

**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).

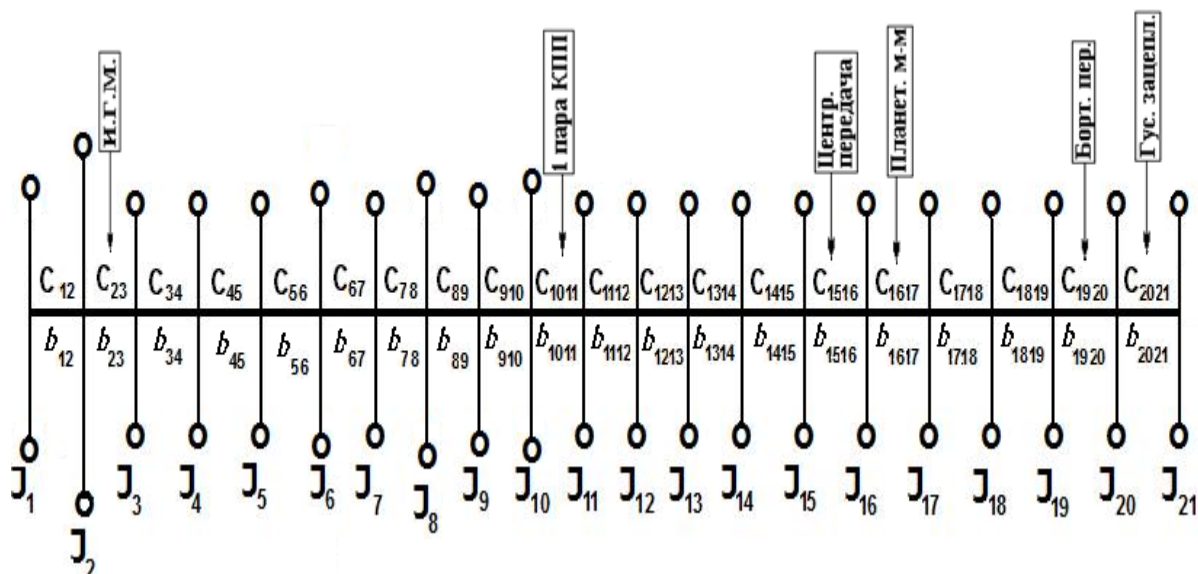


Рис. 1. Расчетная цепная 21-массовая динамическая модель механической трансмиссии бульдозера ТП-4Э для I передачи

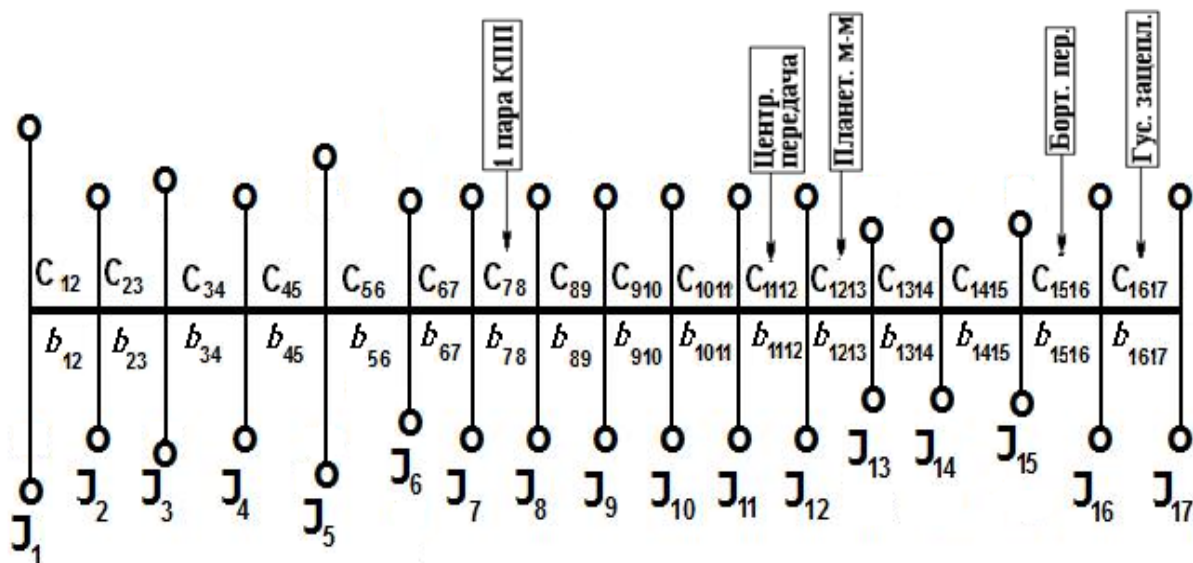


Рис. 2. Расчетная цепная 17-массовая динамическая модель гидромеханической трансмиссии бульдозера ТП-4Э для I передачи

