электронный научно-технический журнал
ИНЖЕНЕРНЫЙ ВЕСТНИК
издатель ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана»

Гашение колебаний корпуса гусеничной машины в горизонтальной плоскости

77-48211/649847

11, ноябрь 2013

Держанский В. Б., Тараторкин И. А., Карпов Е. К.

УДК.629.1.02

Россия, ФГБОУ ВПО «Курганский государственный университет»
dvb_47@mail.ru
ig_tar@mail.ru
argon32a@gmail.com

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность

Подвижность, оцениваемая скоростными качествами, является одним из основных эксплуатационных свойств быстроходных гусеничных машин (БГМ). Повышение удельной мощности, совершенствование трансмиссий, систем управления движением и информационного обеспечения, в целом, способствуют росту потенциальных скоростных качеств. Но реализация технических возможностей, заложенных в конструкцию гусеничных машин, существенно ограничивается рядом явлений и физических эффектов, одним из которых является возникновение колебательных процессов – нежелательных вторичных реакций на управляющие воздействия.

Обзор вопроса

Существующие ограничения скорости и управляемости частично преодолеваются введением корректирующего устройства – ПИД-регулятора при синтезе систем управления движением БГМ, оснащённых гидромеханической трансмиссией и дифференциальным механизмом поворота с гидрообъемным приводом. Основной недостаток подхода состоит в том, что реакция на отклонение траектории и условие возникновения бокового заноса формируются по данным о боковых скоростях и ускорений от датчиков, установленных на корпусе машины, в то время как разность во времени между появлением этих ускорений и задающим воздействием водителя велика, то есть в системе имеется время чистого запаздывания, которое оказывает влияние на

общую динамику гусеничной машины и её управляемость. Эффективность ПИД-регулятора снижается также вследствие вариации параметров конструкции гусеничной машины, входящих в математическую модель и определяющих собственную частоту системы, в соответствии с которой синтезирован регулятор. Кроме того, колебания корпуса машины в горизонтальной плоскости и в системе управления движением существенно изменяют параметры конструкции машины, приводя к вариации собственной частоты системы и её демпфирующих свойств. Таким образом известная система не обладает робастностью, то есть не обеспечивается её приспособляемость к изменению параметров объекта. Ввиду существенной вариации параметров конструкции объекта управления, входящих в математическую модель, и скоростного режима движения, приводящих к вариации собственной частоты и демпфирующих свойств, необходимо обеспечить робастность системы управления.

Цели и новизна

Для повышения степени реализации потенциальных скоростных качеств машины предлагается ввести в систему управления преобразователь задающих воздействий, организованный так, что действия водителя, направленные на изменение курса, не будут вызывать колебаний корпуса в горизонтальной плоскости, что приведёт к повышению динамики и управляемости гусеничной машины. Предлагаемое решение возможно осуществить с помощью Shaping-алгоритмов. С их применением строится разомкнутая система управления - фильтр, которая обеспечивает компенсацию колебаний БГМ путём корректировки задающих воздействий. Такой подход является новым в теории автоматизированного управления процессом движения транспортных машин.

1 ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основная задача исследования заключается в установлении возможности применения Shaping-фильтров в системе управления движением быстроходной гусеничной машины и моделировании подобной системы с последующей оценкой его результатов.

2 ХАРАКТЕРИСТИКА SHAPING-АЛГОРИТМОВ

В последнее время для систем, у которых управляемые параметры зашумлены или трудноизмеряемы, разрабатываются Shaping-алгоритмы управления. Одним из их важных преимуществ является простота их реализации в микропроцессорных системах и системах управления на основе программируемых логических контроллеров.

Принцип работы Shaping-алгоритмов заключается в формировании управляющего сигнала путём свёртки задающего управляющего воздействия с последовательностью импульсов в виде дельта-фунцкции Дирака [1]. Эффективность алгоритма определяется количеством импульсов, их длительностью и амплитудой. Суммарное задающее воздействие на объект остаётся тем же, но перераспределяется во времени. За счёт относительного увеличения времени переходных процессов системы обеспечивается компенсация колебаний, а сдвиг управляющего воздействия на половину периода вычисленных колебаний объекта управления обеспечивает, в идеальном случае, полное их подавление.

