

**С. П. Ереско, д-р техн. наук, проф.; Т. Т. Ереско, д-р техн. наук проф. ;  
А. В. Стручков, канд. техн. наук, доц.; А. А. Климов, канд. техн. наук,  
доц.**

ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. акад. М. Ф. Решетнева»  
ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Красноярск, Россия

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТРАНСМИССИЯХ МАШИН С УЧЕТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ ЭЛЕМЕНТОВ**

Приведена математическая модель динамики трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных свойств элементов трансмиссии и податливости грунта и методика компьютерной реализации с помощью разработанной компьютерной программы GYDROTRANS в среде Delphi.

Динамическая нагруженность трансмиссии бульдозера формируется в результате действия внешних и внутренних возмущающих факторов, которые носят флуктуирующий характер. Различные возбуждающие факторы, а так же неравномерность изменения момента сопротивления внутри трансмиссии вызывают в ней колебания крутящего момента.

Спектр частот вынужденных колебаний в механической и в гидромеханической трансмиссиях различных мобильных агрегатов весьма разнообразен и зависит, главным образом, от характера внешних воздействий и конструктивных параметров.

Кроме того, не менее разнообразен в трансмиссионных системах и спектр частот свободных колебаний, характер которых определяется параметрами динамической системы [1].

Динамическая система реальной трансмиссии бульдозера является очень сложной и трудоемкой для расчетов, имеет множество частот и форм свободных колебаний. Наибольшую опасность для прочности и надежности трансмиссий представляют колебательные процессы при приближении к резонансному состоянию.

Поэтому одной из основных задач динамического исследования является определение собственных (свободных) частот колебаний элементов трансмиссии, которые могут возбуждаться в колебательной системе под действием начального толчка, и сравнение их с частотами внешних и внутренних возбуждающих сил.

Для проведения теоретических исследований и анализа внутренней динамики бульдозера с различными типами трансмиссий разработаны

приведенные крутильно-колебательные динамические модели трансмиссионных систем с учетом упругих и демпфирующих свойств элементов трансмиссии, грунта, ведущих участков гусениц, деталей навесного оборудования, особенностей процесса буксования при работе бульдозера (рис.1, 2).

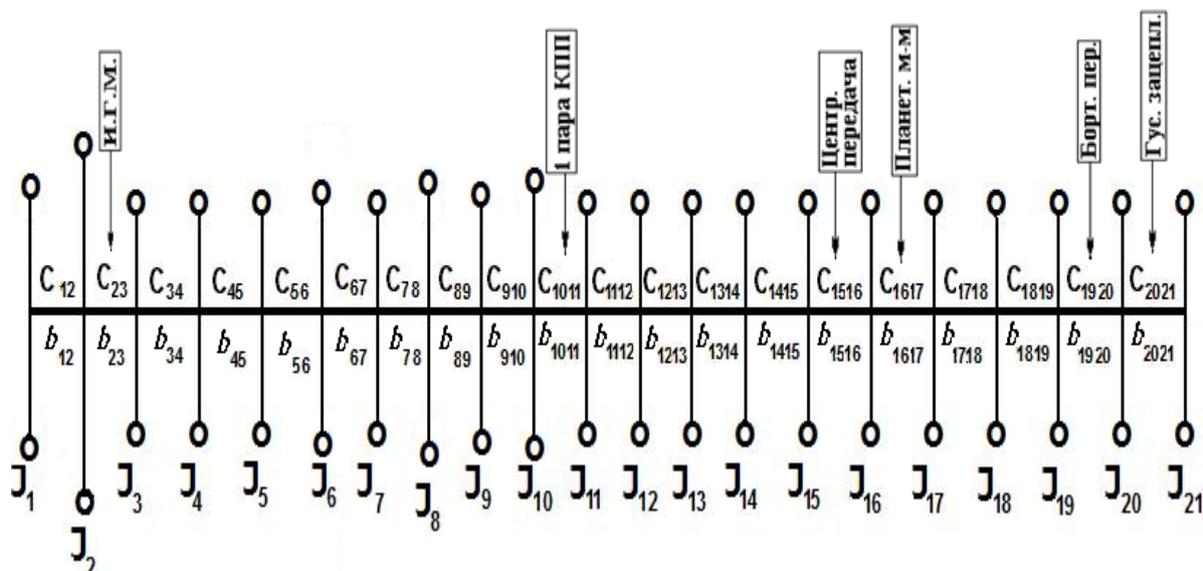


Рис. 1. Расчетная цепная 21-массовая динамическая модель механической трансмиссии бульдозера ТП-4Э для I передачи

