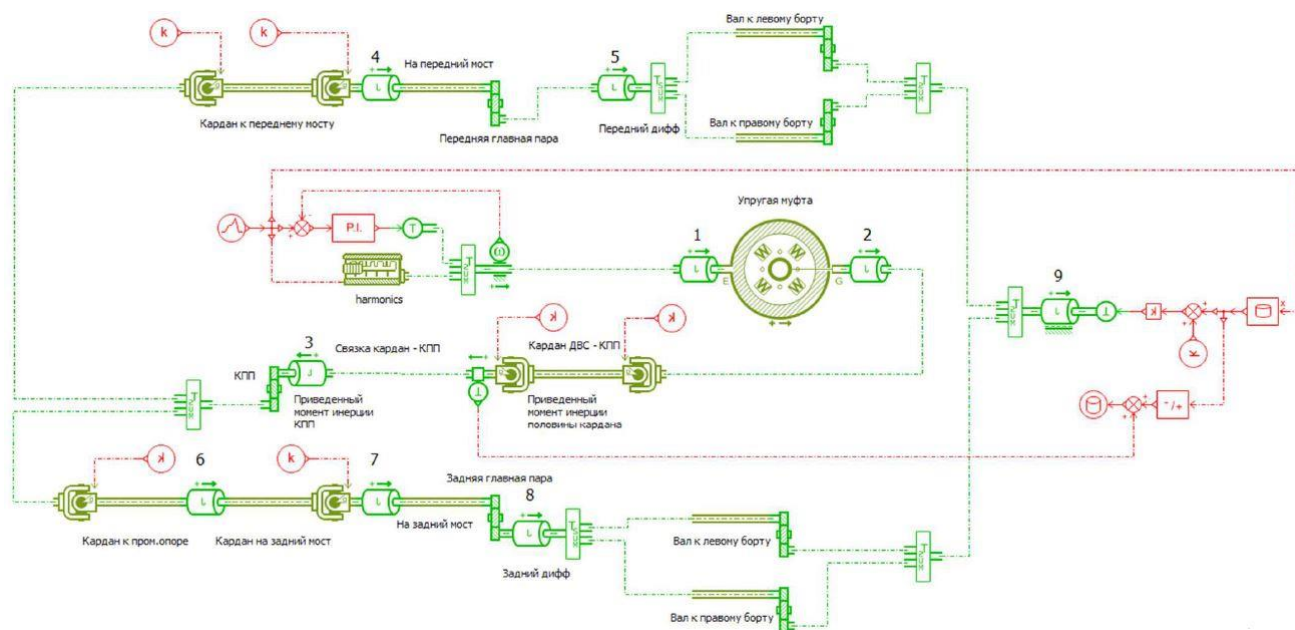


Рисунок 19 – Крутильная схема трансмиссии

На рисунках 20-21 представлены результаты моделирования для передачи I-1 для муфт с крутильной жесткостью 163,1 кНм/рад и 4,4 кНм/рад соответственно.

По оси абсцисс на всех графиках – частота вращения коленчатого вала ДВС, по оси ординат относительный угол закрутки. Углы закрутки построены с шагом вывода результата в 10 Гц.