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-

пущений в виде системы дифференциальных уравнений, например, для 21-массовой модели механической трансмиссии бульдозера ТП-4Э (для I передачи):

$$\left. \begin{aligned}
 & J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\
 & J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \\
 & + b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_D(t) \\
 & J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \\
 & + b_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\
 & \dots\dots\dots \\
 & J_{11} \cdot \ddot{\varphi}_{11} - b_{1011}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) - C_{1011}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) + \\
 & + b_{1112}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_{12}) + C_{1112}(\varphi_{11} - \varphi_{12}) = M_{КП}(t) \\
 & \dots\dots\dots \\
 & J_{16} \cdot \ddot{\varphi}_{16} - b_{1516}(\dot{\varphi}_{15} - \dot{\varphi}_{16}) - C_{1516}(\varphi_{15} - \varphi_{16}) + \\
 & + b_{1617}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{17}) + C_{1617}(\varphi_{16} - \varphi_{17}) = M_{ЦП}(t) \\
 & \dots\dots\dots \\
 & J_{17} \cdot \ddot{\varphi}_{17} - b_{1617}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{17}) - C_{1617}(\varphi_{16} - \varphi_{17}) + \\
 & + b_{1718}(\dot{\varphi}_{17} - \dot{\varphi}_{18}) + C_{1718}(\varphi_{17} - \varphi_{18}) = M_{ПМ}(t) \\
 & \dots\dots\dots \\
 & J_{20} \cdot \ddot{\varphi}_{20} - b_{1920}(\dot{\varphi}_{19} - \dot{\varphi}_{20}) - C_{1920}(\varphi_{19} - \varphi_{20}) + \\
 & + b_{2021}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + C_{2021}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) = M_{БП}(t) \\
 & J_{21} \cdot \ddot{\varphi}_{21} + b_{2021}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + \\
 & + C_{2021}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) = -r \cdot P_{Гр}(t) / i_{TP}^2
 \end{aligned} \right\}$$

где b – коэффициенты демпфирования; C – коэффициенты жесткости; $M_D(t)$ – возмущающий момент от двигателя; $M_{КП}(t)$ – возмущающий момент от пары шестерен I передачи; $M_{ЦП}(t)$ – возмущающий момент от зацепления центральной передачи; $M_{ПМ}(t)$ – возмущающий момент от зацепления планетарного механизма; $M_{БП}(t)$ – возмущающий момент от зацепления бортовой передачи; $P_{Гр}(t)$ – возмущающее касательное усилие грунта на гусеницу; r – радиус ведущей звездочки движителя; i_{TP} – общее передаточное отношение трансмиссии.

После перехода к другой системе координат, в которой роль обобщенных координат выполняют углы закручивания участков валопровода между массами, определяемые относительными угловыми отклонениями масс, приведения ее к системе из $2n$ линейных дифференциальных уравнений 1-го порядка решаем методом Рунге-Кутты [3].

Расчетные формулы для решения системы уравнений методом Рунге-Кутта 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-Кутта 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 α_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 α 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.