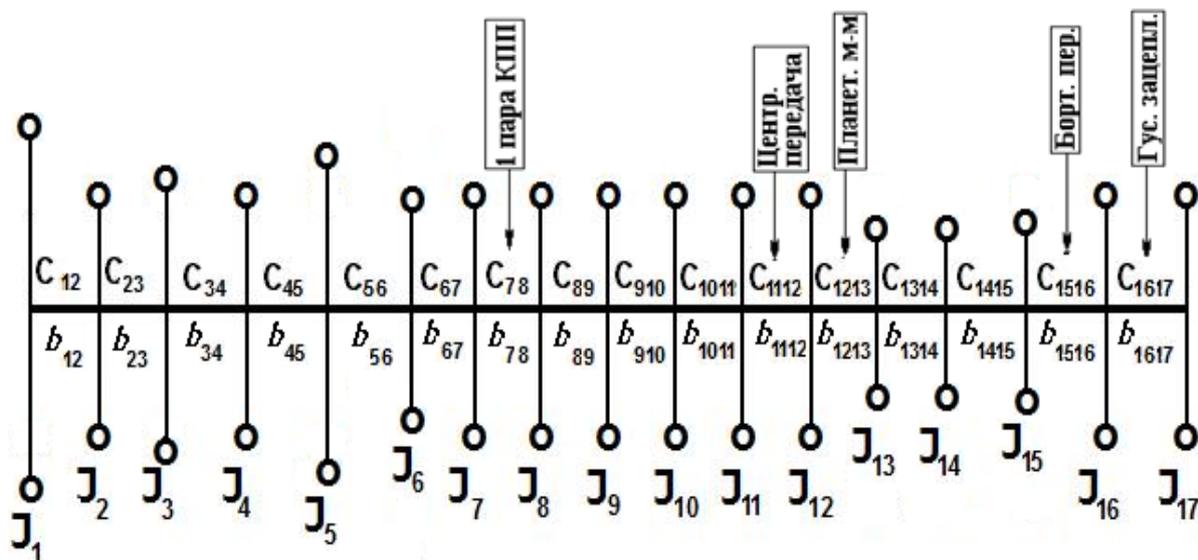


Рис. 2. Расчетная цепная 17-массовая динамическая модель гидромеханической трансмиссии бульдозера ТП-4Э для I передачи

На основе известного уравнения Лагранжа второго рода [2] для данных динамических моделей разработаны математические модели динамики трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных сил и принятых до-



Расчетные формулы для решения системы уравнений методом Рунге-Кутты аналогичны приведенным формулам для решения одного уравнения. Отличие состоит в том, что вместо скалярных величин используем векторы и матрицы.

Исходная приведенная система уравнений будет иметь вид  $y' = A \cdot y$ , где  $y = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n, \alpha_{n+1}, \alpha_{n+2}, \dots, \alpha_{2n})$  – вектор неизвестных,  $A$  – матрица системы (для механической трансмиссии – квадратная матрица 40-го порядка, для гидромеханической – 32 порядка).

Для того, чтобы проанализировать поведение  $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ , приближённо решаем систему уравнений и находим значения  $\alpha_1, \alpha_2, \dots$  для последовательных моментов времени, с шагом  $h$ . Полученные значения выводим на график.

Метод решения систем уравнений с 20 неизвестными для механической трансмиссии и с 16 неизвестными для гидромеханической трансмиссии реализован в виде компьютерной программы GYDROTRANS в среде Delphi [4]. После сведения системы уравнений 2-го порядка к системе уравнений 1-го порядка получаем системы из 40 уравнений – для механической трансмиссии и из 32 уравнений для гидромеханической трансмиссии. Программа работает следующим образом. После ее запуска вводятся входные данные – значения моментов инерции, коэффициентов демпфирования и коэффициентов жёсткости. Далее вычисляются коэффициенты  $k$  и формируется матрица  $A$ . После этого реализуется метод Рунге-Кутты для решения системы уравнений с начальными данными  $\alpha_1 = 0, \dots, \alpha_{20} = 0, \alpha_{21} = \alpha_{21}^0, \alpha_{22} = \alpha_{22}^0, \dots, \alpha_{40} = \alpha_{40}^0$ , где до 8 значений  $\alpha_i^0$  (возмущающие факторы) задаются в долях единицы, остальные значения равны нулю. В ходе вычислительного эксперимента подобрано значение шага по времени, обеспечивающее устойчивое решение  $h = 0,0001$ . Значения  $\alpha$  для построения графиков вычислялись на интервале  $[0, 20]$ .

