

А.С. МЕЛЬНИКОВ, канд. техн. наук;
И.С. САЗОНОВ, д-р техн. наук; В.А. КИМ, д-р техн. наук
Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Работа посвящена проектированию дисковых тормозов с механическим приводом адаптивных к антиблокировочным системам. Дано описание новой механической системы активной безопасности основанной на анализе закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью.

Проблема повышения безопасности движения колесных машин требует новых решений при создании тормозных систем. Благодаря таким преимуществам как стабильность тормозного момента, лучшее охлаждение, удобство размещения тормоза в колесных узлах дисковые тормоза нашли широкое применение на транспортных средствах, в том числе и на тракторах. В конструкциях тормозных систем колесных машин, как правило, используются дисковые тормоза с гидравлическим приводом [1, 2, 5, 6, 10].

Используемый гидравлический привод обладает значительной степенью увеличения прикладываемой нагрузки, но при этом гидропривод имеет высокую стоимость и сложность.

Учитывая особенности дисковых тормозов с гидравлическим приводом вполне очевидна необходимость создания дисковых тормозов имеющих механический привод.

Дисковые тормоза, с механическим приводом сочетающие в себе невысокую стоимость и надежность, в совокупности с достаточной эффективностью делают их применение наиболее выгодным [4, 7, 9].

В то же время главной проблемой стоящей перед создателями дисковых тормозов с механическим приводом является разработка механического нажимного устройства позволяющего создавать необходимые нажимные усилия, дающие возможность реализовать требуемые тормозные моменты [5, 8].

Одновременно с этим ведется активная работа по оснащению колесных машин антиблокировочными системами, без которых невозможно в современных условиях обеспечить необходимую безопасность движения. Так Правила № 13 ЕЭК ООН с 1 октября 1991 года предписывают обязательную установку АБС на автомобили с общим весом более 8 тонн [1, 2, 11].

В настоящее время отсутствуют дисковые тормоза с механическим приводом, адаптивные к антиблокировочным системам так как они являются элект-

ронно-гидравлическими системами, использование которых совместно с дисковыми тормозами с механическим приводом не представляется возможным.

Таким образом, становится очевидной необходимость в дисковых тормозах с механическим приводом адаптивных к антиблокировочным системам стоимость которых будет приемлемой для большинства транспортных средств.

В связи с этим актуальной является задача создания источников информации о силах в контакте колеса с опорной поверхностью для производства дисковых тормозов с механическим приводом адаптивных к антиблокировочным системам.

В разработанных дисковых тормозах (пат. 4640 ВУ МКИ С1 F 16 D 55/00.- № а19980743, 05.08.98, пат. № 4006 ВУ МПК F16D 55/00, №20070344, 04.05.2007) с механическим нажимным устройством данная проблема решена достаточно просто и эффективно. В качестве нажимного устройства в дисковом тормозе с механическим приводом используется винтовая передача или кулачковый механизм с геометрическим замыканием. Это позволяет создавать сколь угодно высокие нажимные усилия, которые ограничены, удельным давлением на поверхности тормозных накладок [2, 3, 4, 8].

Кроме этого разработанные тормозные механизмы с механическим приводом являются адаптивными к антиблокировочным системам.

Прогнозируя потенциальную потребность дисковых тормозов с механическим приводом адаптивных к антиблокировочным системам для различных типов транспортных средств, а также учитывая то, что вопросы расчета параметров подобных дисковых тормозов до настоящего времени не освещались, разработана методика определения силовых и кинематических параметров дисковых тормозов с механическим приводом адаптивных к антиблокировочным системам.

При проектировании дисковых тормозов в ходе функционального расчета на первом этапе определяют величину необходимого тормозного момента по условию сцепления колес с дорогой, который может быть реализован в определенных условиях эксплуатации [1, 2, 3, 4]. Далее с учетом величины необходимого тормозного момента определяют значение нажимных усилий прижимающих тормозные колодки к тормозному диску, а также другие силовые и кинематические параметры дискового тормоза. Учитывая, что дисковый тормоз используется с механическим приводом и является адаптивным к антиблокировочной системе проводят согласование параметров тормоза с параметрами антиблокировочной системы.

Последовательность расчета параметров дискового тормоза с механическим приводом адаптивного к механической антиблокировочной системе представлена на рисунке 1.

Особенность расчета параметров дискового тормоза с механическим приводом адаптивного к механической антиблокировочной системе заключается в том что после определения среднего диаметра резьбы d_{cp} , осуществляется согласование значения среднего диаметра резьбы d_{cp} с кинематическим расчетом параметров. Значение угла подъема резьбы β должно обеспечивать выполнение одновременно нескольких требований — это обеспечение заданного нажимного усилия



Рисунок 1 — Алгоритм расчета параметров дискового тормоза с механическим приводом адаптивного к механической антиблокировочной системе

N , при нормированном ходе приводной рукоятки или педали тормозного привода, а также исключить эффект заклинивания, производится согласование параметров тормозного механизма с параметрами элементов механической антиблокировочной системы включенных в конструкцию тормозного механизма и оценка возможности функционирования механической антиблокировочной системы.

В основе работы механической антиблокировочной системы (патент ВУ № 4778 МПК В 60 Т 8/00 «Антиблокировочная система») структурная схема которой показана на рисунке 2 лежит принцип формирования сигналов управления системой, основанный на закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью.

