

ляемой площади к необходимой, чем треугольные.

Безразмерное время торможения при треугольных канавках, определенное по формуле (13), равно $\tau_{ТТ} = 1,409$, а для двухпрофильных, определенное по формуле (20), составляет $\tau_{ТТП} = 1,004$, т. е. уменьшается на 28%.

Из формул (18) и (21) следует, что использование вышеуказанных формул возможно при выполнении условия:

$$\frac{L_{ТП}^2}{4} - L_{0ТП}L_{2Т} \geq 0.$$

Заключение

Если график функции, описывающей необходимое изменение площади живого сечения потока при торможении исполнительного органа гидропривода с постоянным ускорением, близок к форме графика изменения фактической площади при использовании цилиндрического золотника с треугольными канавками, то целесообразно рассмотреть вопрос об использовании золотника с комбинированными рабочими элементами в виде треугольных и прямоугольных канавок, что технологически легко осуществимо.

Литература

- Левитский Н.И. и Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. М.: Машиностроение, 1971. – 231 с.
- Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М.: Наука, 1978. – 255 с.
- Косовцов О.В. Исследование гидропривода с регулируемым насосом, управляемым по давлению. Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – М.: ИМАШ, 1973. – 138 с.
- Гуревич Ю.Я. Расчет управляющего устройства для гидропривода с регулируемым насосом. В кн. Пневматика и гидравлика. Вып. 8. – М.: Машиностроение, 1978. – С. 56-66.
- Килина М.С. Повышение эффективности приводов установочных движений с гидравлическими амортизаторами. Автореф. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – Ростов-на-Дону, ДГТУ. 2013. – 17 с.

Применение *shaping*-фильтров в системе управления движением быстроходной гусеничной машины

д.т.н. проф. Держанский В.Б., д.т.н. проф. Тараторкин И.А., Карпов Е.К.
ФГБОУ ВПО «Курганский государственный университет»
8(3522)23-06-03, *dvb_47@mail.ru*

Аннотация. В статье решается задача моделирования нелинейной системы управления движением быстроходной гусеничной машины с применением алгоритмов фильтрации. Особенностью работы является применение различных *shaping*-алгоритмов фильтрации, задающих воздействие водителя и идентификатора скорости движения. Также пристальное внимание уделяется анализу перерегулирования переходных процессов и фазовому отставанию реакции машины на управляющее воздействие. Приводятся результаты моделирования, сделаны выводы и даются практические рекомендации по их использованию.

Ключевые слова: гусеничные машины, *shaping*-алгоритмы фильтрации, управляемость, нелинейность, идентификация.

Одним из основных эксплуатационных свойств быстроходных гусеничных машин (БГМ) является подвижность, оцениваемая скоростными качествами. Повышение удельной мощности машин до 25 кВт/т, совершенствование трансмиссий, систем управления движением и информационного обеспечения способствует росту потенциальных скоростных качеств современных гусеничных машин. Однако реализация этого потенциала ограничивается рядом динамических явлений при прямолинейном движении и в процессе поворота: низкой

управляемостью, склонностью к заносу, особенно при движении на высоких скоростях.

Для повышения степени реализации потенциальных скоростных качеств в системе управления движением в работе [1] предлагается синтезировать ПИД-регулятор, который выполняет функцию повышения динамических качеств (сокращение фазового запаздывания реакции при переходных процессах входа в поворот) и стабилизацию траектории при прямолинейном движении. Однако эффективность регулятора ограничена (таблица 1).

Таблица 1

Эффективность ПИД-регулятора системы управления движением

Параметры оценки	Условия движения		
	Тестовая змейка ($\Delta S=30\dots 50\text{м}$)	Извилистая дорога	Прямолинейный участок (бетон, заснеженная дорога)
Повышение средней скорости $V_{\text{ср.}}\%$	14,3	12...16	Эффект отсутствует
Цикличность включения СУП водителем, $N^*, \text{км}^{-1}$	37->25	Уменьшается в 1.5...1.8 раза	Не снижается

Из приведенных данных следует, что на дорогах с интенсивным изменением кривизны траектории (тестовая змейка, извилистая грунтовая дорога) появляется возможность увеличить среднюю скорость движения на 12...16%, а цикличность включения системы управления поворотом (СУП), определяющей интенсивность деятельности водителя и уровень его утомляемости, снизить в 1.5...1.8 раза. При прямолинейном движении эффект не выявлен.

