

20. А. с. 806935 СССР. Неортогональная зубчатая передача с перекрещивающимися осями / В. И. Гольдфарб, И. П. Несмелов. – Оpubл. в Б.И. № 7, 1981.

21. А. с. 875133 СССР. Двухступенчатый зубчатый редуктор / В. И. Гольдфарб, А. С. Никитин, И. П. Несмелов. – Оpubл. в Б. И. № 39, 1981.

22. А. с. 1059325 СССР. Двухвенцовая неортогональная зубчатая передача с перекрещивающимися осями / В. И. Гольдфарб, И. П. Несмелов, А. Н. Тетерин. – Оpubл. в Б. И. № 45, 1983.

23. Трубачев Е. С. Исследование пространства параметров неортогональных спироидных передач : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1999. – 170 с. (науч. руководитель проф. В. И. Гольдфарб).

24. Исакова Н. В. Разработка и исследование спироидной передачи с идеальным винтовым параметром витков: дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1999. – 145 с. (науч. руководитель проф. В. И. Гольдфарб).

25. Бармина Н. А. Структурный и параметрический синтез двухступенчатых редукторов со спироидной и цилиндрической передачами : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2002. – 183 с. (науч. руководитель проф. В. И. Гольдфарб).

26. Абрамов А. И. Теоретическое и экспериментальное исследование кинематической точности и виброактивности спироидных передач : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1996. – 148 с. (науч. руководитель проф. В. И. Гольдфарб).

27. Кошкин Д. В. Исследование влияния погрешностей и геометрическое моделирование локализованного контакта в спироидной передаче: дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1999. – 159 с. (науч. руководитель проф. В. И. Гольдфарб).

28. Трубачев Е. С. Основы анализа и синтеза зацепления реальных спироидных передач : дис. ... д-ра техн. наук. – Ижевск, 2004. – 347 с. (науч. консультант проф. В. И. Гольдфарб).

29. Трубачев Е. С., Орешин А. В. САПР спироидных передач // Информационная математика. – 2003. – № 1 (3). – С. 159–165.

30. Кузнецов А. С. Теоретическое и экспериментальное исследование статической нагруженности спироидных передач : дис. ... канд. техн. наук, Ижевск, 2005. – 174 с. (науч. руководитель проф. Е. С. Трубачев).

31. Анферов В. Н. Создание приводов подъемно-транспортных машин на основе спироидных передач : дис. ... д-ра техн. наук. – Новосибирск, 2002. – 262 с. (науч. консультант проф. В. И. Гольдфарб).

32. Анферов В. Н. Исследование износостойкости спироидных передач : дис. ... канд. техн. наук. – Курган, 1982. – 162 с. (науч. руководитель проф. Ю. Н. Дроздов, науч. консультант проф. В. И. Гольдфарб).

33. Попова Е. И. Разработка инструментов и технологии формообразования металлополимерных колес спироидных передач : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2004. – 164 с. (науч. руководитель проф. В. И. Гольдфарб).

34. Ткачев А. А. Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2001. – 173 с. (науч. руководитель проф. В. И. Гольдфарб).

35. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.

36. Малина О. В. Теория и практика автоматизации структурного синтеза объектов и процессов с использованием методов характеристического анализа : дис. ... д-ра техн. наук. – Ижевск, 2002. – 392 с. (науч. консультант проф. В. И. Гольдфарб).

37. Гольдфарб В. И., Главатских Д. В., Трубачев Е. С., Кузнецов А. С., Лукин В. М., Иванов Д. Е., Пузанов В. Ю. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры. – М. : Вече, 2011. – 222 с.

* * *

V. I. Goldfarb, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Scientific school of Institute of Mechanics in the field of developing the theory and practice of spiroid gears

The paper presents a short historical information and development directions of the design theory of spiroid gears and gearboxes in the Institute of Mechanics of ISTU, aspects of implementation and development of their production in the "Mechanic" Ltd.

Keywords: spiroid gears and gearboxes, theory of design, implementation of production.