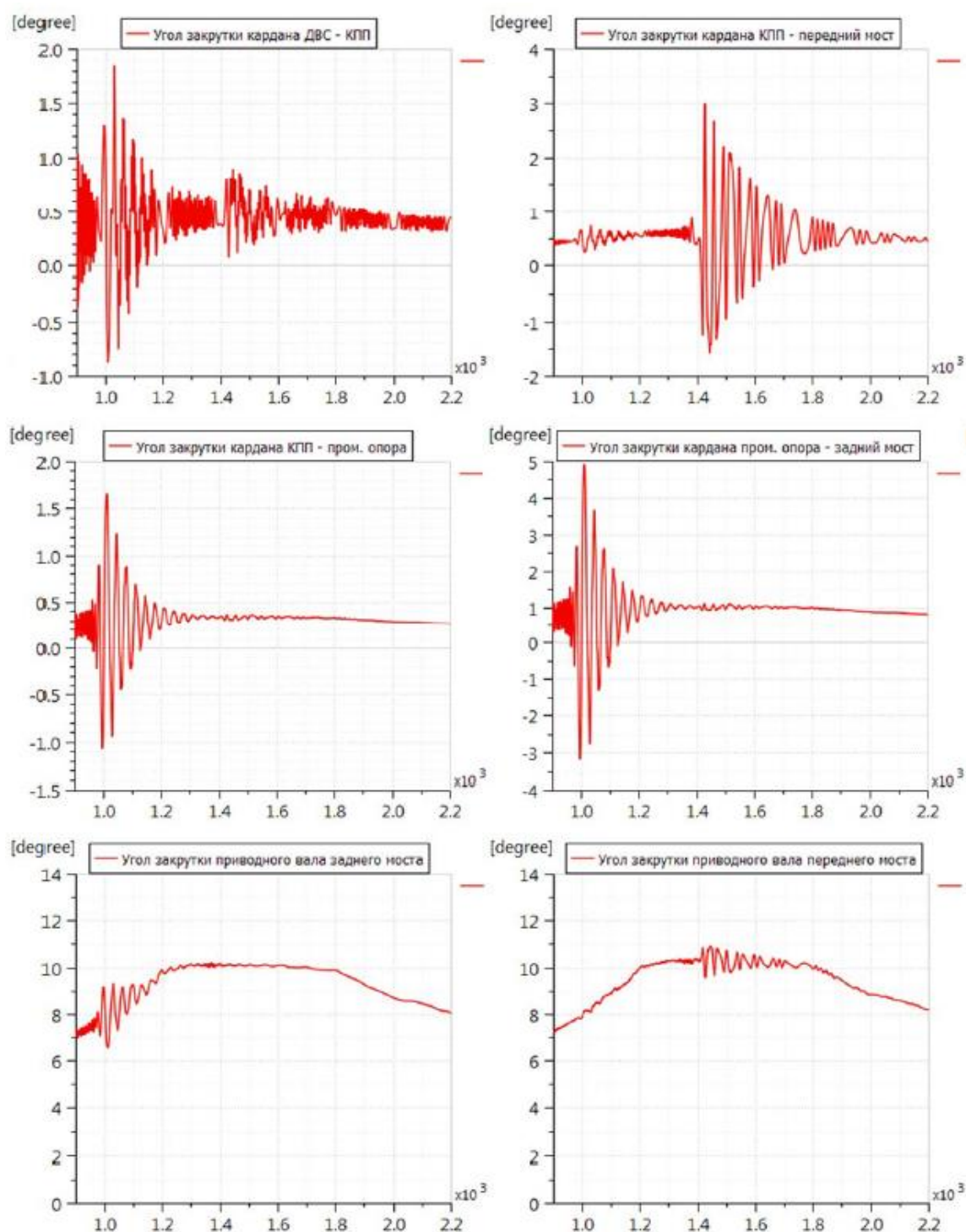


Рисунок 20 – Углы закрутки валов на передаче I-1

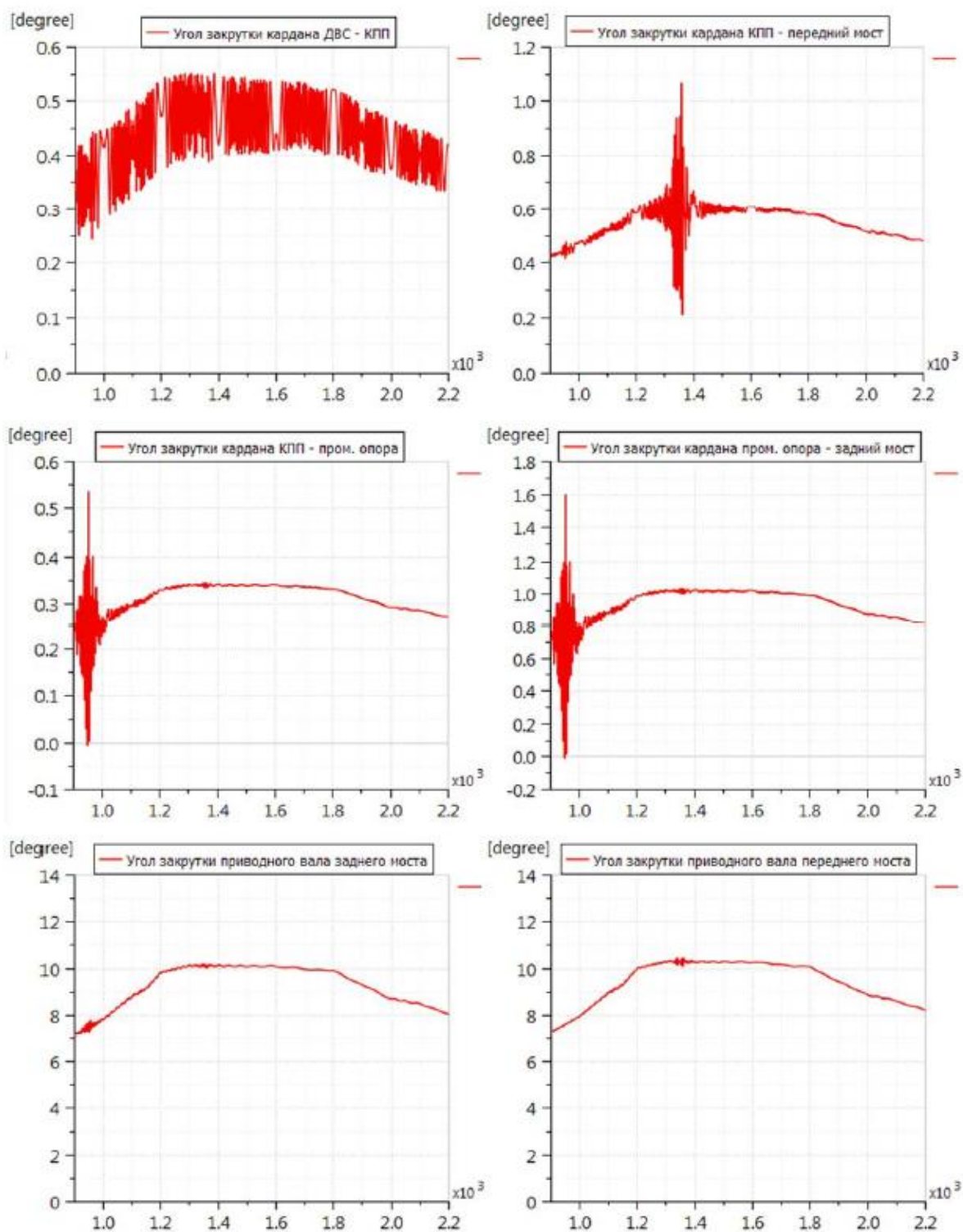


Рисунок 21 – Углы закрутки валов на передаче I-1

Заключение

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Исследование динамической нагруженности трансмиссии трактора с применением упругих муфт, имеющих различные значения крутильной жесткости показывают, что динамический момент в области участка между двигателем и коробкой передач в целом незначителен. Однако, анализ результатов расчета показывает, что с увеличением крутильной жесткости гасителя крутильных колебаний возрастает динамический момент и, следовательно, коэффициент динамичности. Также из расчета видно, что наиболее нагруженным является режим стопорения системы. При увеличении времени стопорения системы, пропорционально возрастают виброперемещение, виброскорость и виброускорение, и, как следствие, увеличивается динамический момент.
2. Резонансная частота муфты вне зависимости от ее характеристики, соответствует второй собственной частоте трансмиссии. При этом для муфты с крутильной жесткостью 163,1 кНм/рад она изменяется в диапазоне 30...41 Гц, для муфты с крутильной жесткостью 4,4 кНм/рад в диапазоне 8...11 Гц.
3. В трансмиссии имеется ряд собственных частот, совпадающих с частотами гармоник ДВС. В этих точках могут возникать опасные режимы работы.
4. Наиболее опасными являются частоты в диапазоне от 45 до 110 Гц, так как соответствуют первой главной гармонике ДВС (третьей гармонике колебаний).
5. Муфта, имеющая крутильную жесткость 163,1 кНм/рад, не обеспечивает эффективного гашения крутильных колебаний. Собственная частота, соответствующая колебаниям трансмиссии с «узлом» в муфте, лежит в области рабочих оборотов двигателя на главных гармониках.