Основными показателями качества работы алгоритмов являются степень подавления колебаний и быстродействие системы. Оценка подавления определяется как отношение остаточных колебаний в системе с shaping-фильтром и остаточных колебаний без преобразования входного сигнала. Задача повышения быстродействия, определяемого временем последнего импульса, обычно ограничивается максимально возможной амплитудой импульсов.

Двухимпульсный ZV-shaper или фильтр с нулевой вибрацией (zero-vibration) позволяет свести вибрации системы до нуля. Однако условием его работы является совпадение настроенной частоты с фактической. В противном случае могут возникать остаточные колебания высокой амплитуды. Для преодоления данного ограничения применяется трёхимпульсный алгоритм нулевой вибрации и амплитуды (zero-vibration and deriviative, ZVD). Последовательно увеличивая число производных, равных нулю, можно увеличить робастность алгоритма, однако это приводит к возрастанию времени его работы и числа создаваемых импульсов.

ZV и ZVD-алгоритмы относятся к классу позитивных алгоритмов (positive input shapers), в которых используются импульсы только одного знака. К негативным фильтрам (negative input shapers), использующим импульсы различного знака, относится трёхимпульсный алгоритм с нулевой вибрацией и единичной амплитудой (unity-magnitude zero vibration, UM-ZV). UM-ZV-shaper является более быстрым в сравнении с ZV и ZVD-фильтрами. Далее приведены выражения для вычисления значений коэффициентов алгоритмов [2].

ZV-shaper:

$$\begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{1+K} & \frac{K}{1+K} \\ 0 & 0.5T \end{bmatrix}.$$

ZVD-shaper:

$$\begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{(1+K)^2} & \frac{2K}{(1+K)^2} & \frac{K^2}{(1+K)^2} \\ 0 & 0.5T & T \end{bmatrix}.$$

UM-ZV-shaper (малый коэффициент демпфирования):

$$\begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 1 \\ 0 & T/6 & T/3 \end{bmatrix}.$$

Здесь

$$K = \exp\left(\frac{-\xi\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}\right),$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega\sqrt{1-\xi^2}},$$

A_i – амплитуда i-ого импульса, t_i – время i-ого импульса, ω – частота колебаний, ξ – коэффициент демпфирования.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОВОРОТА

Синтезируемый алгоритм коррекции управляющего воздействия, реализуемый фильтрами, должен предотвращать возбуждение и гашение нежелательных колебаний, обеспечить требуемое быстродействие, робастность, точность при ограниченных затратах мощности на компенсацию отклонений. Проведённый анализ уравнений движения гусеничной машины показывает, что в процессе поворота происходят колебания корпуса в горизонтальной плоскости, приводящие к снижению управляемости и увеличению времени изменения курсового угла [3].

В работе принята линейная модель движения машины для принципиальной оценки эффективности реализации shaper–алгоритмов. Процесс вращательного движения быстроходной гусеничной машины вокруг вертикальной оси описывается дифференциальным уравнением [4]

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}}{\upsilon} \cdot \sum_{i=1}^{n} C_{yi} \cdot l_i^2 + 0.5 \cdot C_{ПР} \cdot \varphi = M_П,$$

где I_z – момент инерции машины вокруг вертикальной оси;

φ – курсовой угол и его производные;

V – линейная скорость;

l_i – продольная координата i-ой оси опорных катков, относительно центра масс;

C_{yi} – коэффициенты сопротивления уводу i-ой оси;

n – число осей опорных катков;

$C_{ПР}$ – приведённая жёсткость;

$M_П$ – поворачивающий момент.

При проведении исследования в математической модели приняты следующие допущения:

– движение машины происходит с постоянной скоростью, то есть продольное ускорение равно нулю, а боковое – ограничено;

– характеристики упругости бортов движителя при компенсации отклонения траектории (при повороте машины) являются симметричными;

– принято, что боковые силы формируются уводом шин опорных катков при равномерном распределении вертикальной нагрузки вдоль борта и между бортами;

– движение машины является устойчивым;

– нелинейности в системе управления поворотом (зона нечувствительности, ограничение координаты и петлеобразность характеристики) не учитываются;

– нелинейный характер взаимодействия движителя с опорным основанием линеаризован.

Для компьютерного моделирования все расчёты проводились для БГМ массой 14 тонн с помощью интерактивного инструмента моделирования Simulink системы MATLAB, и все фильтры были реализованы с помощью сумматоров, пропорциональных звеньев и звеньев чистого запаздывания. В дальнейших исследованиях влияние нелинейностей на динамику системы планируется изучить, тем более, что средства MATLAB позволяют это осуществить. Перерегулирование системы достигает 15% от установившегося значения, а время переходного процесса – 3.0 секунды(рисунок 1). Структурная схема моделирования представлена на рисунке 2. Дифференциальное уравнение движения представлено в качестве подсистемы для повышения наглядности.

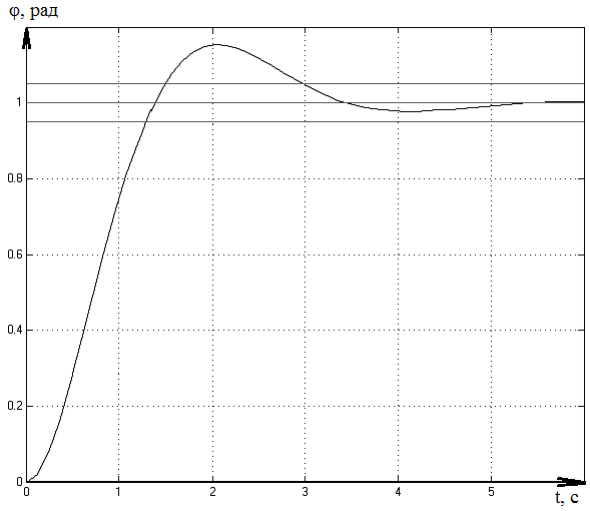
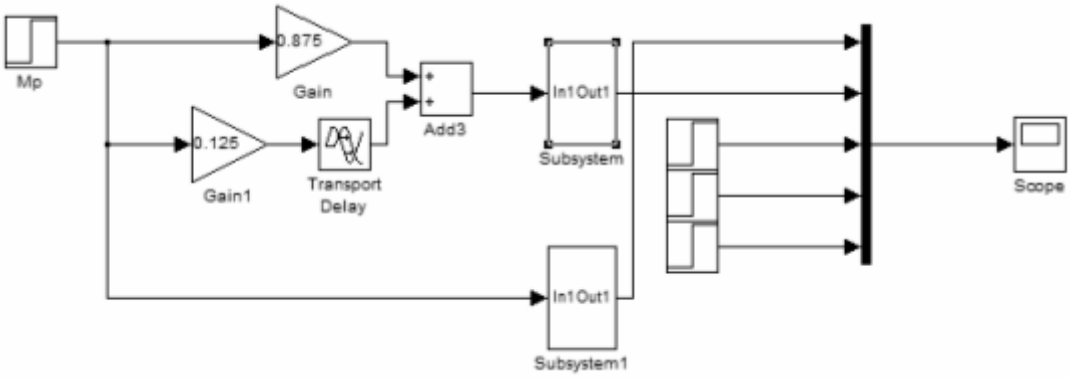
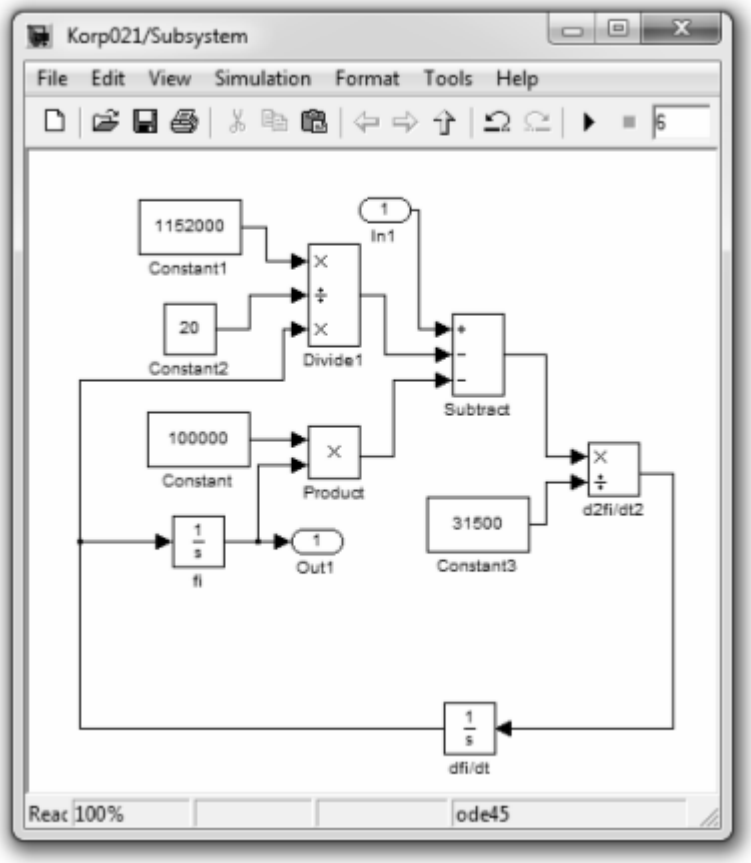