Характер исполнения и интеграция элементов в конструкцию тормоза позволяют говорить о создании устройства выполняющего одновременно задачи тормозного механизма и антиблокировочной системы.

Вследствие этого разработанная антиблокировочная система адаптивная к дисковому тормозу с механическим приводом имеет стоимость в несколько раз меньшую по сравнению с электронно-гидравлическими антиблокировочными системами.

Необходимо отметить что работа антиблокировочной системы является автономной и не требует внешних дополнительных источников энергии как

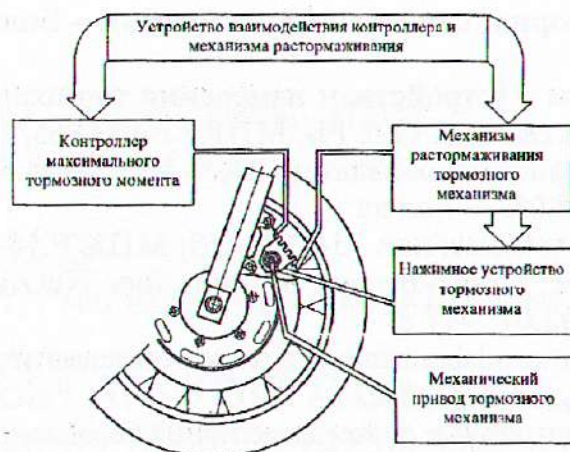


Рисунок 2 — Структурная схема антиблокировочной системы двухколесного мотоцикла, патент ВУ № 4778 МПК В 60 Т 8/00

например гидравлических насосов для электронно-гидравлических антиблокировочных систем, а также присущих им модулятора давления тормозной жидкости, электронного блока управления, датчиков частоты вращения колес, гидравлического привода включающего главный тормозной цилиндр, трубопроводы и исполнительные гидравлические колесные тормозные цилиндры.

Отсутствие дорогостоящих и сложных элементов характерных для электронно-гидравлических антиблокировочных систем позволяет говорить о разработанной антиблокировочной системе как о надежной системе имеющей в несколько раз меньшую стоимость и материалоемкость по сравнению с электронно-гидравлическими антиблокировочными системами.

Оснащение колесных машин разработанной тормозной системой включающей дисковые тормоза адаптивные к антиблокировочной системе в сочетании с механическим приводом — это обеспечение конкурентоспособности колесных машин выпускаемых в Республике Беларусь, что позволит увеличить валютные поступления от экспорта колесных машин на внешний рынок.

Список литературы

1. Сазонов, И.С. Динамика колесных машин / И.С. Сазонов, П.А. Амельченко, В.А. Ким [и др]. — Могилев: БРУ, 2006. — 461 с.
2. Ким, В.А. Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа / В.А. Ким. — Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2003. — 346 с.
3. Способ регулирования торможением автопоезда: пат. 2299140 РФ, МКИ6 В 60 Т С1. / И.С. Сазонов [и др.]; заявитель и патентообладатель Бел.-Рос. ун-т. — № 2005132206/11; заявл. 18.10.05 ; опубл. 20.05.07 // Офиц. бюл. № 14. — 5 с.: ил.
4. Способ регулирования торможением автопоезда: пат. 9589 ВУ, МПК В 60Т 8/00 С1 / И.С. Сазонов [и др.]; заявитель и патентообладатель Бел.-Рос. ун-т. — № 20041020; заявл. 11.08.04 ; опубл. 20.05.07 // Офиц. бюл. № 14. — 5 с.: ил.
5. Мамити, Г.И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов: учеб. пособие / Г.И. Мамити. — Минск : Дизайн ПРО, 1997. — 112 с.
6. Фрумкин, А.К. Современные антиблокировочные и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов: обзор. инф. / А.К. Фрумкин, А.И. Попов, И.И. Апышев. — М.: ЦНИИТЭИ-автопром, 1990. — 56 с.
7. Ревин, А.А. Автомобильные автоматизированные тормозные системы: Техни-

- ческое решение, теория, свойства / А.А. Ревин. — Волгоград: Ин-т качества, 2002. — 320 с.
8. Тормозной механизм с устройством измерения тормозного момента колесного транспортного средства: пат. 1928 РБ, МПК7 F 16 D 55/12, 55/22 / И.С. Сазонов [и др.]; заявитель и патентообладатель Бел.-Рос. ун-т. — № и 20040470; заявл. 15.10.04; опубл. 30.06.05. — 7 с.: ил.
 9. Disc brake for utility vehicles: пат. 7543689 US, МПК F 16 D 65/14, F 16 D 55/04 / В. Maske, R. Gruber; Knorr-Bremse Systeme fuer Nutzfahrzeuge GmbH; заявл. 18.03.04; опубл. 08.02.07. — 7 с.
 10. Галай, Э.И. Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда / Э.И. Галай. — Гомель: БелГУТ, 2002. — 182 с.
 11. Высоцкий, М.С. Мехатронные системы активной безопасности мобильных машин / М.С. Высоцкий, В.Г. Бутылин, В.Г. Иванов // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретич. и практич. механике: сб. тр. — Минск, 2001. — С. 107—118.