Получено: 15.08.14

УДК 628.475

А. П. Ильин, кандидат технических наук, доцент
Камский институт гуманитарных и инженерных технологий
Г. Н. Жевлаков, кандидат физико-математических наук, доцент
Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
Л. С. Воробьева, кандидат технических наук, доцент
Институт непрерывного профессионального образования
Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УТИЛИЗАЦИИ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ОТХОДОВ

Представлена математическая модель процесса сжигания древесных опилок в вихревом газогенераторе. Определены размеры камеры сгорания для установки с заданным расходом твердого топлива. Полученные результаты адекватны экспериментальным данным.

Ключевые слова: пиролиз, газогенератор, теплопередача, инфракрасный нагрев.

На сегодняшний день во всем мире переработка твердо-бытовых отходов, отходов деревообрабатывающей промышленности рассматривается как важный возобновляемый источник энергии. Переработка растительного сырья с высоким содержанием органики (до 50 %), в частности путем пиролиза, является перспективным методом получения газообразного и жидкого топлива. Эффективность данного метода определяется теплотой сгорания сырья и зависит от температуры пиролиза, присутствия кислорода и воды в реакторе, наличия катализатора и других условий. Для установления расходов тепла и мощности данной установки было проведено лабораторное исследование пиролиза отходов деревообрабатывающего производства. В качестве твердого топлива взяты опилки. Следует отметить, что вопрос о моделировании нагрева нетрадиционного твердого топлива рассмотрен в работе [1]. Однако в ней получены результаты численного моделирования, которыми не представляется возможности управлять.

Нами предложена математическая модель процесса пиролиза твердого топлива, которая показывает зависимость температуры горения материала от теплофизических характеристик материала, конструктивных особенностей установки с течением времени.

Рассмотрена задача о температурном поле слоя опилок, нагреваемых по верхней грани за счет конвективного и радиационного теплообмена с внешней средой в вихревом газогенераторе. При нагреве топлива до температуры начала пиролиза 200 °С начинается термическое разложение топлива, протекающее с образованием конденсированных и газообразных продуктов реакции [2]. Образующийся в процессе пиролиза газ поднимается и попадает в камеру вихревого горения, куда подается воздух (рис. 1).

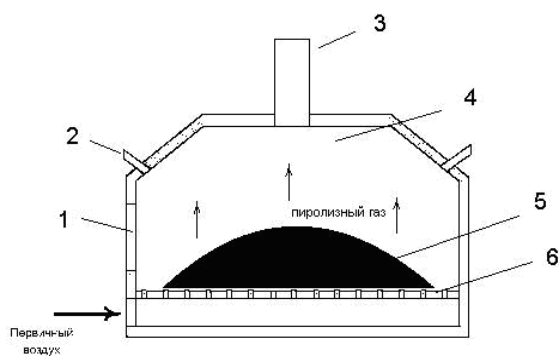


Рис. 1. Схема пиролизной установки: 1 – топочная дверца; 2 – жиклер вторичного воздуха; 3 – дымоход; 4 – камера вихревого горения; 5 – твердое топливо; 6 – колосниковая решетка

Примем следующие допущения:

1) форма нагреваемого материала максимально приближена к форме полушара с радиусом r и избыточная температура для любой точки материала $\vartheta = t - t_{\Gamma}$;

2) в процессе пиролиза плотность материала будет неизменна ($\rho = \text{const}$);

3) процесс пиролиза проходит при постоянном давлении;

4) нагрев древесных опилок происходит за счет инфракрасного излучения сгораемого газа при температуре 1000 °С.

Теплообмен сопровождается нагревом материала с постоянным коэффициентом температуропроводности a и с постоянным коэффициентом теплоотдачи α . Полушар можно рассматривать как тело, образованное пересечением шара радиусом r_0 и неограниченной пластины толщиной $2\delta = r_0$ (рис. 2).