Рисунок 1 – Переходная характеристика исходного объекта управления



а) структурная схема моделирования



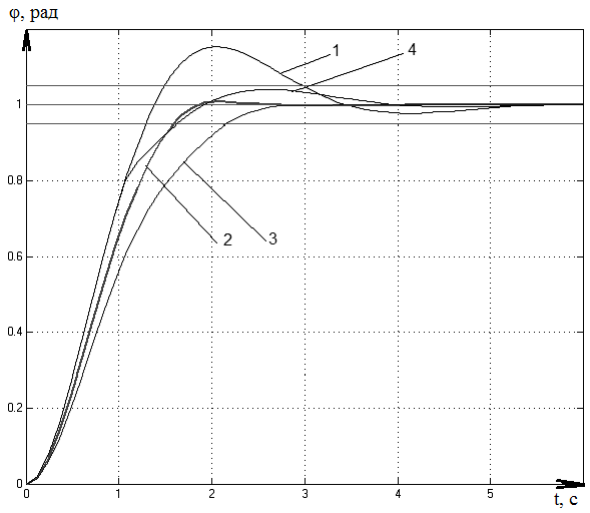
б) модель дифференциального уравнения движения

Рисунок 2 – Модель вращательного движения и ZV-фильтр

4 ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Исследовалась возможность применения ZV– , ZVD–, UM-ZV-фильтров. На управляющий вход системы с различными регуляторами подавалось единичное ступенчатое воздействие и определялась реакция на него (рисунок 3). На рисунке так же обозначена 5%-зона около установившегося значения для большей наглядности.

Результаты сравнения времени переходного процесса и перерегулирования для различных систем представлены в таблице 1.



1 – без shaper-фильтра, 2 – ZV-фильтр, 3 –ZVD-фильтр, 4 – UM-ZV-фильтр

Рисунок 3 – Реакция системы на единичное задающее воздействие

Таблица 1 – Эффективность shaper-фильтров

	Без фильтра	ZV-shaper	ZVD-shaper	UM-ZV-shaper
Перерегулирование, %	15.3	0.8	0.1	4
Время переходного процесса, с	3.0	1.6	2.2	1.6
Уменьшение времени переходного процесса, %	0	47	27	47

Из полученных результатов можно сделать вывод о высокой эффективности подавления колебаний и возможности применения shaper-фильтров в системе управления движением быстроходной гусеничной машины. Наилучшие результаты показал ZV-shaper, однако качественные характеристики данного фильтра сильно зависят от стабильности характеристик объекта, для управления которым он применяется. UM-ZV-shaper при схожей эффективности является более требовательным к возможностям системы по реверсированию задающих воздействий в процессе своей работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эффективность предложенного решения заключается в повышении степени реализации потенциальных скоростных качеств машины за счёт введения в систему управления shaper-фильтра – преобразователя задающих воздействий, организованного

так, чтобы минимизировать колебания системы и время переходных процессов. Это позволит повысить уровень реализации скоростных свойств быстроходной гусеничной машины, снизить требуемый уровень квалификации механика–водителя и степень его утомляемости. В дальнейшем данную систему необходимо дополнить нелинейностями системы и блоком вычисления амплитуд и моментов импульсов в зависимости от скорости движения, что повысит робастность фильтра и его эффективность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lawrence J., Singhose W. Robustness of Input Shaping to Non-linear Crane Dynamics // Woodruff School of Mechanical Engineering Georgia Institute of Technology – Atlanta, Georgia 2008. – 30 с.

2. Кузнецов А.П. и др. Shaping-алгоритмы подавления колебаний объектов управления // Доклады БГУИР. 2011. № 7(61). с. 5-11.

3. Держанский В.Б. и др. Алгоритмы управления движением транспортной машины: Монография // В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2010. –142 с.

4. Держанский В.Б. и др. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин // В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин. – Екатеринбург: УрО РАН, 2010. –176 с.