

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ БУЛЬДОЗЕРА С ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

В статье приведены обоснование и анализ теоретических исследований свободных и вынужденных колебаний динамических моделей механической и гидромеханической трансмиссий бульдозерного агрегата на базе трактора класса 40 кН. Проанализированы резонансные и околорезонансные режимы работы механической и гидромеханической трансмиссий исследуемого бульдозерного агрегата.

**Ключевые слова:** бульдозерный агрегат, гидротрансформатор, динамическая модель, динамическая нагруженность, свободные колебания, вынужденные колебания, резонансные режимы.

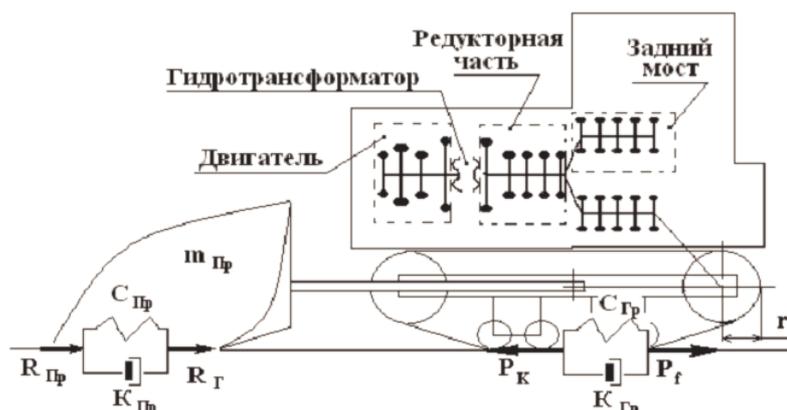


Рис. 1. Динамическая схема трактора-бульдозера:

$m_{Гр}$  – масса призмы грунта,  $R_{Гр}$  – сила сопротивления грунта по грунту,  $R_{Г}$  – горизонтальная сила сопротивления призмы грунта,  $P_{К}$  – движущая сила,  $P_{Г}$  – сила сопротивления перекатыванию,  $r_{Г}$  – радиус ведущего колеса

При разработке метода формирования нагрузочных режимов в трансмиссии промышленного трактора, выполненного на базе серийной сельскохозяйственной машины, при установке гидротрансформатора с учетом навесного оборудования в процессе теоретических исследований были поставлены задачи:

Разработать динамические и математические модели, эквивалентные существующим механической и экспериментальной гидромеханической трансмиссиям исследуемого трактора при одном оптимальном уровне энергонасыщенности.

Выявить внешние и внутренние возмущающие факторы, создающие максимальные нагрузки в трансмиссии трактора при режимах глубокой перегрузки.

Определить динамические характеристики элементов динамической системы трансмиссии трактора.

Выявить источники крутильных колебаний трансмиссий, определить амплитудно-частотные параметры динамической системы механической и гидромеханической трансмиссий трактора от воздействия данных источников возбуждения колебаний.

Динамическую схему бульдозерного агрегата можно представить в виде двухмассовой системы: трактор — призма грунта совместно с массой бульдозера (рис.1).

Как видно из представленной схемы динами-

ческая нагруженность бульдозерного агрегата разделяется на два направления: внутреннюю динамику, которая определяется крутильными колебаниями двигателя и трансмиссионной части и внешнюю динамику, которая представляет собой динамику навесного оборудования, системы «грунт – гусеница», системы «призма грунта – навесное оборудование». Внешняя и внутренняя динамические подсистемы связаны между собой через ведущее колесо и грунт и оказывают друг на друга динамическое воздействие.

Анализируя влияние гидротрансформатора на внутреннюю динамику трансмиссии, следует учитывать влияние внешней динамической подсистемы как задающей силовые параметры и их колебания.

По результатам расчетов и экспериментальных исследований динамических параметров трансмиссии исследуемого трактора были построены расчетные динамические модели для I – IV передач для механической и гидромеханической трансмиссий (рис. 2). На основе известного дифференциального уравнения Лагранжа второго порядка была составлена математическая модель динамики трансмиссии трактора с учетом принятых допущений (1), при помощи которой были определены и проанализированы частоты и формы свободных колебаний масс.

\* - автор, с которым следует вести переписку.



влияния;  $P_b$  - частота возбуждения;  $\varepsilon$  - фаза колебаний;  $i = 1, 2, \dots$ , получаем следующую систему уравнений для определения коэффициентов гармонического влияния:

$$\left. \begin{aligned} P_b^2 \cdot \lambda_1 &= \frac{b_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 - \frac{C_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2} \cdot \lambda_1 - \frac{b_{23}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_2 + \frac{C_{23}}{J_2} \cdot \lambda_2; \\ P_b^2 \cdot \lambda_2 &= -\frac{b_{12}}{J_2} \cdot \dot{\lambda}_1 + \frac{C_{12}}{J_2} \cdot \lambda_1 + \frac{b_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \dot{\lambda}_2 - \frac{C_{23} \cdot (J_2 + J_3)}{J_2 \cdot J_3} \cdot \lambda_2 - \\ &\frac{b_{34}}{J_3} \cdot \dot{\lambda}_3 + \frac{C_{34}}{J_3} \cdot \lambda_3; \\ &\dots \dots \dots \\ P_b^2 \lambda_{n-1} &= -\frac{b_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} + \frac{C_{(n-2)(n-1)}}{J_{(n-1)}} \cdot \lambda_{(n-2)} + \frac{b_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-2)} - \\ &\frac{C_{(n-1)n} \cdot (J_{(n-1)} + J_n)}{J_{(n-1)} \cdot J_n} \cdot \lambda_{(n-2)} - \frac{b_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_n + \frac{C_{n(n+1)}}{J_n} \cdot \lambda_n; \\ P_b^2 \lambda_n &= \frac{b_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \dot{\lambda}_{(n-1)} + \frac{C_{(n-1)n}}{J_n} \cdot \lambda_{(n-1)} + \frac{b_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \dot{\lambda}_n - \\ &\frac{C_{n(n+1)} \cdot (J_n + J_{n+1})}{J_n \cdot J_{n+1}} \cdot \lambda_n. \end{aligned} \right\} (3)$$

Для определения  $\lambda$  задается частота возбуждения  $P_b$  в заданном сечении прикладывается гармонический момент

$$M_b = 1 \cdot \sin (P_{bi} + \varepsilon) \quad (4)$$

Анализ вынужденных колебаний в трансмиссии исследуемого трактора показывает, что введение в трансмиссию трактора ГТР не оказывает существенного влияния на распределение нагрузки по валопроводу от различных возмущающих факторов, но в значительной степени позволяет уменьшить общий уровень динамической нагруженности.

Резонансные режимы работы трансмиссии трактора определялись при помощи частотных диаграмм крутильных колебаний.

Анализ приведенных данных позволяет сделать вывод о том, что первый вариант крутильной системы ДВС-ГТР неудачен с точки зрения возникновения резонансных режимов, т.к. резонанс одноузловой формы со второй моторной гармоникой происходит в области номинальных оборотов двигателя; второй вариант крутильной системы ДВС-ГТР вполне удовлетворителен, т.к. в основной рабочей зоне резонансы отсутствуют, а экспериментальное определение резонанса с первой, пятой моторной гармоникой может служить критерием правильности составления крутильной схемы.

В механической трансмиссии трактора имеется пять резонансных режимов: два резонансных режима с одноузловой формой свободных колебаний, один – с трехузловой формой, один – с четырехузловой и один – с семиузловой формой свободных колебаний.

В гидромеханической трансмиссии имеется один резонансный режим с одноузловой формой, один – с двухузловой формой, один – с четырехуз-

ловой формой и три резонансных режима – с пятиузловой формой свободных колебаний.

Таким образом установлено:

1. Как в механической, так и в гидромеханической трансмиссиях исследуемого трактора ТП-4Э в рабочем диапазоне бульдозирования резонансных режимов нет.

2. Механическая и гидромеханическая трансмиссии работают в резонансных режимах в случае глубокой перегрузки трактора при бульдозировании.

3. Установка гидротрансформатора в трансмиссию высокоэнергонасыщенного трактора ТП-4Э позволяет сместить резонансы в область более высоких частот.

4. С целью исключения резонансного режима в рабочем диапазоне оборотов двигателя в крутильной системе ДВС-ГТР необходимо изменить ее динамические параметры.

В результате теоретического анализа динамической нагруженности системы ДВС-ГТР установлена необходимость оптимального проектирования динамических параметров этой системы.

Здесь сравнительно просто можно изменять следующие динамические параметры (связано с незначительными конструктивными изменениями или заменой материалов изготовления): податливость резиновых элементов переходного диска  $e_{67}$ , момент инерции переходного диска  $J_6$ , момент инерции насосного колеса ГТР  $J_7$ .

Литература

1. Климов, А. А. Экспериментальный промышленный трактор для исследования вопросов оптимизации энергонасыщенности /А. А. Климов // Совершенствование конструкций и повышение надежности тракторов и погрузчиков: сб. науч. ст. /Краснояр. гос. агр. ун-т. – Красноярск, 2003. - С. 12-18.
2. Елизенцев, П. А. К вопросу исследования буксования макетного трактора-бульдозера ТП-4Э / П. А. Елизенцев // Улучшение тягово-динамических качеств высокоэнергонасыщенных тракторов: сб. науч. тр. /Краснояр. с-х. ин-т. – Красноярск, 1973. – Вып. 2. - С. 12-18.
3. Золотухин, В. А. К вопросу вывода формулы буксования гусеничного трактора общего назначения /В. А. Золотухин, А. П. Богатырев, А. А. Климов, П. А. Елизенцев // Совершенствование конструкций и повышение производительности тракторов и сельхозмашин: сб. науч. ст. / Краснояр. гос. с-х. ин-т. - Красноярск, 1973. –С. 74-80.
4. Климов, А. А. К вопросу определения податливости грунтов при построении динамических моделей тракторов, агрегатированных бульдозерами / А. А. Климов, А. В. Стручков // Вестн. КрасГАУ / Краснояр. гос. агр. ун-т. – 2008. - № 2. – С. 204 -209.