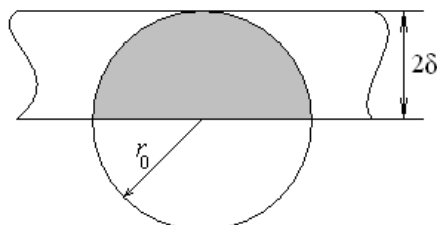


Рис. 2. К модели нагрева полушара топлива

Уравнение теплопроводности шара в сферических координатах имеет вид:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right), \quad (1)$$

с граничными условиями третьего рода: на поверхности шара при $r=r_0$:

$$\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{r=r_0} = -\frac{\alpha}{\lambda} \vartheta_{r=r_0},$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала (Вт/м·К); α – коэффициент теплообмена, (Вт/м²·К); в центре шара из условий симметрии задачи:

$$\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{r=0} = 0$$

и начальным условием: $\tau = 0 \quad \vartheta = \vartheta_0 = t_0 - t_{\Gamma}$ для $0 \leq r \leq r_0$.

Дифференциальное уравнение теплопроводности пластины имеет вид:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2}, \quad (2)$$

с граничными условиями третьего рода:

на оси пластины $\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right)_{x=0} = 0$;

на поверхности пластины $\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right)_{x=\delta} = -\frac{\alpha}{\lambda} \vartheta_{x=\delta}$;

начальные условия при $\tau = 0 \quad \vartheta = \vartheta_0 = t_0 - t_{\Gamma}$.

Решение задачи (1)–(2) представлено произведением безразмерных температур тел в виде функционального ряда, в результате пересечения которых образовалось рассматриваемое тело [3].

В газогенераторе нагрев древесных опилок происходит за счет инфракрасного излучения сгорающего пиролизного газа. Это излучение в данной модели учтено через коэффициент теплоотдачи излучением [4]:

$$\alpha_{л} = \varepsilon \sigma_0 T_{ср}^3,$$

где ε – приведенная степень черноты системы; σ_0 – постоянная Стефана – Больцмана, равная $5,78 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²К); $T_{ср}$ – средняя температура газа (К).

Количество теплоты, которое воспринимается древесными опилками за 80 минут с учетом принятых допущений, составило $Q = 0,14950311 \cdot 10^8$ Вт.

Таким образом, используя данную математическую модель радиационно-конвективного теплообмена, получим трехмерную модель изменения температуры древесных опилок в процессе пиролиза и рассчитаем количество теплоты, которое выделится за 80 минут.

Для определения плотности теплового потока была разработана математическая модель передачи теплоты через плоскую стенку.

Для этого рассмотрена следующая задача. Дана однородная изотропная стенка толщиной δ с постоянным коэффициентом теплопроводности λ . Пусть заданы температуры пиролизного газа и окружающей среды $t_{г1}$ и $t_{г2}$ соответственно, а также коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 . Примем следующие допущения:

- 1) внешняя температура воздуха 20 °С;
- 2) стенки газогенератора изготовлены из жаростойкой котельной стали;
- 3) толщина стенок газогенератора 3 мм;
- 4) температура внутренней стенки газогенератора в зоне пиролиза равна температуре опилок на границе.

При этом дифференциальное уравнение теплопроводности без внутреннего источника будет иметь вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \quad (3)$$

с граничными условиями третьего рода:

$$\frac{\partial t}{\partial x} = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_c - t_r),$$

где λ – коэффициент теплопроводности стенки, (Вт/м К); α – коэффициент теплообмена, (Вт/м² К) [5].

На рис. 3 показаны графики изменения внешней стенки газогенератора в зоне пиролиза и экспериментальные данные.

Таким образом, данная математическая модель позволяет, не зная температуру внешней стенки газогенератора, рассчитать температуру внутренней и внешней стенки установки, количество выделяемого тепла.

Адекватность математической модели распределения температур стенок газогенератора в зоне пиролиза проверена путем сравнения дисперсий расчетных данных с экспериментальными по критерию Фишера [6]. Надежность измерений составила 95 %.