Ограниченная эффективность ПИД-регулятора связана с тем, что даже при движении по тестовой змейке с детерминированным характером изменения кривизны (длина полуволны синусоиды $\Delta S=30\dots 50\text{м}$) управляющие воздействия не являются гармоническими. Они приводят к дополнительным нежелательным колебаниям реакции машины как объекта управления с упруго-инерционными свойствами. Кроме того, недостаточная эффективность ПИД-регулятора во многом объясняется тем, что его структура должна обеспечивать выполнение двух противоречивых требований: высокое быстродействие в процессе управления поворотом и в тоже время – минимизацию или снижение колебаний корпуса при прямолинейном движении. В рассматриваемой системе требуемая частота компенсирующих воздействий водителя при повороте и прямолинейном движении происходит в одном частотном диапазоне.

В связи с этим интегрирующее звено ПИД-регулятора снижает устойчивость и динамику в процессе входа в поворот. 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, что также приводит к периодическим изменениям собственной частоты системы и её демпфирующих свойств [2]. Эти колебания вызваны особенностями конструкции машины в системе управления движением динамических свойств и действием следующих факторов:

- асинхронностью характеристик упругости силовой цепи и вариация коэффициента асимметричности;
- возмущением движения волновыми процессами в ветвях гусеницы с переменной скоростью распространения волн;
- нелинейностью характеристик системы управления поворотом, в частности гидропривода и трибологического взаимодействия гусениц с опорным основанием;
- высокочастотными параметрическими колебаниями опорных катков в вертикальной плоскости, вызванными переменной жёсткостью в контакте «шина – обрезиненная беговая дорожка гусеницы», а также гироскопическими моментами при «шимми» опорных катков и повышением температуры шин [2, 3];

- случайным характером изменения сопротивления движению [4].

Таким образом, известная система не обладает робастностью, то есть не обеспечивается её приспособляемость к изменению параметров объекта. Учитывая противоречивость требований по обеспечению быстродействия системы при управлении поворотом и при прямолинейном режиме движения (необходимость интенсивного гашения колебаний корпуса), в систему необходимо ввести идентификатор требуемого режима движения и распараллелить алгоритмы управления движением. В виду 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.

Логичным продолжением работы является дальнейшее совершенствование используемых моделей для приближения их переходных характеристик к реальному объекту. Помимо этого, опираясь на полученные данные о разделении процесса регулирования по типам задающих воздействий [5], можно произвести синтез системы с применением различных по характеристикам shaper-фильтров, в зависимости от задач подавления колебаний или повышения динамики. В последнее время для трудноформализуемых систем и систем, для которых сложно организовать обратную связь, разрабатываются shaping-алгоритмы управления. Принцип работы shaping-алгоритмов заключается в формировании управляющего сигнала путём свёртки задающего управляющего воздействия с последовательностью импульсов в виде дельта-функции Дирака. Эффективность алгоритма определяется количеством импульсов, их длительностью и амплитудой, которые подлежат определению [6]. Суммарное задающее воздействие на объект остаётся тем же, но перераспределяется во времени. К системам, у которых управляемые параметры зашумлены и трудноизмеряемы, можно отнести и БГМ, так как обратная связь осуществляется по результатам измерения параметров сенсора бокового движения, установленного на корпусе машины, то есть сигналы этих датчиков зашумлены и существенно отстают от управляющих воздействий.

В ходе выполнения работы необходимо произвести моделирование управляемого движения с отдельным регулированием корректирующих воздействий при низких и высоких скоростях с помощью идентификации задающих скоростных воздействий и корректируемых коэффициентов shaper-фильтров. Это можно осуществить путём синтеза обратной связи по скорости, предварительно установив зависимости параметров применяемых регуляторов, затем сравнить полученные результаты с исходными данными и оценить возможность применения таковой в системе управления движением быстроходной гусеничной машиной.