6. Муфта с крутильной жесткостью 4,4 кНм/рад оптимальна для применения в составе трансмиссии трактора, она эффективно гасит вибрации двигателя. Собственные частоты трансмиссии, имеющие «узел» колебаний в муфте, лежат далеко за пределами рабочих оборотов двигателя и не пересекаются с их главными гармониками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *M.R. Wasilewski, V.A. Alexandrov*, Study of the Dynamic Load of the Tractor Transmission, Problems of Applied Mechanics, AIP Conference Proceedings. Melville, New York, 2021, V.2340, pp. 030005. ISBN: 978-0-7354-4048-5.
2. *Александров В.А., Бучникова Н.Б.* Вибронагруженность операторов валочно-пакетирующих машин при разборе леса после ветровала. [Текст]: [монография] / Александров В. А., Бучникова Н. Б. ; М-во образования и науки РФ, Федеральное гос. бюджетное образовательное учреждение высш. проф. образования "Санкт-Петербургский гос. лесотехнический ун-т им. С. М. Кирова". - Санкт-Петербург : СПбГЛТУ, 2016. - 140 с.
3. *Александров В.А., Лузанова Л.Н.* Вибронагруженность оператора валочно-пакетирующей машины в режиме подъема буреломного дерева стрелой манипулятора. [Текст] / Александров В.А., Лузанова Л.Н. – С.Пб.: Известия С.Пб.ГЛТУ, вып. №202, 2012.-С.129-136.
4. *Жуков А.В.* Колебания лесотранспортных машин [Текст] / А. В. Жуков, И. И. Леонович. - Минск : Изд-во БГУ, 1973. - 239 с.
5. *Eliseev V.V., Bahrami M.R.*, Diagnostic machine on the wires of power lines: the device and the problems of mechanics, Scientific and technical, statements SPbPU. Ser. Science and education, 1 (214), 2015, P. 200-207.
6. *Eliseev V.V., Bahrami M.R.*, Dynamics of electrical transmission conductor with a robot inspector with limited engine power, Theory of mechanisms and machines, № 4 (28), Т. 13, 2015, P. 6-11.
7. *Полунгян, А.А., Фоминых, А.Б., Староверов, Н.Н.* Динамика колесных машин. Часть 1: учеб. пособие / Под ред. А.А. Полунгяна – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 102 с., ил.
8. *Полунгян, А.А., Фоминых, А.Б., Староверов, Н.Н.* Динамика колесных машин. Часть 2: учеб. пособие / Под ред. А.А. Полунгяна – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 99 с., ил.

Список работ, опубликованных по теме научно-квалификационной работы (диссертации)

Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК, Scopus

1. *Василевский М.Р., Александров В.А.* Вибронагруженность оператора бесчokerного трелевочного трактора в процессе подъема (опускания) дерева стрелой. – СПб.: Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии, 2017. – С. 82–92. **(ВАК)**
2. *Mohammad Reza Bahrami, Mark R. Wasilewski, and Salam Ahmed Abed,* Vibration analysis of skidding tractor with an operator during raising – lowering a tree. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering **666** (2019) 012007. DOI:10.1088/1757-899X/666/1/012007. **(Scopus)**
3. *Василевский М.Р., Александров В.А.* К вопросу о динамической нагруженности трансмиссии трактора Кировец К-4. – СПб.: Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии, 2020. – С. 142–151. **(ВАК)**
4. *M.R. Wasilewski, V.A. Alexandrov,* Study of the Dynamic Load of the Tractor Transmission, Problems of Applied Mechanics, AIP Conference Proceedings. Melville, New York, 2021, V.2340, pp. 030005. ISBN: 978-0-7354-4048-5. **(Scopus)**

Публикации в других изданиях

5. *Василевский М.Р.* Вибронагруженность оператора бесчokerного трелевочного трактора в процессе подъема (опускания) дерева стрелой. Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2.– СПб.: Изд-во ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. – 413 с. Стр. 151–154. **(РИНЦ)**
6. *Василевский М.Р., Александров В.А.* Исследование динамической нагруженности трансмиссии трактора Кировец К-4. Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 18-23 ноября 2019 г. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2.– СПб.: Изд-во ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. – 343 с. Стр. 159-161. **(РИНЦ)**
7. *M.A. Skotnikova, A.D. Breki, M.G. Evsin, V.Y. Kalinin, M.R. Wasilewski,* Influence of the Concentration and Particle Size of Rock Powders on the Anti-Wear Properties of Oils, AIP Conference Proceedings, Melville, New York, 2021, V.2340, pp. 060005. ISBN: 978-0-7354-4048-5. **(Scopus)**

Аспирант _____

Василевский М.Р.

(подпись)