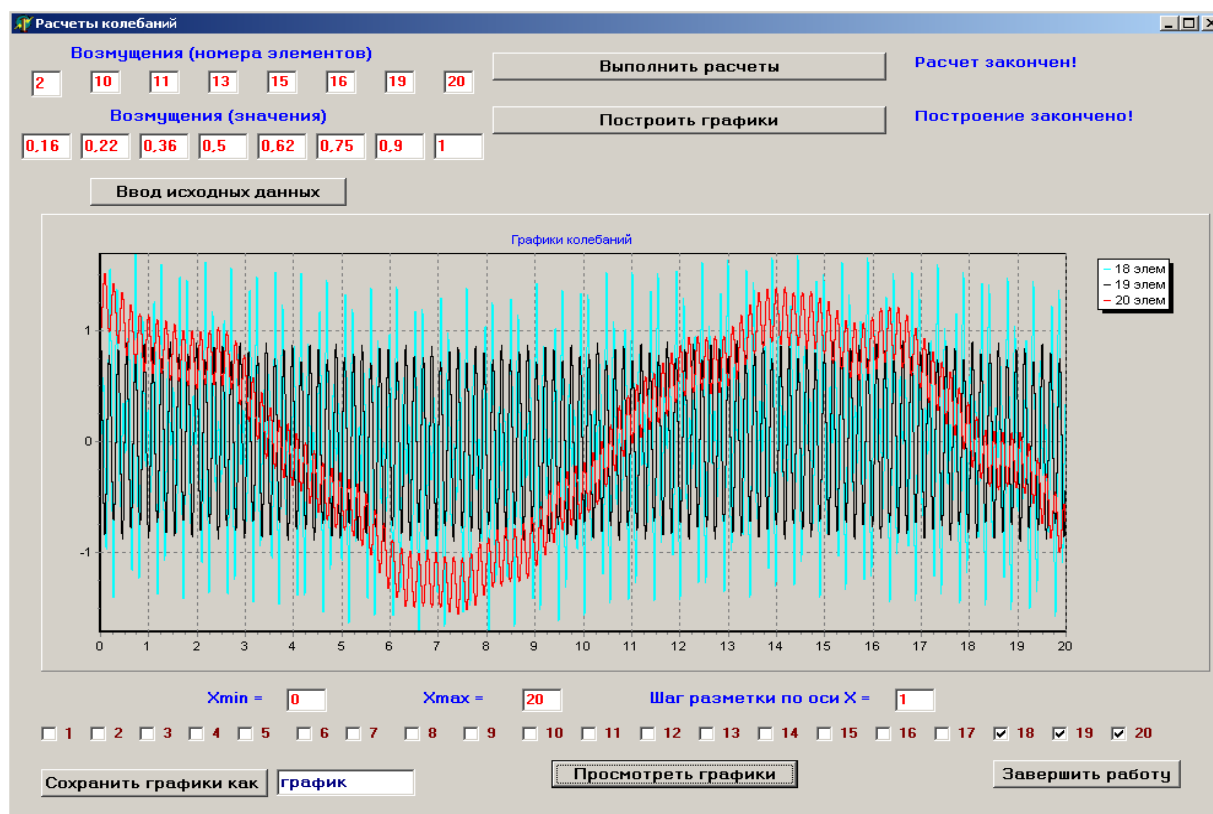


Рис. 3. Рабочее окно программы GYDROTRANS

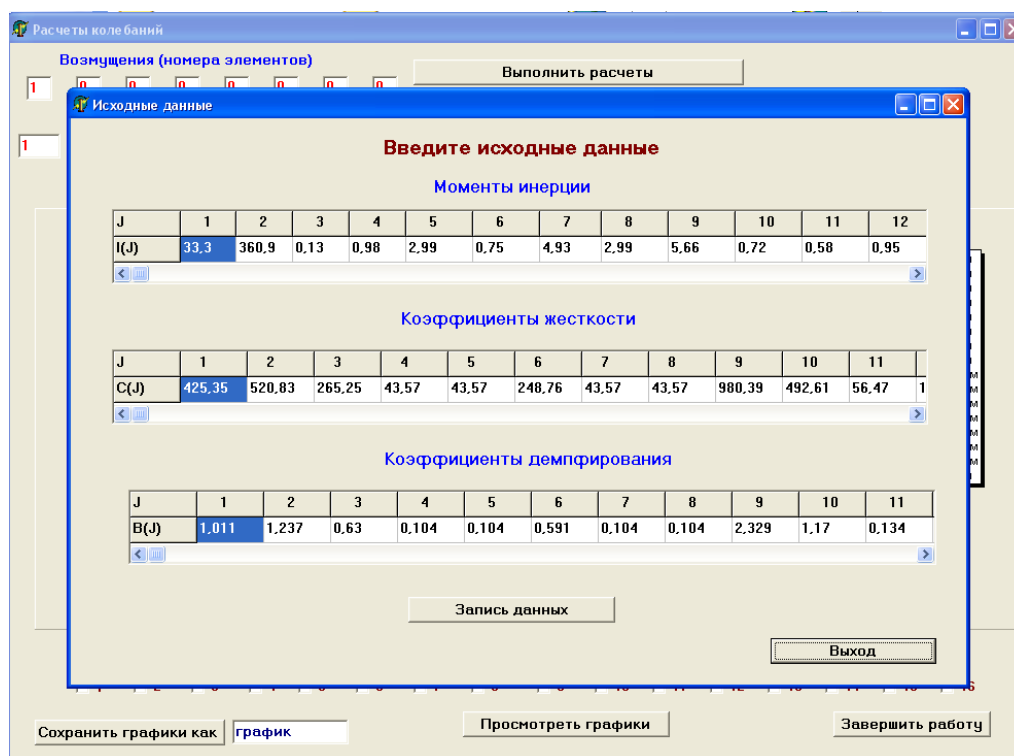


Рис. 4. Рабочее окно ввода исходных данных

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.].