В качестве исходной модели в работе использовалась линейная модель движения машины для принципиальной оценки эффективности реализации shaper-алгоритмов. Процесс вращательного движения быстроходной гусеничной машины вокруг вертикальной оси описывается дифференциальным уравнением [7]:

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}}{V} \cdot \sum_{i=1}^n C_{yi} \cdot l_i^2 + 0.5 \cdot C_{пр} \cdot \dot{\varphi} = M_{п}, \quad (1)$$

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} – коэффициент сопротивления уводу i -ой оси; n – число осей опорных катков; $C_{пр}$ – приведённая жёсткость; $M_{п}$ – поворачивающий момент.

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;
- принята модель боковых сил, формируемых 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.

Моделирование shaping-алгоритмов фильтрации показало, что при различных скоростях транспортной машины они должны решать взаимоисключающие друг друга задачи: при низких скоростях необходимо повышать динамику переходных процессов поворота, в то время как на высоких – устранять перерегулирование и колебания корпуса вокруг вертикальной оси в процессе поворота (рисунок 1). В соответствии с этой информацией и возможностью оперативно измерять скорость машины во время движения, произведён синтез адаптивного ZVD-shaping-регулятора (zero-vibration and derivative, нулевой вибрации и амплитуды), основные коэффициенты которого: A_1 , A_2 , A_3 – величина первого, второго и третьего импульса соответственно и t_2 , t_3 – время второго и третьего импульсов [6, 8], изменяются соответственно скорости для решения поставленных задач.

Моделированием установлено, что при скорости $V > 15$ м/с необходимо повышать динамику процесса движения и подавления колебаний. Соответственно, вычислительный блок управления движением должен быть дополнен логическим идентификатором скорости для разделения процесса регулирования.

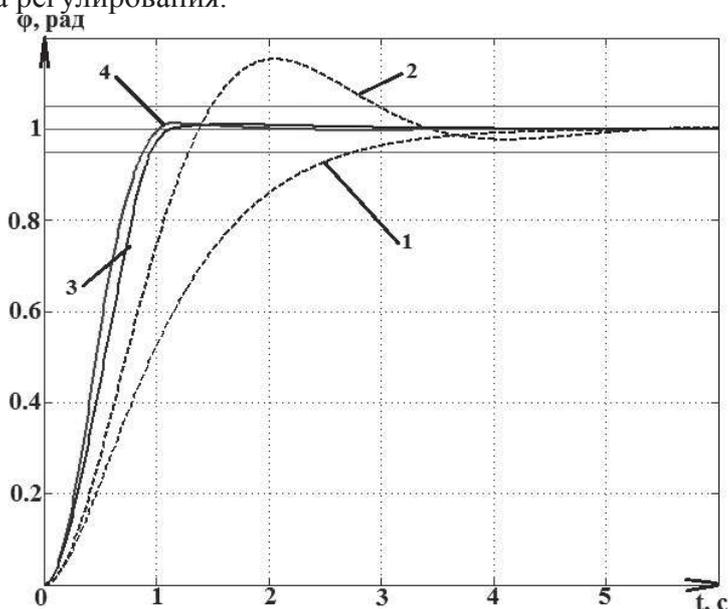


Рисунок 1. Переходные процессы управляемого движения БГМ на разных скоростях: 1, 2 – $V=10$ м/с, $V=20$ м/с, без фильтра; 3, 4 – $V=10$ м/с, $V=20$ м/с, ZVD-shaper

Модель процесса вращательного движения машины вокруг вертикальной оси дополнена чистым запаздыванием между задающим воздействием водителя и реакцией гусеничной машины на него для приближения модели к реальному объекту. На полученную систему подавались единичные ступенчатые воздействия для определения перерегулирования и гармонические колебания для оценки фазового отставания. На рисунке 2 приведена зависимость величины перерегулирования переходного процесса вращения гусеничной машины с различными системами управления.