Следовательно, используя теплопередачу через плоскую стенку, получаем распределение температуры внутренней стенки газогенератора при вышепринятых допущениях (рис. 4).

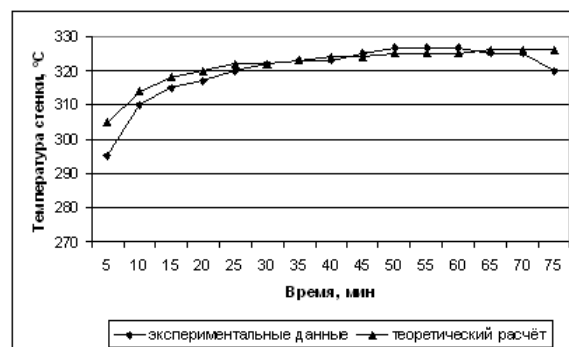


Рис. 3. Кривые изменения температуры внешней стенки газогенератора в зоне пиролиза



Рис. 4. Кривые изменения температуры внутренней и внешней стенок газогенератора в зоне пиролиза

Представленные математические модели процессов передачи теплоты через плоскую стенку и радиационно-конвективного теплообмена позволяют описывать процессы теплообмена для материалов с теплофизическими свойствами, подобными древесным опилкам: рассчитывать потери тепла в зависимости от размеров установки, строить изменение температуры топлива и управлять процессом пиролиза без применения дорогостоящего эксперимента. Данные расчеты позволяют по результатам экспериментальных данных внешней стенки газогенератора предсказать распределение температуры внутренней стенки, управлять пиролизом, не проводя дорогостоящих экспериментов. Рассмотренная модель может быть применена для пиролиза отходов других видов производств.

Поскольку процесс пиролиза твердого топлива идет за счет инфракрасного нагрева от сгораемого пиролизного газа, определим оптимальные размеры камеры вихревого горения 4 (см. рис. 1).

Рассмотрен следующий технологический процесс: в результате тления опилок без доступа кислорода выделяется пиролизный газ. Температура поверхности пиролиза составляет 300 °С. Полученный газ содержит по весу 50 % CO₂, 30 % CO, 15 % CH₄, 2 % H₂ и 3 % других углеводородов. Сжигание топлива осуществляется с коэффициентом расхода воздуха $\alpha = 1,06$.

Низшую теплоту сгорания компонента топлива определяем по справочным данным:

$$Q_{НCH_4}^p = 12,82 \text{ МДж/м}^3 \text{ [7].}$$

Теоретический расход кислорода:

$$V_{O_2}^o = 0,0476 \times \left(0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right) = 0,0476(0,5 \cdot 30 + 0,5 \cdot 2 + 2 \cdot 15) = 2,1896 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Тогда теоретический расход окислителя:

$$V_{ок}^o = \frac{V_{O_2}^o}{21} \cdot 100 = \frac{2,1896}{21} \cdot 100 \approx 10,43 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

С учетом коэффициента избытка α действительный расход окислителя равен:

$$V_{ок} = V_{ок}^o \cdot \alpha = 10,43 \cdot 1,06 = 11,0558 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$ трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) = 0,01(50 + 30 + 15) = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

объем азота:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot V_{O_2}^o + 0,8 \frac{N^p}{100} = 0,79 \cdot 2,1896 = 1,7298 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{N_2} = 0,79 \alpha V_{O_2}^o + 0,8 \frac{N^p}{100} = 0,79 \cdot 2,1896 = 1,7298 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

объем водяных паров:

$$V_{H_2O} = 0,01 \left(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 d_{г.т} \right) + 0,016 V_B = 0,01 \cdot (2 + 2 \cdot 15 \cdot 20) + 0,016 \cdot 2,1896 = 0,555 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Тогда теоретический выход продуктов горения

$$V_{п.г}^o = V_{H_2O}^o + V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o = 0,555 + 0,95 + 1,7298 = 3,2348 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

При пиролизе древесины или опилок получают от 10 до 25 % угля (либо золы). Для теоретического расчета принято, что в результате остается 20 % твердого остатка. Основным предназначением пиролизных установок является обогрев помещений. Поэтому определим размеры камеры сгорания пиролизного газа печи, которую можно использовать для обогрева бытовых помещений. Вычислим теоретический расход газообразного топлива [8]:

$$B_{ч} = \frac{24 \cdot 3600 \cdot Q_{ч}^p}{z \cdot Q_{н}^p \cdot \eta_{н}},$$

где $Q_{ч}^p$ – теплопотери помещений, Вт; $Q_{н}^p$ – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг; z – время топки, ч; $\eta_{н}$ – КПД печи.

Расход топлива для бытового помещения, которое расположено в умеренном климатическом поясе, с теплопотерями $Q_{ч}^p = 2500$ Вт. КПД печи составляет 0,6.

При одной топке продолжительностью 80 минут за каждый час должно быть потрачено

$$B_{ч} = \frac{24 \cdot 3600 \cdot 2500}{80 / 60 \cdot 12,82 \cdot 10^6 \cdot 0,6} = 21,06 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Необходимый объем топочного пространства при заданном расходе топлива $B_{ч}$ находится по формуле [9]:

$$V_m = \frac{B_{ч} \cdot Q_{н}^p \cdot \eta_m}{3600 \cdot q_V},$$

где q_V – удельное тепловое напряжение, кВт/м³; η_m – КПД топливника.

КПД топливника составляет 0,9. Для газообразного топлива предельные значения q_V изменяются от 550 до 700 кВт/м³. Исходя из этого получен топочный объем V_m , который принадлежит диапазону от 0,0964 до 0,1227 м³.

Таким образом, получены следующие результаты:

- 1) проведенные экспериментальные исследования пиролиза древесных опилок продолжительностью 80 минут показывают, что средняя температура в зоне пиролиза приблизительно равна 300 °С, а в зоне сгорания газа – 1000 °С;
- 2) разработана математическая модель процесса пиролиза твердого топлива, которая адекватно описывает изменение температуры с течением времени;
- 3) определены размеры камеры сгорания пиролизного газа печи, которую можно использовать для обогрева бытовых помещений.

Библиографические ссылки

1. Кузнецов Г. В., Рудзинский В. П. Моделирование процесса пиролиза нетрадиционного твердого топлива в стадии подготовки к сжиганию в котельной установке // Известия Томского политехнического университета. – 2004. – № 3. – С. 90–95.
2. Якупов Р. Р., Вохмин В. С., Ильин А. П. Ультразвуковая интенсификация пиролизного сжигания твердотопливных отходов // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве : тр. 7-й Междунар. науч.-техн. конф. – Ч. 4. – М. : ГПУ ВИАЭСХ, 2010. – С. 302–307.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. – М. : Энергия, 1975. – 488 с.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.
5. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. – М. : Энергия, 1975. – 488 с.
6. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. – М. : Высш. шк., 2004. – 480 с.
7. Кремнева Е. В. Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика // збірник наукових праць. Вип. 3. Дніпропетровськ: Новаідеологія, 2011. – С. 142–155.
8. Школьник А. Е. Печное отопление малоэтажных зданий : практ. пособие. – 2-е изд., пер. – М. : Высш. шк., 1991. – 160 с.
9. Там же.

A. P. Ilyin, PhD in Engineering, Associate Professor, Kamsky Institute of Humanities and Engineering Technologies, Izhevsk
G. N. Zhevlakov, PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University
L. S. Vorobyeva, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Mathematical model of the pyrolysis of solid waste

A mathematical model of the pyrolysis of sawdust in a swirling gas generator is presented. The size of the combustion chamber is determined to set the predetermined flow rate of solid fuel. The obtained results are adequate to experimental data.

Keywords: pyrolysis, gazogene, heat transfer, infrared heat.

Получено: 15.08.14

УДК 629.1.02

А. Р. Имангулов, аспирант

Н. М. Филькин, доктор технических наук, профессор

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ГИБРИДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В статье рассмотрена структурная схема и математическая модель для расчета динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии автомобиля с гибридной энергосиловой установкой. Структурная схема отражает инерционные, упругие и диссипативные свойства трансмиссии. Математическая модель получена на основании уравнений Лагранжа II рода и содержит 7 обобщенных координат. В ходе компьютерного имитационного моделирования в среде Simulink Matlab доказано утверждение о том, что при протекании переходных процессов в трансмиссии гибридного автомобиля динамические нагрузки могут в несколько раз превосходить максимальный крутящий момент силовой установки. Динамическая нагруженность трансмиссии экспериментального гибридного автомобиля оценивалась коэффициентом динамичности.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, трансмиссия, динамика, модель, Simulink, коэффициент динамичности.

Вопросы изучения динамических процессов, протекающих в трансмиссиях транспортных средств, всегда вызывали интерес у многих исследователей. Известно, что динамические процессы в трансмиссиях целесообразно разделять на два вида: процессы, возникающие при установившемся режиме работы, и процессы, возникающие при неустановившемся режиме работы машины. При протекании процессов во время неустановившегося режима работы (при включении и выключении фрикционной муфты, при переключении передач, при торможении, при пуске двигателя и др.) динамические нагрузки в трансмиссии могут быть в несколько раз больше максимального крутящего момента двигателя, что негативно отражается на работоспособности машины.

Неравномерность крутящего момента вызывает неравномерность изменения угловой скорости вращения вала, т. е. то ускорение, то замедление вращения. Поскольку вал обладает упругостью и на нем размещаются массы, то в каждом сечении вала будет своя степень неравномерности. Это объясняется тем, что массы в одинаковый промежуток времени проходят разные углы и, следовательно, движутся с разными скоростями. Последнее создает переменные закрутки в сечениях вала, что определяет его прочность. Следовательно, знакопеременные крутящие моменты вызывают в валах трансмиссий знакопеременные напряжения. Последние могут стать большими и превысить предел выносливости, что приведет к усталости материала вала и его разрушению [1].

Поскольку в настоящее время нет общего подхода по определению динамических нагрузок в трансмиссиях гибридных автомобилей, то очевидна потребность в теоретических и экспериментальных исследованиях динамических процессов, возникающих в трансмиссионных системах этих машин. Это позволит на ранней стадии проектирования, когда еще отсутствует опытный образец, обосновать выбор

технического решения и провести поиск наиболее рациональной конструкции.

Наибольшие динамические нагрузки трансмиссии возникают в неблагоприятных, но вполне реальных условиях эксплуатации, таких как трогание с места путем резкого включения или «броска» сцепления, выезд застрявшего автомобиля методом «раскачки» и т. д. Как показали эксперименты и расчеты, нагрузки трансмиссии при «бросках» сцепления можно принимать за максимальные в реальных условиях эксплуатации. Поэтому данный режим используется для оценки прочности деталей трансмиссии [2].

Авторы работ [3–5] полагают, что максимальные моменты в трансмиссии возникают при отсутствии буксования ведущих колес.

Согласно [6] при схематизации трансмиссии представляются в виде колебательных систем с дискретными параметрами. В системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых обладает только одним свойством: инерционным, упругим или диссипативным. При этом считается, что остальные свойства звена не оказывают заметного влияния на результаты расчета.

Известно, что чаще всего структурно-кинематическая схема машинного агрегата объекта машиностроения включает в себя большое количество различных звеньев. Для упрощения математического описания элементы эквивалентной механической колебательной системы необходимо приводить к одному валу (т. е. к одной угловой скорости) или же в некоторых случаях к нескольким. При приведении должны сохраняться равенства кинетических энергий приводимой и приведенной масс, потенциальных энергий деформаций упругих звеньев системы и энергии рассеивания на приводимом и приведенном элементах системы.