В результате получаем для каждого участка валопровода относительные амплитуды крутильных колебаний масс.

На рисунке 3 представлено рабочее окно программы GYDROTRANS для 21-массовой динамической модели механической трансмиссии.

Программа позволяет:

– изменять исходные данные – значения моментов инерции приведенных масс, коэффициентов демпфирования и коэффициентов жёсткости участков, предварительно экспериментально определенных для основных рабочих передач бульдозера (рис. 4);

– оценить влияние на динамику каждого элемента трансмиссионной системы всех основных возмущающих факторов (изменение газового момента двигателя, зацепление 1-й, 2-й и 3-й пары зубчатых шестерен КПП,

зацепление центральной передачи, планетарного механизма, бортовой передачи, гусеничного зацепления), возмущающих систему одновременно, так и влияние каждого возмущающего фактора по отдельности. Для этого в левой верхней части рабочего окна программы необходимо ввести номера элементов трансмиссии, на которые действуют возмущающие факторы, а так же их значения в долях от единицы. За единицу принимается возмущающий момент на ведущей звездочке гусеничного движителя (рис. 3);

– для качественного анализа выполнять запись координат графиков в виде таблицы числовых данных и экспортировать в программу Microsoft Excel для проведения статистических исследований;

– изменять диапазон просмотра путем изменения значений в окнах «Xmax» и «Шаг разметки по оси X» для удобства просмотра графиков колебаний, например, при большой частоте колебаний.

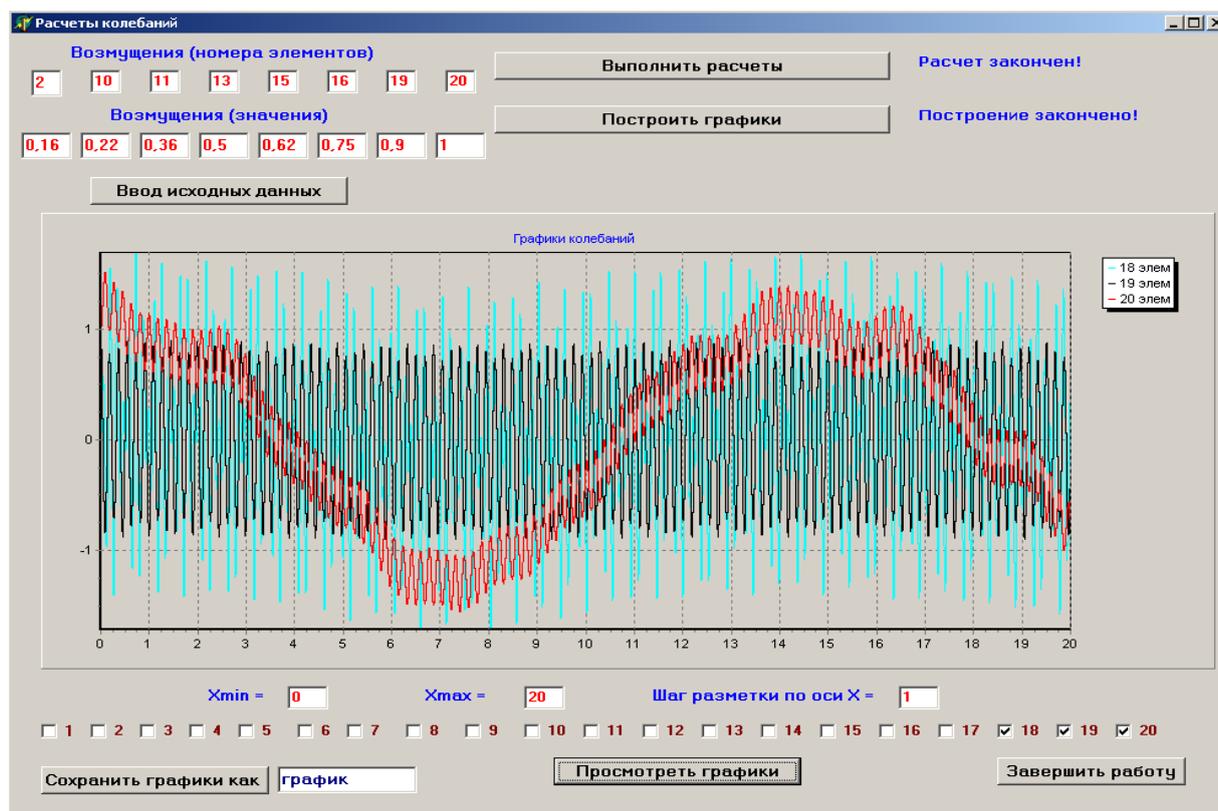


Рис. 3. Рабочее окно программы GYDROTRANS

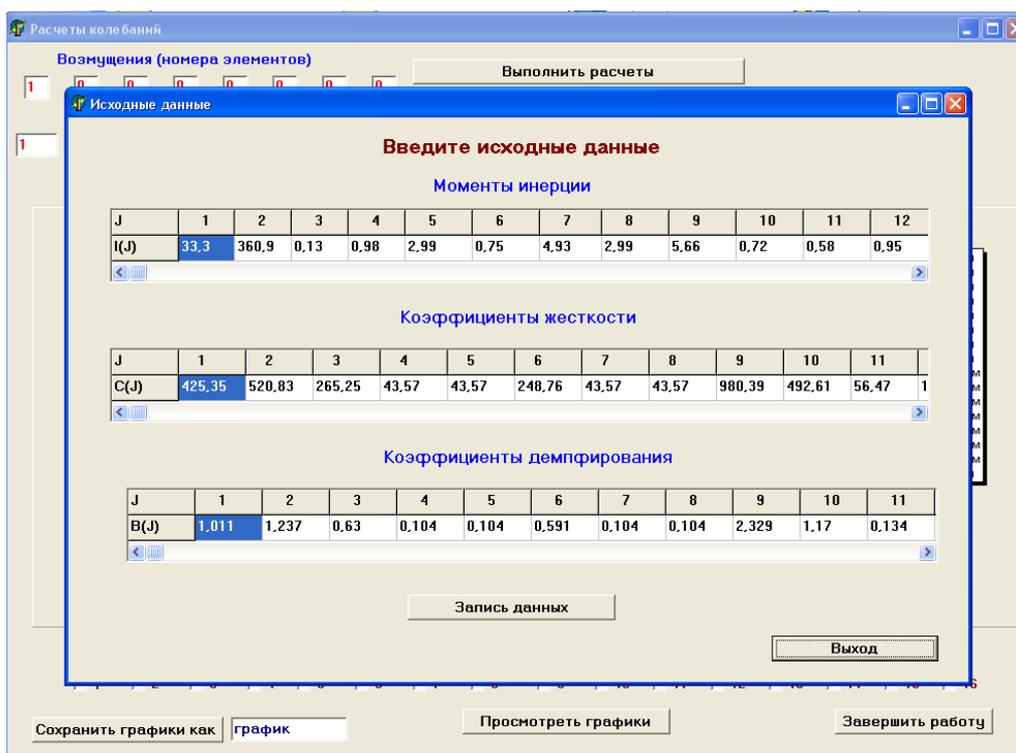


Рис. 4. Рабочее окно ввода исходных данных

В настоящее время работа над совершенствованием данной программы продолжается с целью создания более универсальной программы для динамического расчета трансмиссионных систем с различным числом масс и расширения ее возможностей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Золотухин, В. А.** Теоретическое исследование механической и гидромеханической трансмиссий промышленного гусеничного трактора класса 4 т. на резонансные режимы / В. А. Золотухин, А. А. Климов // Совершенствование конструкций и повышение производительности тракторов и сельхозмашин. – Красноярск, 1973. – С. 4–24.
2. **Бабаков, И. М.** Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1968. – 559 с.
3. Решение математической модели динамики механической трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных сил / А. В. Стручков [и др.] // Системы. Методы. Технологии. – 2010. – № 2. – С. 58–65.
4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011611028 28.01.2011. Программа для ЭВМ GYDROTRANS. / Ереско С. П. С. [и др.].