Как видно из данных графиков, наибольшее перерегулирование, достигающее 30%, наблюдается при использовании ПД-регулятора, настроенного на минимизацию времени переходного процесса. Колебания корпуса под управлением исходной системы достигают 15% на предельных скоростях, равных 20 м/с. Наилучшие результаты показали shaper-фильтры, причём применение ZV-фильтра (zero-vibration, нулевой вибрации) позволяет минимизировать предельное перерегулирование до 5%, а ZVD-фильтра – до 3%.

Для сравнения предельной скорости гусеничной машины с различной системой управления движением была определена зависимость коэффициента фазовой напряжённости

($K\varphi = \varphi/\pi$) от скорости движения при фиксированных значениях длины полуволны «тестовой змейки» $\Delta S = 20, 30, 40$ м. Предельная скорость движения соответствует значению $K\varphi = 0.75$, при котором водитель в принципе может управлять направлением движения.

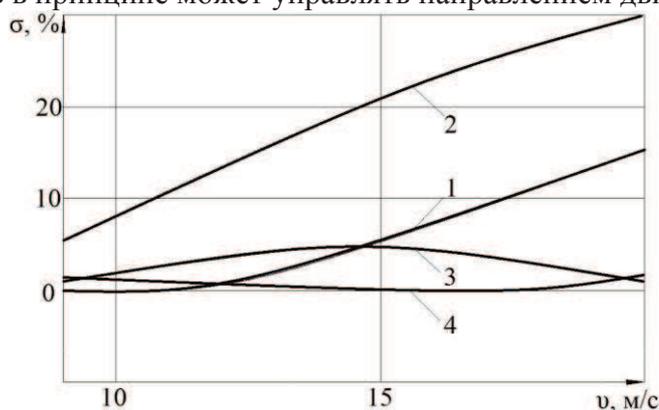


Рисунок 2. Зависимость перегуливания от скорости БГМ: 1 – исходная система, 2 – с ПД-регулятором, 3 – с ZV-shaper-фильтром, 4 – с ZVD-shaper-фильтром

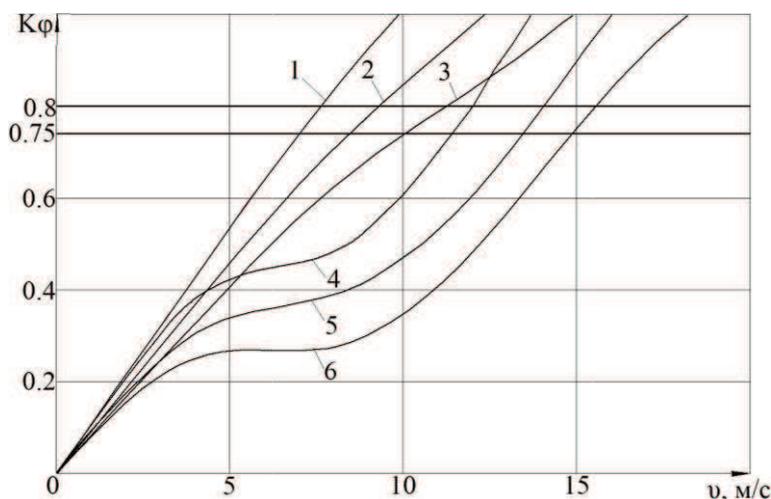


Рисунок 3. Зависимость коэффициента фазовой напряжённости от скорости движения: 1, 2, 3 – исходная система – $\Delta S=20, 30, 40$ м соответственно, 4, 5, 6 – с ZVD-shaper-фильтром – $\Delta S=20, 30, 40$ м соответственно

Из графиков рисунка 3 видно, что применение ZVD-shaper-фильтров с адаптацией по линейной скорости движения позволяет повысить предельную скорость на 25–30%, при которой сохраняется управляемость движения. Например, при $\Delta S = 40$ м, $V = 10$ м/с (36 км/ч), а при использовании ZVD-shaper-фильтра $V = 15$ м/с (54 км/ч). Этот эффект реализуется при достаточном значении поворачивающего момента и ограничении буксования движения.

Выводы

Как показали результаты данной работы, подход автоматизированного управления движением быстроходной гусеничной машины, основанный на фильтрации задающих воздействий при помощи shaper-фильтров, обеспечивает решение задач по подавлению колебаний системы и повышению её быстродействия. Дополнение исходной модели обратной связью по линейной скорости позволило более широко оценить эффективность данного решения, приблизив систему к реальному объекту управления. Применение ZVD-shaper-фильтра и последующая его модификация путём введения обратной связи позволило решать две противоположные задачи. На малых скоростях повысилась динамика движения гусеничной машины, при этом не вызывая колебаний и уменьшая фазовое запаздывание реакции. На высоких скоростях движения, когда решение водителем задачи расчёта скорости и упреждения задающих воздействий при поворотах затруднено вероятностью заносов и высокой динамикой процессов, фильтр уменьшает фазовое запаздывание и устраняет колебания гусеничной машины в горизонтальной плоскости, тем самым снимая часть нагрузки на человека-

оператора и повышая динамику процессов поворота. Полученные результаты можно использовать при написании алгоритмов управления для вычислительных блоков существующих и перспективных транспортных машин. Дальнейшим развитием данной работы может быть введение обратной связи ZVD-фильтра по другим параметрам G-сенсора движения – продольные и поперечные скорости и ускорения.

Литература

1. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Карпов Е.К. Нечёткая логика в мехатронной системе управления движением быстроходной гусеничной машины // Безопасность транспортных средств в эксплуатации. – Сборник материалов 79-й Международной научно-технической конференции. – Нижний Новгород, 2012. – 349 с.
2. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Ограничение подвижности быстроходных гусеничных машин при флуктуации боковых сил // Тракторы и сельхозмашины, 2011, №6. - С. 14-18.
3. Derzhanskii V., Taratorkin I. Stabilization of Linear Motion of the Tracked Vehicle // SAE Technical Paper of the SAE 2013 Commercial Vehicle Engineering Congress. – 2013. – DOI: 10.4271/2013-01-2363. SCOPUS.
4. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Абдулов С.В. Управление переключением передач в трансмиссии с тремя степенями свободы // Тракторы и сельхозмашины, 2012, №7. - С. 22-26.
5. Карпов Е.К. Адаптивная система фильтрации задающих воздействий системы управления движением быстроходной гусеничной машины // Юбилейная XXV Международная инновационно-ориентированная конференция молодых учёных и студентов (МИКМУС – 2013): материалы конференции (Москва, 13-15 ноября 2013 г.). – М: Изд-во ИМАШ РАН, 2013. – С. 66.
6. Кузнецов А.П. и др. Shaping-алгоритмы подавления колебаний объектов управления // Доклады БГУИР, 2011, №7(61). - С. 5-11.
7. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Карпов Е.К. Гашение колебаний корпуса гусеничной машины в горизонтальной плоскости // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 11. <http://engbul.bmstu.ru/file/out/649862>
8. 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.

Эволюция аэродинамических характеристик автомобилей «КАМАЗ»

к.т.н. Валеев Д.Х., к.т.н. Карабцев В.С.

ОАО «КАМАЗ»

8 (8552) 37-27-90, pgk2@kamaz.org

Аннотация. В статье отражены основные этапы работ, направленных на улучшение аэродинамических характеристик автомобилей КАМАЗ. Для каждого из этапов выделены применяемые методы исследований и сформулированы основные результаты. Показано, что применение современной вычислительной техники в сочетании с эффективным программным обеспечением позволяет выполнять оптимизацию аэродинамических характеристик грузовых автомобилей с меньшими материальными и временными ресурсами по сравнению с ранее применяемыми методами натурных испытаний и исследований масштабных моделей в аэродинамических трубах.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, внешняя аэродинамика, аэродинамическое сопротивление, аэродинамические устройства, расход топлива.

Внешняя аэродинамика находится в тесной связи с внутренней и оказывает влияние на показатели и характеристики автомобиля в целом и его отдельные системы. Среди таких параметров и систем следует указать: