

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ТЕХНОЛОГИЯМ
ПРИ СОВЕТЕ МИНИСТРОВ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ РЕСПУБЛИКАНСКИЙ ФОНД ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН НАН БЕЛАРУСИ
НИРУП «БЕЛАВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ»
ПО «БЕЛАВТОМАЗ»
РУП «МИНСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
ПО «МИНСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД»
ПО «БЕЛОРУССКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ



СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК
НАУЧНЫХ ТРУДОВ**

Выпуск 2

В 7 томах

Том 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ МАШИН

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

Минск
УП «Технопринт»
2004

Рецензенты:

проф., д-р техн. наук И.П. Филонов; проф., д-р техн. наук А.Т. Скойбеда; проф., д-р техн. наук В.Л. Соломахо, проф., д-р техн. наук Альгин; проф., д-р техн. наук Ю.В. Василевич; проф., д-р техн. наук И.В. Демьянушко; проф., д-р ф.-м. наук А.П. Чичко; проф., д-р техн. наук Е.К. Почтенный; проф., д-р техн. наук Л.А. Сосновский; проф., д-р техн. наук Ж.А. Мрочек; проф., д-р техн. наук Н.В. Спиридонов; проф., д-р техн. наук В.Д. Цветков; проф., д-р техн. наук В.М. Колешко; проф., д-р эк. наук В.И. Похабов; проф., д-р эк. наук И.М. Бабук; проф., д-р эк. наук Н.С. Сачко; проф., д-р фил. наук В.П. Старжинский; проф., д-р техн. наук С.А. Иващенко

Редакционная коллегия:

П.А. Витязь (председатель, Беларусь), Б.М. Хрусталева (первый зам. председателя, Беларусь), Ю.М. Плескачевский (Беларусь), Г.А. Анисович (Беларусь), И.А. Бостан (Молдова), М.С. Высоцкий (первый зам. председателя, Беларусь), П.И. Ящерицын (Беларусь), В.И. Тимашпольский (Беларусь), В.Т. Трошенко (зам. председателя, Украина), О.В. Берестнев (Беларусь), Л.Г. Красневский (Беларусь), Н.А. Махутов (зам. председателя, Россия), И.П. Филонов (зам. председателя, Беларусь), А.П. Ракомсин (зам. председателя, Беларусь), Ф.А. Романюк (Беларусь), А.Т. Скойбеда (зам. председателя, Беларусь), В.Л. Соломахо (зам. председателя, Беларусь), Г.Я. Беляев (Беларусь), Е.К. Почтенный (Беларусь), Л.А. Сосновский (Беларусь), В.Д. Цветков (Беларусь), В.И. Похабов (Беларусь), С.А. Иващенко (Беларусь), А.М. Якимович (Беларусь), П.П. Капуста (ученый секретарь, Беларусь)

С 56

Современные методы проектирования машин: Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Вып. 2. В 7 томах. — Т. 3. Проектирование приводов машин / Под общ. ред. П.А. Витязя. — Мн.: УП «Технопринт», 2004. — 233 с.

ISBN 985-464-709-9 (Т. 3)

ISBN 985-464-705-6

В сборник включены работы, выполненные в последние годы специалистами в областях перспективных направлений создания машин, стандартизации и контроля качества, надежности изделий машиностроения, проектирования материалов и конструкций машин. Широко представлены современные компьютерные технологии моделирования, автоматизированные системы проектирования сложных технических объектов и технологических процессов их изготовления. Рассмотрены экономические аспекты создания новых машин, проблемы подготовки инженерных кадров и технического образования.

В томе 3 изложены современные разработки в области проектирования приводов машин.

В сборнике представлены работы, выполненные в крупнейших научных центрах Беларуси, России, Польши, Украины, Молдовы, Словакии, Чехии и др. стран.

УДК 621.001.63(082)

ББК 34.42

Все права защищены. Все материалы этого издания не могут быть полностью или частично размножены электронным, механическим, фотографическим или иным способом без предварительного письменного согласования с редакционной коллегией сборника. Все статьи публикуются с разрешения их авторов.

Ответственность за достоверность представленной в статьях информации несут авторы статей.

ISBN 985-464-709-9 (Т. 3)

ISBN 985-464-705-6

© Оформление УП «Технопринт», 2004

СОДЕРЖАНИЕ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ МАШИН

Благодарный В.М., Василко К., Андрейчак И. Приводы малых ветряных электростанций	6
Благодарный В.М., Повленко Р. Червячные редукторы пониженной виброактивности	10
Ванцевич В.В., Дубовик Д.А., Андреев А.Ф., Кабанов В.И., Брижанев В.М. Ступенчатая характеристика привода ведущих колес внедорожных машин	14
Халамонский М.Г. Диагностирование гидравлических систем	19
Орда А.Н., Гирейко Н.А. Выбор параметров ходовых систем сельскохозяйственной техники	28
Кузьмин А.В. Тяговая способность транспортных средств с шаговым движением	32
Кузьмин А.В. О моделировании и некоторых характеристиках поперечных механических волн	35
Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т., Ткаченко В.Н. К вопросу проектирования планетарных передач	42
Строк Е.Я., Горавский С.Л. Расчет параметров двухкаскадного перепускного клапана с электрическим управлением разгрузки насоса постоянной подачи	43
Скойбеда А.Т., Статкевич А.М. Выбор коэффициента запаса и темпа включения муфты привода малогабаритных энергонасыщенных тракторов при работе с энергоемкими машинами	47
Скойбеда А.Т., Альгин В.Б., Калина А.А. Методика выбора рациональных параметров системы динамической защиты приводов рабочих органов комбайнов	51
Калина А.А. Моделирование воздействия зеленой массы на питающий аппарат комбайна	56
Атаманов Ю.Е., Таяновский Г.А. Проблемные вопросы проектирования двухпоточной трансмиссии трактора	59
Семеняко Ф., Метлюк Н., Мыстковский А. Влияние дифференцирующих устройств на динамические характеристики следящих пневматических приводов	64
Бойко С.А., Королькевич А.В. О выборе параметров гидравлической системы управления механизмами трактора	69
Бондаренко А.Г., Шпилевский В.И. Рациональное предварительное натяжение зубчатых ремней	72
Леонович И.И., Котлобай А.Я., Котлобай А.А. О модернизации структуры многомоторных приводов технологических машин	75
Лустенков М.Е. Мотор-редуктор с двухступенчатой планетарной шариковой передачей	83
Скойбеда А.Т., Авсиевич В.Н., Баханович А.Г. Зависимость колебательных процессов при работе зубчато-ременной передаче от эксплуатационных параметров	88
Скойбеда А.Т., Авсиевич В.Н., Баханович А.Г. Влияние параметров конструкции зубчато-ременной передачи на колебания в процессе работы	90

Брилевский О.В., Королькевич А.В., Резвинский В.М., Шевченко В.С. Согласование режимов работы двигателя и гидрообъемной трансмиссии трактора	92
Довгяло В.А., Бочкарев Д.И., Власенко В.М. Модернизация универсальной машины для ремонта асфальтобетонных покрытий автодорог	96
Скойбеда А.Т., Жуковец В.Н., Сонич О.А. Кинематика колесно-шагающего движителя при опоре на башмаки круглого профиля	102
Жуковец В.Н. Обеспечение контактной прочности в кулачковом механизме ТНВД	106
Шарангович А.И., Брилевский О.В. Анализ принципиальных схем бесступенчатых трансмиссий, выполненных на основе объемной гидропередачи	109
Анохин В.М., Николаенко В.Л., Анохин Е.В. К расчету клиновых механизмов свободного хода	113
Комяк И.М. Современные конструкции насосно-аккумуляторных приводов тормозов самоходных колесных сельскохозяйственной машин	117
Рогожин В.Д., Метто А.А. Совершенствование конструкции тормозных механизмов колесных машин	124
Корсаков В.В., Захарик Ю.М., Захарик Ал.М., Гологуш А.А., Захарик Ан.М. Определение нагруженности колесной передачи ведущего моста большегрузного автомобиля эффективности самостоятельной деятельности студентов технического ВУЗа	127
Захарик Ю.М., Захарик Ал.М., Захарик Ан.М. Математическая модель дизельного двигателя	132
Захарик Ю.М., Захарик Ал.М., Захарик Ан.М., Николаенок С.Л. Функция предикат в вопросах математического описания работы сцепления	134
Даньков А.М., Родионова С.И. Теоретическая модель расчета длины пути трения в плавнорегулируемых передачах на базе составных зубчатых колес	138
Скойбеда А.Т., Сонич О.А. Управление межколесными и межосевыми связями малогабаритных тракторов тягового класса 0,9	144
Янкевич Н.Г., Хорошавин Д.Г., Сахацкий А.М. Выбор параметров при проектировании объемных гидромашин героторного типа	148
Борисенко Л.А., Горшкова А.А. Обоснование возможности изменения внутреннего зубчатого зацепления с малой разностью чисел зубьев колес в планетарных редукторах для мехатронных устройств	151
Михальцевич Н.Р. Особенности управления торможением двухколесных мобильных машин с АБС	157
Михальцевич Н.Р., Иванов В.Г. Перспективные антиблокировочные тормозные системы для мотоциклов	161
Пашкевич И.Ф., Рогачевский Н.И., Рогачевский С.Н., Пашкевич В.М. Исследование кинематической точности червячных передач качения	165
Матвеев К.С., Новиков А.К., Голубев А.Н. Разработка шнекового экструдера для переработки отходов	170
Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Прогрессивные конструкции армированных зубчатых ремней	174
Баханович А.Г. Зубчато-ременные передачи с повышенной плавностью работы и пониженным шумоизлучением	179
Баханович А.Г. Перспективы развития научных основ повышения технических характеристик зубчато-ременных передач	184

Вабищевич А.Г. Компоновка малогабаритной сельскохозяйственной техники	189
Марчук А.С. Метод прямого проектирования эвольвентных зубчатых передач	192
Кузин Н.А. Аналитический метод расчета расстояний от точек приложения радиальных реакций подшипников к валу до точки приложения сил в зацеплении редуктора и его применение	197
Осоко С.А., Овчаренко Е.Е., Романова Е.В. Влияние параметров ленточного конвейера на требуемую мощность привода	201
Ким В.А., Сазонов И.С., Скойбеда А.Т. Дисковый тормоз транспортного средства с преобразователем кинетической энергии	204
Амельченко Н.П., Амельченко П.А. Переходные процессы в системе подрессоривания колесного трактора	208
Ким В.А. Вибрации в тормозных механизмах автомобилей	213
Амельченко Н.П., Амельченко П.А. Идентификация динамических систем	216
РЕФЕРАТЫ	219

УДК 621

**В.М. Благодарный, К. Василко, И. Андрейчак
ПРИВОДЫ МАЛЫХ ВЕТРЯНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ***Технический университет Кошце,
Прешов, Словакия*

Производство ветряных электростанций является одной из прибыльных и бурно развивающихся отраслей промышленности на Западе. В Западной Европе, Америке, Азии, Австралии в последнее время начали активно строить ветряные электростанции, способные обеспечить энергией жилища и отдавать излишки электроэнергии в промышленные сети. Ветряная энергия ежегодно в мире, а особенно в Европе, считается важным и перспективным источником обеспечения энергетических нужд. Она способна обеспечить более 10% энергетических потребностей.

Из 2% энергии Солнца, попадающей на Землю, почти 10^{20} Джоулей превращается в энергию ветра. Из этого количества энергии можно использовать каждую секунду почти 10^{15} Джоулей [1]. Оптимальная скорость ветра, используемая в настоящее время в ветряных установках, обычно в пределах от $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ до $12 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$. Скорости до $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ и выше $25 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ не используются. Скорости ниже $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ недостаточны для раскрутки ротора ветряной установки, скорости выше $25 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ опасны для ветряных установок, поэтому при таких скоростях ветряная установка должна быть остановлена.

Первые ветряные установки появились в Персии еще в 900 году. В Европе первые ветряные мельницы появились лишь в XI веке [2]. В XV столетии мачтовые ветряные мельницы начали строить в Голландии. Мощность мельниц с лопатками длиной до 15 м составляла почти 30 кВт. Первая ветряная электростанция мощностью 20 киловатт была построена в Германии в 1982 году, до настоящего времени она исправно работает. В настоящее время общая мощность ветряных установок в мире достигла 30379 МВт, что достаточно для питания электричеством 17 млн. квартир или односемейных домов. Первое место по использованию энергии ветра удерживает Европа - мощность европейских установок составляет 74% от мировой, на втором месте - Северная Америка: 16,2%, на третьем месте Азия - 8,1%. Теоретически ветряная электростанция способна использовать 59% энергии ветра. С точки зрения теории гидродинамики добиться большей эффективности ветряной электростанции не удастся. Реально достижимый максимальный коэффициент полезного действия ветряной электростанции составляет около 41%, что соответствует к.п.д. паровых электростанций [3].

Самую большую в мире ветровую электростанцию планируется построить в Испании на море вблизи мыса Трафальгар. Согласно представленному проекту этот комплекс будет состоять из 500 эоловых установок - ветряков с лопастями каждая по 54 метра [4]. Комплекс сможет обеспечивать электроэнергией город с 2,5 млн.

жителей. Сваи, на которых будут установлены ветряки, будут закреплены на глубине 30 метров в нескольких километрах от берега в районе, где обычно дуют сильные ветры. Создание такого комплекса предотвратит попадание в атмосферу 3,5 млн. тонн вредных газов, которые бы возникли при сжигании традиционных видов топлива. Ветряки будут очищать атмосферу так, как это бы сделали бы 173 млн. деревьев. Стоимость проекта составляет 2 млрд. евро, однако специалисты уверены, что расходы окупятся быстро. Создание комплекса ведет компания *Enerchia hydroelektrika de Navarra*, которая одной из первых в Испании начала использовать ветряную энергию.

Большой рост ветряных установок ожидается также в Америке, Канаде, Южной Америке, в азиатских странах: Индии, Японии и Китае. Ожидается также развитие ветровой энергии в Бразилии, где ощущается недостаток энергии. Очень интересны для создания ветряных установок такие земли, как Северная Африка, Австралия и Новая Зеландия.

В Европе далее будет идти развитие использования ветровой энергии, прежде всего в Германии, Испании, Великобритании, Италии, Швеции и Дании.

Бурное развитие ветровой энергии ожидается в Германии несмотря на то, что и сейчас количество энергии, вырабатываемой ветряными установками, достаточно велико. Основными производителями ветряных установок являются Германия, Испания и Дания. Одна серийная установка имеет мощность примерно 1,7 мегаватт, высота установки 124 метра, диаметр лопастей ветряка 112 метров. Наибольшая доля произведенных ветряных установок приходится на фирмы *Enercon*, *GE Wind Energy*, *Vestas*, *AN Windentrgie*, *RE power AG*, *Nordex AG*, *Fuhrkmdr* и другие. Фирма *Enercon* построила в Германии недалеко от Магдебурга наибольшую в настоящее время ветряную электростанцию мощностью 4,5 мегаватт. Каждое крыло ветряка имеет длину 52 метра. Гондола в виде яйца равна величине целого дома, вместе с генератором весит около 500 тонн. Высота башни 120 метров. Установка предназначена прежде всего для проведения исследований.

В Австрии в конце 2002 года в эксплуатации находилось 170 ветряных электростанций общей мощностью 150 мегаватт и с годовой производительностью 320 гиговаттчасов. Ветровая энергия покрывает 0,6% всего потребления энергии в Австрии. Ожидается строительство ветряных установок на востоке страны и получать ежегодно энергию примерно 400-600 мегаватт. В северных предгорьях Альп ветряные установки стоят на высоте 800-1200 метров над уровнем моря. В Швейцарии ветряные установки находятся на высоте 2300 метров над уровнем моря.

В [7] показано мировое потребление энергии, здесь хорошо видно, что в течение 100 лет потребление первых трех источников энергии почти прекратится, и весь мир перейдет на обновительные источники энергии, значительную часть которых составляет энергия ветра.

Ученые Дании на основе богатого опыта, приобретенного ими за многолетнюю эксплуатацию ветряных электростанций, классифицировали местности, на которых можно строить ветряные установки, по потенциальным возможностям на четыре категории (Рис. 1) [8]. К первой категории относятся открытые моря с отлогим побережьем, где скорость ветра ничем не ограничена. Энергетический потенциал такой местности оценивается в 100%. Ко второй категории относятся местности без леса и других препятствий, скорость ветра несколько снижена. В этом случае энергетический потенциал оценивается 70%. Местность с невысокими холмами, лесистая, с редкими фермами и населенными пунктами оценивается по энергетическому потенциалу в 50%.

И, наконец, гористый ландшафт с лесами, с густо населенными пунктами оценивается по энергетическому потенциалу в 30%. Можно заметить, что согласно

приведенной классификации Беларусь можно отнести к местности третьей категории, т.е. с энергетическим потенциалом в 50%. Много это или мало? Если учесть, что такие страны, как Австрия, Чехия, Словакия, Швейцария относятся к четвертой категории с энергетическим потенциалом в 30%, и несмотря на это успешно и усиленно развивают строительство ветряных электростанций, планируя достичь в ближайшие годы получать 12-15% всей энергии от этих источников энергии, то совершенно ясно, что в Белоруссии, как и в других европейских странах, необходимо развивать эту отрасль. Ветряные электростанции по мощности подразделяются на три группы [5]:

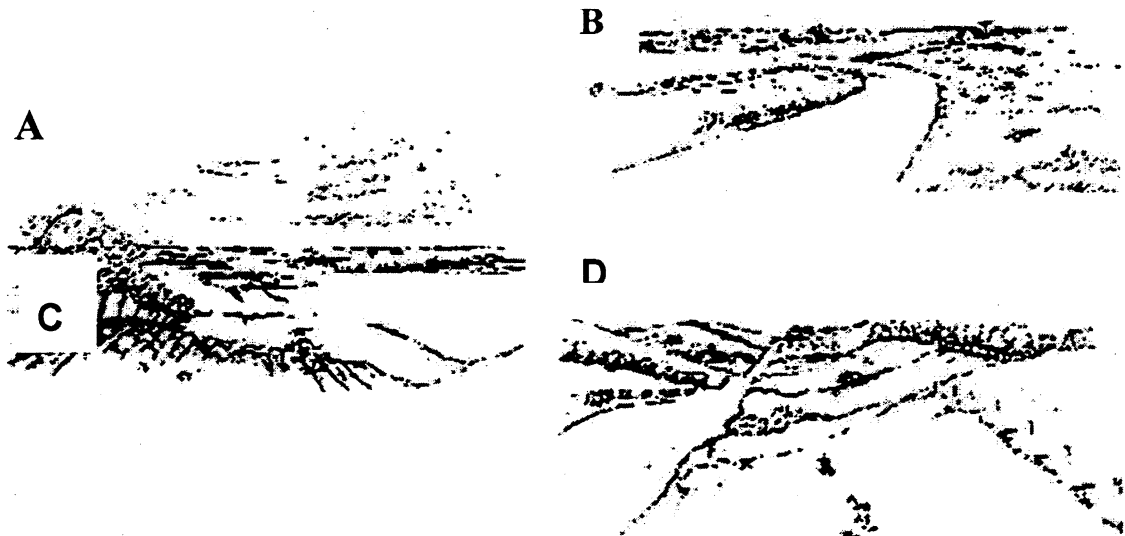


Рис. 1. Энергетический потенциал местностей с точки зрения размещения ветряных электростанций [8]:

А - открытое море, плоское побережье, скорость ветра неограничена (100%), В - равнинная местность без леса и других препятствий скорость ветра несколько снижена (70%), С - равнинная поверхность с невысокими холмами с лесами, фермами и редкими поселениями (50%), D - горная местность с лесами и другими растениями, с плотным заселением (30).

- малые с диаметром ротора до 10 м и мощностью до 10 кВт,
- средние с диаметром ротора до 50 м и мощностью 10 - 500 кВт.
- большие с диаметром ротора 50 - 200 м и мощностью 500 кВт - 10 МВт.

В настоящее время строят главным образом первые две группы ветряных электростанций. Малые ветряные электростанции используются для зарядки аккумуляторов и на нагрев воды в частных домах, фермах и т.д. Средние используют в основном для подачи энергии в сеть.

По расположению ротора встречаются два основных типа ветряных турбин:

- вертикальная, у которой лопадки смонтированы на вертикальной оси, в этом случае ротор не должен настраиваться на направление ветра; лопадки расположены низко над землей; мощность таких турбин невысокая;
- горизонтальная, с горизонтальной осью ротации, в настоящее время наиболее распространенная модель.

Схема привода типовой ветряной электростанции представлена на рис. 2. Привод ветряной электростанции размещается в специальном корпусе, называемом гондолой. Форма гондолы должна соответствовать аэродинамическим требованиям. Кроме того, гондола, в которой размещен привод генератора, расположена на

платформе, имеющей возможность поворачиваться вокруг вертикальной оси.

В качестве примера на рис. 3 показан привод ветряной установки *Vestas V20* [6].

Для устранения возможных перекосов осей валов редуктора и генератора между ними размещен карданный механизм. Кроме указанных на рис. 3 узлов привода ветряной установки, в гондоле размещено еще много других элементов, различных датчиков и приборов для регулирования и безопасности работы установки - температуры, вибрации, направления и скорости ветра, частоты вращения лопастей, мощности и температуры генератора и т.д. Кроме того, в гондоле должен находиться так называемый «черный ящик», который в случае аварии или катастрофы имеет все данные для проведения анализа причин случившегося.

Главными направлениями развития ветряных электростанций можно считать усовершенствование привода с целью увеличения его коэффициента полезного действия, возможность использования ветров малой силы, а также чрезмерно сильных ветров, обеспечение высокой надежности, а также удешевление производства ветряных электростанций.

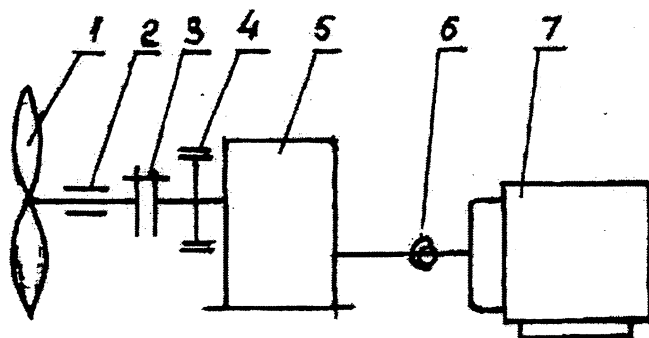


Рис. 2. Схема привода ветряной электростанции

1 - лопасти ветряка; 2 - главный вал; 3 - муфта; 4 - тормоз; 5 - редуктор; 6 - карданный механизм; 7 - генератор

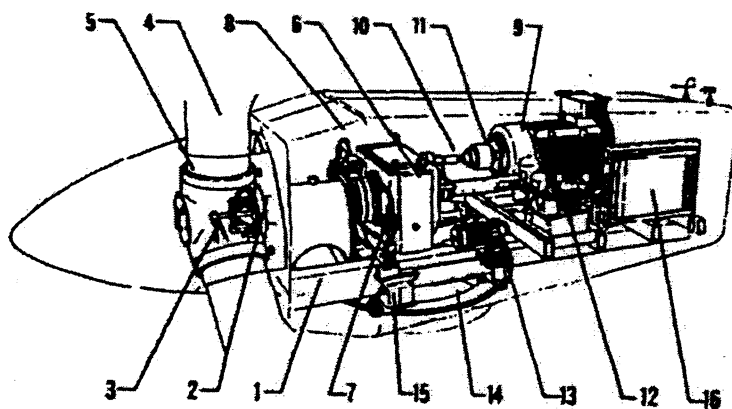


Рис. 3. Привод ветряной электростанции *Vestas V20*: 1 - рама; 2 - главный вал; 3 - втулка; 4 - лопасти ветряка; 5 - подшипник лопасти; 6 - редуктор; 7 - траверса; 8 - гидравлический тормоз; 9 - генератор; 10 - карданный механизм; 11 - муфта; 12 - гидроузел; 13 - электрические сервомоторы; 14 - торцовое зубчатое колесо; 15 - счетчик числа оборотов гондолы; 16 - центральный узел управления

Заключение. Энергия ветра в качестве постоянного источника энергии используется людьми уже очень давно, но в 20-21 столетии ветряная энергия получила новый виток в своем развитии. Благодаря общему техническому прогрессу в машиностроении, электротехнике в настоящее время можно создавать мощные ветряные электростанции, способные не только работать в качестве ветряных мельниц или приводить в движение насосные станции для подъема воды, как это происходило в древние и средние века, но и вырабатывать электроэнергию наравне с другими источниками энергии. При этом получение этой энергии экологически безопасно для окружающего пространства и экономически выгодно. Многие фирмы научились производить достаточно надежные и эффективные установки, но проблема повышения эффективности и коэффициента полезного действия ветряных электростанций остается важной и актуальной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Obnovitelne energeticke zdroje/ Slovenska energeticka agentura. Bratislava: Klemo, 2002.-31s.
2. Vasilko Karol. Historia techniky a technologie. Sabinov: Drosco, 1999. - 210s.
3. Winkelmejer H. Rust instalovanych vykonu vetrnych elektraren ve svete k 31-12-2001// Veterna energia, 6.2, 2002, s. 18-19.
4. Наука и жизнь, №8. -2003. S.Obnovitelne energeticke zdroje: Veterna energia, vodna energia/ Slovenska energeticka agentura. Bratislava: Klemo, 2002.-40s.
6. Stibrany P. Veterna energetika. Bratislava: Porygrafia vedeckej literatury a casopisov SAV, 2002. -253s.
7. Noskievic Pavel. Fakta a o obnovitelnych zdrojich//
8. Nordjyllandsvaerket Windmills. (Firemni literatura).

УДК 621.833

В.М. Благодарный, С. Павленко

ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ ПОНИЖЕННОЙ ВИБРОАКТИВНОСТИ

*Технический университет Кошице
Прешов, Словакия*

Вопросы повышения работоспособности червячных редукторов являются весьма актуальными и важными. В приводах кранов, лифтов и других подъемно-транспортных устройств червячные редукторы работают в сложных условиях. Большие переменные нагрузки, частые пуски и остановки, реверс - все это вызывает значительный износ рабочих поверхностей зубьев червячных колес и приводит к потере работоспособности редукторов. Одним из путей повышения их работоспособности является увеличение демпфирующей способности зубьев колес и витков червяков, противостоящей ударным импульсам, возникающим при пусках, остановках и реверсе[1].

Из опыта выполнения зубчатых колес пониженной виброактивности известно несколько путей их конструирования [2]:

1. Зубчатые колеса с повышенной податливостью зубьев, дисков, размещенных между венцом и ступицей;
2. Зубчатые колеса, имеющие накладные демпферы;
3. Составные зубчатые колеса, состоящие из венцов и ступиц, соединенных упругими сосредоточенными или размещенными вдоль поверхности разъема элементами;

4. Металлополимерные и полимерные шестерни;

5. Зубчатые передачи, между взаимодействующими элементами которых введены упругие элементы.

Вполне понятно, что не все эти пути пригодны для применения в конструировании червячных колес и червяков. В результате анализа возможности применения этих путей для червячных передач установлено следующее.

Зубчатые колеса первой группы имеют увеличенные по высоте зубья, а также повышенную податливость зубьев, которая достигается за счет наличия канавок во впадинах или модификации впадин по длине [3]. В ряде технических решений повышенная податливость зубьев достигается за счет выполнения продольных, размещенных вдоль плоскости по оси симметрии прорезей, или глухих полостей со стороны торцов зубьев, а также кольцевых проточек со стороны торцовых поверхностей, выполненных в непосредственной близости от зубьев.

Учитывая то, что червячные передачи, как правило, передают значительные нагрузки, изменять или ослаблять зуб червячного колеса для того, чтобы сделать его более податливым, нецелесообразно. Поэтому первый путь для червячных передач нереален. Второй путь возможен. Обычно червячные колеса выполняют комбинированными, состоящими из зубчатого венца, изготовленного из антифрикционного материала, и тела-диска, изготовленного из стали или чугуна. Это связано, во-первых, с тем, что цветной сплав, применяемый для зубчатого венца, дорог по сравнению со сталью или чугуном, поэтому при значительных размерах колес получается большая экономия материала. Во-вторых, цветные сплавы уступают по прочности сталям и чугунам, поэтому для обеспечения надежной передачи крутящего момента от вала через шпонку или шлиц на червячное колесо сталь или чугун более предпочтительны. И так как червячное колесо состоит лишь из двух частей, то эти части можно соединить между собой промежуточными упругими элементами. Конструкции таких колес показаны на рис. 1.

На рис. 1а приведена конструкция червячного колеса, состоящая из нескольких элементов. Зубчатый венец 1 свободно сидит на диске 2. Крутящий момент от диска 2 передается на зубчатый венец с помощью накладных демпферов 3, которые могут быть закреплены с помощью резьбовых соединений 4 на теле колеса или же на зубчатом венце. Крутящий момент передается за счет момента трения, возникающего между поверхностями демпферов и элементов колеса. Конструкция эта не совсем удачная, так как в процессе работы контактирующие трущиеся поверхности сглаживаются и тогда возможно проскальзывание, необходима

периодическая подтяжка резьбовых соединений.

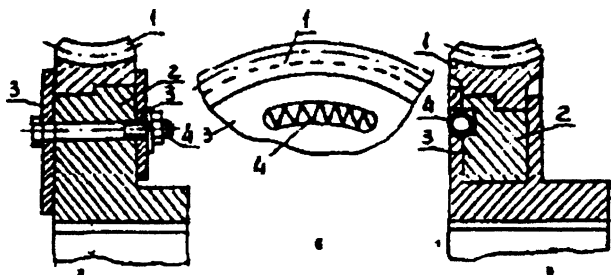


Рис. 1. Червячные колеса с накладными демпферами

Более надежна конструкция, показанная на рис. 1, б. Здесь те же демпферы, однако, в них и в теле

колеса выполнены прорези, в которых установлены пружины сжатия. В этой конструкции демпферы жестко соединены с зубчатым венцом.

На рис. 1в показана конструкция червячного колеса, состоящая из зубчатого венца 1, тела 2, свободно сидящем на ступице-диске 3, от которой момент передается на

червячное колесо с помощью пружин сжатия 4.

По третьему пути возможны конструкции, показанные на рис.2.

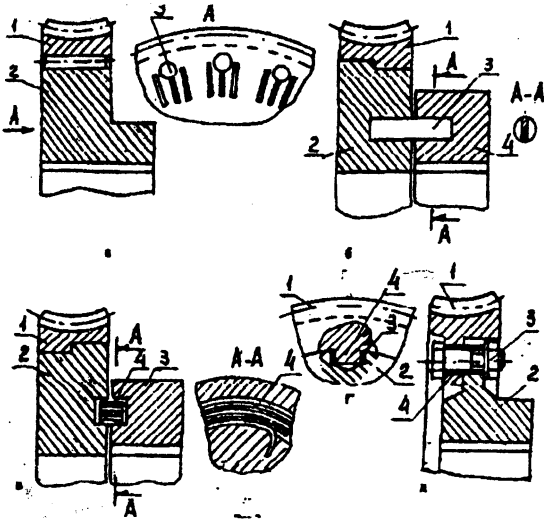


Рис. 2. Червячные колеса с упругими промежуточными телам

Между зубчатым венцом и телом колеса на равном расстоянии поставлены стержни (рис. 2а), выполненные из упругого материала (резина, пластмасса), при этом зубчатый венец должен свободно скользить по поверхности тела. На рис.2б представлена конструкция, в которой ступица,

сидящая на валу, передает вращение червячному колесу с помощью упругих элементов. В качестве упругих элементов могут служить плоские пружины, спиральные пружины (рис. 2в), пальцы и др. На рис. 2г представлена конструкция червячного колеса, в которой зубчатый венец 1 получает крутящий момент от тела 2 через упругие втулки 3, охватывающие шипы 4.

На рис. 2д показана конструкция червячного колеса, состоящая из зубчатого венца 1, тела 2, резьбового соединения 3 и втулки 4, которая создает упругое соединение между зубчатым венцом и телом.

По четвертому пути возможны конструкции для не силовых кинематических червячных передач.

По пятому пути конструкции передач становятся не похожими на червячные передачи - это уже специальные передачи, которые называют шариковыми или роликовыми передачами. Такие передачи имеют свои специфические особенности расчета и конструирования.

Снижение виброактивности червяков целесообразнее, чем червячных колес, поскольку крутящий момент на червяке в U раз меньше, чем на червячном колесе. Поэтому упругие элементы могут быть значительно меньшими и менее прочными и жесткими. Но конструктивно выполнить червяки с пониженной виброактивностью довольно трудно, так как они изготавливаются обычно вместе с валом. Довольно часто виброактивность червяков снижают с помощью упругой муфты, которая соединяет вал-червяк с валом электродвигателя. Но можно понизить виброактивность червяков также путем конструктивных изменений подшипниковых узлов червяка. На рис. 3а показана конструкция червяка 1 с валом, который опирается на подшипники качения 2. Наружные кольца подшипников в гнездах корпуса могут свободно скользить. Между ними и крышками 4 находятся комплекты тарельчатых пружин, которые демпфируют колебания червяка при ударных нагрузках. Если на рис. 3а упруго поджаты наружные кольца подшипников, то на рис. 3б упруго поджат непосредственно вал червяка. Подшипники здесь также свободно передвигаются в гнездах корпуса редуктора.

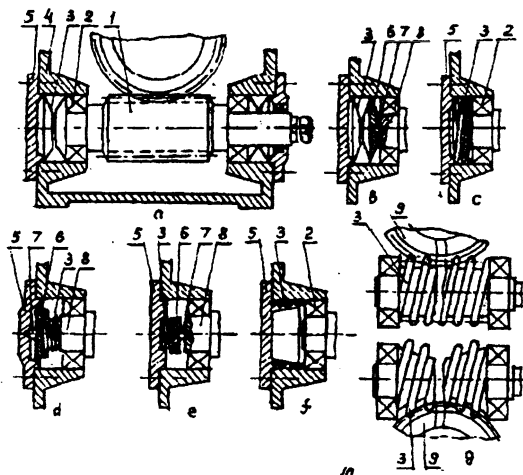


Рис. 3. Конструкции червяков пониженной виброактивности

На рис. 3 с показана конструкция, в которой в качестве упругого элемента используется пружина кручения, работающая на сжатие. Крайними витками пружина упирается

в наружное кольцо подшипника, выбирает все зазоры, имеющиеся в подшипниках и передаче, и создает упругую систему, которая чутко реагирует на все удары и колебания, получаемые червяком. На рис. 3d пружина упирается во внутреннее кольцо подшипника, крайние ее витки насажены на выступающий конец вала червяка.

На рис. 3e применен практически тот же принцип, то пружина по диаметру меньше вала, в вале выполнено углубление, а в крышке соответствующее гнездо. Естественно, эта конструкция может быть использована лишь для свободного конца вала, для второго конца вала могут быть использованы схемы, рассмотренные выше.

На рис. 3f показана конструкция, в которой пружины сжатия расположены в отверстиях крышки корпуса редуктора и упираются в наружные кольца подшипников.

На всех рисунках с целью упрощения не показаны регулировочные устройства, позволяющие изменить в ту или иную сторону усилия сжатия пружины.

В [4] сообщается о том, что для усилителей рулевого привода автомобилей в червячной передаче червяк выполнен упругоподатливым в осевом направлении. Возможность перемещения червяка под воздействием ударных нагрузок со стороны привода обеспечивается благодаря тому, что оба его подшипника качения находятся под воздействием пакета тарельчатых пружин. Это позволяет уменьшить уровень шума и износ передачи.

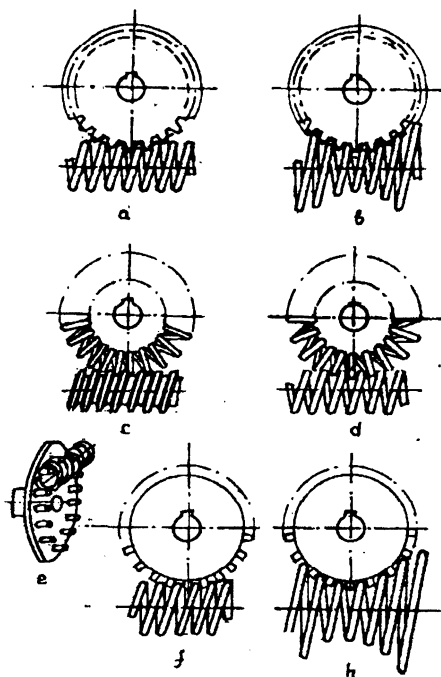


Рис. 4. Пружинно-червячные передачи

Для кинематических червячных передач найдено весьма оригинальное решение: червяк выполнен в виде спиральной пружины, витки пружины зацепляются с зубьями червячного колеса. На рис. 3г и 4 показаны различные варианты конструкций так называемых пружинно-червячных передач, которые могли бы служить в качестве кинематических. Причем передача может быть как цилиндрической, так и глобоидной. Естественно, такая передача не может передавать значительных нагрузок, но нагрузки в пределах прочности пружины передаваться могут. Витки пружины выбирают все люфты и демпфируют все удары и колебания в передаче.

ЛИТЕРАТУРА

1. Blagodarny V., Pavlenko S., Pasko J. Naraz v zavitkovkej prevodovke// Vugobne iimnierstvo, №1, 2003. - s. 32 - 36. 2. Берестнев О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса. - Минск : Наука и техника, 1983.-312с. 3. Берестнев О.В., Басинюк В.Л., Чемисов В.Б. Зубчатые колеса пониженной виброактивности. - Новополоцк : Изд. ПТУ, 1997.-122С. 4. Schneckengetriebe. Sertffikat 19811977. Deutschland. МРК⁶ F16H1/16/ Ganser Otmar; Mannesmann VDO AG - 19.03.1998.

УДК 629.114-587

В.В. Ванцевич, Д.А. Дубовик, А.Ф. Андреев, В.И. Кабанов, В.М. Брижанев

СТУПЕНЧАТАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС ВНЕДОРОЖНЫХ МАШИН

*Технологический университет Лоуренса, Мичиган, США;
Научно-инженерное республиканское унитарное предприятие
«Белавотракторостроение», Минск, Беларусь;
Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь;
УП «Минский завод колесных тягачей», Минск, Беларусь*

Введение. Основным эксплуатационным свойством внедорожных машин, непосредственно обеспечивающим их целевое назначение, является проходимость. Проходимость колесных машин определяется не только максимальной величиной реализуемой их движителем общей касательной силы тяги, но и распределением этой силы между ведущими мостами и колесами.

Для рационального распределения общей касательной силы тяги между ведущими мостами и колесами и обеспечения проходимости внедорожных машин в их конструкции используют дифференциалы, работа которых основана на блокировании привода ведущих колес [1–5].

Обычные блокируемые дифференциалы, блокируя привод ведущих колес, создают в плоскости дороги момент сопротивления повороту и, тем самым, ухудшают маневренность, поворачиваемость и управляемость машины [4]. Стремление повысить проходимость внедорожных колесных машин посредством повышения блокирующих свойств таких дифференциалов вызывает более существенное ухудшение эксплуатационных свойств, связанных с реализацией криволинейного движения, и к настоящему времени уже практически исчерпало свои возможности.

Дальнейшее повышение проходимости требует разработки новых подходов к

распределению крутящего момента силовой установки между ведущими мостами и колесами, позволяющих значительно повысить тяговое усилие двигателя и одновременно гарантировать необходимый уровень маневренности, поворачиваемости и управляемости машины, а также создания дифференциальных механизмов, реализующие эти подходы.

1. Определение оптимальной характеристики привода ведущих колес. Новые дифференциальные механизмы должны удовлетворять следующим основным требованиям функционирования. С одной стороны, в совокупность дорожных условий внедорожных машин кроме дорог с твердым покрытием входят также бульжные, гравийные и щебеночные дороги, грунтовые дороги в различном состоянии, бездорожье, снежная целина и заболоченная местность [6]. Поэтому, для достижения наилучшей энергетической эффективности машины дифференциалы должны обеспечивать ее мобильность, высокие опорную проходимость и тягово-скоростные свойства. С другой стороны, для предотвращения трудностей, связанных с движением внедорожной, как правило, многоосной машины повышенного габарита в транспортном потоке по дорожной сети общего назначения, а также в местах погрузки и разгрузки, дифференциалы должны гарантировать необходимый уровень управляемости машины.

Поскольку указанные требования, как известно, являются противоречивыми, разработку методов распределения крутящего момента между ведущими колесами и проектирования связываемых их дифференциальных механизмов следует вести на основе компромиссных решений.

Выполненные авторами исследования условий эксплуатации внедорожной машины показали, что каждому типу вероятных дорожно-цепных условий ее эксплуатации соответствуют определенные интервалы изменения крутящего момента в приводе ведущих колес и оптимальные блокирующие свойства дифференциальных механизмов. В качестве входного параметра при разработке дифференциала повышенного трения как механизма автоматического распределения крутящего момента между колесами может быть принята величина крутящего момента M_0 на корпусе дифференциала.

Оптимизация блокирующих свойств дифференциальных механизмов проводилась с позиции критерия транспортного КПД ходовой системы [3] на основе моделирования двадцати разгонов и движения с установившейся скоростью машины в каждом из вероятных дорожно-цепных условий. В результате определялись средние значения показателя блокирующих свойств \bar{K}_{lsdr} и его среднеквадратические отклонения $\bar{\sigma}_{lsdr}$. Основываясь на критерии предельного оптимизма как критерии принятия решения, в качестве оптимальных средних значений \bar{K}_{lsdr}^* и $\bar{\sigma}_{lsdr}^*$ принимались наибольшие из всех средних значений, рассчитанных с учетом двадцати заездов машины в каждый момент времени t :

$$\bar{K}_{lsdr}^* = \max_t \bar{K}_{lsdr} \quad \text{и} \quad \bar{\sigma}_{lsdr}^* = \max_t \bar{\sigma}_{lsdr}.$$

Распространяя распределение крутящего момента между колесами на рассеивание случайных значений показателя \bar{K}_{lsdr}^* до $3\bar{\sigma}_{lsdr}^*$, оптимальные значения показателя K_{lsdr}^* блокирующих свойств для каждого r -ых дорожно-цепных условий определялись по формуле:

$$K_{lsdr}^* = \bar{K}_{lsdr}^* + 3\bar{\sigma}_{lsdr}^*.$$

Найденные таким образом значения показателя K_{lsdr}^* позволяют дифференциалам реализовать оптимальное по критерию опорной проходимости и тягово-скоростных свойств распределение крутящего момента между ведущими колесами практически в полном соответствии со всеми вероятными сочетаниями дорожно-цепных условий (с

вероятностью 0,997).

2. Ступенчатая характеристика блокирующих свойств. Совместный анализ результатов исследования условий эксплуатации и оптимальных значений показателя K_{lsd}^* позволил предложить ступенчатую характеристику блокирующих свойств с тремя характерными участками в зависимости от величины M_0 (рис. 1).

Участок I ступенчатой характеристики соответствует нормальной разгрузке и возможному вывешиванию одного из колес моста, в результате чего крутящий момент M_0 уменьшается до значений, ниже пороговой величины M_{01} . При этом, для перераспределения крутящего момента к опорному колесу моста с целью обеспечения мобильности машины характеристика предусматривает использование заблокированного привода.

Изменение момента M_0 в диапазоне нагрузок от M_{01} до M_{02} соответствует участку II характеристики и движению внедорожной машины по твердым дорожным покрытиям и грунтовым поверхностям удовлетворительного состояния, на которых для достижения высоких опорной проходимости и тягово-скоростных свойств от привода ведущих колес не требуется реализация высоких блокирующих свойств.

Тяжелые условия эксплуатации при движении внедорожной машины по разбитым грунтовым поверхностям и бездорожью, характерные значения крутящего момента M_0 свыше M_{02} , описываются участком III ступенчатой характеристики. На данном участке требуется реализация оптимального значения показателя K_{lsd}^* , обеспечивающего высокие опорную проходимость, тягово-скоростные свойства и удовлетворительную управляемость.

Для обеспечения удовлетворительной управляемости машины – комплексного свойства, формируемого поворачиваемостью, маневренностью и устойчивостью движения, – показатель K_{lsd}^* ограничивался пороговой величиной S_v критерия данного эксплуатационного свойства. В качестве критерия управляемости использовался показатель [7]:

$$S_v = 1 - \frac{\int |K_n - K_r| dt}{\int |K_n| dt},$$

где K_n – кривизна траектории движения, соответствующая нейтральной поворачиваемости машины; K_r – кривизна действительной траектории движения.

3. Дифференциал повышенного трения. В ходе проведенных исследований разработана конструктивная схема дифференциала повышенного трения с режимами работы, близкими к ступенчатой характеристике блокирующих свойств, представленной на рис. 1.

Для придания приводу ведущих колес характеристики в соответствии с рис. 1 на основе предложенной конструктивной схемы дифференциала повышенного трения разработан метод поиска его рациональных параметров. В соответствии с полученным методом с высокой степенью унификации основных деталей серийных мостов был спроектирован и изготовлены три опытных образца (рис. 2) дифференциала повышенного трения для управляемых мостов внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8x8.

Для экспериментальной оценки разработанных теоретических положений были проведены стендовые исследования опытных образцов дифференциала повышенного трения и их дорожные испытания в реальных условиях эксплуатации в составе управляемых мостов внедорожной машины МЗКТ-79091.

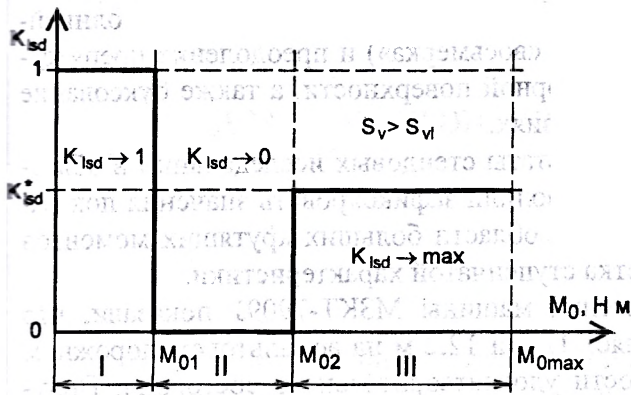


Рис.1. Ступенчатая характеристика привода ведущих колес

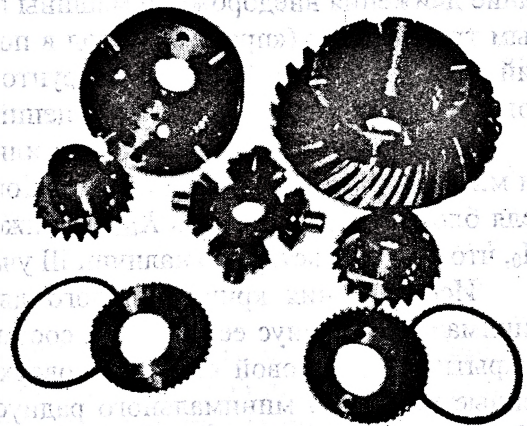


Рис.2. Дифференциал повышенного трения в разобранном виде

4. Стендовые исследования. Стендовые исследования включали экспериментальные исследования опытного образца дифференциалов в интервале крутящих моментов M_0 от 0 до 3 700 Н·м, максимальное значение которого ограничивалось мощностью нагружающей балансирной машины и герметичностью гидравлического контура нагружающего устройства стендовой установки.

Исследованиями установлено, что в свободном состоянии и в интервале малых крутящих моментов M_0 разработанный дифференциал надежно заблокирован как при поочередном нагружении обеих полуосей, так и при их растормаживании. Момент начала срабатывания дифференциала M_{01} составил в среднем 95 Н·м. Это говорит о равенстве единице показателя K_{lsd} в интервале значений крутящих моментов M_0 от 0 до M_{01} , что подтверждает наличие в дифференциале участка I ступенчатой характеристики блокирующих свойств.

Данные экспериментальных исследований в области крутящих моментов M_0 свыше M_{01} свидетельствуют о том, что при увеличении крутящего момента на корпусе дифференциала от 95 до 600 Н·м показатель блокирующих свойств K_{lsd} быстро снижается от 1 до 0,02...0,15. В интервале крутящих моментов M_0 свыше 600 Н·м показатель K_{lsd} находится в диапазоне малых значений, близком к свойствам механизмов простого дифференциального привода, и остается практически постоянным. Данное, в свою очередь, подтверждает наличие участка II ступенчатой характеристики блокирующих свойств.

Исследования симметричности блокирующих свойств дифференциалов позволили установить, что показатель несимметричности находится в пределах 10 %.

Экспериментальные характеристики стабильности блокирующих свойств при изменении скорости относительного скольжения дисков для остановленной левой и правой полуоси говорят о высоком уровне стабильности блокирующих свойств. Показатель неустойчивости блокирующих свойств не превышает 3 % и находится в области суммарной относительной погрешности эксперимента.

Таким образом, в ходе стендовых испытаний подтверждена работоспособность конструктивной схемы дифференциала повышенного трения и высокая степень соответствия его экспериментальной характеристики ступенчатой характеристике блокирующих свойств в области малых и средних крутящих моментов на корпусе дифференциала. Также установлен высокий уровень стабильности к скорости относительного скольжения дисков и симметричности блокирующих свойств.

5. Дорожные испытания. Программа дорожных испытаний включала исследо-

вание движения внедорожной машины МЗКТ-79091 по прямолинейным и криволинейным траекториям («прямая», «вход в поворот», «восьмерка») и преодоление препятствий на асфальтовой, бетонной и грунтовой опорной поверхности, а также буксование колес на месте в тяжелых опорно-цепных условиях.

Дорожные испытания подтвердили результаты стендовых исследований в области малых и средних крутящих моментов и позволили зафиксировать значения показателя блокирующих свойств K_{lzd} не ниже 0,32 в области больших крутящих моментов M_0 , что свидетельствует о наличии III участка ступенчатой характеристики.

Исследования криволинейного движения машины МЗКТ-79091 показали, что минимальный радиус ее поворота составляет 12,8 и 12,2 м на асфальтовом дорожном покрытии и грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния. Полученные величины минимального радиуса соответствуют значениям S_y , равным 0,76 и 0,8, не превышают значения, регламентируемого техническим заданием на машину, и тем самым гарантируют требуемый уровень ее управляемости.

После окончания испытаний дифференциалы были разобраны для осмотра и оценки состояния рабочих поверхностей. В процессе разборки дифференциалов была выявлена обильная смазка трущихся деталей трансмиссионным маслом свободным от механических примесей, что является следствием функционирования предусмотренной проточной системы смазки дифференциала.

Заключение. Предложенная ступенчатая характеристика обеспечивает блокирование привода ведущих колес в тяжелых условиях эксплуатации и симметричное распределение крутящего момента между колесами при движении машины по усовершенствованным опорным покрытиям.

Разработаны метод распределения крутящего момента между ведущими колесами и конструктивная схема межколесного дифференциала повышенного трения для внедорожной машины.

Экспериментально подтверждены работоспособность разработанной конструктивной схемы дифференциала и повышение на 15...46 % опорной проходимости внедорожной машины МЗКТ-79091 по сравнению с серийными дифференциалами при сохранении удовлетворительной управляемости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Мобильные транспортные машины: Взаимодействие со средой функционирования. – Минск: Беларуская навука, 1998. – 303 с.
2. Лефаров А.Х., Высоцкий М.С., Ванцевич В.В., Кабанов В.И. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин. – Минск: Наука и техника, 1991. – 240 с.
3. Ванцевич В.В. Синтез схем привода к ведущим мостам и колесам многоприводных транспортно-тяговых машин: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. – Минск, 1992. – 412 с.
4. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
5. Яскевич З. Ведущие мосты. – М.: Машиностроение, 1985. – 600 с.
6. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с.
7. Дубовик Д.А. Повышение проходимости внедорожной машины посредством рационального привода колес управляемых мостов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Минск, 2003. – 253 с.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

*Университет технологии и агротехники,
г. Быдгош, Польша*

Введение.

В технике, в строительстве и эксплуатации различных, сложных технических объектов фактором, вынуждающим к применению технической диагностики, является обеспечение требуемого высокого уровня надежности выполнения функции, реализуемой конкретным объектом.

Каждый технический объект проходит четыре фазы своего существования (рис. 1):

- - оценку;
- - конструирование;
- - производство;
- - эксплуатация.

В каждой с этих фаз выступает характерный, для данной фазы, тип технической диагностики.



Рис. 1. Фазы существования технических объектов [4, 7].

Степень сложности гидравлических систем и ответственность за качество реализованных заданий так велика, что становится необходимым неперенное обеспечение пользователя оперативной и достоверной информацией о текущем техническом состоянии этих систем.

Техническая диагностика, которая использует генерируемые внутри системы сигналы и анализирует параметры рабочих и остсточных процессов является источником такой информации (рис. 2).

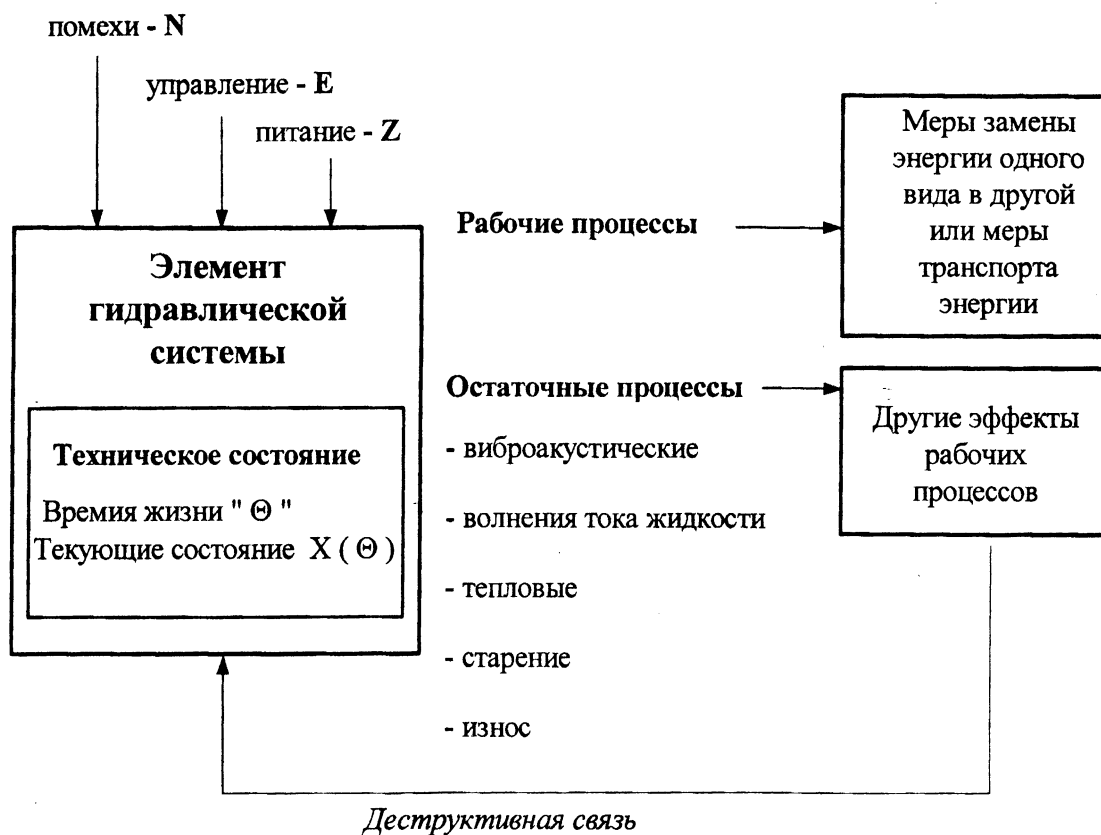


Рис. 2. Общая диагностическая модель гидравлической системы [4]

В технической диагностике информацию о технической состоянии элементов диагностируемой гидравлической системы (во время диагностирования) получают путем наблюдения [4]:

- рабочих процессов, постоянно мониторируя их параметры либо проводя контрольные испытания на специальных стендах (рис. 3);
- остаточных процессов, которые возникают как вторичные эффекты основных рабочих процессов (рис. 4).

Рабочие процессы характеризуют параметры, которых величины изменения влияют на смены характеристики элементов диагностируемой системы, но не всегда эти параметры представляют простую функцию технического состояния этих элементов.

Стоимость параметров характеризующих остаточные процессы зависит от величины влияющих, различных других процессов, а также от цех характеризующих место измерения диагностических сигналов (эти цехи зависят между другими от технического состояния элементов диагностируемой системы).

При диагностировании гидравлических систем надо помнить, что на стоимость измеряемых сигналов в некоторых элементах (напр. гидроцилиндры) влияет техническое состояние механических элементов, которые конструктивно связаны с диагностируемым элементом.

При использовании параметров рабочих процессов можно получить общую информацию о технической состоянии диагностируемой, гидравлической системы.

Трудно получить точную информацию о технической состоянии конкретного элемента системы.

Диагностические сигналы вытекающие из остаточных процессов позволяют диагностировать элементы гидравлической системы, без их демонтажа (в чем заключается основная задача диагностирования).

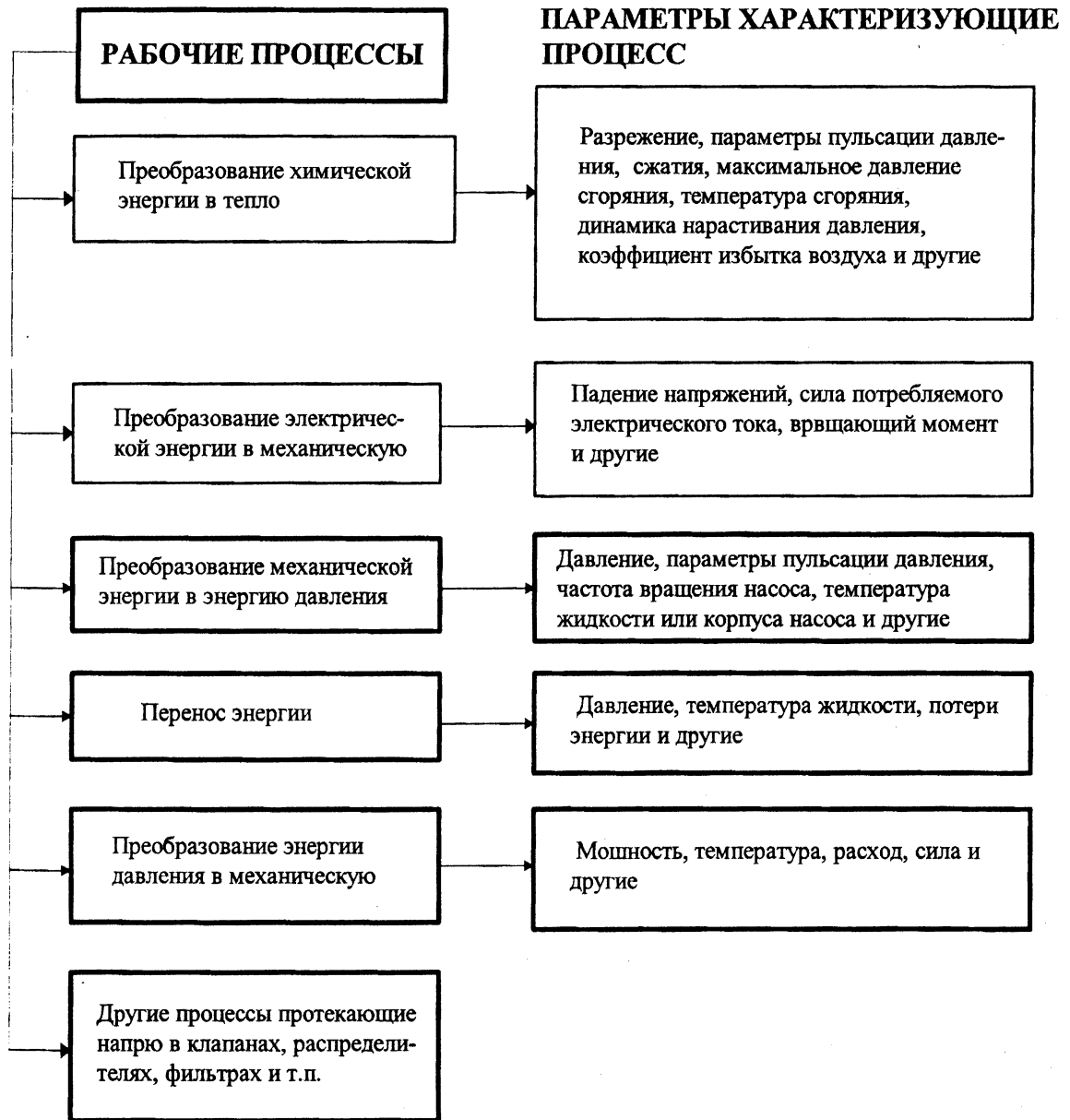


Рис. 3. Классификация и описание рабочих процессов, протекающих в гидравлических системах [4, 6].

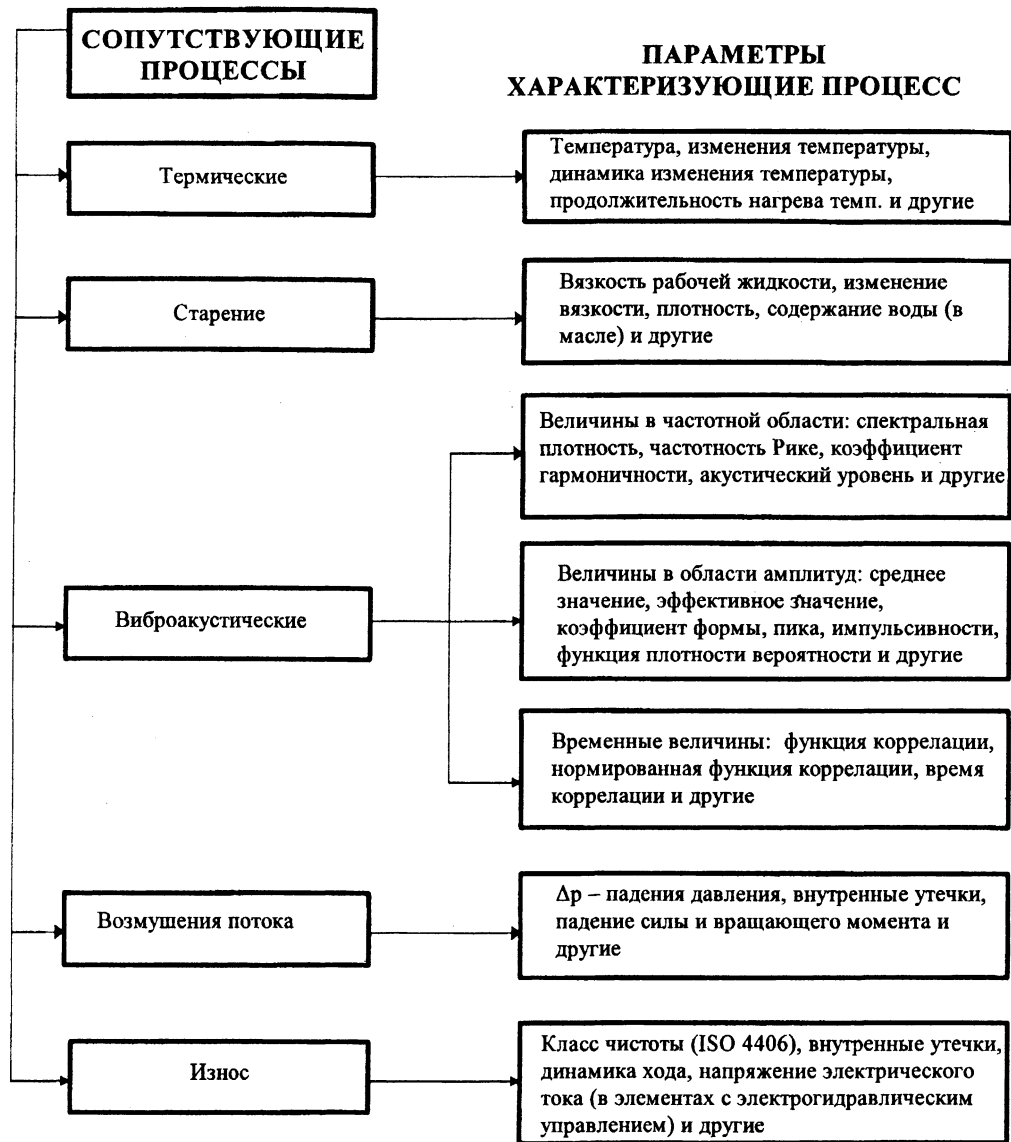


Рис. 4. Классификация и описание сопутствующих процессов, протекающих в гидравлических системах [4, 6].

Предварительные исследования.

В Кафедре Рабочих Машин и Автомобилей Технологического Университета, г. Быдгощ (Польша) переведено предварительные исследования гидроцилиндра в цели получения новых динамических, диагностических сигналов.

Эти сигналы должны делать возможным диагностирование гидроцилиндров без демонтажа их из гидроприводов. Гидравлическая схема и вид стенда показаны на рис. 5 и 6.

Стенд следует возможным исследование таких параметров как например: неравномерность движения штока, смены нагрузки штока, внутренние и внешние утечки при симулированных степенях износа внутреннего и внешнего уплотнения, при разных нагрузках и положениях оси штока.

Примерные диаграммы получены во время исследовании гидравлического цилиндра представлены на рис. 7 до рис. 11.

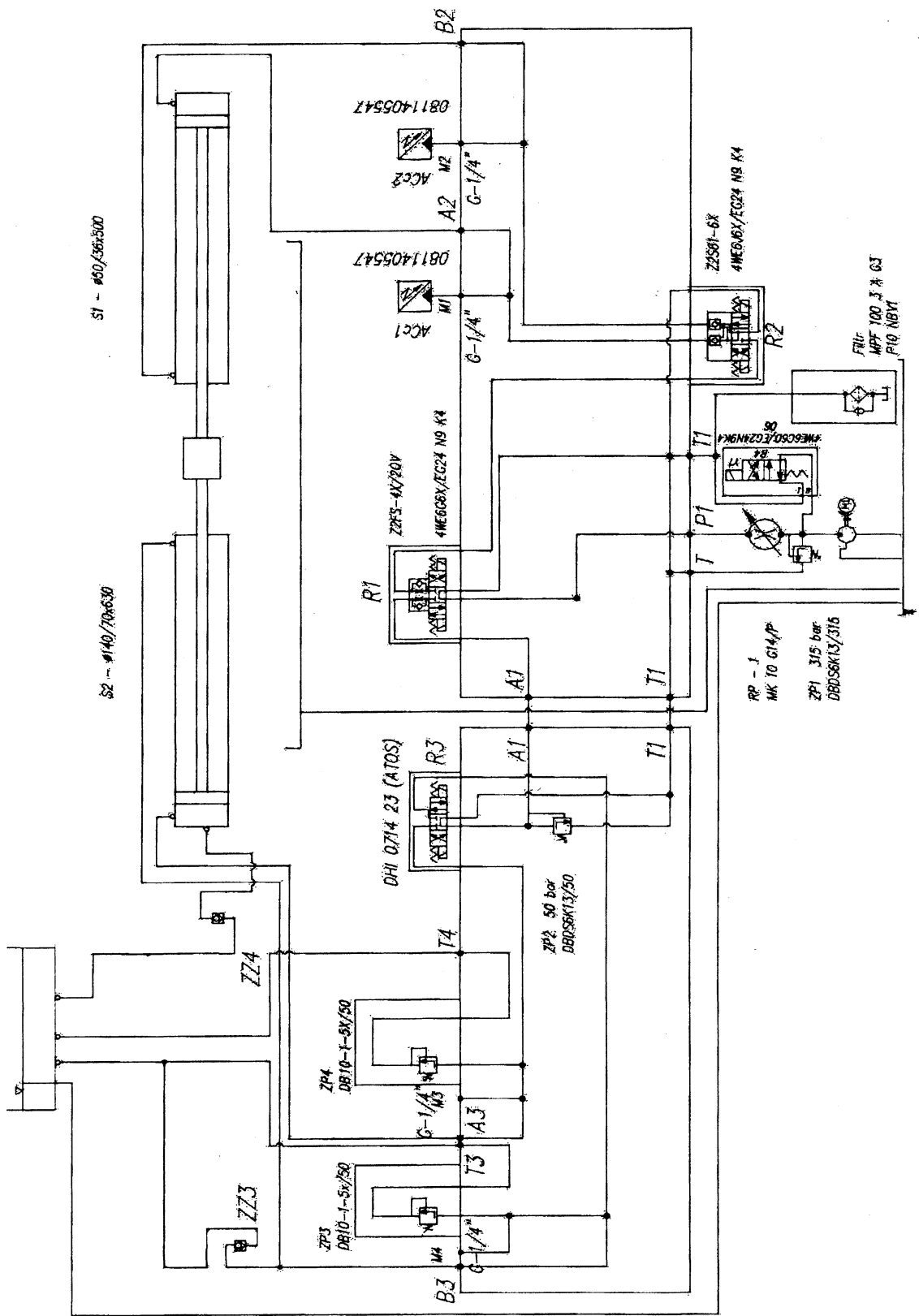


Рис. 5. Гидравлическая схема стенда

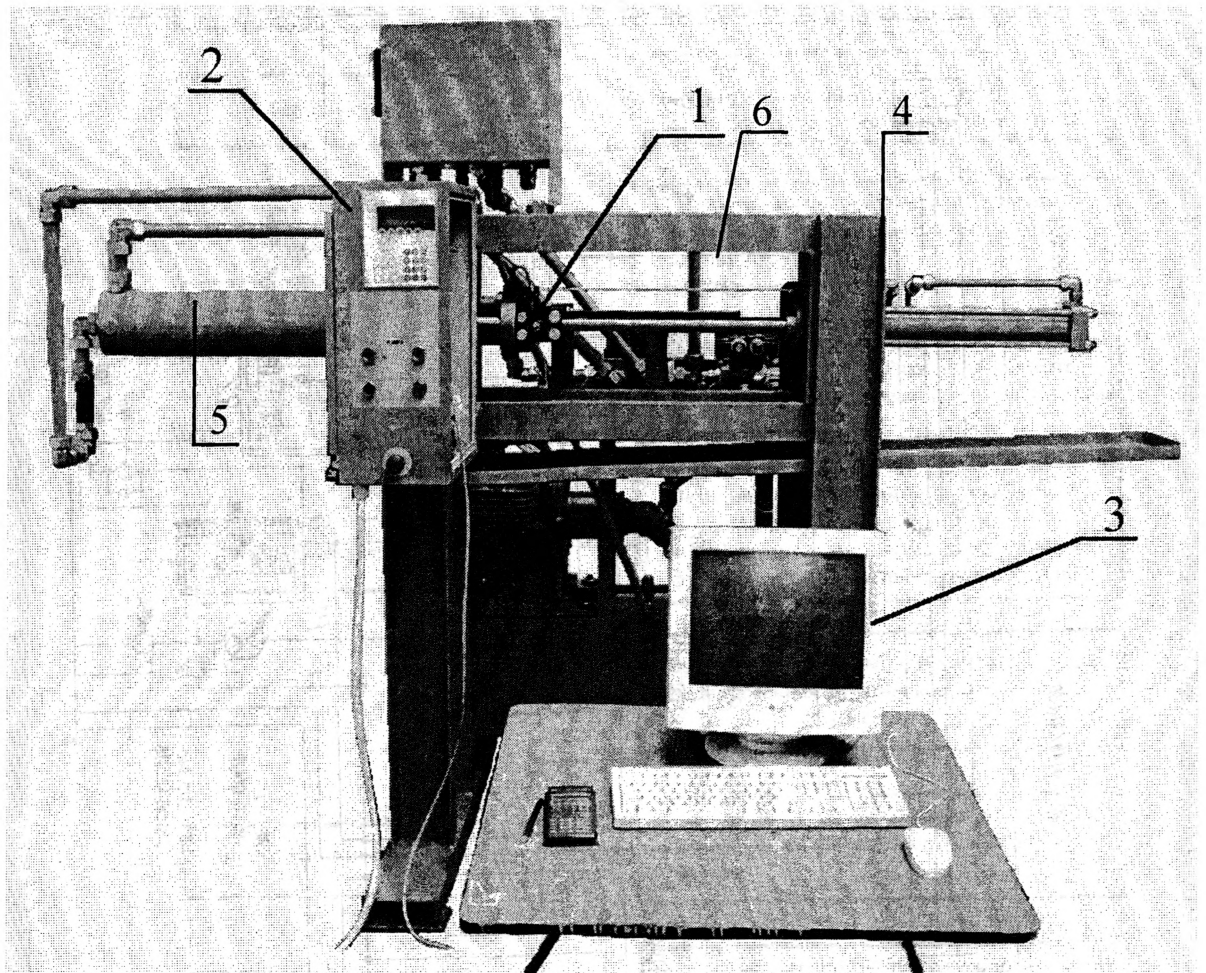


Рис. 6. Вид станда:

1 -механизм (роликовый) меняющий положение оси штока исследованного гидроцилиндра; 2 – электрические управление; 3 – компьютер; 4 – исследуемый гидроцилиндр; 5 - пассивный гидроцилиндр; 6 – преобразователь дороги.

Исследования проведено для скорости движения штока исследованного гидроцилиндра $v = 0,167$ м/сек до $v = 0,025$ м/сек. для симулированных степеней износа штока (разные посадки штока), при разных нагрузках.

Неравномерность движения штока мерено преобразователем дороги типа 600/826/BZ/PP (BALLUFF). На штоке пассивного цилиндра находился тензометрический датчик силы типа CL 16 100 kN-1-R1-10-01-3 соединенный зубчатой ремению с роликовым механизмом.

Полученные диаграммы представлены на рис. 7 - 11.

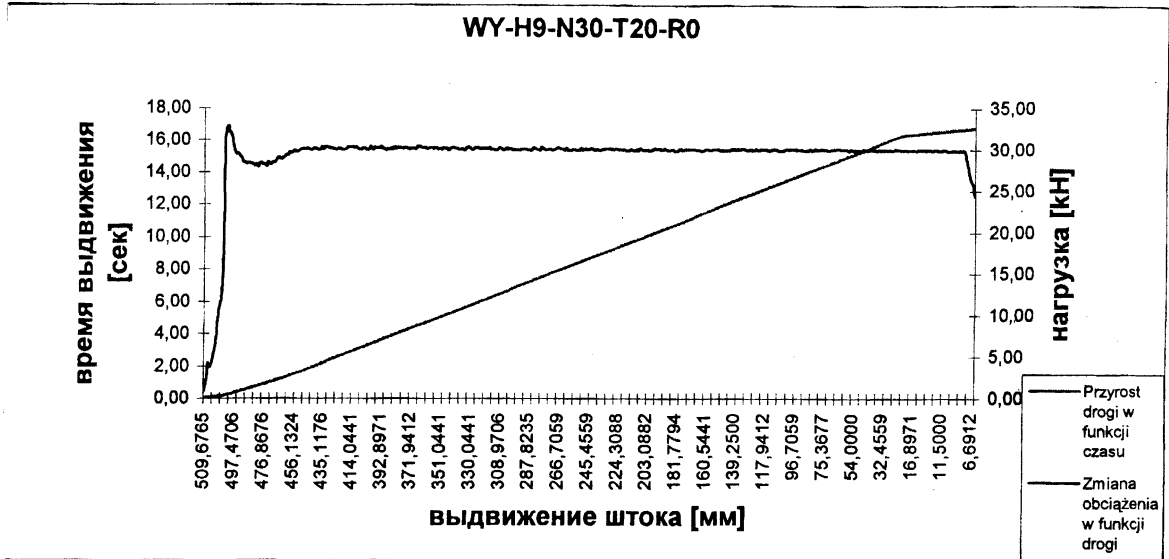


Рис. 7. Выдвижение штока, посадка штока $\varnothing 36h9$, нагрузка 30 кН, время выдвигания 20 сек. (среднее скорость движения поршня $v_4 = 0,025$ м/сек), нагрузка коаксиальная;

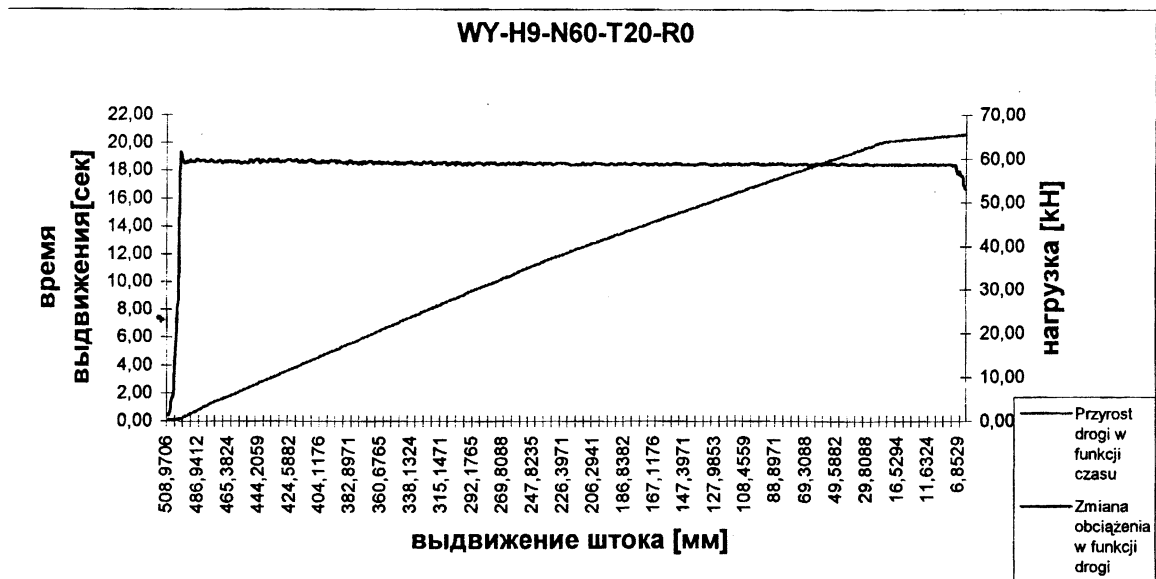


Рис. 8. Выдвижение штока, посадка штока $\varnothing 36h9$, нагрузка 60 кН, время выдвигания 20 сек. (среднее скорость движения поршня $v_4 = 0,025$ м/сек), нагрузка коаксиальная;

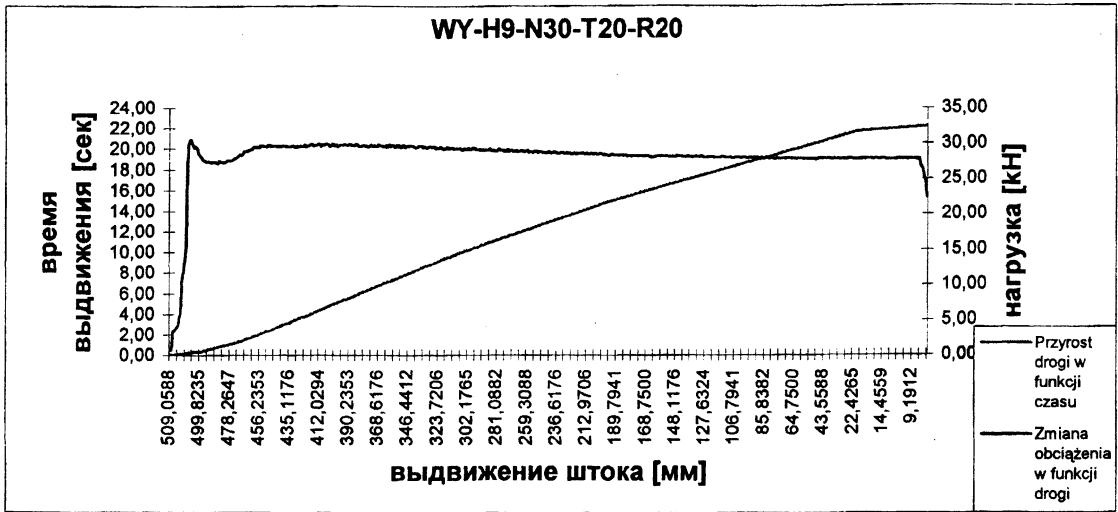


Рис. 9. Выдвижение штока, посадка штока $\varnothing 36h9$, нагрузка 30 кН, время выдвигания 20 сек. (среднее скорость движения поршня $v_4 = 0,025$ м/сек), нагрузка некоаксиальная

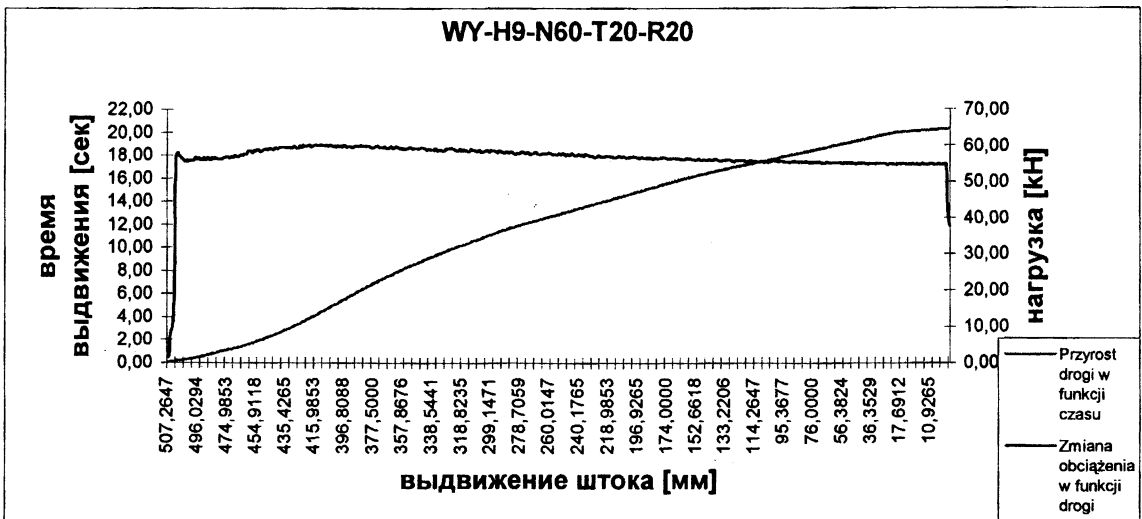


Рис. 10. Выдвижение штока, посадка штока $\varnothing 36h9$, нагрузка 60 кН, время выдвигания 20 сек. (среднее скорость движения поршня $v_4 = 0,025$ м/сек), нагрузка некоаксиальная

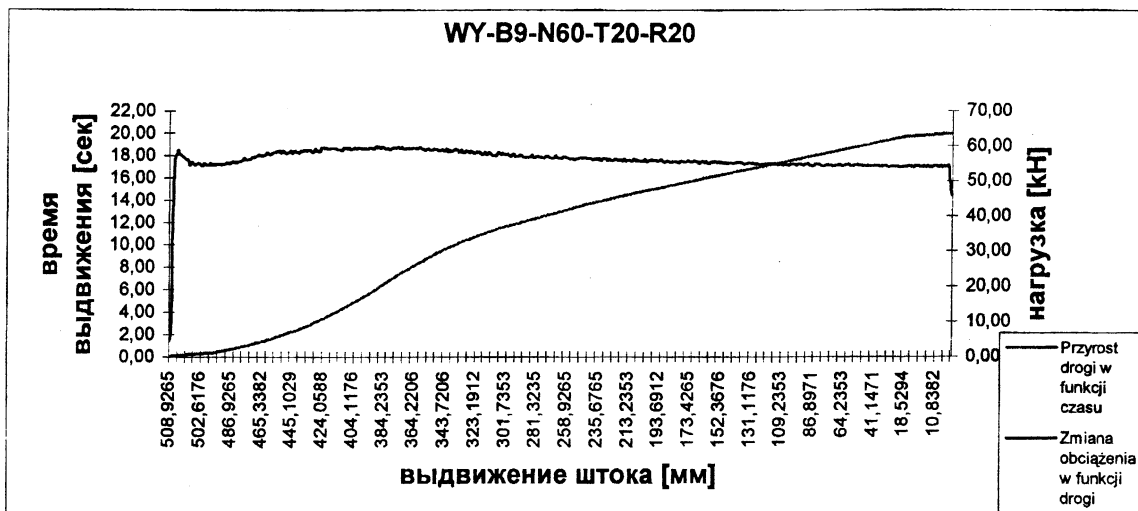


Рис. 11. Выдвигание штока, посадка штока $\varnothing 36b9$, нагрузка 60 кН, время выдвигания 20 сек. (среднее скорость движения поршня $v_4 = 0,025$ м/сек), нагрузка некоаксиальная;

Общие выводы.

1. Получены результаты, подтверждающие предпосылку об измеряемой неравномерности движения штока от его технического состояния (степени износа штока и уплотнения).
2. Надо вести углубленные исследования в целях получения зависимостей, необходимых для построения математических, диагностических моделей элементов гидравлических систем.
3. Дальше в исследованиях надо разделить неравномерность движения штока, вытекающую из внутренних утечек, от неравномерности движения штока, вытекающей из внешних утечек.

ЛИТЕРАТУРА

1. Baszta T. M.: *Hydraulika w budowie maszyn*. WNT. Warszawa, 1966 г.
2. Богдан Н. В., Кишкевич П. Н., Шевченко В. С.: *Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем*. УРАДЖАЙ. Минск, 2001 г.
3. Chalamoński M.: *Diagnozowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych*. Wydawnictwo ATR, Bydgoszcz 2000.
4. Chalamoński M.: *Diagnozowanie układów hydraulicznych samobieźnych maszyn roboczych*. Rozprawa habilitacyjna. Rep. Białoruś, Mińsk, 2000.
5. Chalamoński M.: *Diagnozowanie układów hydrauliki maszynowej*. II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej. Politechnika Warszawska, AGH, Zespół Diagnostyki SPE KBM, Warszawa, 2000.
6. Chalamoński M.: *Podstawy diagnostyki układów hydrauliki maszynowej*. *Hydraulika i Pneumatyka*, Nr 3, 2003. s. 18-28

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ СИСТЕМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

*Белорусский государственный аграрный технический университет
Минск, Беларусь*

Мировые тенденции в области ходовых систем для сельскохозяйственной техники и тракторов свидетельствуют о возрастающем внимании к проблемам экологии почв. При этом тенденции к снижению массы сельскохозяйственных агрегатов не наблюдаются, наоборот масса комбайнов и тракторов возрастает вместе с ростом мощности двигателей [1]. Обе тенденции имеют экономические причины.

Увеличение мощности двигателя трактора – следствие желания агрегатировать его с более производительными, но и более энергоемкими агрегатами. При этом для реализации возросшего тягового усилия увеличивают массу трактора. Характерными примерами могут быть операции вспашки почвы и предпосевной обработки комбинированным агрегатом, где необходимо сравнительно большое тяговое усилие.

Снижение давления ходовой системы на почву также во многом обусловлено экономическими причинами. Прежде всего, переуплотненные участки почвы создают повышенное сопротивление при последующих обработках, что ведет к увеличению расхода топлива и снижению производительности, а чередование более и менее плотных участков почвы приводит к возникновению вибраций способных привести к преждевременным поломкам машинно-тракторного агрегата и утомляющим механизатора. Кроме того, воздействие ходовых систем ухудшает физико-механические свойства почвы, снижая ее плодородие. Разрушенная структура почвы не восстанавливается полностью в течение года, в результате чего интенсивно обрабатываемая почва с течением времени деградирует.

Описанное выше положение вещей позволяет сделать вывод, что на сегодняшний день одним из перспективных способов снижения негативного влияния ходовых систем на почву является совершенствование ходовых систем тракторов и сельскохозяйственных машин. Совершенство ходовых систем будем оценивать по тому, как они влияют на агроэкосистему.

Агроэкосистема отличается от естественной экосистемы наличием технологических воздействий. Из-за нарушения структуры почвы состояние агроэкосистем менее устойчиво, чем естественной экосистемы. Устойчивость в данном случае характеризуется тем, как агроэкосистема самопроизвольно возвращается в первоначальное состояние, будучи из него выведенным внешними воздействиями [2, 3].

Для создания оптимальных условий произрастания растений обычно проводится предпосевное уплотнение почвы до оптимальной величины. Поэтому необходимо, чтобы плотность почвы в следах колес МТА не превышала величины оптимальной плотности.

Задаемся величиной оптимальной плотности почвы, которую можно принять по табл. 1.

Таблица 1

Оптимальная для произрастания некоторых сельскохозяйственных культур плотность наиболее характерных для Республики Беларусь почв, г/см³

Культура		Почва				
		Торфяная (R=35...40%)	Дерново- подзолистая среднесуг- линистая	Дерново- подзолистая супесчаная	Дерново- подзолистая легкосугли- нистая	Дерново- подзолистая песчаная
Картофель	min	0,23	1	1,1	1,1	1,4
	mid	0,24	1,1	1,275	1,15	1,45
	max	0,25	1,2	1,45	1,2	1,5
Кукуруза	min	н.д.	1,1	1,1	1,1	н.д.
	mid		1,15	1,275	1,25	
	max		1,2	1,45	1,4	
Овес	min	0,17	1,1	1,2	1,25	1,45
	mid	0,175	1,25	1,275	1,3	1,5
	max	0,18	1,4	1,35	1,35	1,55
Пшеница	min	0,17	1,1	1,2	1,15	1,45
	mid	0,175	1,25	1,275	1,25	1,5
	max	0,18	1,4	1,35	1,35	1,55
Рожь	min	0,17	1,1	1,2	1,18	1,45
	mid	0,175	1,25	1,275	1,265	1,5
	max	0,18	1,4	1,35	1,35	1,55
Свекла сахарная	min	н.д.	1,2	н.д.	н.д.	н.д.
	mid		1,3			
	max		1,4			
Ячмень	min	0,17	1,1	1,2	1,25	1,45
	mid	0,175	1,25	1,275	1,3	1,5
	max	0,18	1,4	1,35	1,35	1,55

* нет данных

Средняя по глубине оптимальная плотность почвы пахотного слоя равна (кг/м³)

$$\rho_{opt} = \rho_n \frac{H - 2 \cdot v \cdot h_{дон}}{H - h_{дон}}, \quad (1)$$

где ρ_n – первоначальная плотность почвы, кг/м³;

H – глубина пахотного слоя, м;

v – коэффициент бокового расширения почвы для условий с ограниченной возможностью бокового расширения;

$h_{дон}$ – допустимая глубина следа колеса, м.

Из зависимости (1) предварительно определится допустимая глубина следа, м

$$h_{дон} = H \frac{\rho_{opt} - \rho_n}{\rho_{opt} - 2 \cdot v \cdot \rho_n}. \quad (2)$$

Допустимое вертикальное напряжение найдем из зависимости, приведенной в [4], кПа

$$\sigma_{дон} = \frac{a}{b} \tan(abh_{дон}), \quad (3)$$

где a, b – коэффициенты, учитывающие свойства почвы, которые находятся по формулам:

$$a = \sqrt{k}, \quad b = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{h_{yml} \sqrt{k}},$$

где k – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м³;

h_{yml} – предельно возможная деформация почвы, м

$$h_{yml} = H \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_{\min}}{(1 + \varepsilon_0) [1 - 2\nu(1 + \varepsilon_{\min})]},$$

где ε_0 – коэффициент пористости почвы до нагружения;

ε_{\min} – минимально возможный коэффициент пористости;

H, ν – см. выше.

Допустимое давление колеса на почву определится с учетом скорости его поступательного движения на основании зависимости, приведенной в [5]

$$q_{\text{дон}} = \sigma_{\text{дон}} \left(1 + \frac{B_v \cdot v}{L_x} \right). \quad (4)$$

где B_v – коэффициент, зависящий от свойств почвы, учитывающий влияние скорости движения, с;

v – скорость поступательного движения колеса, м/с;

L_x – длина проекции опорной поверхности колеса на горизонтальную плоскость, м.

Уточняем значение плотности после прохода колеса по формуле, приведенной в [6], кг/м³

$$\rho_0 = \rho_n \frac{H - 2 \cdot \nu \cdot h_{\text{дон}}}{H - h_{\text{дон}}} + \frac{k_1 \cdot \sigma_{\text{дон}}}{H - h_{\text{дон}}} \left[(H - h_{\text{дон}}) + \frac{1}{\beta} (e^{-\beta(H - h_{\text{дон}})} - 1) \right] \quad (5)$$

где k_1 – коэффициент уплотнения, кг/Н·м;

β – коэффициент распределения напряжений, м⁻¹;

$\rho_n, H, \nu, h_{\text{дон}}, \sigma_{\text{дон}}$ – см. выше.

Если полученное значение ρ_0 не входит в диапазон оптимальных плотностей (табл.1), то уточняем значение $h_{\text{дон}}$ и повторяем расчет формул (4) и (5).

Найдем допустимое давление колес на связную почву с одинаковыми по глубине физическими свойствами. Величина допустимого по критерию уплотнения почвы давления колеса $q_{\text{дон}}$ при однократном проходе находим из зависимости, приведенной в [6]

$$q_{\text{дон}} = k \frac{\rho_{\text{опт}} - \rho_n}{\rho_n \cdot \beta}, \quad (6)$$

Определив допустимые давления колес на почву находим размеры колес и их количество в зависимости от массы машины.

Длину проекции опорной поверхности на горизонтальную плоскость (м) найдем по формуле, приведенной в [7, 8], которая в нашем случае будет иметь вид

$$L_x = \sqrt{D \cdot (h_{\text{дон}} + u) - (h_{\text{дон}} + u)^2} + \sqrt{D \cdot u} \quad (7)$$

где

D – предварительно принятый диаметр колеса, м;

u – деформация пневматика, м.

После преобразования зависимости (7) получено, что величина проекции на горизонтальную плоскость длины контакта колеса с почвой может быть выражена как

$$L_x = f \cdot D + \sqrt{D \cdot u}, \quad (8)$$

где f – коэффициент сопротивления качению колеса.

При получении зависимости (8) была использована формула Ф.А. Опейко, связывающая глубину следа с коэффициентом сопротивления мятию почвы [9, ф. 15.7]:

$$h = \mu^2 \cdot D,$$

где μ – коэффициент сопротивления мятию почвы.

Допущение о равенстве коэффициентов сопротивления качению колеса f и сопротивления мятию почвы μ было принято на том основании, что энергия затрачиваемая на деформацию почвы значительно превышает энергию на деформацию шины.

Определив L_x можно по формуле (5) определить $q_{дон}$.

Максимальное давление колеса на почву можно определить по формуле [8].

$$q_{max} = \zeta \frac{G}{v_{ш} \cdot B_{ш} \cdot L_x}, \quad (9)$$

где ζ – коэффициент неравномерности распределения давления;

G – нагрузка на колесо, кН;

$v_{ш}$ – коэффициент изменения ширины шины при погружении в почву;

$B_{ш}$ – ширина профиля шины колеса, м.

Так как допустимым давлением колеса на почву будет являться максимальное ($q_{max} = q_{opt}$), то, учитывая формулу (8) выразим из (9) $B_{ш}$

$$B_{ш} = \frac{\xi \cdot G}{v \cdot q_{дон} \cdot (f \cdot D + \sqrt{D \cdot u})}, \quad (10)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий характер распределения давлений в контакте колеса с почвой.

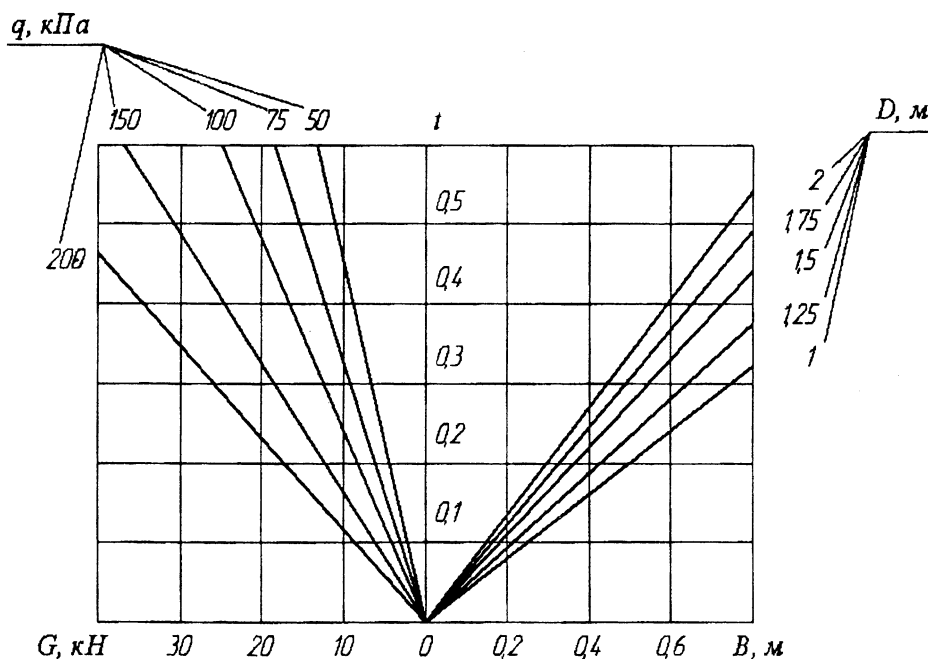


Рис. 1. Номограмма для выбора размеров колеса.

Для определения размеров колес составлена номограмма (рис. 1) на основании метода вспомогательного переменного

$$t = \frac{\xi \cdot G}{v \cdot q_{дон}},$$

$$B_u = \frac{t}{f \cdot D + \sqrt{D \cdot u}},$$

где t - вспомогательная переменная.

ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев Л.В., Линии И.М.И., Парфенов А.П., Ротенберг В.А. Сельскохозяйственные тракторы на Смитфилдской выставке в 1991 г.// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1992. – №6. – с. 3-5.
2. Полуэктов Р.А. Динамические модели агроэкосистем. - Л.: Гидрометеиздат, 1991.-312 с.
3. Кацыгин В.В., Чигарев Ю.В. Критерий устойчивости агроэкологических систем// Т1.
4. Орда А.Н. Оценка воздействия многоопорных машин на почву// Оптимальное взаимодействие: Тез. симпозиума по террамеханике с междунар. участием. - Суздаль, 1992. -с. 169-176.
5. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. - М.: Машиностроение, 1972.-184 с.б.
6. Орда А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов// дисс. на соиск. уч. степени д.т.н. – Мн.: 1996.
7. Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. -М.: Агропромиздат, 1988. -240 с.
8. Тракторы. Теория/ В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.С. Атаманов и др.; Под редакцией В.В. Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988.-378 о.
9. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. - Минск: Изд. АСХН БССР, 1960.-228 с.

УДК 621.88.024

А. В. Кузьмин

ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ШАГОВЫМ ДВИЖЕНИЕМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В работе [1] предложен ряд волновых транспортно- тяговых устройств, основанных на идее волнового способа перемещения деформируемых тел, подобного тому, который мы наблюдаем у некоторых живых существ, например у садовой гусеницы, переносящей свое тело по частям путем прогонки по нему волн деформации. На примере устройства, схема которого изображена на рис. 1, рассмотрим, какова его тяговая способность в сравнении с традиционными способами передвижения транспортных средств, имеющих приводные колеса. Волновой принцип движения выражается в данном случае способностью его главных звеньев к взаимному возвратно-поступательному перемещению, в результате которого меняется расстояние между ними, что символизирует локальную деформацию в устройстве.

Оно состоит из двух звеньев-тележек A и B , установленных на колесах и связанного жестко с ними гидроцилиндра и поршня. Звенья могут нести груз. Когда одна пара колес (например тележки A), заторможена, то при подаче давления в

гидроцилиндр тележка *Б* придет в движение, переместившись вправо на величину хода поршня.

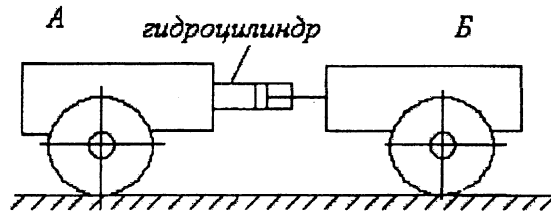


Рис.1. Схема колесно - шагающего транспортного устройства.

При этом за счет сцепления колес с дорогой тележка *А* будет оставаться неподвижной. Затормозив далее колеса тележки *Б* и подав давление в противоположную полость гидроцилиндра мы приведем в движение в том же направлении (то есть вправо) колеса тележки *А*, которые к этому времени должны быть расторможены. Последовательность этих действий обеспечит шаговое движение всего устройства в одном направлении. Таким образом, здесь нет приводных колес, а источником движущей силы является гидроцилиндр (вместо него может быть использована винтовая пара или канатная тяга-полиспаст или кривошипно-ползунный механизм). Главным условием нормальной работы устройства является достаточность силы сцепления заторможенных колес с дорогой. Говоря другими словами, надежность сцепления (то есть отсутствие буксования) зависит от соотношения между силой сцепления и движущей силой, преодолевающей сопротивление движению расторможенных колес.

Поскольку сила сцепления имеет меньшее значение при отсутствии груза, то этот случай примем в качестве расчетного. Обозначим: ΔF - сцепной вес при работе устройства без груза, за который принимается часть общего веса устройства, приходящаяся на заторможенные ходовые колеса; n - общее число ходовых колес (в нашем случае четыре); m - число затормаживаемых ходовых колес (в нашем случае два); M - общая масса устройства, кг; φ - коэффициент сцепления колеса с дорогой. Тогда сила сцепления заторможенных колес с дорогой

$$F_{сч} = \Delta F \cdot \varphi.$$

Полагая, что общий вес устройства распределен между тележками поровну, получим

$$\Delta F = \frac{Mgm}{n},$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

Чтобы не было пробуксовывания (юза) заторможенных колес с дорогой в период пуска (то есть при подаче давления в гидроцилиндр) сила сцепления должна быть не меньше суммы сил сопротивления движению. В эту сумму входят:

1) сила инерции $F_{ин}$ поступательно движущегося звена (тележки) устройства то есть либо тележки *А* либо тележки *Б*)

$$F_{ин} = \frac{Mm}{n} a,$$

где a - ускорение при пуске, м/с^2 ;

2) сила сопротивления движению F_c от сил трения в подшипниках перемещаемых (незаторможенных) колес и трения качения этих колес по дороге

(полагаем, что нагрузка на эти колеса такая же, как и нагрузка на заторможенные колеса, т. е. равна сцепному весу)

$$F_c = \Delta F \cdot w,$$

где w - коэффициент сопротивления движению [2]

$$w = \frac{2\mu + fd}{D}.$$

Здесь μ - коэффициент трения качения колеса по дороге, m , f - приведенный коэффициент трения в подшипнике, d - диаметр цапфы подшипника, D - наружный диаметр колеса.

3) сила сопротивления ветра F_v при динамическом давлении ветра, принимаемом по ГОСТ 1451-77 [2];

4) сила сопротивления от уклона пути, $F_{укл}$ (составляющая веса устройства),

$$F_{укл} = Mg \cdot \alpha,$$

где α - уклон (отношение высоты подъема на некоторой базе к этой базе).

Итак, работа без буксования будет обеспечена при условии:

$$\Delta F \cdot \varphi \geq F_{ин} + F_c + F_v + F_{укл}.$$

Для обеспечения надежного сцепления с определенным запасом последнее условие записывают в виде следующего выражения

$$\Delta F \cdot \varphi = k_{сч} (F_{ин} + F_c + F_v + F_{укл}),$$

где $k_{сч}$ - коэффициент запаса сцепления, зависящий от эксплуатационных требований к транспортному средству; например для грузоподъемных кранов и крановых тележек со стальными колесами, передвигающимися по рельсу, устанавливают минимальное значение $k_{сч} = 1,2$ при нормальной работе без ветровой нагрузки и $k_{сч} = 1,1$ при нормальной работе с ветровой нагрузкой. Таким образом, фактический коэффициент запаса сцепления будет равен

$$k_{сч} = \frac{\Delta F \cdot \varphi}{F_{ин} + F_c + F_v + F_{укл}}.$$

Учитывая, что описываемое устройство является низкоскоростным, величину $F_{ин}$ можно исключить из последнего выражения. Кроме того, в сравнительные расчеты данного устройства и устройства с приводными колесами не следует вводить силы сопротивления от ветровой нагрузки и уклона пути, которые в одинаковой мере влияют на коэффициент $k_{сч}$ для этих видов устройств. В итоге для колесно - шагающего устройства получим

$$k_{сч} = \frac{\Delta F \cdot \varphi}{F_c} = \frac{Mgm\varphi/n}{Mgmw/n} = \frac{\varphi}{w}.$$

Для устройства с приводными колесами сила сопротивления F_c определяется по отношению к полному его весу, при этом из величины этой силы необходимо вычесть внутреннее сопротивление в подшипниках приводных колес. Учитывая, однако, что оно намного меньше сопротивления качению колеса по дороге, в расчет его вводить не будем. Поэтому коэффициент запаса сцепления устройства с приводными колесами будет равен

$$k_{сч,пр} = \frac{\Delta F \cdot \varphi}{F_c} = \frac{Mgm\varphi/n}{Mgw} = \frac{\varphi m}{nw} = k_{сч} \frac{m}{n}.$$

Для рассматриваемой схемы с четырьмя колесами получим

$$k_{сч} = 2k_{сч,пр},$$

то есть коэффициент запаса сцепления колесно - шагающего устройства в два раза выше, чем у транспортного средства с двумя приводными колесами.

Для примера выполним расчет устройства с автомобильными колесными шинами при следующих данных: диаметр ходового колеса $D=0,5$ м, диаметр цапфы подшипника колеса $d=50$ мм= $0,05$ м, коэффициент трения качения подшипника колеса $f=0,0025$; для движения по мокрой грунтовой дороге примем коэффициент сцепления колес с грунтом $\varphi = 0,2...0,4$, коэффициент трения качения по грунту автомобильных колесных шин при нормальном давлении воздуха в них $\mu = 0,01$ м.

Коэффициент сопротивления движению

$$w = \frac{2\mu + fd}{D} = \frac{2 \cdot 0,01 + 0,0025 \cdot 0,05}{0,5} = 0,04.$$

Коэффициент запаса сцепления для устройства с приводными колесами

$$k_{сч.пр} = \frac{\varphi m}{nw} = \frac{(0,2...0,4) \cdot 2}{4 \cdot 0,04} = 2,5...5.$$

Коэффициент запаса сцепления устройства с шаговым движением

$$k_{сч} = 2k_{сч.пр} = 5...10.$$

Таким образом, с точки зрения тяговой способности преимущества устройства с шаговым движением очевидны. Следует также иметь в виду, что условия сцепления с грунтом затормаживаемых колес описываемого устройства лучше, чем у устройства с приводными колесами. Это связано с тем, что последние при недостаточном сцеплении с грунтом буксуют, выбрасывая его из-под себя и все больше и больше в него углубляясь. Заторможенные же колеса шагового устройства при недостаточном сцеплении перемещаются назад, уплотняя грунт и создавая там дополнительный упор, используемый при последующей попытке движения вперед.

ЛИТЕРАТУРА

1. Добролюбов А.И. Скольжение, качение, волна. - М: Наука.1991.-176с. 2. Кузьмин А. В., Марон Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин.- 2-е изд., перераб. и доп.- Мн.; Выщ. шк., 1983.- 350 с., ил.

УДК 621.88.024

А. В. Кузьмин

О МОДЕЛИРОВАНИИ И НЕКОТОРЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ПОПЕРЕЧНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЛН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Наиболее удобно анализировать процессы образования и перемещения поперечных механических волн на гибкой нерастяжимой нити. Последний признак - нерастяжимость - говорит о способности нити сопротивляться только растягивающим силам. Из всего многообразия форм волн самой простой является треугольная или близкая к ней форма (например, трапецеидальная).

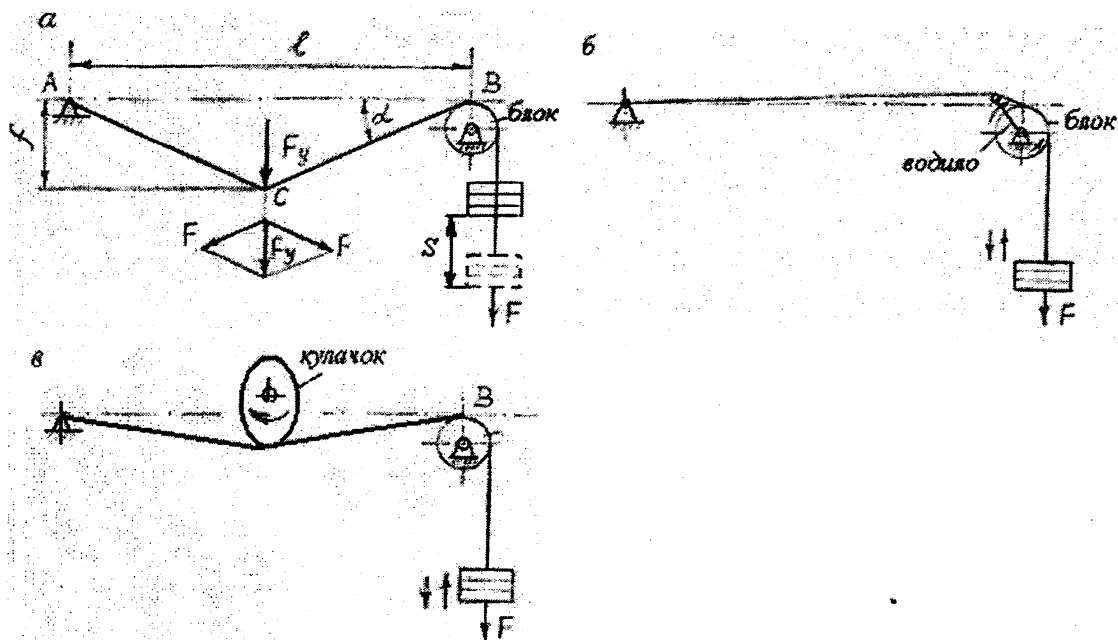


Рис.1. Схема устройства с нитью

На схеме рис.1, а показана базовая модель устройства с гибкой нерастяжимой нитью. Базовой эта модель может считаться потому, что она наиболее проста по принципу действия, а основанные на ней устройства широко распространены в технике. Это и подвесные канатные дороги с движущимися грузовыми или пассажирскими кабинами и тележками, это и полиспастные системы в грузоподъемных машинах, это и различные волновые механизмы на гибких связях и другие виды одиночных поперечных волн. В рассматриваемой модели один конец нити неподвижно закреплен в точке A , а другой переброшен через направляющий блок и к нему подвешен груз весом F . Направляющий блок свободно вращается на своей оси. Посередине пролета длиной l с помощью некоего толкателя-генератора волны (например стержня с закругленным концом или стержня с роликом на конце) к нити приложена сила F_y , под действием которой нить получает прогиб $y=f$. Вместо груза к свободному концу нити может быть присоединена пружина растяжения, другой конец которой должен быть закреплен неподвижно. При изменении прогиба нити блок будет вращаться против часовой стрелки независимо от того, в какую сторону направлен прогиб: вверх или вниз. Это связано с тем, что разница между длиной наклонных участков нити (отрезков AC и BC) и базового участка AB (который остается постоянным) будет всегда положительной.

Если блок насажен на рабочий вал, то он может быть использован в качестве приводного устройства.

Очевидно, что в обеих ветвях нити, то есть на участках AC и BC натяжение будет примерно равным F , если не учитывать потери в направляющем блоке на трение в его подшипниках и на преодоление жесткости нити. Например, для каната эти потери могут быть учтены величиной КПД блока $\eta = F_{нб}/F_{сб}$, где $F_{нб}$ – натяжение набегающей ветви, $F_{сб}$ – натяжение сбегающей ветви нити, $\eta = 0,97 - 0,98$ для стальных канатов. Исходя из этого, получим следующее соотношение для параллелограмма сил (угол между силами F равен $180^\circ - 2\alpha$):

$$F_y = 2F \sin \alpha.$$

Построим график $f(x) = F_y / F = 2 \sin \alpha$, то есть график относительной нагрузки (или график при единичной силе F). При этом будем иметь ввиду, что реальные значения угла α должны быть несколько меньше 90° , поскольку при данной схеме ветви нити никогда не будут параллельными.

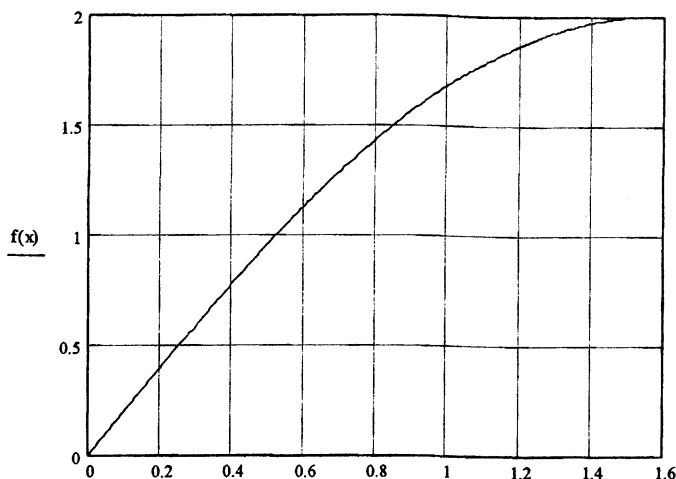


Рис.2. График функции $f(x)=f(\alpha)$, (где $x=\alpha$)

На графике рис. 2 углы α на оси абсцисс, соответствующие прогибам f , отложены в радианах. Чтобы определить соответствующую силу F_y , нужно ординату на графике умножить на величину силы F . Мы видим, что с увеличением прогиба нити функция $f(\alpha)$ стремится к значению, равному двум. Это означает, что в этом случае для удержания на весу груза весом F в середине пролета нити нужно приложить силу F_y , в два раза большую, чем вес груза F . То есть, мы получим полиспаст для выигрыша в скорости в два раза и, соответственно, - проигрыша в силе. Практически это будет выглядеть так: если в точке приложения силы F_y поместить блок и через него передавать нагрузку на нить, то при диаметре блока, примерно равном длине пролета нити l , ветви ее будут параллельны друг другу и такое устройство превратится в полиспаст для выигрыша в скорости. Заметим здесь, что для небольших значений углов α (меньших 0,5 радиан) сила F_y будет меньше силы F , то есть мы будем иметь выигрыш в силе.

Если в точке C подвесить подвижный блок с крюком, а правый (свободный) конец нити освободить от груза и прикладывать к нему силу, то при больших прогибах нити получим устройство в виде полиспаста для выигрыша в силе примерно в два раза (мы говорим "примерно" потому, что точное значение выигрыша в силе будет равно двум только при параллельных ветвях прогнутой нити, то есть, когда диаметр блока будет принят равным пролету нити). Таким образом, в этом случае фактически мы будем иметь дело с типичной полиспастной системой с кратностью, равной двум. Напомним, что кратность показывает, какой выигрыш в силе или скорости мы имеем. Для одинарного полиспаста (как в нашем случае) кратность равна числу ветвей каната, на которых висит груз.

Для этого же устройства найдем теперь перемещение S нити при изменении ее прогиба f , то есть перемещение груза (путь силы F). Из условия равенства работ сил F_y и F (без учета потерь на преодоление жесткости нити и трения в блоке): $F_y f = FS$. Поскольку $F_y = 2F \sin \alpha$, то

$$S = 2f \sin \alpha, \text{ или } S_1 = S / f = 2 \sin \alpha, \quad (1)$$

то есть, естественно, мы получили такую же функцию, что и для силовых соотношений в нити, но только для перемещений груза. Из формулы (1) видно, что абсолютное перемещение прямо пропорционально прогибу нити, то есть амплитуде волны.

На рис.3 показан график (сплошная линия) функции $f(\alpha) = S_1 = 2 \sin \alpha$. в диапазоне углов от нуля до 90° . Чтобы найти абсолютное перемещение S нужно ординату на графике умножить на прогиб f нити, соответствующий углу α . На графике видно, что при α , близком к 90° перемещение нити будет в два раза больше ее прогиба. Это означает, что устройство в этом случае превращается в полиспасть для выигрыша в скорости (примерно в два раза), то есть мы получили тот же результат, который иллюстрируется предыдущим графиком для силовых соотношений в описываемом устройстве.

Несколько забегаая вперед, отметим, что похожие графики можно получить для многих устройств, перемещение ведомых звеньев которых основано на деформировании треугольного (или близкого к нему) контура их рабочих звеньев. В частности, к таким устройствам можно отнести большую группу рычажных механизмов, например кривошипно-ползунные и кулисные.

Перемещение свободного конца нити можно получить исходя из другого очевидного постулата[1]: оно должно быть равно разности длин наклонных участков нити и их проекции на исходный, недеформированный участок нити длиной l , то есть перемещение S должно быть равно

$$S = AC + BC - AB, \text{ или } S = 2 \frac{l}{2 \cos \alpha} - l = l \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) = l \frac{1 - \cos \alpha}{\cos \alpha}.$$

Заменив $l = 2f / \operatorname{tg} \alpha$ получим

$$S = \frac{2f(1 - \cos \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha * \cos \alpha} = \frac{2f(1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha} = 2f * \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

$$\text{Относительное перемещение } S_1 = S / f = 2 * \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (2)$$

Как видим формулы (1) и (2) отличаются друг от друга. На графике рис.3 представлены кривые $S_1 = f(\alpha)$ и $S_1 = F(\alpha)$ (график $S_1 = F(\alpha)$ - пунктирная кривая), построенные соответственно по формулам (1) и (2). Значения S_1 сходятся только при углах, близких к 90° .

Заметим, что зависимости (1) и (2) получены для круговых тригонометрических функций, что не соответствует фактической геометрии устройства. При более сложных контурах волны получить зависимость типа (1) затруднительно, поэтому предпочтительнее использовать постулат, положенный в основу вывода формулы (2), то есть определять перемещение нити как разность длин контура волны и ее проекции на участок, определяемый началом и концом волны. Естественно, что в этом случае функция $F(\alpha)$ будет более сложной.

Функции типов (1) и (2) можно назвать кратностью волны k (по аналогии с полиспастьными системами, принимая $k = S_1$). Они определяют соотношения между силами и перемещениями ведущих и ведомых частей волнового устройства. Это означает, что можно определить, например, силу тяги на крайних участках одиночной волны как частное от деления поперечной к базе волны силы F_y на кратность k , а абсолютное перемещение конца волны найти как произведение кратности k на амплитуду волны (прогиб нити).

Функции, аналогичные (1) и (2) и определяющие кратность можно получить для любой формы волны, в частности для таких простых как трапеция, прямоугольник,

полуокружность, Например, для трапецеидальной формы $k = 2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)$, где α - угол наклона боковых сторон трапеции к базе.

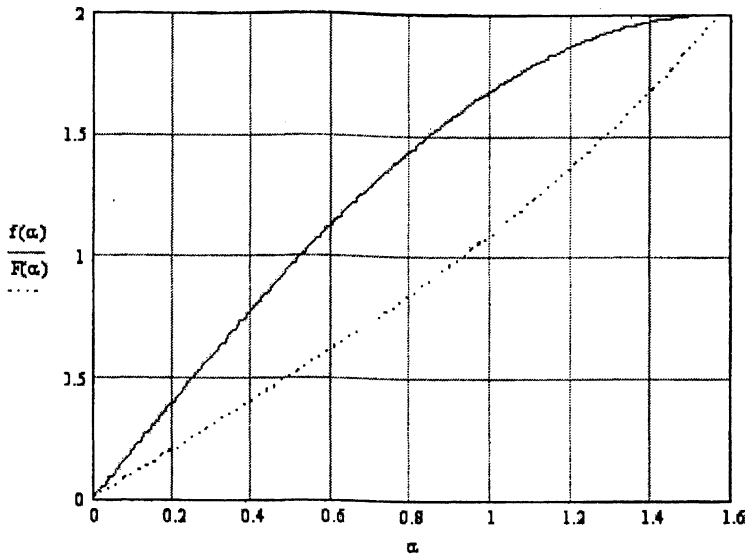


Рис. 3. Сравнение функций $f(\alpha)$ и $F(\alpha)$: сплошная линия - $f(\alpha)$, пунктирная линия - $F(\alpha)$, α - в радианах.

Функции, аналогичные (1) и (2) и определяющие кратность можно получить для любой формы волны, в частности для таких простых как трапеция, прямоугольник, полуокружность, Например, для трапецеидальной формы $k = 2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)$, где α - угол наклона боковых сторон трапеции к базе. Для волны прямоугольной формы кратность есть величина постоянная и равна двум (соответствует полиспаству с подвижным блоком). Для полуокружности кратность также постоянна и равна $k = (\pi - 1)$. Для более сложных форм надо знать функцию длины дуги волны. Из курса математики известно, что длина дуги кривой

$L = \int_a^b \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx$, где $f(x)$ - функция уравнения кривой волны, a и b - пределы

интегрирования, определяющие базу волны, то есть ее начало и конец (ее координаты по оси x). Интеграл в этом выражении не всегда легко берется из-за наличия корня в нем, однако существуют приближенные формулы для вычисления L . Разница $S = L - \overline{ab}$ (где отрезок \overline{ab} - база волны) определяет перемещение свободного конца нити (груза). Поскольку почти всегда удается представить S в виде некоторой функции с прямой зависимостью от амплитуды волны $h=f$, то можно получить выражение $S_1 = S/h = k$, где $k = f(a,b)$ - кратность волны. Как правило оказывается, что кратность такой сформировавшейся волны с постоянной амплитудой есть также величина постоянная. Например, для циклоиды $L=8r$ (r - радиус окружности, с которой разворачивается циклоида, высота циклоиды $h=2r$), $S=L-2\pi r=0,86r$, кратность $k = S_1 = S/h = 0,86r/2r = 0,43$. Для синусоиды, описывающей контур гармонической волны и имеющей амплитуду $h=r$ (r -радиус окружности), $\overline{ab} = \lambda$ ($\lambda = 2\pi \cdot r$ -длина волны), $f(x) = \sin x$, (где x -угол дуги окружности в радианах), получим $k=1,36$ (в пределах от 0 до 2π). Если при образовании волны в каком либо техническом устройстве на нити окажется n гармонических волн длиной λ каждая, то в начале пути такой волны нить сократится на величину nkr . В конце пути при ее распаде, то есть

выпрямлении, конец нити при отсутствии преграды переместится на такую же величину nkr . В итоге, естественно, длина нити останется прежней, но вся она сдвинется по ходу волны на величину nkr . Соответствующая этому сдвигу часть ее массы равна $qnkr$, где q - погонная масса нити, кг/м. Таким образом, на этой модели мы фактически наблюдаем сдвиг массы при прохождении гармонической волны. То есть, в этом случае можно говорить о способности гармонической волны переносить массу (подчеркнем, что величина перенесенной массы полностью определяется в процессе волнообразования, а в конец пути движения волны переносится только его результат). Колебания сформировавшейся в гармоническую волну нити будут бесплодными с точки зрения массопереноса: частицы волны будут просто колебаться относительно своих положений равновесия до тех пор, пока волны не распадутся. Подчеркнем еще раз: конец выпрямившейся нити переместится (если нет преграды) на величину nkr .

Если на ось блока, расположенного на правой опоре нити, установить водило с роликом (см. схему рис.1,б) и вращать водило по часовой стрелке, то на нити будет образовываться волна поперечной деформации с меняющимся контуром почти треугольной формы, а блок будет совершать в окружном направлении шаговые движения против часовой стрелки. Груз будет в такт этому подниматься и опускаться, совершая вынужденные гармонические колебания. Заметим, что закон движения груза будет абсолютно идентичным таковому для многих рычажных механизмов, например для ползуна кривошипно-ползунного механизма. Такие же движения будет совершать и пружина, если установить ее вместо груза. По этому принципу работает ряд волновых механизмов на гибких связях [1].

Шаговые движения на выходном звене можно также получить с помощью описываемого устройства, если вместо толкателя установить кулачок (рис.1,в), при этом на блоке должно быть установлено либо храповое устройство, либо обгонная муфта (муфта свободного хода), обеспечивающие вращение блока только в одном направлении.

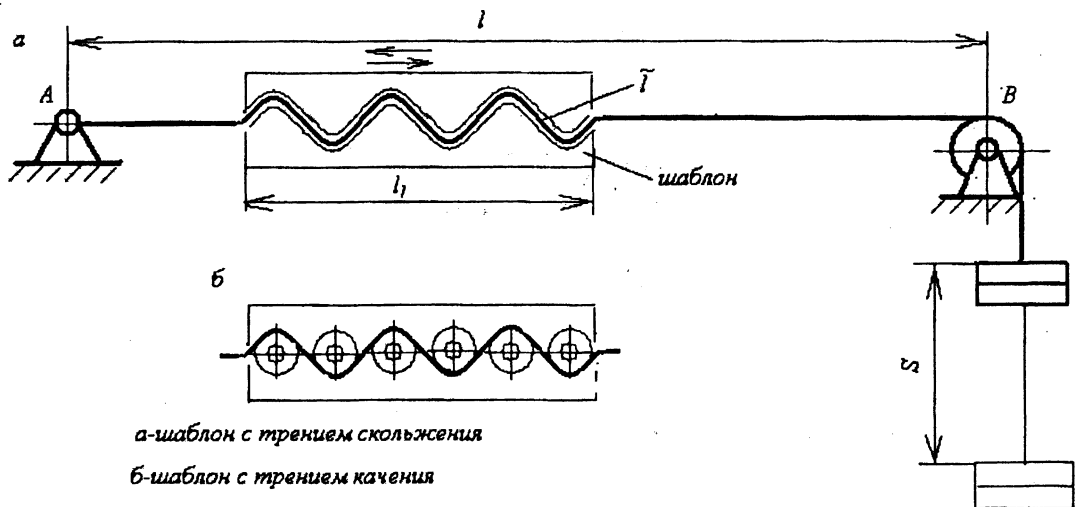


Рис. 2. Движение поперечной волны в шаблоне

Заметим, что при формировании треугольного контура нити по схеме рис.1,а мы наблюдаем фактически одиночную волну, которая движется в направлении ее распространения, то есть в направлении, перпендикулярном нити. В это время и происходят те перемещения нити (или присоединенного к волне звена, - в данном случае блока и груза), которые обусловлены разницей размеров контура волны и опорной линии-базы волны (в данном случае линии AB). Если волна движется одновременно в перпендикулярном и продольном по отношению к нити направлении

(так, как на рис.1,б) то она также переносит в конец своего пути ту избыточную массу (или длину), которую она накопила в себе в процессе своего формирования. Непрерывно меняющийся (по размерам и форме) в процессе такого перемещения контур волны в этом случае определяет и форму кривой приращения длины, несколько отличной от описанной выше.

Остановимся еще раз на дискуссионном явлении волнового массопереноса. Для этого можно использовать вышеприведенную модель, в которой волна создается на нити с помощью разъемного шаблона, внутри которого выполнен желоб (ручей) волнообразной формы, например, синусоидальной (рис.2). При смыкании половинок шаблона на нити образуется волнообразная кривая, что приводит к сокращению первоначальной длины нити на величину $S = \tilde{l} - l$ и соответствующему перемещению груза (\tilde{l} - длина контура волны, l - длина шаблона). На рис.2 стрелками показано, что шаблон может перемещаться вдоль нити в обоих направлениях. При этом никакого движения груза и нити вне шаблона не будет. Внутри шаблона точки нити будут совершать колебательные движения около своих положений равновесия. Траектории этих точек - волноиды-имеют довольно сложный (шлемообразный) вид[1] и определяются параметрами волны. Впереди своего движения шаблон поглощает участки нити, преобразовывая их в волну с сопутствующим сокращением длины поглощенного участка (за счет поперечного деформирования), а по выходе из шаблона деформированный участок распрямляется с соответствующим приращением длины, так что длина нити остается такой же, какой она стала после волнообразования. Эта картина приводит к соблазну утверждать, что поскольку при движении волны приращения длины и адекватного ему приращения массы нити не наблюдается, то нет и переноса массы волной. Однако очевидно, что поскольку локальный сгусток (избыток) массы $\Delta m = Sq$, где q - погонная масса нити, кг/м, образуется в месте формирования шаблоном волны, то при последующем ее распаде этот избыток окажется в том месте нити, где сопротивление ее выпрямлению будет наименьшим. Если, например, защемить и удерживать нить на правой кромке шаблона, разомкнув после этого сам шаблон, то слева от него образуется сморщивание нити из-за избытка длины, получившегося при распаде волны. Если шаблон разомкнуть в любом месте нити, то нить распрямится и груз переместится вниз на величину S , вернувшись в исходное положение под действием своего веса. Исходя из этого можно утверждать, что волна фиксирует и переносит в другое место среды на пути своего распространения тот сгусток массы среды, который получился при ее возникновении, то есть она переносит то состояние среды (характеризующееся избытком или недостатком массы), которое появилось в ней в результате волнообразования. Подчеркнем, что это характерно как для одиночных (одногорбых) волн, так и для симметричных волн гармонического типа наподобие описанных здесь. Этот процесс можно наблюдать и в других средах, в частности в жидкостях. Например, когда Луна, за счет касательных составляющих сил своего притяжения к Земле, присасывает все большие и большие (по мере вращения Земли с Запада на Восток) массы воды у африканских берегов Атлантического океана, образуя на нем горб высотой 30-60 см. и перемещает его к берегам Америки, то мы наблюдаем одиночную волну (типа солитона), вмещающую в себя огромную массу воды, которая движется в ней особым, эстафетным способом. В этом горбе у американских берегов оказывается не та вода, которая была захвачена у африканских, а та, которая примыкает к Америке. Встретив здесь препятствие, волна проявляет себя в виде некоторого избытка массы, соответствующего объему содержащейся в горбе воды, которая в виду инерции своего

движения растекается на два течения: Бразильское и Гольфстрим. В результате воды в океане не прибавилось и не убавилось, но факт сдвига массы воды налицо.

ЛИТЕРАТУРА

1. Добролюбов А.И. Скольжение, качение, волна. - М: Наука.1991.-176с.

УДК 621.833

Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда, В.Н. Ткаченко

К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Политехника Свентокшистская в Кельцах

Кельце, Польша

Беларусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского

«Харьковский авиационный институт»

Харьков, Украина

Известные преимущества планетарных механизмов (малый вес и габариты, компактность конструкции, высокий коэффициент полезного действия и др.) определили их широкое распространение. В некоторых случаях этот вид передач является незаменимым.

Исходным параметром для проектирования, как известно [1, 2, 3, 4], является передаточное отношение передачи u .

Процесс проектирования планетарной передачи включает [1, 5]:

- а) кинематический ее расчет;
- б) прочностные расчеты элементов передачи;
- в) конструирование передачи.

П.п. б) и в) выполняются по известным расчетным схемам, в соответствии с принятыми канонами и правилами проектирования и не требуют специальных комментариев. Кинематический расчет передачи имеет свою специфику и особенности, которые влияют на возможность сборки передачи и качественные ее показатели [6].

Кинематический расчет передачи сводится к подбору чисел зубьев колес при соблюдении **основных уравнений и условий**:

- уравнения передаточного отношения;
- уравнения соосности;
- уравнения соседства сателлитов при их числе $n_c \geq 2$;
- условия сборки (зацепляемости) при $n_c \geq 2$.

Подбор чисел зубьев проектируемого механизма не есть однозначным, ибо указанной системе уравнений и условий может соответствовать ряд комплектов чисел зубьев.

Кроме основных уравнений существует также ряд **дополнительных требований**, касающихся, например, минимизации веса, габаритов передачи, потерь в зацеплении и т.д., которые повышают технический уровень проектируемой передачи. Дополни-

тельные требования иногда противоречивы и при их учете следует найти компромиссное решение, что составляет задачу оптимального многокритериального проектирования. На этапе выбора параметров передачи решение такой задачи представляется нецелесообразным. В связи с этим предлагается решение задачи выполнить графоаналитическим методом.

При выборе параметров закладывается, что планетарная передача должна соответствовать основным требованиям и условиям, а оптимальное решение находится с учетом дополнительных требований.

Решение основных уравнений и условий можно представить в виде так называемых *генеральных уравнений*, что дает возможность определения областей безусловного существования параметров рассматриваемых схем механических передач. Таким образом, указанная область для выбранной схемы планетарной передачи определяется основными требованиями и условиями к подбору чисел ее зубьев.

Если на указанную область безусловного существования параметров проектируемой планетарной передачи нанести линии (условия) качественных ее показателей (КПД, минимальный вес, габариты и т.д.) (дополнительные требования), то такое решение позволит конструктору на этапе выбора параметров принятой схемы передачи учитывать также качественные ее показатели.

Представляется, что такой подход к выбору зубьев планетарной передачи является доступным, не требующим затрат сил и средств на выполнение и на этапе выбора параметров проектируемой планетарной передачи с учетом качественных ее показателей представляется целесообразным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Учебное пособие для вузов. Москва, «Высшая школа», 1985. с. 420.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Москва-Ленинград, «Машиностроение», 1968. с. 305.
3. Looman J. Zahnradgetriebe. Grundlagen und Konstruktion der Vorgelege- und Planetenradgetriebe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1970. s. 287.
4. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Ленинград, «Машиностроение», 1977. с. 535.
5. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Г. Детали машин. Проектирование. Москва, «Высшая школа», 2004. с. 309.
6. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы. Оптимальное проектирование. Харьков, «ХАИ», 2003. с. 446.

УДК 681.527.3

Е.Я.Строк, С.Л.Горавский

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ДВУХКАСКАДНОГО ПЕРЕПУСКНОГО КЛАПАНА С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ В РЕЖИМЕ РАЗГРУЗКИ НАСОСА ПОСТОЯННОЙ ПОДАЧИ

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

В гидравлических системах с высоким давлением рабочей жидкости применение однокаскадных клапанов ограничено величиной их диаметра, так как при больших значениях этого параметра недопустимо повышаются усилия пружин. Использование

дифференциальных клапанов снижает чувствительность контура управления, поэтому с целью уменьшения усилия пружин при определенных требованиях по расходу и давлению рабочей жидкости, а также для повышения чувствительности клапанов и стабильности давления применяют двухкаскадные клапаны с электрическим управлением (1). Преимуществом электрического сигнала является возможность передачи его на расстоянии, устранение запаздывания во времени, которое в механических системах вызывается инерцией передаточных звеньев.

Принцип функционирования гидравлической системы, содержащей двухкаскадный перепускной клапан с электрическим управлением, отображен на рис. 1.

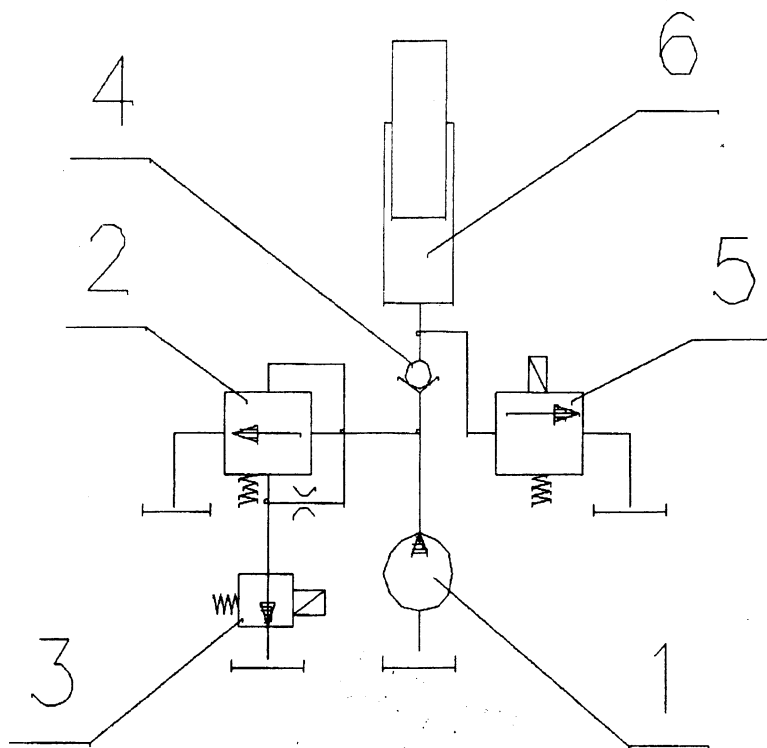


Рис. 1. Принципиальная схема гидравлической системы с разгрузкой насоса постоянной подачи

Система содержит насос 1 постоянной подачи, перепускной клапан 2, сообщающий в холостом режиме насос 1 со сливом, клапан-пилот 3 с электрическим управлением, гидравлически связанный с пружинной полостью перепускного клапана 2, обратный клапан 4, расположенный в напорной полости насоса 1, выпускной электромагнитный клапан 5 и силовой гидроцилиндр 6.

Подача рабочей жидкости от насоса 1 в силовой гидроцилиндр 6 происходит через обратный клапан 4 при поступлении электрического сигнала на электромагнитный клапан-пилот 3, который отсоединяет пружинную полость перепускного клапана 2 от слива, при этом происходит выравнивание давления рабочей жидкости на его жиклере. В результате этого под действием пружины перепускной клапан 2 закрывается, разобщая насос 1 от слива.

В случае обесточивания электромагнита клапана-пилота 3 рабочая жидкость в пружинной полости перепускного клапана 2 соединяется со сливом, так как указанный клапан-пилот под действием собственной пружины открывается. Возникающий при этом перепад давления на жиклере перепускного клапана 2 открывает его, что обеспечивает разгрузку насоса 1 постоянной подачи в холостом режиме. При разгрузке насоса 1 в случае подачи электрического сигнала на электромагнит выпускного клапана 5 реализуется сообщение напорной полости гидроцилиндра 6 со сливом.

В процессе проектирования перед проведением экспериментальных исследований возникает необходимость предварительного расчета параметров компонентов гидравлической системы, определяющих ее энергетические показатели (рис. 2).

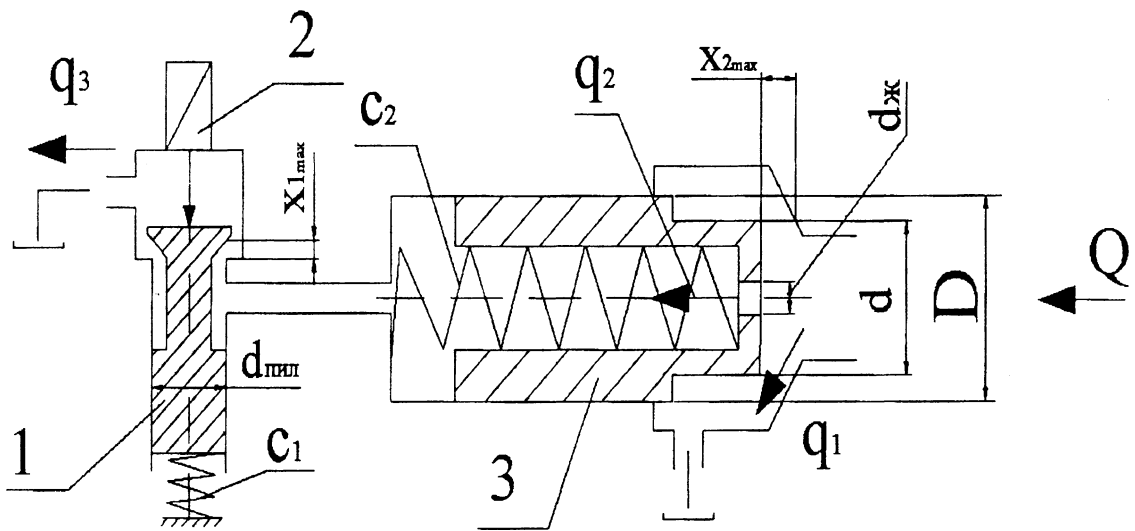


Рис.2 Конструктивная схема двухкаскадного перепускного клапана

На приведенном рисунке обозначены конструктивные параметры клапана-пилота 1, управляемого электромагнитом 2 и двухкаскадного перепускного клапана 3, а также направления потоков рабочей жидкости в режиме разгрузки насоса.

Уравнения, описывающие равновесие перепускного клапана и баланс потоков имеют вид

$$\begin{cases} p_1 f_1 + p_4 \Delta f - P - c_2 x_2^{\max} - p_2 f_2 = 0, \\ q_1 - q_2 = Q, \\ q_2 - q_3 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $f_1 = \pi d^2/4$ и $f_2 = \pi D^2/4$; p_1 , p_2 и p_4 — давления в полостях насоса, пружинной полости перепускного клапана и слива; Q — поток рабочей жидкости от насоса; q_1 — поток рабочей жидкости, идущий на слив от насоса; q_2 и q_3 — потоки рабочей жидкости, проходящие через жиклер и клапан-пилот; x_2^{\max} , c_2 и P — максимальное смещение, жесткость пружины и предварительное поджатие пружины перепускного клапана.

Потоки рабочей жидкости, циркулирующие в двухкаскадном перепускном клапане в режиме разгрузки насоса, определяются по формулам:

$$q_1 = \mu_{\text{кп}} \pi d x_2^{\text{max}} \sin \alpha_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_4)}{\rho}} \quad (2)$$

$$q_2 = \mu_{\text{дс}} \frac{\pi}{4} d_{\text{с}}^2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (3)$$

$$q_3 = \mu_{\text{кп}} \pi d_{\text{кп}} x_1^{\text{max}} \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} \quad (4)$$

где $\mu_{\text{кп}}$, $\mu_{\text{др}}$ – коэффициенты расхода клапана и дросселя, $d_{\text{кп}}$ – диаметр клапана-пилота, $d_{\text{жс}}$ – диаметр жиклера перепускного клапана, x_1^{max} – максимальное смещение клапана-пилота, α_1 , α_2 – углы при вершинах конического затвора перепускного клапана и клапана-пилота.

После подстановки приведенных выше выражений (2), (3) и (4) в систему уравнений (1) получим следующие зависимости

$$Q - x_2^{\text{max}} N_2 \sqrt{p_1 - p_4} - N_{\text{с}} \sqrt{p_1 - p_2} = 0, \quad (5)$$

$$N_{\text{с}} \sqrt{p_1 - p_2} - x_1^{\text{max}} N_1 \sqrt{p_2} = 0, \quad (6)$$

$$p_1 f_1 + p_4 \Delta f - P_2 - p_2 f_2 = 0. \quad (7)$$

Согласно зависимости (6) давление в пружинной полости перепускного клапана определяется по формуле

$$p_2 = \frac{N_{\text{с}}^2 p_1}{(x_1^{\text{max}})^2 N_1^2 + N_{\text{с}}} \quad (8)$$

После подстановки правой части формулы (8) в равенство (5), имеем уравнение для реализации итерационного метода с целью определения давления p_1

$$Q - x_2^{\text{max}} N_2 \sqrt{p_1 - p_4} - N_{\text{с}} \sqrt{p_1 - \left(1 - \frac{N_{\text{с}}^2}{(x_2^{\text{max}})^2 N_1 + N_{\text{с}}}\right)} = 0.$$

Давление p_2 определяется путем подстановки полученного из итерационных вычислений значения давления p_1 в формулу (8).

Жесткость пружины двухкаскадного перепускного клапана рассчитывается согласно выражению

$$c_2 = \frac{p_1 f_1 + p_4 \Delta f - P_2 - p_2 f_2}{x_2^{\text{max}}}.$$

Описанная методика расчета конструктивных параметров ЭГР реализована методом объектно-ориентированного программирования в среде C++ [2].

Приведенный расчет параметров двухкаскадного перепускного клапана с электрическим управлением может быть использован в тракторостроении при разработке автоматизированных гидроприводов, характеризующихся большими потоками и высоким давлением рабочей жидкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с. 2. Холлингвэрт Дж. C++Builder. Руководство пользователя – СПб: Вильямс, 2000. – 832с.

ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА И ТЕМПА ВКЛЮЧЕНИЯ МУФТЫ ПРИВОДА ВОМ МАЛОГАБАРИТНЫХ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ РАБОТЕ С ЭНЕРГОЕМКИМИ МАШИНАМИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Перспектива использования трактора в качестве мобильного источника энергии для привода рабочих органов машин ставит перед конструкторами и исследователями ряд задач и проблем, требующих глубокого теоретического исследования динамики трактора и агрегата в целом. К таким проблемам относится обоснование параметров динамической системы трактор – сельхозмашина и условий улучшения основных показателей на переходных и установившихся режимах.

В ступенчатых механических приводах ВОМ современных тракторов в качестве механизма включения используются фрикционные муфты. Во включенном состоянии фрикционные муфты должны обеспечивать надёжную передачу необходимого крутящего момента, а в выключенном – разъединять ведомую часть от ведущей. Для фрикционных муфт ВОМ процесс включения является наиболее тяжёлым, так как наряду с приведённым к ведомому валу муфты моментом сопротивления (от сил трения, почвенных и растительных остатков) она нагружается также инерционным моментом, под действием которого частота вращения коленчатого вала снижается. В зависимости от параметров двигателя и динамической системы трактора и сельхозмашин, агрегируемых с этим трактором и условий эксплуатации агрегата, необходимо обосновать параметры муфты включения ВОМ. Поэтому важно располагать программным комплексом, который позволил бы оценивать возможность осуществления разгона тракторного агрегата и активных рабочих органов сельхозмашин. Наличие методики оценки динамических качеств ВОМ тракторов при переходных режимах позволяет решать задачи при проектировании:

Настоящая работа посвящена исследованию влияния коэффициента запаса и темпа включения муфты вала отбора мощности на процессы, происходящие при разгоне рабочих органов энергонасыщенных сельхозмашин.

В реальных условиях эксплуатации существуют три разновидности разгона рабочих органов сельхозмашины:

- 1) разгон трактора с места при вращающихся рабочих органах сельхозмашины;
- 2) разгон рабочих органов сельскохозяйственной машины при установившемся движении трактора;
- 3) разгон рабочих органов сельскохозяйственной машины при остановленном тракторе.

С точки зрения нагруженности привода вала отбора мощности третий режим является наиболее тяжёлым, так как в этом случае через привод ВОМ может быть реализована вся мощность двигателя.

Объектом данных исследований являются малогабаритные колесные универсальные тракторы Беларусь-422 мощностью 45 л.с. и Беларусь-622 мощностью 58 л.с., которые предназначены для выполнения основной и предпосевной обработки почвы, посева зерновых культур, посадки картофеля, выполнения работ по заготовке кормов, уборке зерновых и технических культур, пропашных работ в междурядьях от 450 до 800 мм, а также для работы в промышленности, дорожном строительстве,

коммунальном хозяйстве, на транспорте, проведения погрузочно-разгрузочных работ в агрегате с навесными, полунавесными и прицепными машинами и орудиями.

Использование этих тракторов для высокопроизводительного выполнения сельскохозяйственных операций в агрегате с орудиями, имеющими активные рабочие органы, может потребовать до 80% мощности двигателя на их привод. Это свидетельствует о значительных нагрузках, которые испытывают элементы привода ВОМ в процессе эксплуатации исследуемых тракторов.

Имитационное математическое моделирование работы машино-тракторных агрегатов позволяет в краткие сроки получить характер нагрузочных режимов и обосновать выбор рациональных параметров, как отдельных конструктивных элементов, так и всего привода. Независимо от используемых теоретических методов исследования одним из важнейших этапов является переход от реальной к соответствующей ей динамической схеме. В инженерной практике предоставляется возможность на основании рекомендаций работ [1, 2] с учетом требуемой точности расчетов упростить реальную механическую систему. Поэтому, для оценки переходных процессов в приводе ВОМ исследуемых тракторов в качестве расчетной динамической схемы принимаем четырехмассовую модель. Математическое описание процессов, происходящих в принятой динамической схеме, проводилось на основе уравнений Лагранжа. Разработан алгоритм и программа расчета оценочных параметров процесса включения муфты ВОМ и разгона рабочих органов сельхозмашин, реализованная в виде пакета программ на алгоритмическом языке ПАСКАЛЬ. Дифференциальные уравнения движения решались методом Рунге-Кутты. Крутящий момент двигателя моделировался путем кусочно-линейной аппроксимации характеристики двигателя.

Для оценки переходных процессов и нагруженности элементов ВОМ на режимах трогания и разгона рабочих органов сельхозмашин выбираем комплекс оценочных показателей, который позволит решить поставленные в работе задачи [3].

В качестве оценочных показателей можно принять следующие:

1. Работа буксования фрикционной муфты ВОМ, L_b , Дж;
2. Мощность буксования фрикционной муфты ВОМ, N_b , кВт;
3. Коэффициент динамической нагруженности силовой передачи:

$$K_d = M_{k \max} / M_n, \quad (1)$$

где $M_{k \max}$ - максимальный динамический крутящий момент на валах привода, M_n - номинальный момент двигателя.

Теоретические расчеты проводим, приняв приведенный к ведомому валу муфты включения ВОМ момент сопротивления M_c постоянным и равным максимальному моменту двигателя ($M_c = 156 \text{ Нм}$).

Закон включения муфты включения ВОМ принимаем следующий:

$$M_{\phi(t)} = c * t. \quad (2)$$

В качестве одного из параметров муфты включения ВОМ будем рассматривать ее коэффициент запаса

$$\beta = M_{\phi \max} / M_n \quad (3)$$

где $M_{\phi \max}$ — максимальный момент трения муфты включения ВОМ.

Результаты расчетов приведены в виде графиков изменения оценочных показателей в зависимости от различных темпов включения и от коэффициента запаса муфты ВОМ (рис. 1,2,3). Время расчета составляло 6 сек.

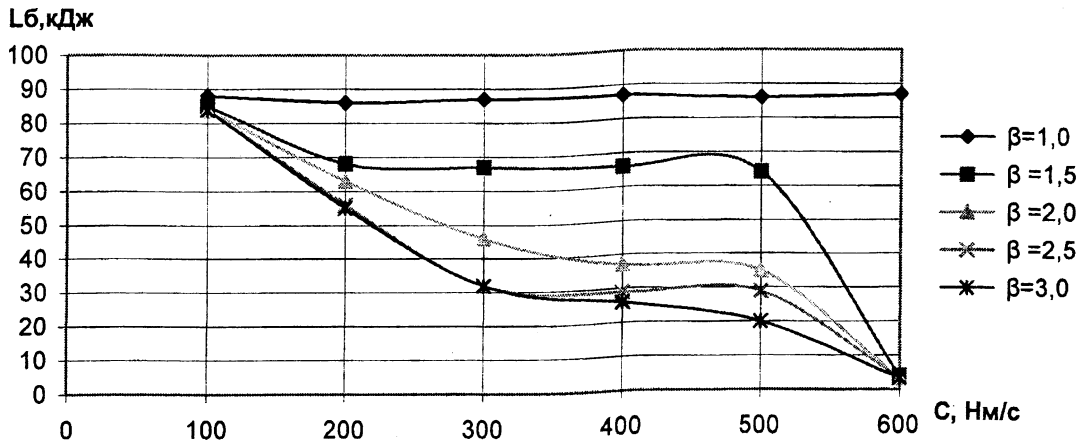


Рис. 1 Зависимость работы буксования муфты ВОМ от темпа включения и коэффициента запаса

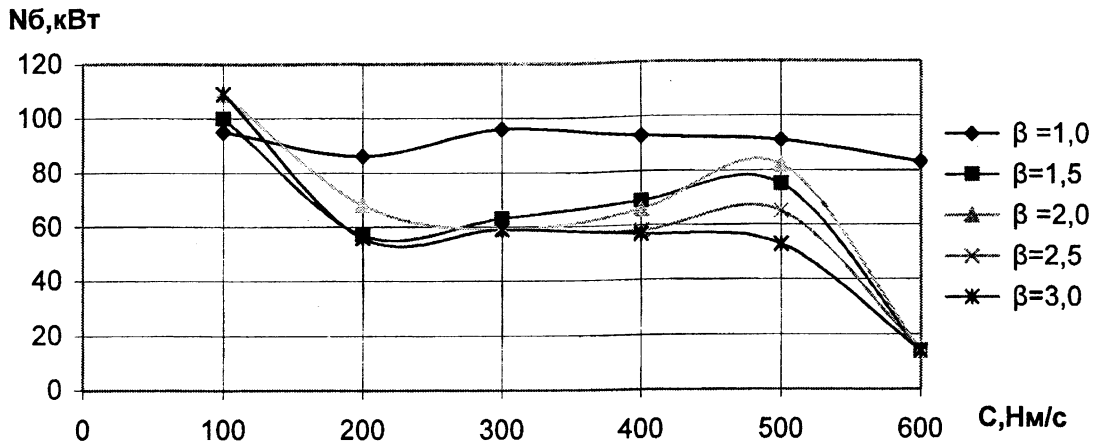


Рис. 2 Зависимость мощности буксования муфты ВОМ от темпа включения и коэффициента запаса

Анализ приведенных зависимостей позволяет сделать вывод, что наиболее приемлемым темпом включения муфты включения ВОМ следует считать 300...400 Нм/с, так как при этом темпе включения оценочные параметры имеют оптимальное соотношение. Увеличение темпа включения до 500 Нм/с приводит к незначительному снижению работы буксования, но при этом растет мощность буксования и коэффициент динамической нагруженности. Дальнейшее увеличение темпа включения муфты включения ВОМ до 600 Нм/с приводит к тому, что разгон рабочих органов сельхозмашин становится невозможным вследствие снижения оборотов двигателя ниже минимально допустимых (на рис. 1 и 2 резкое снижение оценочных показателей). Снижение темпа включения муфты включения ВОМ до 200 Нм/с и ниже приводит к значительному росту работы буксования и не снижает динамическую нагруженность привода.

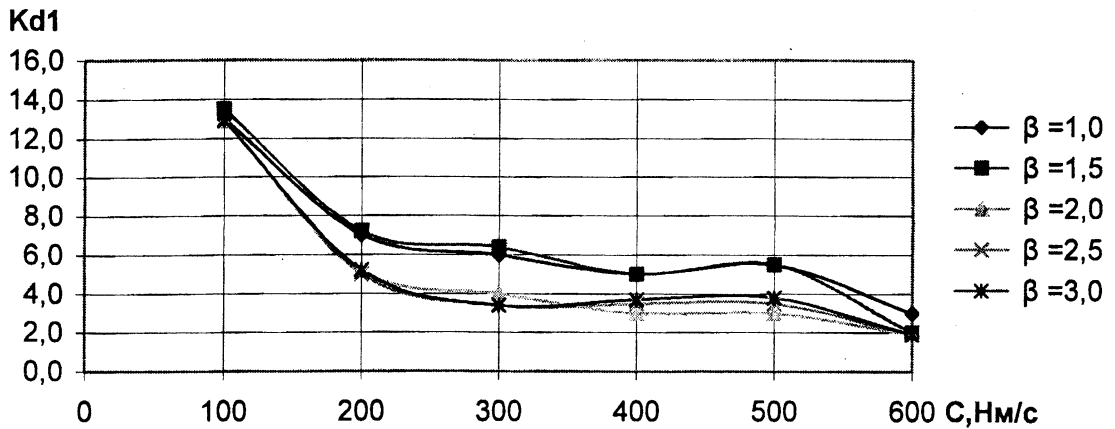


Рис. 3 Зависимость коэффициента динамических нагрузок на валу до муфты ВОМ от темпа включения и коэффициента запаса

Анализ влияния коэффициента запаса муфты включения ВОМ на оценочные показатели позволяет сделать вывод, что наиболее приемлемым является значение $\beta = 1,5 - 2,0$, так как при этих значениях работа буксования находится в средних пределах, однако коэффициент динамической нагруженности минимален.

В дальнейших расчетах был проведен анализ влияния параметров динамической схемы на оценочные показатели при выбранных выше значениях темпа включения ($C=300$ Нм/с и $C=400$ Нм/с) и коэффициента запаса муфты включения ВОМ ($\beta = 2,0$).

Анализируя влияние податливости элементов привода от двигателя до муфты ВОМ на оценочные показатели процесса следует отметить, что на величину работы буксования она не оказывает существенного влияния. Наибольшее влияние оказывается на коэффициент динамической нагруженности элементов привода, расположенных до муфты ВОМ. Можно рекомендовать значение $e_{1-2}=0,003(1/\text{Нм})$ и выше.

Анализ влияния податливости элементов привода после муфты включения показывает, что при достижении ее значений $e_{3-4}=0,3(1/\text{Нм})$ и выше происходит резкое уменьшение работы буксования вследствие значительной “закрутки” элементов привода и быстрого блокирования муфты включения ВОМ, что приводит к повышению динамических нагрузок в приводе примерно в 2 раза. Таким образом можно рекомендовать податливость элементов привода после муфты включения не более $0,25(1/\text{Нм})$.

Анализ влияния момента инерции ведущих элементов муфты ВОМ на оценочные показатели процесса при принятом темпе включения показывает, что в возможных при существующих конструкциях пределах его изменения оно незначительно и в докладе графики не приведены. Аналогично влияет изменение момента инерции ведущих частей муфты включения ВОМ на оценочные показатели процесса разгона рабочих органов сельхозмашин.

Следует отметить что момент инерции рабочих органов сельхозмашин оказывает существенное влияние, как на работу буксования, так и на динамическую

нагруженность привода. Следует также отметить, что динамические нагрузки в элементах привода, расположенных до муфты ВОМ, возрастают после ее включения в 2 раза.

Результаты математического моделирования разгона рабочих органов сельхозмашин позволяют сделать следующие рекомендации:

1. Для обеспечения оптимального протекания процесса разгона рабочих органов сельхозмашин рациональный темп включения муфты включения ВОМ необходимо поддерживать в пределах 300—400 Нм/с.
2. Коэффициент запаса муфты включения ВОМ принять в пределах 1,5 - 2,0.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ривин Е.И. Динамика привода станков. -М., Машиностроение, 1966, - 204 с. 2. Вернигор В.А., Солонский А.С. Переходные режимы тракторных агрегатов. -М., Машиностроение, 1983, - 183 с. 3. Ксеневиц И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. - Мн., Наука и техника, 1980, - 212 с.

УДК 629.114

А.Т. Скойбеда, В.Б. Альгин, А.А. Калина

МЕТОДИКА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ПРИВОДОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОМБАЙНОВ

*Белорусский национальный технический университет,
НИРУП «Белавтотракторостроение» НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

Рост производительности кормоуборочных машин связан с повышением их энергонасыщенности и, как следствие, увеличением нагруженности деталей и узлов приводов, особенно на переходных режимах. При выполнении технологического процесса обычной считается ситуация возникновения перегрузок трансмиссии, являющихся следствием остановки валцов при забивании питающего аппарата зеленой массой или экстренной остановки валцов при попадании в технологический тракт инородных предметов (камней, металла), способных вызвать разрушение ножей измельчителя. Крупные фирмы - производители кормоуборочной техники применяют для защиты питающе-измельчающего аппарата и деталей его привода остановочно-предохранительные муфты, которые в большинстве случаев представляют собой механический узел [1, 2]. Значение максимального воздействия в силовой цепи машины определяется структурой привода, конструкцией, характеристиками и местом установки предохранительного устройства.

В статье вводится понятие системы динамической защиты приводов рабочих органов кормоуборочных комбайнов. Система динамической защиты привода рабочих органов кормоуборочного комбайна включает элементы, обеспечивающие предохранение деталей привода от поломок при перегрузках, возникающих из-за остановки валцов питающего аппарата по вышеуказанным причинам. Состав системы может из-

меняться в зависимости от компоновки машины, но наличие в ней исполнительного остановочно-предохранительного устройства является необходимым условием ее существования. Известны различные подходы к вопросу выбора места установки устройства. Перспективным считается расположение последнего в закрытом корпусе, например, внутри коробки привода рабочих органов (КП), где оно надежно защищено от воздействий внешней среды. Структурно-функциональная схема системы защиты комбайна с исполнительным устройством механического типа показана на рис. 1.

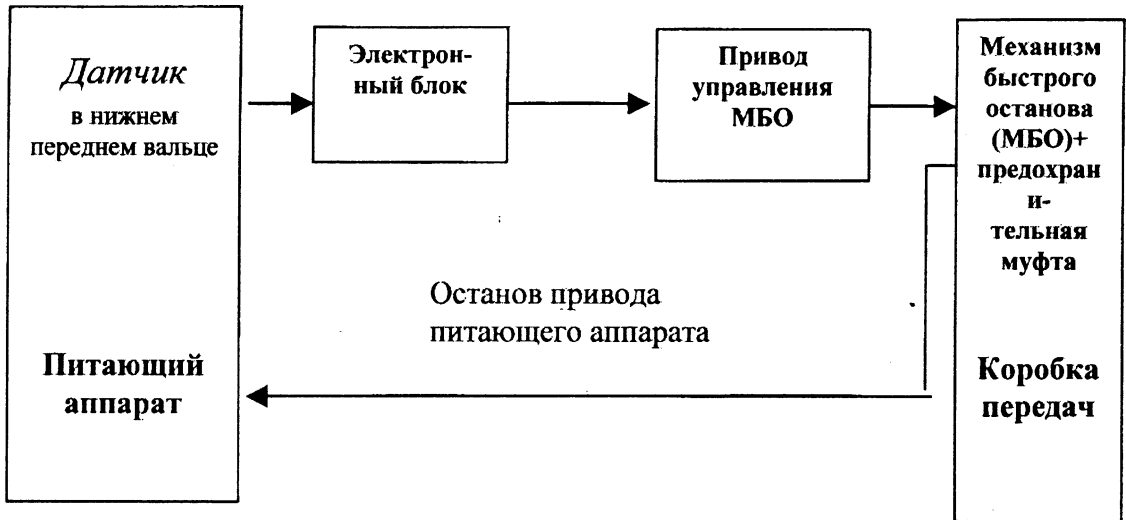


Рис. 1. Структурно-функциональная схема системы защиты кормоуборочного комбайна с механической трансмиссией рабочих органов

В рассматриваемом случае основными элементами системы защиты являются коробка привода рабочих органов (КП) и исполнительный механизм системы защиты. КП управляет несколькими технологическими процессами, протекающими в машине одновременно, и согласует их режимы. Неверное согласование режимов вызывает забивание питающего аппарата и нарушение технологического процесса. КП имеет несколько входов и выходов и может включать в себя не только собственно КП - устройство для изменения скоростей питающего аппарата, но и реверс, конический и раздаточный редукторы, исполнительный механизм системы динамической защиты. Исполнительное устройство системы защиты, как указывалось выше, обычно представляет собой остановочно-предохранительную муфту. К муфте предъявляются следующие требования: предохранение привода от перегрузки, возможность осуществления почти мгновенной остановки частей привода до достижения предельного момента срабатывания муфты; исключение повторных (после останова) включений; восстановление функций устройства после срабатывания без замены конструктивных элементов; наличие демпфирующей способности; защита элементов конструкции от воздействий внешних факторов. Для выполнения последнего требования устройство должно быть компактным.

Таким образом, оба элемента определяют конструктивные особенности уборочной машины и эффективность ее работы. Поэтому при разработке системы защиты комбайна следует применять методику, основанную на комплексном подходе к проектированию:

1. Выполнить анализ и синтез структурной схемы и динамической системы питающей части кормоуборочного комбайна и ее привода. Обосновать рациональность выбранной структурно-функциональной схемы привода рабочих органов машины с системой защиты с учетом значений КПД, показателей надежности, удобства компо-

новки узлов системы для выполнения возложенных на нее функций, возможности обеспечения агрегатирования комбайна с технологическим оборудованием, имеющим различное направление вращения приводных валов. Кроме того, КП должна обеспечивать диапазон регулирования скоростей питающего аппарата больший, чем диапазон регулирования агрегатируемого технологического оборудования, так как в этом случае легче подобрать оптимальные режимы работы агрегатов простым переключением в КП.

2. Исходя из конструктивных особенностей питающего аппарата и кинематических возможностей его привода, определить время, необходимое постороннему предмету для прохождения пути от места его обнаружения до противорежущей пластины (см. рис.2):

$$t = S / (k_c v), \quad (1)$$

где S - расстояние от начала обнаружения постороннего предмета в зоне датчика до точки над противорежущей пластиной, где после реверсирования питающего аппарата гарантируется непопадание предмета в измельчающий аппарат; k_c - скольжение твердого предмета в технологическом тракте; v - окружная скорость гладкого вальца.

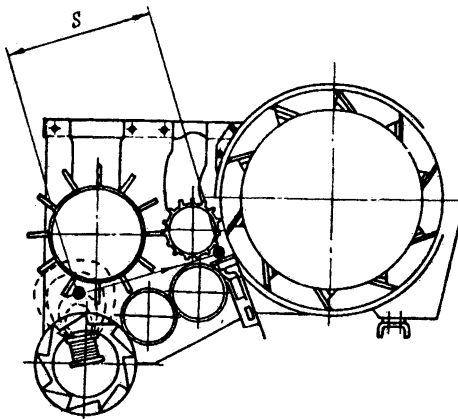


Рис. 2. Движение постороннего предмета по технологическому тракту

3. Обосновать значение максимального крутящего момента (T_{max}), который могут выдержать наименее прочные детали привода с вероятностью неразрушения 0,9. При наличии в приводе ременной передачи учесть ее тяговую способность.

4. По значениям t и T_{max} , исходя из конструктивных особенностей машины, выбрать типа исполнительного механизма системы защиты и место его размещения в приводе.

5. Рассчитать моменты настройки муфт. В случае применения в качестве предохранительно-остановочного устройства муфты предельного момента с храповым механизмом, моменты определяются по формулам (см. рис. 3):

$$T_{np} = T_{max} / (1 + \delta) \text{ и } T_{np} = T_{ном} \beta, \quad (2)$$

где T_{np} - предельный момент срабатывания муфты; δ - относительная величина верхнего отклонения нагрузки при срабатывании, β - коэффициент запаса по рекомендациям [3, 4].

Из двух найденных значений моментов выбирается меньшее.

Момент начала срабатывания муфты (для кулачковых и шариковых муфт, имеющих осевое перемещение ведомой подпружиненной полумуфты при выключении устройства)

$$T_o = T_{np} K_{ч} \quad (3)$$

где $K_{ч}$ - коэффициент чувствительности.

В режиме экстренного останова муфта должна обеспечивать мгновенное срабатывание, не дожидаясь достижения предельного момента. В противном случае в приводе возникают дополнительные динамические нагрузки, способствующие снижению долговечности элементов.

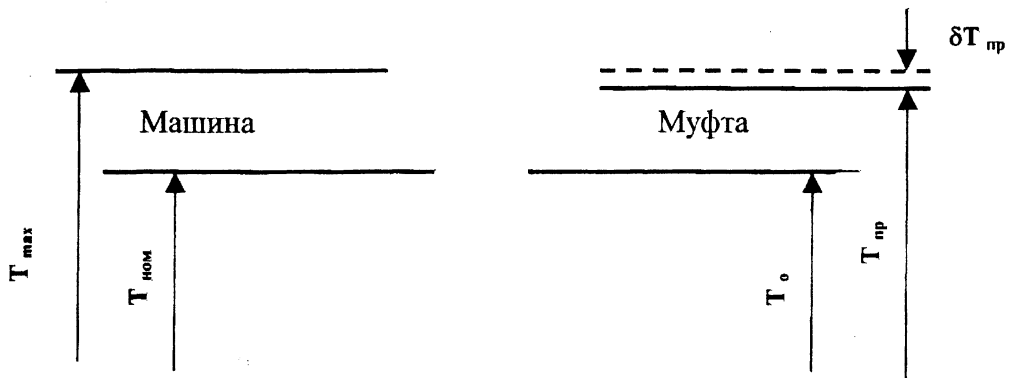


Рис. 3. Поле срабатывания предохранительной муфты.

6. По требованиям к габаритам и быстродействию определить геометрические параметры исполнительного механизма и характеристику пружины. Выбор рациональных параметров облегчает наличие базовой имитационной модели устройства (см. рис 4). Для моделирования следует найти основные динамические характеристики, характер (закон) и диапазон действующих нагрузок. Выполнить прочностной расчет основных элементов.

7. Рассчитать время срабатывания системы защиты в режиме экстренного останова, обеспечиваемое геометрией устройства, в том числе храпового механизма, и быстродействием применяемого электромагнита [5, 6]. Сравнить результат с допусковым значением, рассчитанным по формуле (1). Проверить работоспособность на модели. Сделать вывод о пригодности механизма.

Модель позволяет последовательно варьировать параметры механизма при различных значениях момента сопротивления на ведомом звене, исследовать процесс срабатывания, добиваясь наилучших результатов [7]. Некоторые результаты моделирования показаны на рис. 5.

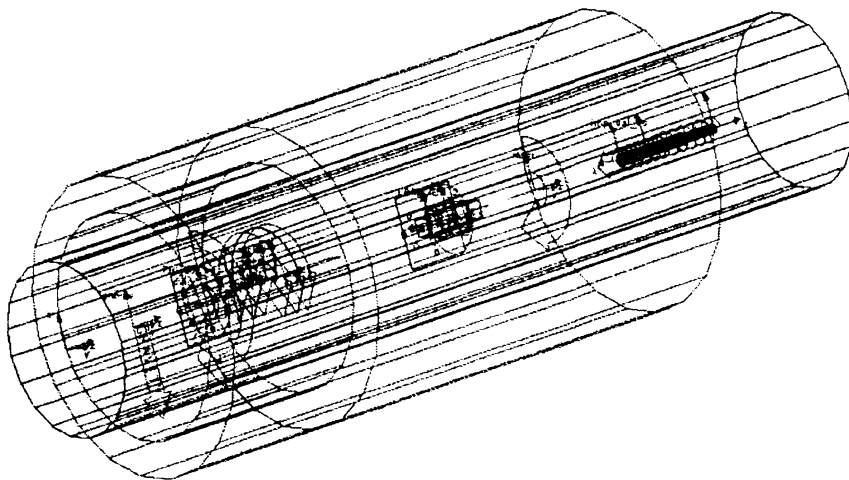


Рис.4. Модель муфты в составе привода в среде ADAMS

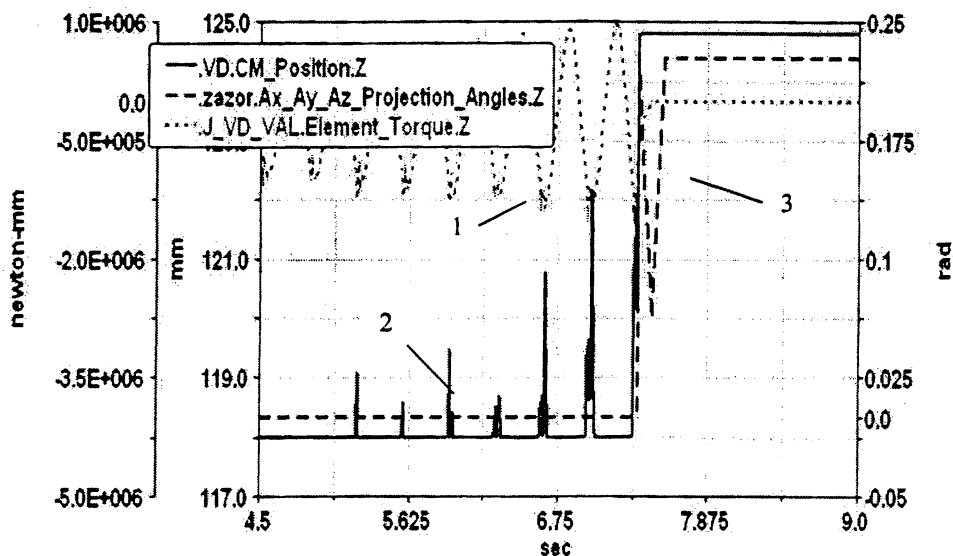


Рис. 5. Срабатывание муфты в режиме предохранения при нарастании момента сопротивления на вальцах по гармоническому закону: 1 – момент сопротивления зеленой массы; 2 – осевое перемещение ведомой полумуфты при выходе кулачков из зацепления; 3 – угловое перемещение поводка

Разработанная методика позволяет ввести понятие системы динамической защиты и показывает необходимость ее формирования на начальном этапе проектирования кормоуборочной машины.

На основе методики выбрана структурная схема и параметры системы защиты перспективного комбайна, разработана конструкция двухрежимного привода рабочих органов. Конструкция позволяет снижать обороты на реверсе силового потока в два раза, повышать КПД привода питающего аппарата, увеличивать число рабочих режимов по сравнению с серийным комбайном в 3...4 раза.

В качестве исполнительного устройства системы динамической защиты рабочих органов предложена двухрядная кулачковая муфта предельного момента, обеспечивающая: бесшумное срабатывание и демпфирование динамических нагрузок; управляемый разрыв потока мощности до начала торможения вальцов; блокировку от случайного повторного включения прямого движения; автоматическую защиту привода от перегрузок.

Разработанный метод поиска рациональных параметров системы защиты позволил определить для комбайнов "Полесье-700", "Полесье-800" и "Полесье-3000" с предлагаемым приводом момент начала срабатывания муфты, предельный момент муфты, время срабатывания в режиме предохранения и при экстренном останове, геометрические параметры механизма и характеристику его пружины.

Обосновано место установки исполнительного механизма системы в узле деления потока мощности коробки передач, что обеспечивает защиту от воздействий внешней среды и уменьшает число деталей привода, нагруженных суммарным тормозным моментом при срабатывании устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 4214204. Германия, МКИ А 01Д 75/18. Antriebsvorrichtung fuer die Einzugswalzen eines Felhauchdslers/ Rauch Hans (DE); Claas sauldaan GmbH. – 4p. Uni-

versal – Anbau – Exaktfeld hacksler “Champion 3000”. – Stadtlöhn: Maschinenfabrik Kemper GmbH, 1986, -25р. 3. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – М., Машиностроение, 1968. - 112с.; 4. Есипенко Я.И. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. – Киев: Наук. думка, 1972. - 64с.; 5. Муфты предохранительные кулачковые, шариковые и фрикционные: Методы расчетов: Рекомендации ГОССТАНДАРТа и НИИНМАШ. – М., 1979. – 27 с.; 6. Разработка приводов рабочих органов и трансмиссий кормоуборочных комбайнов "Полесье": Отчет о НИР (заключит.)/ Рук. А. Т. Скойбеда. - № ГР 01.86.0091539. – Мн., 1990. – 95с.; 7. Калина А.А. Система динамической защиты приводов рабочих органов кормоуборочных комбайнов. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02/ Ин-т механики и надежности машин НАН РБ. – Минск, 2004. – 22с.

УДК 621.825.5

А. А. Калина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЗЕЛЕННОЙ МАССЫ НА ПИТАЮЩИЙ АППАРАТ КОМБАЙНА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Рост производительности кормоуборочных машин связан с повышением их энергонасыщенности и, как следствие, увеличением нагруженности деталей и узлов приводов, особенно на переходных режимах. При выполнении технологического процесса не исключена возможность перегрузок в трансмиссии, которые, в большинстве случаев, наблюдаются вследствие останковки валцов питающего аппарата при забивании последнего зеленой массой или при попадании в зеленую массу инородных предметов (камней, металла и др.). При этом число отказов в комбайне увеличивается в 1,5...2,0 раза. Одним из основных путей снижения нагруженности и повышения надежности приводов рабочих органов является защита деталей приводов от перегрузок. Наиболее эффективным методом защиты приводов считается разъединение его частей при помощи предохранительных устройств, в качестве которых в большинстве комбайнов используются кулачковые или шариковые муфты.

Для исследования приводов питающих аппаратов с предохранительными муфтами методом математического моделирования составляются дифференциальные уравнения (ДУ), отражающие особенности динамического поведения системы в определенных условиях. На рис. 1. показана механическая модель кулачковой предохранительной муфты в составе трансмиссии. На рисунке обозначено: I_1 - приведённый к валу муфты момент инерции вращающихся деталей двигателя и трансмиссии, расположенных до ведущей полумуфты и самой полумуфты; I_2 -момент инерции ведомой полумуфты с обоймой; I_3 - приведённый к валу муфты момент инерции валцов ПА и деталей их трансмиссии; I_k - момент инерции опорного кольца; ω_i – угловая скорость i -го элемента; c_{np} - коэффициент жёсткости пружины; c_{23} – коэффициент жёсткости деталей и механических соединений привода, расположенных между муфтой и валцами; k_{np} и k_{23} -коэффициенты демпфирования соответствующих частей привода; $T_1(t; \omega)$ – движущий момент; $T_c(t; \omega)$ – момент на исполнительном механизме; T_{mj} - крутящий момент на муфте, соответствующий j -ому состоянию; m -масса поступательно перемещающихся деталей муфты; V_a - осевая составляющая скорости перемещения ведомой

полумуфты; h_i - ход ведомой полумуфты.

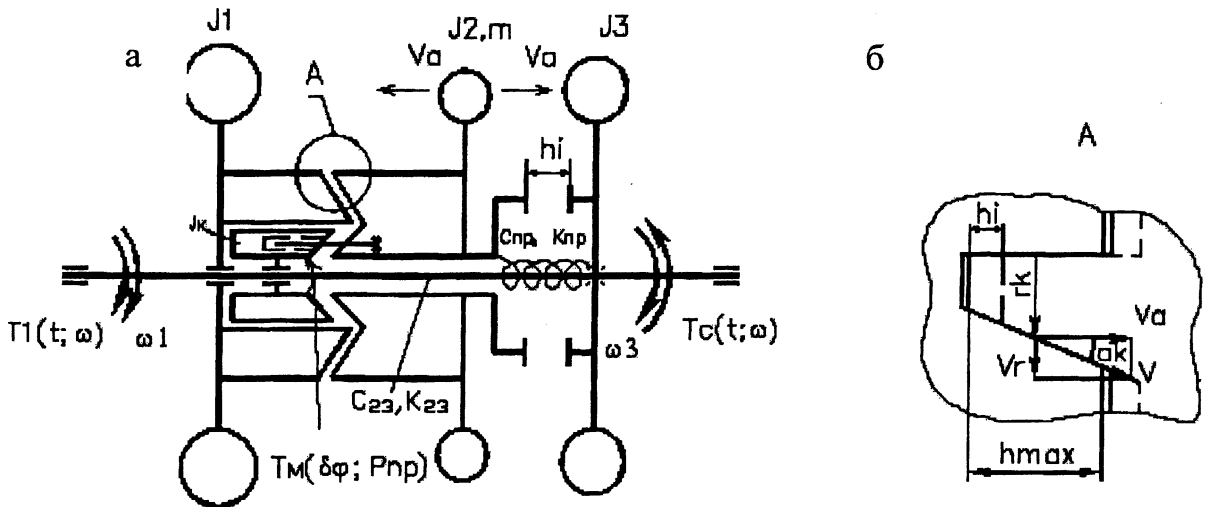


Рис. 1. Механическая модель муфты в составе привода питающего аппарата:
а - общий вид; б - схема перемещения кулачков

Математическая модель системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \dot{\omega}_1 = T_1 - T_M; \quad I_2 \dot{\omega}_2 = T_M - T_{23} - k_{23}(\omega_2 - \omega_3); \\ I_3 \dot{\omega}_3 = T_{23} + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) - T_C; \quad \dot{T}_{23} = c_{23}(\omega_2 - \omega_3); \\ T_M = (1 - \lambda)(1 + \lambda)T_{M1} - 0,5\lambda(\lambda + 1)T_{M2} - 0,5\lambda(\lambda - 1)T_{M3}; \\ m \dot{V}_a = \frac{T_M - I_2 \dot{\omega}_{ВД}}{r_k [\operatorname{tg}(\alpha_k - \rho) - r_k f_{шл} / r_{шл}]} - H c_{np} - h_i c_{np} - k_{np} V_a; \\ \omega_1 = \omega_{ВЦ}; \quad \omega_2 - \omega_3 = \omega_{ВД}; \quad c_{np} = f(h_i), \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\omega_{ВЦ}$, $\omega_{ВД}$ - угловая скорость ведущей и ведомой полумуфты.

Так как валцы питающего аппарата взаимодействуют непосредственно с зеленой массой, подаваемой жаткой, в модели момент на исполнительном механизме (питающем аппарате) T_c представляет собой момент сопротивления подачи указанной массы.

Процесс подачи массы при установившемся режиме работы комбайна на основании данных испытаний и литературных источников [3,4] можно считать условно стационарным, а закон распределения случайной величины (момента сопротивления) - нормальным. Для моделирования случайных процессов моментов сопротивления рекомендуется использовать алгоритмы, основанные на преобразовании последовательности независимых нормально распределенных случайных чисел (белый дискретный шум) с $m_x=0$, $\sigma^2=1$ в числовую последовательность ординат воздействий, имеющих установленный вид корреляционной функции $R_x(\tau)$ [2]. Обработка осциллограмм (см. рис. 2) позволила получить значения и построить графики корреляционных функций моментов сопротивления для каждого режима работы.

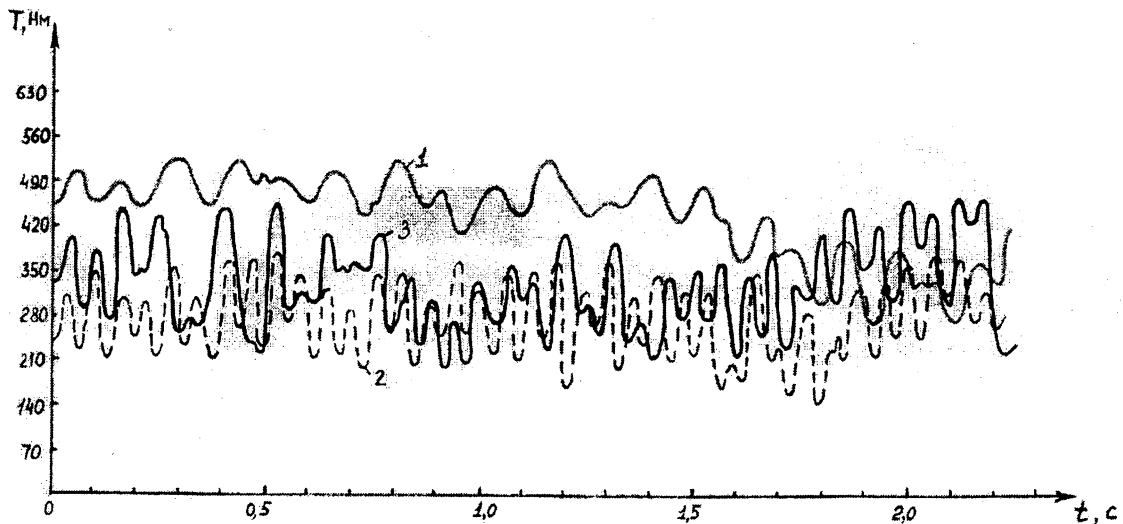


Рис. 2. Осциллограмма момента сопротивления подачи при уборке кукурузы молочной-восковой спелости: 1 – 3 передачи коробки привода рабочих органов, соответствующие различным длинам резки для зеленой массы

Определение общего вида аналитического выражения корреляционной функции и аппроксимирующих параметров на каждом режиме производилось в следующей последовательности.

По имеющейся реализации силового фактора за период t секунд получаем выборку через $\Delta t = a$ в количестве $N = t/a$ в виде таблицы j -ых точек, где $j \in [0; N]$; вычисляем математическое ожидание m_x процесса, среднее квадратичное отклонение σ_x и коэффициент корреляции r_x .

Рассчитываем значения корреляционной функции $R_x(j)$ для интервалов корреляции, соответствующих j -ым точкам:

$$R_x(j) = \frac{\sum_{i=1}^{N-j} [(x_i - m_x)(x_{i+j} - m_x)]}{(N-j)}, \quad (2)$$

где m_x - математическое ожидание процесса; j - коэффициент, соответствующий интервалу корреляции $\tau_j = j a$; x_i, x_{i+j} - значения реализации.

По полученным значениям $R_x(j)$ строим график $R_x(\tau)$ для каждого режима работы (на различных длинах резки). Подбираем аналитическое выражение, моделирующее графики $R_x(\tau)$ и аппроксимирующие параметры.

Корреляционная функция момента сопротивления при работе комбайна на различных режимах:

$$R(\tau) = \sigma^2 (e^{-\alpha\tau} \cos \beta_1\tau - B \sin \beta_2\tau), \quad (3)$$

где σ^2 - дисперсия случайного процесса; $\alpha, \beta_1, \beta_2, B$ - аппроксимирующие параметры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. - Минск, "Навука і тэхніка", 1995.;
2. Фурунжиев Р.И. Вычислительная техника и ее применение. - Минск: высш. шк., 1984. - 462 с.;
3. Орештейн В.Е. Рабочий процесс питающего-измельчающего аппарата: Дис. Канд.

техн. наук: 05.02.01. Ростов-на-Дону, 1987.-176.; 4. Чупрынин Ю.В., Шуринов В.А., Балакин В.А. Частотные свойства трансмиссии самоходного энергосредства//Тракторы и с.х машины.-2000.-№10.

УДК 623.005.2:629.114.2

Ю.Е. Агаманов, Г.А. Таяновский

ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Концепция бесступенчатой технологии привода колес и активных рабочих органов (АРО) путем использования в трансмиссиях модулей двухпоточных гидромеханических передач (ОГМП) с внешним разделением мощностей на основе планетарных механизмов и объемных гидропередач (ОГП) получает все большее распространение, благодаря преимуществам такой технологии по возможностям управления, повышения производительности, экономичности и показателей других эксплуатационных свойств тракторных агрегатов [1, 2].

За счет бесступенчатого изменения передаточного отношения привода к колесам становится возможным реализовывать сложные алгоритмы объединенного управления двигателем, трансмиссией и колесами или АРО для достижения различных целей управления, например таких, как: постоянство скорости движения, минимальный расход топлива при требуемой производительности, максимальная проходимость или другие рациональные результаты эксплуатации тракторного агрегата [1].

Выбор структуры, параметров и алгоритмов управления двухпоточной трансмиссии колесного трактора требует учета специфики и многообразия выполняемых технологических операций и отвечающих им штатных режимов работы, проведения исследований рабочего процесса и создания методики структурно-параметрического синтеза колесных тракторов с такими моторно-трансмиссионно-двигательными установками (МГДУ), неотъемлемой частью которых является и система управления. В связи с этим представляет интерес рассмотрение различных аспектов проектного обоснования двухпоточной трансмиссии колесного трактора.

Наиболее приемлемая конструктивная концепция двухпоточной трансмиссии колесного трактора состоит в том, что такая трансмиссия должна быть гидромеханической вально-планетарной диапазонной с переключением диапазонов под нагрузкой и с бесступенчатым изменением передаточного отношения внутри диапазона путем управления регулируемые объемными гидромашинами, валы которых механически связаны зубчатыми колесами с разными звеньями механической передачи.

В с.-х. тракторах целесообразно применение простейших двухпоточных трансмиссионных модулей (ДТМ) с дифференциалом на входе или на выходе [2]. При использовании двух дифференциалов возможны еще три разновидности структурных схем ДТМ: с параллельным, параллельно-последовательным и с последовательным соединением дифференциалов.

Статические характеристики ДТМ с одним и двумя дифференциалами в виде выражений для определения их выходных величин по заданным значениям угловой

скорости и крутящего момента на первичном вале передачи известны [2]. Также аналитически определяются передаточные параметры механической передачи (МП) в составе ДТМ по заданной схеме механизма и числам зубьев колес для любых, сколь угодно сложных МП. В то же время динамические свойства трактора с двухпоточной трансмиссией при работе в составе с.-х. агрегатов изучены недостаточно.

В практике современного тракторо- и комбайностроения известны зарубежные планетарно-вальные ДТМ, которые включают двух- ... пятиступенчатые планетарные ряды с внутренними зубчатыми или фрикционными муфтами переключения диапазонов передач в МП, содержащие более двух регулируемых гидромашин в ОГП [2, 4]. Структурное разнообразие возможных вариантов таких ДТМ велико, и оно составляет вариантное поле для их аналитических исследований и оптимизации.

Убедительных практических рекомендаций по выбору структуры и параметров ДТМ для с.-х. колесных тракторов в зависимости от условий эксплуатации и предъявляемых требований разработано недостаточно. Например, известно предложение, о том, что для колесных тракторов целесообразно использовать простые конструктивно ДТМ в коробке передач с двумя диапазонами: рабочим и транспортным.

На Западе такой подход реализован в конструкции тракторов Fendt Vario 900-ой серии [4]. Однако и упомянутые тракторы не лишены недостатков, связанных со степенью достижения за счет автоматического управления МГДУ целесообразных оптимумов показателей тракторного агрегата в различных условиях эксплуатации. Созданный в начале девяностых годов экспериментальный образец трактора «Беларус» с ОГМП обеспечивал бесступенчатое изменение передаточного отношения внутри четырех переключаемых с разрывом потока мощности диапазонов, что не преодолеvalo недостатки тракторов с традиционными коробками передач.

Создание высокоэффективных трансмиссий с ДТМ и систем управления ими отражает мировой технический уровень тракторостроения и во многом определяет лидерство в конкурентной борьбе среди ведущих тракторостроительных фирм. Особое внимание уделяется доведению КПД трансмиссий с ОГМП до уровня традиционных механических, существенному снижению рабочих объемов гидромашин, расширению диапазона регулирования передаточного отношения, повышению их надежности и снижению стоимости, созданию эффективных систем автоматического управления.

Проектирование трансмиссий колесных тракторов с ДТМ должно выполняться с системных позиций одновременно с созданием системы автоматического управления (САУ) тягово-скоростными и топливно-экономическими режимами тракторного агрегата. Раздельное управление двигателем, трансмиссией и движителем практически не может быть оптимальным [3]. При этом целесообразно создание САУ оптимального или адаптивного многозадачного управления, которая обеспечивает поддержание во времени таких режимных параметров двигателя, трансмиссии и движителя, при которых достигаются минимаксные значения обобщенного показателя в виде некоторого вектора I с компонентами, отражающими качество или результат работы тракторного агрегата.

Общепринятый подход состоит в том, что в основе аппаратного решения такой САУ лежит электронный блок управления (ЭБУ) моторно-трансмиссионно-двигательной установкой (по английски: ETWSCU - Engine-Transmission-Wheels System Control Unit), который реализуется на основе бортового компьютера [3, 4] . При этом основой программного обеспечения ЭБУ и аналитической базой для разработки алгоритма управления, генерируемого им, является математическая модель тракторного агрегата, «работающая» в режиме реального времени и отражающая процесс всех взаимодействующих составных частей объекта управления в форме их

факторных моделей, которые реализуются в программируемых микросхемах, за счет чего, отчасти, достигается приемлемое быстродействие САУ [3,4].

По значениям полученных от датчиков информационных сигналов, характеризующих состояние и параметры режима тракторного агрегата САУ рассчитываются и отслеживаются требуемые установки параметров двигателя, ДТМ, структуры трансмиссии и движителя, положения или состояния исполнительных механизмов, так как в процессе работы последние могут многократно меняться в неизвестной заранее последовательности. Далее, САУ вырабатывается команда на замену прежних установок новыми, соответствующими искомому оптимуму по I .

Локальной целью оптимального управления структурой движителя и режимами колес - компонентом вектора I - чаще всего может являться, например, максимум КПД ходовой системы в данный момент времени. В этом случае система управления также на основе факторной модели МГДУ рассчитывает установки для органов управления сменой структуры движителя и режимов работы каждого или группы колес.

При формировании алгоритмов управления МГДУ тракторного агрегата, которые обеспечивают рациональные, к примеру, экономичные режимы работы при заданной скорости движения агрегата, необходимо учитывать закономерности взаимодействия колес с опорной поверхностью.

Так, применительно к тракторному агрегату с одним ведущим мостом, для упрощения выражений, угловая скорость ведущего колеса и вала двигателя равны

$$\omega_k = \frac{V_d}{r_k} = \frac{V_t(1-\delta)}{(r_k^o - \lambda M_k)}, \quad (1)$$

$$\omega = \frac{V_t(1-\delta)u_{tr}}{(r_k^o - \lambda M_k)}, \quad (2)$$

где V_d , V_t - действительная и теоретическая скорость движения оси колеса; r_k^o - радиус качения колеса в ведомом режиме; δ - буксование колеса; λ - параметр, отражающий влияние момента на ведущем колесе на изменение его радиуса качения; M_k - крутящий момент, приложенный к ободу ведущего колеса; u_{tr} - передаточное отношение трансмиссии с ДТМ.

Для того, чтобы V_d , согласно цели управления, была постоянной и равной заданному значению $[V_d]_i$, необходимо выполнение условия $\omega r_k^o(1-\delta)/u_{tr} = [V_d]_i$ (3)

Из выражения (3) следует, что при $\delta = 0$ $u_{tr} = \omega r_k^o / [V_d]_i$.

Так как $u_{tr} = u_{er} u_{ae} u_{ad}$ (равно произведению передаточных отношений, соответственно, коробки передач с ДТМ, главной передачи и бортового редуктора, если он есть, в противном случае последняя величина равна 1), то при условно принятом значении $u_{er} = 1$ условие (3) должно выполняться до значений буксования колес, равных

$$\delta = 1 - u_{ae} u_{ad} [V_d]_i / \omega r_k^o \quad (4)$$

Если дизель оборудован топливным насосом высокого давления со всережимным регулятором и при работе агрегата остается только на регуляторных ветвях скоростной характеристики, то в первом приближении допустимо принять угловую скорость вала двигателя, равной скорости ω_{Nai} при мощности, соответствующей точке перехода с регуляторной ветви на внешнюю. С учетом этого получим значение максимального буксования колес, при выбранной для удержания постоянной скорости:

$$[\delta_{\max}] = 1 - u_{\alpha} u_{\delta} [V_d]_i / \omega_{N\alpha} r_k^0 \quad (5)$$

При больших значениях буксования удержать скорость постоянной нельзя, она уменьшится. Однако величина буксования δ колеса однозначно связана не только с его кинематическими характеристиками, но и с силовыми, например, согласно моделирующего выражения

$$\varphi = \varphi_m (1 - e^{-k\delta}), \quad (6)$$

где φ - безразмерный коэффициент использования сцепного веса ведущего колеса; φ_m , k - константы аппроксимации экспериментальной зависимости $\varphi = F(\delta)$.

Тогда наложение ограничений на значения $[\delta_{\max}]$ и $[V_d]_i$ потребует изменения подачи топлива, передаточного отношения трансмиссии и воздействия на структуру ходовой системы, например, подключения дополнительного ведущего моста, других средств повышения тягово-сцепных свойств, изменения давления воздуха в шинах и тому подобных мер, чтобы обеспечить преодоление текущих значений сил сопротивления движению тракторного агрегата.

Таким образом, взаимодействие колес с опорной поверхностью оказывает существенное влияние на требуемые значения текущих параметров МТДУ в зависимости от цели управления работой тракторного агрегата и говорит о целесообразности комплексно и в автоматическом режиме управлять моторно-трансмиссионно-двигательной установкой такого тракторного агрегата.

Учитывая изложенное, обобщенную схему структуры многозадачной САУ моторно-трансмиссионно-двигательной установкой тракторного агрегата можно представить, как показано на рис. 1.

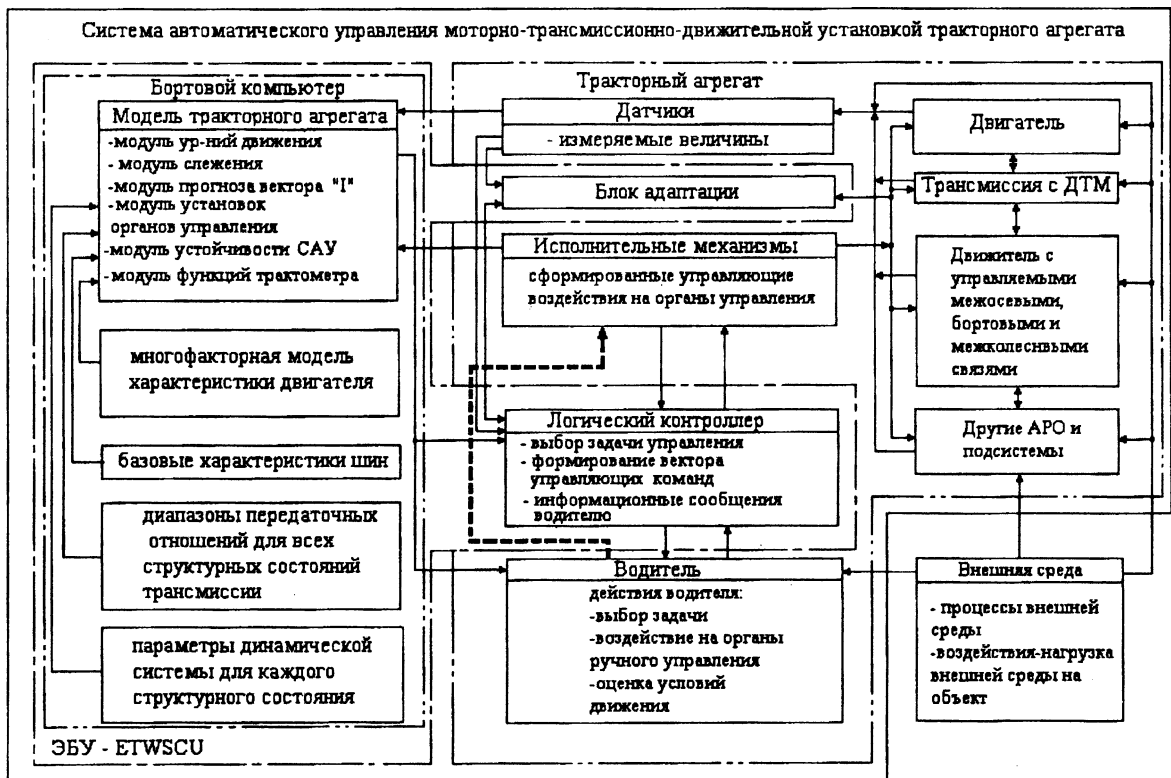


Рис. 1. Структура САУ тракторным агрегатом с ДТМ.

Обозначения: - - - - - - - ручное управление, в том числе при отказе автоматики.

Приведенная схема САУ обобщенно отражает только черты ее аппаратно-функционального построения, а алгоритмы принятия решения и работы системы по управлению тракторным агрегатом конкретизируются в зависимости от содержания выражений и логики формирования компонент вектора I и составляют обычно ноу-хау разработчиков. Кроме того, при этом учитываются требуемые-задаваемые значения быстродействия, переходных характеристик, запасов устойчивости САУ, текущие значения которых определяются-прогнозируются методами теории автоматического управления.

Разработка принципиальных функциональных схем вариантов САУ МТДУ требует обоснования целесообразного минимума и вида информационных сигналов, которые должны быть получены от датчиков, мест установки и аппаратных решений последних, формулирования и математической формализации спектра многозадачности управления, компонент векторов I для каждой задачи, разработки метода формирования и алгоритмов выработки управляющих сигналов, соответствующих цели управления, на исполнительные элементы органов управления с учетом динамического состояния ОУ и специфики переходных процессов, что позволит обеспечить необходимые адаптивные свойства всей системы.

В качестве первичных информационных переменных для САУ МТДУ необходимы: угловая скорость коленчатого вала двигателя, ход рейки топливного насоса и угол поворота рычага всережимного регулятора, скорость и ускорение движения центра масс трактора, угловые скорости выходного вала ДТМ и колес движителя, крутящие моменты на колесах, коды положений или состояний исполнительных элементов САУ.

Математическая формализация алгоритма выработки управляющих воздействий на регулирующие органы САУ МТДУ с ДТМ может быть выполнена описательными средствами различных методов теории информации, дифференциального и интегрального исчисления, алгебры логики и теории графов, теории решения задач, концептуального и логического программирования, теории искусственного интеллекта и теории нечетких множеств, кибернетики, теории автоматического управления и мехатроники. Причем в выборе алгоритма управления важнейшие требования состоят в обеспечении его надежности и качества, быстродействия и приемлемой стоимости при аппаратной реализации.

Учитывая сформулированные нерешенные проектные вопросы, необходима разработка методологии системного синтеза конструкции трансмиссии с ДТМ колесного трактора совместно с автоматической системой управления МТДУ тракторного агрегата..

ЛИТЕРАТУРА

1. Богдан Н.В., Таяновский Г.А. Новые средства оперативной активизации и улучшения показателей динамики движения большегрузных тракторных прицепов. – Мн.: БелНИИНТИ, 1992. – 60 с.;
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи./ Под ред. В.В. Гуськова. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 310 с.;
3. Ксенович И.П., Тарасик В.П. Теория и проектирование автоматических систем. – М.: Машиностроение, 1996. – 480 с.;
4. Рекламный проспект: Fendt Favorit 900 vario: 916, 920, 924, 926. AGCO GmbH & Co.

ВЛИЯНИЕ ДИФФЕРЕНЦИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛЕДЯЩИХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

*Белостокский Технический Университет
Белосток, Польша*

1. Введение

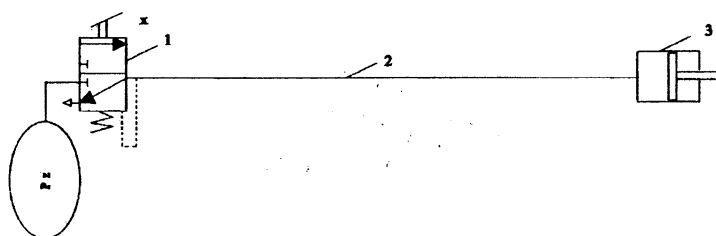
Известны различные способы повышения быстродействия следящих пневматических приводов [1]. Одним из таких способов является применение дифференцирующих клапанов, которые воздействуют только на переходной процесс (ускоряют его), а в процессе установившемся вовсе бездействуют. Как будет показано ниже, дифференцирующие устройства целесообразно применять в тех приводах, которые имеют длинные трубопроводы, большие внутренние объёмы исполнительных органов и для которых важным показателем является быстродействие исполнительных органов. Примером таких приводов могут служить тормозные системы длинных автопоездов, следящие системы управления манипуляторами и технологическими линиями.

Целью представленной работы является теоретическое исследование эффективности применения дифференцирующего клапана в следящем пневматическом приводе с одним или несколькими исполнительными органами.

2. Математическое моделирование привода

В качестве примера принят простой следящий привод без дифференцирующего устройства (рис. 1а) и такой же привод с дифференцирующим клапаном (рис. 1б).

а)



б)

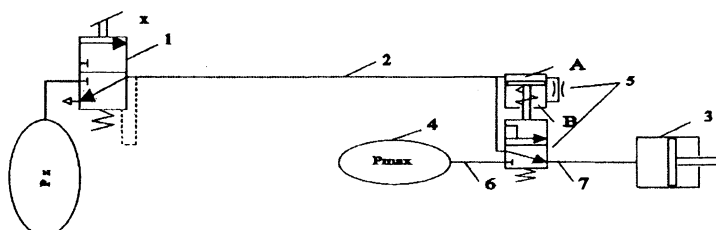


Рис.1. Схемы пневматических следящих приводов: а) простой привод, б) привод с дифференцирующим клапаном; 1-следящий клапан управления, 2-трубопровод, 3-исполнительный орган, 4-ресивер, 5-дифференцирующий клапан, 6,7-трубопроводы

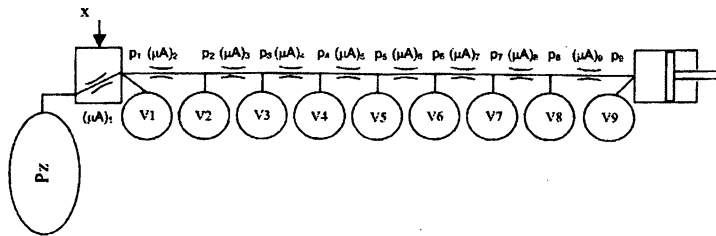
На рис. 2 представлены расчетные схемы этих приводов. При составлении расчетной схемы длинный трубопровод представляется как последовательное соединение коротких трубок ($l < 2,5m$), каждая из которых представляет собой местное сопротивление

ние (дроссель) и сосредоточенный объём, равный внутреннему объёму выделенного на схеме отрезка трубки. Коэффициент расхода воздуха μ такого отрезка определяется

$$\mu = \frac{\mu_j}{\sqrt{j}},$$

где μ_j – коэффициент расхода однометровой трубки;
 j – число метров в выделенном на схеме отрезке.

а)



б)

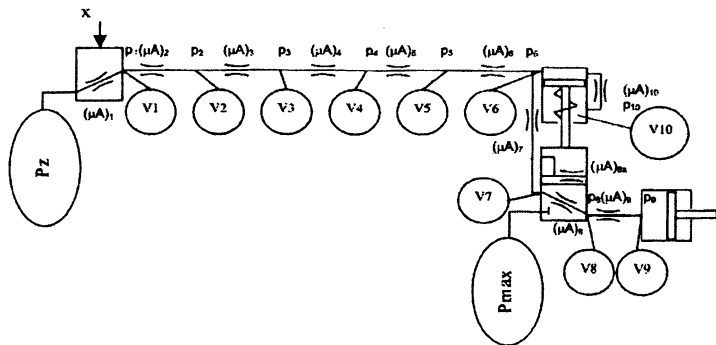


Рис.2. Расчетные схемы приводов согласно рис. 1

При математическом описании динамики рассматриваемых приводов принимаем следующие допущения:

- давление p_1 на выходе крана управления изменяется пропорционально изменению воздействия на этот кран;
- объём исполнительного органа постоянный;
- температура воздуха перед дросселем и за дросселем одинакова;
- клапан дифференцирующего устройства открывается и закрывается скачкообразно при соответствующих давлениях в полостях A и B ;
- давление воздуха в ресивере остаётся постоянным во время переходного процесса;
- коэффициент расхода постоянного дросселя не изменяется во время переходного процесса.

При составлении системы дифференциальных уравнений используем метод узлов и функцию Метлюка-Автушко для массового расхода воздуха через местное сопротивление (дроссель) [1]. Таким образом, привод согласно рис. 1а и рис. 2а описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\frac{V_2}{kRT} \cdot \frac{dp_2}{dt} = (\mu \cdot A)_2 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_1}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_1 - p_2}{1,13 \cdot p_1 - p_2} - (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} \quad (2)$$

$$\frac{V_3}{kRT} \cdot \frac{dp_3}{dt} = (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} - (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} \quad (3)$$

$$\frac{V_4}{kRT} \cdot \frac{dp_4}{dt} = (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} - (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} \quad (4)$$

$$\frac{V_5}{kRT} \cdot \frac{dp_5}{dt} = (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} - (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} \quad (5)$$

$$\frac{V_6}{kRT} \cdot \frac{dp_6}{dt} = (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} - (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} \quad (6)$$

$$\frac{V_7}{kRT} \cdot \frac{dp_7}{dt} = (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} - (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} \quad (7)$$

$$\frac{V_8}{kRT} \cdot \frac{dp_8}{dt} = (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} - (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} \quad (8)$$

$$\frac{V_9}{kRT} \cdot \frac{dp_9}{dt} = (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} \quad (9)$$

$$p_1(t) = (p_{\max} - p_a) \cdot \frac{t}{t_m} + p_a \quad \text{при } 0 \leq t \leq t_m, \quad (10)$$

где A - площадь поперечного сечения дросселя, м²;
 v_{kr} - критическая скорость струи $v_{kr} = (kRT)^{0,5}$ м/с;
 p_i - абсолютное давление в различных точках расчётной схемы, Па;
 $k=1,4$;
 R - газовая постоянная $R=287$ м²/(с²К);
 T - абсолютная температура, К;
 p_a - атмосферное давление;
 V_i - внутренние объёмы трубопроводов а также подсоединенных камер, м³;
 t_m - время изменения воздействия на кран управления, с.
Система уравнений согласно рис. 1б и 2б имеет вид:

$$\frac{V_2}{kRT} \cdot \frac{dp_2}{dt} = (\mu \cdot A)_2 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_1}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_1 - p_2}{1,13 \cdot p_1 - p_2} - (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} \quad (11)$$

$$\frac{V_3}{kRT} \cdot \frac{dp_3}{dt} = (\mu \cdot A)_3 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_2 - p_3}{1,13 \cdot p_2 - p_3} - (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} \quad (12)$$

$$\frac{V_4}{kRT} \cdot \frac{dp_4}{dt} = (\mu \cdot A)_4 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_3}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_3 - p_4}{1,13 \cdot p_3 - p_4} - (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} \quad (13)$$

$$\frac{V_5}{kRT} \cdot \frac{dp_5}{dt} = (\mu \cdot A)_5 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_4}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_4 - p_5}{1,13 \cdot p_4 - p_5} - (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} \quad (14)$$

$$\frac{V_6}{kRT} \cdot \frac{dp_6}{dt} = (\mu \cdot A)_6 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_5}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_5 - p_6}{1,13 \cdot p_5 - p_6} - (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} \quad (15)$$

$$(\mu \cdot A)_{10} \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_{10}}{1,13 \cdot p_6 - p_{10}}$$

$$\frac{V_7}{kRT} \cdot \frac{dp_7}{dt} = (\mu \cdot A)_7 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_7}{1,13 \cdot p_6 - p_7} - (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} \quad (16)$$

$$\frac{V_8}{kRT} \cdot \frac{dp_8}{dt} = (\mu \cdot A)_8 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_7}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_7 - p_8}{1,13 \cdot p_7 - p_8} - (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} +$$

$$(\mu \cdot A)_{8a} \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_{\max}}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_{\max} - p_8}{1,13 \cdot p_{\max} - p_8} \quad (17)$$

$$\frac{V_9}{kRT} \cdot \frac{dp_9}{dt} = (\mu \cdot A)_9 \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_8}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_8 - p_9}{1,13 \cdot p_8 - p_9} \quad (18)$$

$$\frac{V_{10}}{kRT} \cdot \frac{dp_{10}}{dt} = (\mu \cdot A)_{10} \cdot v_{kr} \cdot \frac{p_6}{RT} \cdot 0,654 \cdot \frac{p_6 - p_{10}}{1,13 \cdot p_6 - p_{10}} \quad (19)$$

3. Методика расчёта

Расчеты проводились с помощью Matlab 5.2.0 с применением функции ode45, которая базируется на методе Рунге-Кутты. Расчеты проводились с точностью 0,001. При расчётах приняты следующие данные:

$$p_{\max} = 8 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$p_a = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$l_{Tp} = 15 \text{ м}$$

$$d_{Tp} = 0,013 \text{ м}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ м}^2$$

$$\mu A_2 \rightarrow \mu A_6 = A \cdot \frac{\mu_j}{\sqrt{2.5}} \text{ м}^2$$

$$\mu A_7 = 5,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$\mu A_8 = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$\mu A_{8a} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$\mu A_9 = \mu A_2 \text{ м}^2$$

$$V_1 \rightarrow V_5 = \frac{2,5 \cdot \pi \cdot d^2}{4} \text{ м}^3$$

$$V_6 = \frac{1,45 \cdot \pi \cdot d^2}{4} + V_A \text{ м}^3$$

$$V_7 = \frac{0,1 \cdot \pi \cdot d^2}{4} \text{ м}^3$$

$$V_8 = \frac{1,25 \cdot \pi \cdot d^2}{4} \text{ м}^3$$

$$V_9 = 0,0045 \text{ м}^3$$

$$R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2\text{К})$$

$$T = 293 \text{ К}$$

$$k = 1,4$$

$$v_k = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \text{ м/с}^2$$

Приняты следующие условия переключения дифференцирующего клапана:

$$\text{при } p_6 \cdot S \cdot \eta \geq p_{10} \cdot S + F_s \quad (\mu \cdot A)_{8a} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$\text{при } p_6 \cdot S \cdot \eta \leq p_{10} \cdot S + F_s \quad (\mu \cdot A)_{8a} = 0$$

$$\text{При этом принимается: } F_s = 10 \text{ Н; } \eta = 0,9; S = \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} \text{ м}^2; V_A = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$V_B = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; (\mu A)_{10} = \left(\frac{\pi \cdot 0,0005^2}{4}, \frac{\pi \cdot 0,001^2}{4}, \frac{\pi \cdot 0,0015^2}{4}, \frac{\pi \cdot 0,002^2}{4} \right) \text{ м}^2.$$

Результаты расчётов представлены в виде графиков на рис. 3 и рис. 4. На рис. 4 представлена эффективность действия дифференцирующего клапана, определяемая по формуле:

$$\delta = \frac{t_2 - t_1}{t_2} \cdot 100\%,$$

где t_1 и t_2 – время [с] нарастания давления до величины $0,9p_{max}$ соответственно с применением и без применения дифференцирующего клапана.

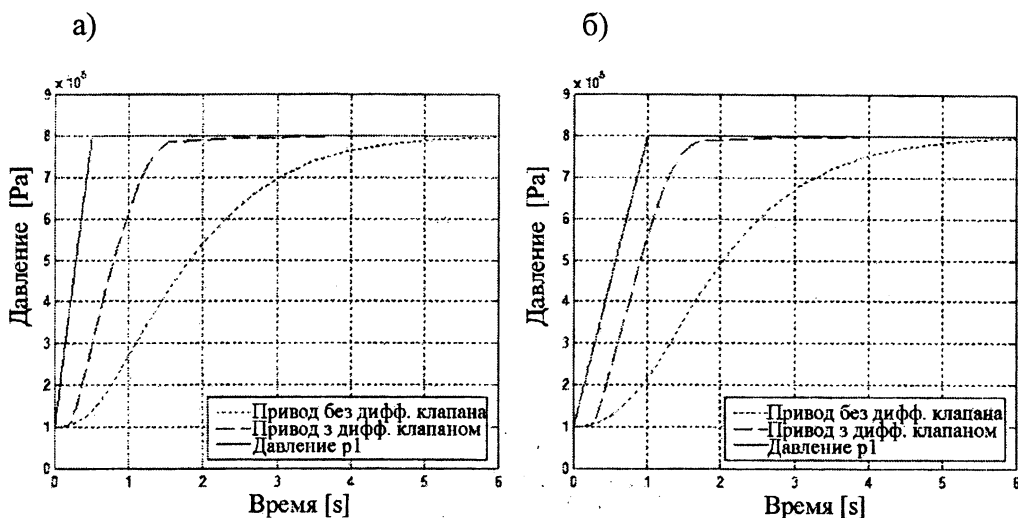


Рис. 3. Изменения давлений в исполнительном органе при: а) $t_m=0,5$ с, б) $t_m=1$ с

4. Заключение

Представленная методика математического моделирования и методика расчетов является сравнительно простой, достаточно точной и удобной в практическом использовании. Теоретический анализ показал высокую эффективность применения дифференцирующих клапанов в приводах следящего действия. Например, при указанных выше данных привода использование дифференцирующего клапана позволяет существенно уменьшить время наполнения сжатым воздухом исполнительных органов (время переходного процесса). Относительная эффективность дифференцирующего клапана согласно рис. 4 может достигать 60%. Как видно из рис. 4 быстроедействие привода существенно зависит от проводимости $(\mu A)_{10}$ внутреннего дросселя дифф. клапана, а также от места расположения этого клапана в приводе.

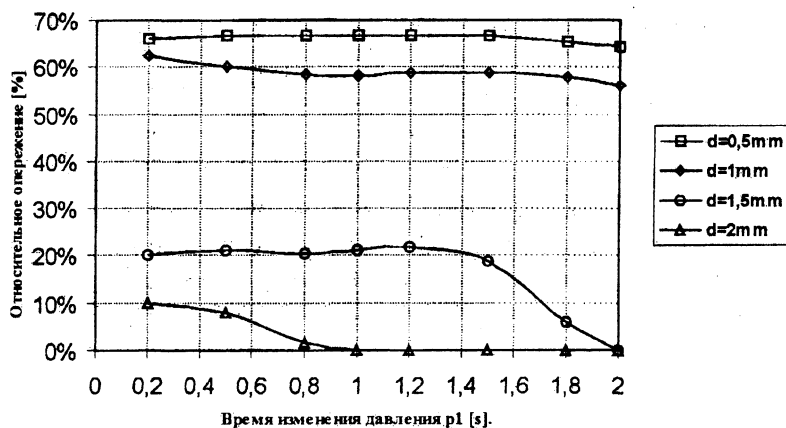


Рис.4. Относительное опережение δ привода в зависимости от времени t_m открытия клапана управления и диаметра d дросселя дифференцирующего клапана

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н. Ф. Автушко В. П.: Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей, Москва, 1980.; 2. M. Miatluk, Z. Kulesza.: Sposoby podwyższania szybkości działania napędów pneumatycznych. Konferencja naukowo – techniczna „Napedy i sterowanie hydrauliczne”, Wrocław, 1996.; 3. Z. Kulesza.: Modelowanie wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych. Rozprawa doktorska, Warszawa, 2003.

УДК 621.2

С.А. Бойко, А.В. Королькевич

О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМАМИ ТРАКТОРА

*Институт механики и надежности машин НАН
Минск, Беларусь*

Потребительские качества трактора будут значительно повышены в связи с применением компактной бесступенчатой трансмиссии, развитой многопозиционной системы отбора мощности с автоматической регулировкой частоты вращения вала привода, системы заменяемых навесных устройств.

Накопленный к настоящему времени достаточный объем новых знаний позволяет наметить основные направления поэтапного создания трактора (мобильного энергомодуля) нового поколения, соответствующего требованиям XXI века.

Тенденции развития белорусского автотракторостроения базируются на применении микропроцессоров, программного обеспечения, информационных технологий. По крайней мере, прорыв должен осуществляться по следующим основным направлениям:

- автоматизация и компьютеризация управления технологическими операциями МТА на основе обратной связи и адаптации их к внешней среде;
- внедрение системы управления рабочими органами с использованием информации о состоянии почвенного покрова;

- использование компьютерной техники и программного обеспечения для исключения субъективного влияния человека при управлении технологическими операциями

Трактор является многофункциональной машиной, предназначенной для работы с другими машинами и орудиями в самых различных условиях. Для управления различными механизмами трактора (например, КПП, ВОМ, ПВМ, АБД, сцеплением и др.) используется гидравлическая система трансмиссии.

При одном насосе гидросистема имеет несколько десятков потребителей, ни один из которых не должен остаться без потока рабочей жидкости. Выполнение указанных условий требует оптимизации гидросистемы в целом и параметров узлов и конструктивных элементов системы управления.

Разработанная методика призвана обеспечить:

- расчет быстродействия системы управления трансмиссией;
- расчет достаточности подачи смазки к конструктивным элементам трансмиссии;
- расчет давлений в любой точке системы;
- возможность оптимизации системы и ее совершенствования на основе расчета.

В начале определяются исходные данные в виде конструктивных параметров.

Гидравлическую систему управления и смазки трансмиссии трактора Беларус 2822 (Рис.1) считаем по схеме разветвленного трубопровода. Для определения расхода каждым потребителем и давления в точках разветвления составляем систему уравнений.

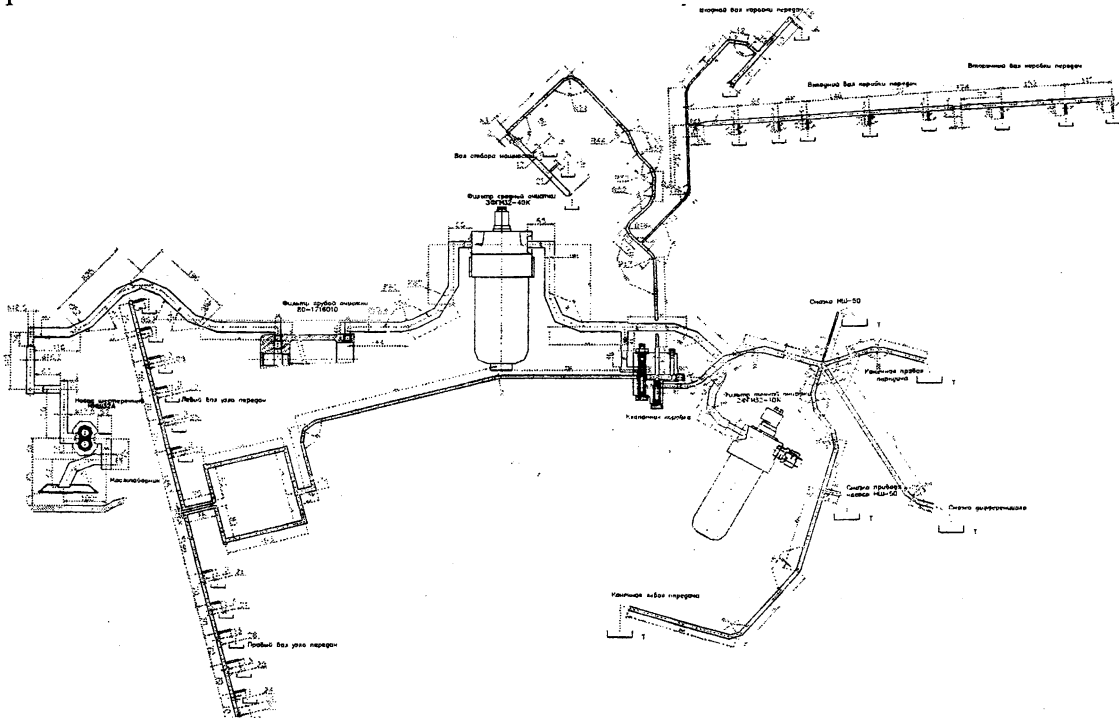


Рис 1. Гидравлическая система управления и смазки трансмиссии трактора Беларус 2822

1. Точка разветвления 4 на схеме, изображенной на рисунке 1.

$$m_4 = m_5 + \kappa_5 Q_5^m$$

$$m_4 = m_{45} + \kappa_{45} Q_{45}$$

$$m_4 = m_{44} + \kappa_{44} Q_{44}^m$$

$$m_4 = m_{46} + \kappa_{46} Q_{46}$$

$$Q_{45} + Q_{46} + Q_5 + Q_{44} = Q_4 = Q_H$$

2. Точка 5

$$m_5 = m_6 + \text{ж}_6 Q_6^m$$

$$m_5 = m_{19} + \text{ж}_{19} Q_{19}^m$$

$$m_5 = m_{36} + \text{ж}_{36} Q_{36}^m$$

$$Q_6 + Q_{19} + Q_{36} = Q_5$$

Остальные точки рассчитываются аналогично.

Потери давления между точками разветвлений находятся как разница давлений в этих точках. Давление в любой точке гидросистемы может быть найдено как сумма давления в предыдущей (по ходу движения жидкости) точке разветвления и потерь на участке от этой точки до расчетной.

Расчет системы трактора 2822, приведенной на рис. 1, показал, что в данной системе наблюдаются большие сопротивления в узлах трубопровода, потери по длине трубопровода, и как следствие нехватка потока рабочей жидкости в движущих органах трактора.

На основе расчетов гидравлической системы трактора 2822 по данной методике можно с уверенностью дать несколько рекомендаций:

1. изменение блока клапанов управления КПП для снижения потерь и более удобной разводки маслопроводов
2. проработать трубку диам. 6 мм маслопровода внутри КПП на маслопровод диам. 10 мм
3. аннулирование жиклера в соединительной втулке между первым и вторым валами КПП
4. увеличение жиклера диам 2 мм в подводящей трубке первого вала КПП до 4 мм
5. введение жиклеров диам 2 мм в радиальных смазочных отверстиях (диам. 4 мм) второго вала
6. замена шестеренок привода насоса для снижения его оборотов до 2000 в минуту
7. замена маслопровода диам. 6 мм. Смазки заднего ВОМ и наружного маслопровода смазки КПП на маслопроводы диам. 10 мм.

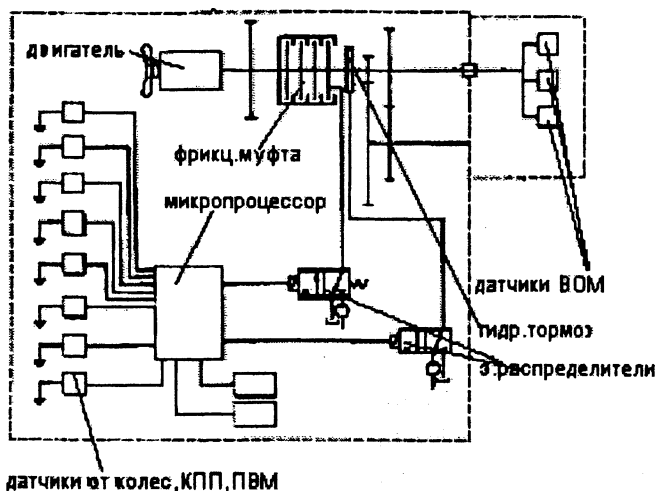


рис.2 Схема контроля работы системы отбора мощности.

может вызвать их поломку. Не обеспечивается следящее действие при работе навесных агрегатов. Например заглупление плуга в зависимости от положения. Эти и другие

Как дальнейшее развитие методики расчета элементов гидросистемы трактора можно дать рекомендацию для системы управления ВОМ (рис. 2).

Недостатком существующей системы является то что она управляется вручную, что влечет за собой некоторые недостатки. Как при включении ВОМ происходит мгновенное включение фрикционных муфт, что влечет за собой пиковые нагрузки на валы и

проблемы устраняет электрогидравлическая система управления ВОМ, приведенная ниже.

Оптимизация системы работы вала отбора мощности предполагает следующую систему контроля работы.

Электронная система контроля работы вала отбора мощности (например в паре «трактор-прицепной с.х. агрегат») содержит датчик скорости и управляющий переключатель.

При определенных значениях скорости движения (например, трактора) электронная система инициирует переключатель, изменяя тем самым статус системы отбора мощности (включение, выключение, изменение параметров и др.).

Для корректной работы данной системы был разработан специальный алгоритм, который позволял автоматически выбирать оптимальные параметры работы.

Разработана методика расчета гидравлических потерь, быстрогодействия систем управления КПП, ВОМ, ПВМ позволяющая провести оптимизацию параметров узлов и конструктивных элементов системы управления, быстрогодействие системы управления с учетом утечек и гидравлических сопротивлений, рассчитать разветвленные потоки по расходам и давлениям в любой точке гидросистемы. Расчет всасывающего канала насоса призван обеспечить бескавитационную работу насоса на рабочих режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Русаков В.А., Шевцов В.Г., ВИМ Науч. тр. 2000: 133 с 3-8, табл.3.рус. 2. Сорокин Н.Т. «Тракторы и с.х. машины» №3 2002 г. 3. Кононенко А.Ф. «Пути улучшения использования сельскохозяйственной техники». –М.: Колос, 1980. – 304 с., ил.

УДК 621.852.44.004

А.Г. Бондаренко, В.И. Шпилевский

РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ НАТЯЖЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В современных конструкциях синхронных приводов станков, промышленных роботов, швейных, текстильных машин и приборов широкое распространение получили передачи зубчатыми ремнями (ЗР) с модулем 2 и 3 мм. Однако опыт эксплуатации таких передач на различном оборудовании свидетельствует о низкой надежности и долговечности ЗР. В результате анализа причин преждевременных отказов ЗР установлено, что предварительное натяжение ремней в процессе сборки приводов и эксплуатации устанавливается субъективно, а приборы для измерения и контроля предварительного натяжения ремней практически отсутствуют.

В тоже время рекомендации по выбору величины предварительного натяжения $2S_0$ ЗР противоречивы. Так, ряд авторов [1; 2] предлагает выбирать величину $2S_0$ в пределах 0,1 – 0,2 величины окружного усилия F_t в передаче исходя из условия компенсации изгибной жесткости ремня, радиальных и центробежных сил в зацеплении. В других работах [3; 4] рекомендуют выбирать величину $2S_0$ равной (0,8 –

1,2) F_t , что должно обеспечивать устранение явления набегания зубьев ремня на зубья шкива и гарантировать минимальный зазор между ремнем и шкивом.

Необоснованно выбранное большое значение предварительного натяжения и, как следствие этого, повышенная нагрузка на валы зубчато – ременной передачи создают значительные силы трения в зацеплении зубьев холостой ветви ремня с ведомым шкивом, что вызывает интенсивный износ зубьев ремня. Более того, при передаче ремнем окружного усилия его ведущая ветвь удлиняется, что при неизменности длины контура передачи вызывает удлинение ведомой ветви. Это приводит к возникновению участков неполнопрофильного зацепления на дугах обхвата шкивов. Чтобы уменьшить указанные участки, необходимо увеличить $2S_0$. Однако возникающие дополнительные удлинения ветвей ремня и деформация его зубьев на дугах обхвата увеличивают интерференцию зубьев ремня и шкива, т.е. усиливают ударные эффекты при входе зубьев в зацепление. В тоже время малые значения $2S_0$ приводят к дополнительному нагружению и интерференции зубьев за счет уменьшения действительных дуг обхвата.

Следовательно, существует некоторое рациональное значение величины предварительного натяжения $2S_0$, которое будет соответствовать минимальным значениям ударных нагрузок, возникающих при входе зубьев в зацепление и воспринимаемых валами передачи. Поэтому динамическая нагрузка на валы зубчато – ременной передачи может служить критерием для определения рациональной величины предварительного натяжения ремня.

Экспериментально, методом тензометрирования, исследованы неопределенные зубчатые ремни модулем $m = 2$ и 3 мм с тканевой обкладкой зубчатой поверхности, изготовленные методом сборки с последующим прессованием. Геометрия зубчатой поверхности ремней соответствовала требованиям ГОСТ 38 – 05114 – 76.

При этом исследовали влияние на величину динамической нагрузки F_d на валы зубчато – ременной передачи четырех основных факторов: чисел зубьев ремня Z_p и зубьев шкива $Z_{ш}$, ширины ремня B и удельного окружного усилия F_t , передаваемого ремнем при различных значениях предварительного натяжения $2S_0$. Параметры изменения указанных факторов приведены в табл. 1. Величина предварительного натяжения $2S_0$ изменялась в пределах $10 - 350$ Н.

В соответствии с методикой рационального планирования эксперимента были установлены 24 неповторяющиеся комбинации факторов Z_p , $Z_{ш}$, B и F_t для каждого из модулей ремня. Опыты проводились в четырехкратной повторности.

Табл. 1

Параметр	Модуль ремня, мм	Уровни варьирования
Число зубьев: ремня Z_p	2	53; 67; 71; 100
	3	36; 48; 60; 80
шкива $Z_{ш}$	2; 3	9; 12; 16; 25
	2; 3	8; 12; 16; 24
Ширина ремня B , мм	2	2; 5; 8; 11
	3	5; 8; 11; 14

Для проведения исследований был разработан и изготовлен стенд [4].

В результате обработки осциллограмм получены зависимости для расчета рациональной величины предварительного натяжения $2S_0^P$ ремней в зависимости от указанных факторов, которые соответственно для модулей 2 и 3 мм имеют вид

$$2S_0^P = 0,16 Z_{ш}^{-0,3} (0,47 F_t + 5)(0,15 Z_p + 2)(4,6 \cdot 10^{-3} B^2 + 9); \quad (1)$$

$$2S_0^P = 0,3 Z_{ш}^{-0,3} (0,43 F_t + 5)(0,15 Z_p + 2)(4,6 \cdot 10^{-3} B^2 + 9). \quad (2)$$

Анализ зависимостей (1) и (2) показывает, что наибольшее влияние на величину $2S_0^P$ оказывает число зубьев ремня Z_p и окружная сила F_t . При уменьшении числа зубьев шкива величину $2S_0^P$ необходимо увеличивать, а при уменьшении ширины ремня – уменьшать, так как при возрастании Z_p и F_t абсолютное удлинение ветвей ремня увеличивается, что приводит к возрастанию участка неполнопрофильного зацепления на дуге обхвата ремнем ведомого шкива. Для уменьшения участка неполнопрофильного зацепления необходимо увеличивать $2S_0^P$. С уменьшением $Z_{ш}$ относительная величина этого участка возрастает, что также требует увеличения $2S_0^P$ для его компенсации. Необходимость увеличения $2S_0^P$ с ростом ширины ремня B вызвана тем, что при действии одной и той же удельной растягивающей нагрузки абсолютное удлинение широкого ремня больше, чем узкого.

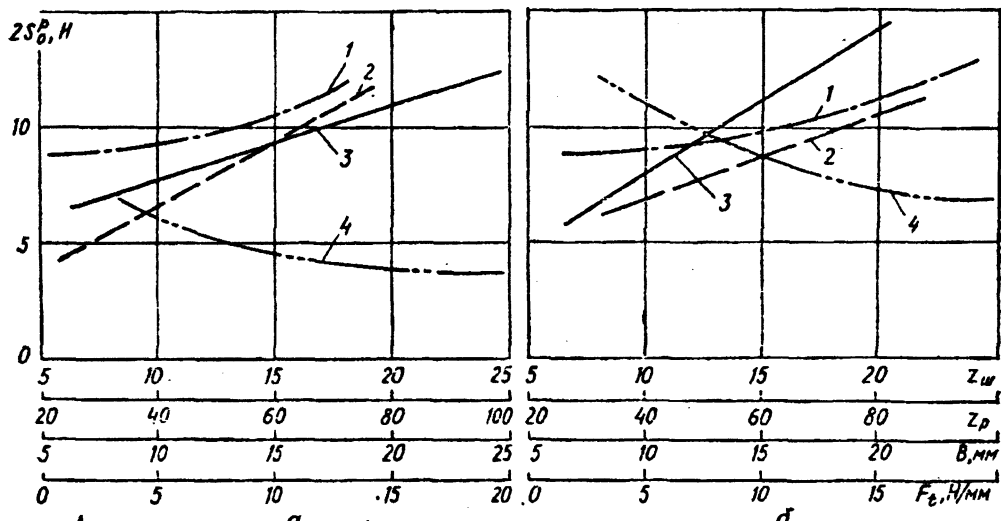


Рис.1. Зависимость предварительного натяжения $2S_0^P$ зубчатых ремней с модулями 2 и 3 мм от ширины ремня B (1), окружной силы F_t (2), чисел зубьев ремня Z_p (3) и шкива $Z_{ш}$ (4)

Сравнительный расчет рационального предварительного натяжения $2S_0^P$ зубчато-ременной передачи промышленного робота МР 10П с параметрами $m = 2$ мм, $Z_p = 48$, $Z_{ш} = 20$, $B = 20$ мм при частоте вращения шкивов $n_1 = n_2 = 250$ мин⁻¹, выполненной по зависимости (2) и зависимостям, приведенным в работах [1, 3], дает соответственно следующие результаты: 125; 28,5 и 189 Н. Для аналогичной передачи с $Z_p = 80$ предварительное натяжение соответственно составляет 184; 28,5 и 189 Н. Вместе с тем, испытания передач с ЗР модулем 3 мм в стендовых условиях, моделирующих работу реальной передачи, показали, что максимальный ресурс зубчатых ремней достигает при значениях предварительного натяжения ремня с $Z_p = 48$ в пределах от 120 до 145 Н. Так как расчетное значение рациональной величины $2S_0^P$ находится внутри доверительного интервала, то это позволяет рекомендовать зависимости (1) и (2) для практических расчетов предварительного натяжения зубчатых ремней модулем 2 и 3 мм при числах зубьев ремня в пределах от 35 до 80 и ширине ремня 8 – 25 мм.

Следует отметить, что при длительной эксплуатации ЗР предварительное натяжение их не стабильно. Так, новые зубчатые ремни после нескольких часов

эксплуатации требуют дополнительного контроля и регулировки натяжения до рационального уровня.

Дальнейшие исследования эксплуатационной стабильности величины предварительного натяжения зубчатых ремней показывают, что наибольшая стабильность натяжения характерна для ремней с металлокордом [5]. Для ремней со стеклокордом и нитью СП величина натяжения уменьшается во времени в 1,2 – 1,6 и 7 – 9 раз интенсивнее, чем в первом случае.

Следовательно, ремни с металлокордом можно рекомендовать для передач с длительным сроком работы. Ремни со стеклокордом и нитью СП предпочтительно использовать в относительно недолговечных или кинематических приводах. В противном случае конструкция привода с такими ремнями должна предусматривать возможность регулировки величины предварительного натяжения. Установлено также, что реологические константы ремня зависят от величины начального натяжения. Чем больше $2S_0$, тем быстрее релаксирует материал ремня.

В связи с изложенным, можно рекомендовать следующую методику установки начального натяжения $2S_0$ в действующих передачах. Учитывая характер кривой релаксации материала ремня, новые ремни предпочтительно устанавливать с начальным натяжением $2S_0$, величина которого на 12 – 15 % больше рационального. В этом случае в интервале 250 – 2000 часов эксплуатация ремня будет происходить при натяжении 0,95 – 1,05 от рационального. Таким образом, основную часть своего срока службы ремни будут эксплуатироваться при рациональных и благоприятных значениях предварительного натяжения, что позволяет достичь максимальной долговечности и надежности привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев И.И. Ременные передачи, - М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.;
2. Кожевников С.Н., Погребняк А.П. Конструирование и расчет механизмов с зубчатыми ременными передачами. – К.: Наук. думка, 1984, - 111 с.;
3. Выбор предварительного натяжения в зубчато – ременной передаче. А.Н. Наталевич// Машиностроение, - Минск: Вышэйш. шк., 1976. – Вып. 3. – с. 98 – 100.;
4. Выбор предварительного натяжения ремней в зубчато – ременных передачах. А.Т. Скойбеда, А.Г. Бондаренко, А.Н. Никончук// Детали машин: Респ. межвед. науч. – техн. сб. – 1988. Вып. 47. – с. 41 – 45.;
5. Эксплуатационная стабильность предварительного натяжения зубчатых ремней. А.Н. Никончук, А.Т. Скойбеда, В.И. Шпилевский, А.Г. Бондаренко// Весці АН БССР. Серия физ. – тех. наук, № 2, Мн., 1991. – с. 98 – 102.

УДК 69.002.5 – 82

И.И.Леонович, А.Я.Котлобай, А.А.Котлобай

О МОДЕРНИЗАЦИИ СТРУКТУРЫ МНОГОМОТОРНЫХ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, специализированных высокопроизводительных машин большой

единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций [1]. Эффективность работы такой машины напрямую зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции.

При невозможности объединения необходимого технологического оборудования в одной специализированной машине, комплект дополняют специализированные, либо универсальные технологические машины, выполняющие отдельные технологические операции. Такой путь приводит к увеличению числа машин в комплекте, нерациональному дублированию в комплекте ряда агрегатов, комплектующих машины, ухудшению эксплуатационных показателей всего комплекта машин.

Возможности реализации объединения ряда активных и пассивных рабочих органов в одной мобильной машине ограничиваются технологической совместимостью, габаритами, системой отбора мощности силовой установки на привод оборудования.

В настоящее время системы отбора мощности развиваются по пути использования гидрообъемных приводов. Анализ структуры гидрообъемных приводов ходового и рабочего оборудования [2] позволяет выявить некоторые сложившиеся подходы при формировании структуры приводов:

- предпочтительно применение одной силовой установки независимо от числа рабочих органов;
- увеличивается количество насосов при увеличении числа рабочих органов;
- распределение мощности силовой установки по контурам объемного гидравлического привода осуществляется посредством согласующих редукторов, связывающих ведущие валы нескольких стандартных насосов с валом силовой установки;
- широко применяется распределение потока мощности гидромотора по контурам потребителей посредством механических передач.

Силовая установка реализуется, в основном, как моноагрегат, насосная установка практически всегда многоагрегатна. Такие подходы обусловлены существующей номенклатурой и конструктивным исполнением гидравлических агрегатов.

При увеличении количества насосов насосного агрегата, и уменьшении количества гидромоторов удельный вес механической части привода возрастает. Это отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования.

Существенным резервом рационализации систем отбора мощности силовой установки на привод оборудования является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода ходового и рабочего оборудования [3].

Такая задача может решаться по двум направлениям:

- создания многопоточных моноагрегатных насосных установок с модернизированной конструктивной схемой применяемых типов гидромашин;
- создания отдельных гидравлических агрегатов деления – суммирования потока рабочей жидкости насоса стандартной конструктивной схемы.

В настоящее время первое направление активно разрабатывается. Получают применение сдвоенные аксиально-поршневые насосы, скомпонованные по два в одном корпусе с параллельными валами, по два в блоке цилиндров на одном валу.

В рамках реализации первого направления в аксиально-поршневом насосе (рис. 1) [4] может быть применен опорно-распределительный диск 5 с двумя (и более) группами полукольцевых пазов 6, 7, ориентированных на разных диаметрах относительно оси насоса. Группа включает два паза, связанные с напорной и всасывающей магистралями. Каждые два, рядом расположенных цилиндра блока

цилиндров насоса связаны каналами 8, 9 с полукольцевыми пазами 6, 7 различных групп.

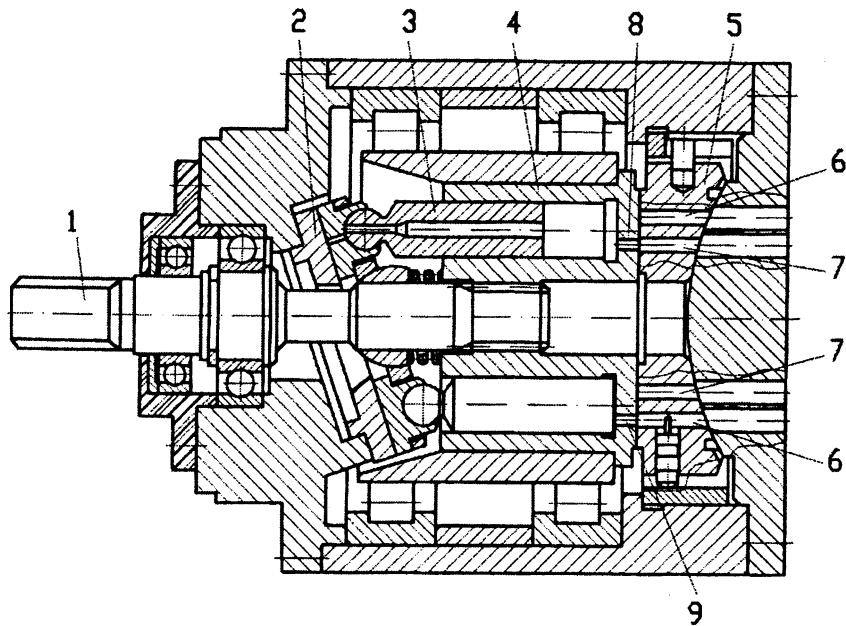


Рис. 1. Гидромашина с модернизированным опорно-распределительным диском:
1 – ведущий вал; 2 – наклонная шайба; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров; 5 – опорно-распределительный диск; 6, 7 – полукольцевые пазы; 8, 9 – каналы

Пазы соединены с напорными и всасывающими магистралями гидросистемы. Возможны также технические решения аксиально-поршневой гидромашины с двумя и, принципиально, более рядами цилиндров, ориентированных на разных радиусах относительно оси гидромашины. При этом, рабочие полости каждого ряда соединены с одной, или двумя группами полукольцевых пазов.

При внедрении таких гидромашин отпадает необходимость в применении двух, и более насосов и редуктора привода. Это позволит создавать трехагрегатные и более гидрообъемные передачи в рамках существующих схем аксиально-поршневых гидромашин.

Потенциальные возможности данной конструктивной схемы по увеличению числа контуров ограничены. Это объясняется тем, что увеличение числа групп полукольцевых пазов повлечет за собой увеличение габаритов опорно-распределительного диска, сложности уплотнения полукольцевых пазов.

Для реализации многопоточной гидромашины более перспективной может оказаться конструктивная схема (рис. 2), позволяющая обеспечить число потоков, равное числу цилиндров гидромашины.

Аксиально-поршневая гидромашина включает установленный в подшипниках в корпусе гидромашины ведущий вал 1, блок цилиндров 2. Поршни 3 образуют рабочие полости 4.

Распределительное устройство выполнено в виде одного на каждый цилиндр двухпозиционного гидрораспределителя с золотником 5, взаимодействующим с кулачком 6, установленным на валу 1. Профиль кулачка 6 обеспечивает золотнику 5 две позиции. Золотник 5 подпружинен посредством пружины 7. Рабочие полости 4 соединены с каналами 8, 9.

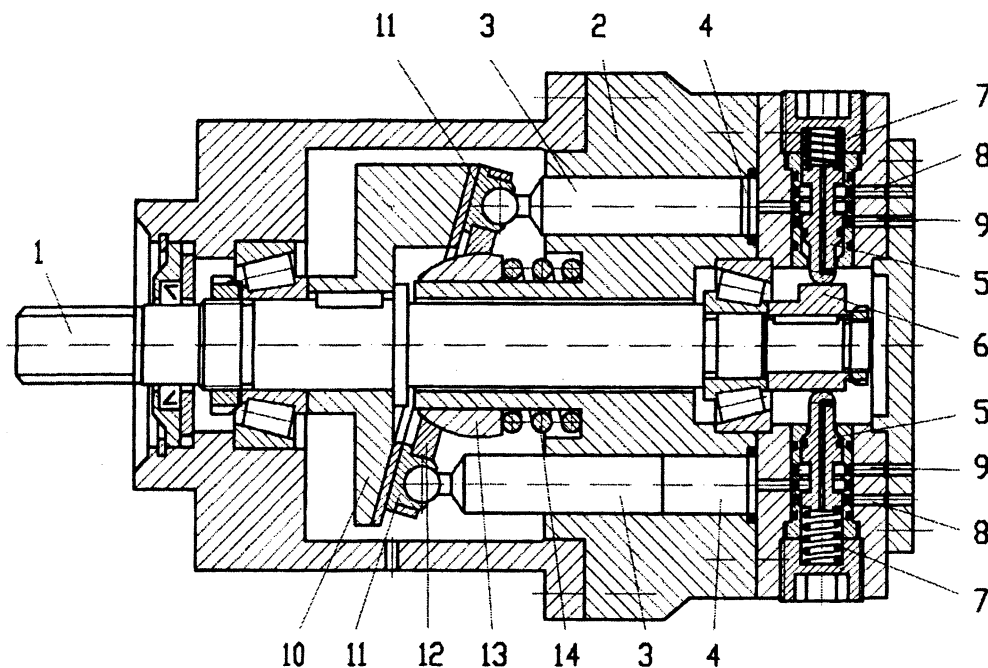


Рис. 2. Многопоточная гидромашина:

1 – ведущий вал; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 – рабочая полость; 5 – золотник; 6 – кулачок; 7, 14 – пружина; 8, 9 – канал; 10 – наклонная шайба; 11 – башмак; 12 – прижимной диск; 13 – сферическая втулка

Поршни 3 прижимаются к поверхности шайбы 10, закрепленной наклонно на ведущем валу 1, с помощью бронзовых башмаков 11, завальцованных на их сферических головках, прижимного диска 12, сферической втулки 13 и пружины 14.

При вращении вала 1 с наклонной шайбой 10 поршни 3 совершают в блоке цилиндров 2 возвратно-поступательное движение, изменяя объемы рабочих полостей 4 цилиндров.

При выдвигании поршней 3 из блока цилиндров 2 объем рабочих полостей 4 увеличивается. Одновременно кулачок 6, ориентированный соответствующим образом относительно шайбы 10, переводит золотники 5 во вторую позицию, деформируя пружины 7. Рабочая жидкость из бака гидросистемы через каналы 8 поступает в рабочие полости 4.

При движении поршней 3 внутрь блока цилиндров 2 объем рабочих полостей 4 уменьшается. Кулачок 6 освобождает золотники 5, и пружины 7 возвращают их в первую позицию. Рабочая жидкость из полостей 4 поступает в напорные магистрали потребителей.

Уменьшение цикличности работы насоса может быть достигнуто объединением каналов цилиндров, расположенных диаметрально противоположно, применением известных специальных мероприятий.

Различие нагрузок в контурах потребителей аксиально-поршневого насоса не оказывает влияния на параметры расхода рабочей жидкости по контурам потребителей.

Предлагаемая конструктивная схема многопоточной аксиально-поршневой гидромашин обладает широкими возможностями по увеличению числа контуров потребителей.

В рамках реализации второго направления могут применяться объемные делители потока рабочей жидкости, обладающие рядом преимуществ по сравнению с дроссельными.

Наряду с объемным делением потока посредством применения блоков гидромашин, обеспечивающих одновременную подачу рабочей жидкости по контурам потребителей, возможно принципиальное техническое решение, состоящее в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей. При таком техническом решении насос многомоторного привода работает каждый дискретный промежуток времени с контуром одного потребителя. Далее, насос последовательно подключается к контуру каждого потребителя гидросистемы. Нагрузочные режимы различных контуров не оказывают взаимного влияния.

Для реализации такого технического решения необходимо обеспечить дискретизацию потока жидкости, подаваемой насосом, на малые одинаковые объемы. Точность, достигаемая при дискретизации потока жидкости, определит точность деления потока по контурам потребителей.

Анализ работы возвратно-поступательных гидромашин показывает возможность использования их в качестве дозирующих систем, обеспечивающих объемное дозирование потока по напорным магистралям ряда потребителей.

Структура дозирующих систем может быть сформирована на основе модульного принципа, предполагающего увязку количества дозирующих модулей с числом контуров потребителей.

В качестве дозирующих модулей могут быть использованы одноцилиндровые возвратно-поступательные гидромашин. Плунжер дозирующего модуля образует две торцевые рабочие полости, каждая из которых циклически связана с напорной магистралью потребителя, и с источником давления, и баком, при использовании дозирующего модуля в режимах делителя и сумматора потоков. Цикл работы каждой рабочей полости дозирующего модуля состоит из двух тактов: наполнения из напорных магистралей источника давления (либо потребителя), и опорожнения в напорную магистраль потребителя (либо в бак гидросистемы).

Основным условием объединения дозирующих модулей в систему является наличие конструктивных элементов, обеспечивающих одинаковое (либо заданное) количество циклов работы дозирующих модулей, и стабильность расходных характеристик цикла всех дозирующих модулей.

В зависимости от структуры модульной дозирующей системы одинаковое количество циклов реализуется:

- при одновременном включении такта работы дозирующими модулями всех контуров потребителей;
- при заданной очередности включения такта работы каждого последующего дозирующего модуля по окончании такта работы предыдущего.

Стабильность расходных характеристик достигается надежным обеспечением крайнего положения плунжера по окончании такта работы.

При одновременном включении такта работы дозирующими модулями, очередность тактов работы определяется нагрузкой контуров потребителей. При заданной очередности включения, очередность тактов работы дозирующих модулей сохраняется независимо от нагрузки контуров потребителей.

Рассмотрим пример реализации модульной дозирующей системы. Модульная дозирующая система, представленная на рис. 3 позволяет работать модулям в режимах закачки и слива, изменять соотношение расходов жидкости по напорным магистралям потребителей.

Модульная дозирующая система (см. рис. 3) состоит из трех модулей 1, 2, 3, установленных в цепи гидролиний связи напорной магистрали источника давления 4 и бака 5 с напорными магистралями потребителей 6, 7, 8. Модули включают гидроцилиндры

дозирования 9, двухпозиционные гидрораспределители управления 10, переключатели режима 11, двухпозиционные гидрораспределители переключения 12.

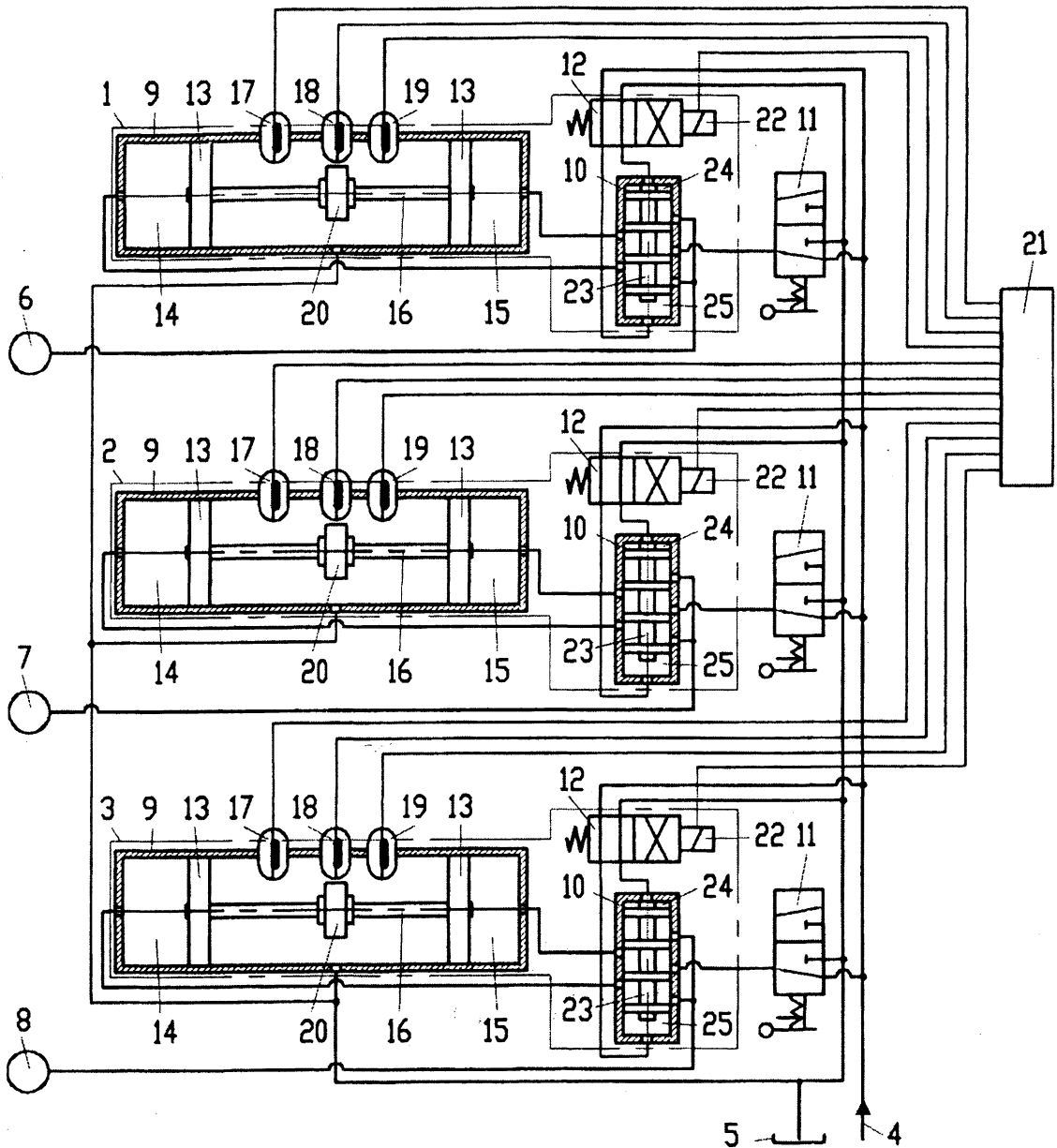


Рис. 3. Модульная дозирующая система:

1, 2, 3 – модуль; 4 – источник давления; 5 – бак; 6, 7, 8 – потребитель; 9 – гидроцилиндр дозирования; 10 – гидрораспределитель управления; 11 – переключатель режима; 12 – гидрораспределитель переключения; 13 – поршень; 14, 15 – рабочие полости; 16 – штанга; 17, 18, 19 – геркон; 20 – магнит; 21 – блок управления; 22 – электромагнит; 23 – плунжер; 24, 25 – управляющие полости

Два поршня 13 каждого гидроцилиндра дозирования 9 образуют две рабочие 14, 15, и дренажную полости. Поршни 13 соединены между собой попарно штангами 16.

На корпусах гидроцилиндров дозирования 9 установлены по три геркона 17, 18, 19, взаимодействующих в крайних и промежуточных позициях поршней 13 с магнитными полями магнитов 20, закрепленных на штангах 16. Сигналы герконов 17, 18, 19

поступают в блок управления 21, обеспечивающий электропитание катушек электромагнитов 22 двухпозиционных гидрораспределителей переключения 12.

Гидрораспределители управления 10 выполнены с плунжерами 23, образующими торцевые управляющие полости 24, 25, связанные через двухпозиционные гидрораспределители переключения 12 с напорной магистралью источника давления 4 и баком 5.

Рабочие полости 14, 15 гидроцилиндров дозирования 9 связаны через гидрораспределители управления 10 с напорными магистралями потребителей 6, 7, 8, и через переключатели режима 11 с напорной магистралью источника давления 4 и баком 5.

Для работы устройства в режиме «Деление потока» всех модулей 1, 2, 3 переключатели режима 12 переводятся в первую позицию. При обесточенных обмотках катушек электромагнитов плунжеры 23 гидрораспределителей управления 10 переводятся в первую позицию (на чертеже верхнюю).

Жидкость поступает в рабочие полости 15, а из полостей 14 – в напорные магистрали потребителей 6, 7, 8.

Модульная дозирующая система в предлагаемом исполнении позволяет обеспечить три уровня объемов рабочей жидкости, подаваемой гидроцилиндром дозирования за один ход поршня. Объем жидкости пропорционален ходу поршня. При постоянном расходе рабочей жидкости в напорной магистрали источника давления 4, задавая необходимый алгоритм работы блока управления 21, можно получить различные соотношения расходов рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей 6, 7, 8.

Максимальный ход поршней 13 (максимальный расход рабочей жидкости по контуру данного потребителя) достигается при выключении геркона 18.

При достижении поршнями 13 крайнего положения (на чертеже левого) электромагниты 20 входят в зону герконов 17. При получении блоком управления 21 сигналов от герконов 17 всех гидроцилиндров дозирования 9, подается питание на обмотки электромагнитов 22, и гидрораспределители переключения 12 переводятся во вторую позицию. Жидкость поступает в торцевые управляющие полости 24, а полости 25 соединяются со сливом в бак 5. Плунжеры 23 переводятся во вторую позицию (на чертеже нижнюю).

Жидкость поступает в рабочие полости 14, а из полостей 15 – в напорные магистрали потребителей 6, 7, 8.

При крайнем положении поршней 13 (на чертеже правом) герконы 19 замыкаются, а герконы 17 размыкаются. Блок управления 21 обесточивает катушки электромагнитов 22, и гидрораспределители переключения 12 возвращаются в первую позицию. Плунжеры 23 переводятся в первую позицию (на чертеже верхнюю).

При разном давлении в напорных магистралях потребителей поршни 13 гидроцилиндров дозирования 9 разных модулей перемещаются поочередно. Блок управления 21 не меняет режим питания обмоток электромагнитов 22, пока поршни всех гидроцилиндров дозирования не займут крайнее однозначное положение.

Для работы модульной дозирующей системы в режиме «Суммирование потоков» переключатели режима 11 переводятся во вторую позицию.

Блок управления 21 меняет алгоритм работы: при положении магнита 20 в зоне срабатывания геркона 17 питание катушек электромагнитов 22 выключается, а при положении магнита 20 в зоне срабатывания геркона 19 – питание катушек электромагнитов 22 включается.

Жидкость из напорных магистралей потребителей 6, 7, 8 поступает в рабочие полости 14 гидроцилиндров дозирования 9, а из полостей 15 – на слив в бак 5.

При крайнем положении поршней 13 (на чертеже правом) подается питание на обмотки электромагнитов 22, гидрораспределители переключения 12, и плунжеры 23 переводятся во вторую позицию.

Жидкость из напорных магистралей потребителей 6, 7, 8 поступает в рабочие полости 15, а из полостей 14 – на слив в бак 5.

При крайнем положении поршней 13 (на чертеже левом) плунжеры 23 возвращаются в первую позицию (на чертеже верхнюю).

При необходимости деления на потоки с разными расходами, и суммирования потоков с разными расходами изменяются хода поршней гидроцилиндров дозирования посредством активизации герконов 18, и выключения одного из герконов 17, 19.

Также, для создания режимов работы модульной дозирующей системы с различными расходами рабочей жидкости по контурам потребителей возможно изменение частоты включения электромагнитов 22 различных модулей 1, 2, 3.

Модульная дозирующая система обеспечивает режим работы, при котором часть модулей работает в режиме закачки рабочей жидкости в напорные магистрали потребителей, а часть – в режиме слива жидкости из контуров потребителей.

Например, для работы модулей 1, 3 в режиме «Деления потока», а модуля 2 – в режиме слива, переключатели режима 11 модулей 1, 3 переводятся в первую позицию, а переключатель режима 11 модуля 2 – во вторую.

Модульные дозирующие системы позволяют реализовать многомоторный гидравлический привод ходового и рабочего оборудования мобильных строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин. Построение структуры модульных дозирующих систем обеспечивает:

- независимость работы контуров потребителей при дискретно синхронном расходе рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей;
- возможность модульного изменения числа контуров потребителей в соответствии с потребностями реализуемого гидропривода;
- возможность дискретно синхронной подачи рабочей жидкости в напорные магистрали ряда контуров потребителей модульной дозирующей системы, и одновременного слива рабочей жидкости из напорных магистралей остальных потребителей, а также возможность выключения контуров потребителей;
- возможность ступенчатого регулирования расхода рабочей жидкости между контурами потребителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорожно-строительные машины: [Учебник для специальности «Строительство дорог и транспортных объектов» вузов]/ Вавилов А.В., Леонович И.И., Максименко А.Н., Шкрадюк Л.С., Щемелев А.М.; Под общ. ред. Щемелева А.М. – Мн.: УП «Технопринт», 2000 – 515 с.;
2. Петров В.Аю Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.;
3. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования: Учеб./ А.Т.Скойбеда, А.В.Кузьмин, Н.Н.Макейчик; Под общ. Ред. А.Т.Скойбеда. – Мн.: Выш. Шк., 2000. – 584 с.;
4. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи: Учеб. Пособие для вузов/ А.Ф.Андреев, Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан и др.; Под ред. В.В.Гуськова. – Мн.: Выш. Шк., 1987. – 310 с.

МОТОР-РЕДУКТОР С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ШАРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Изготовление опытных образцов редуцирующих узлов планетарного типа с промежуточными телами качения в зацеплении и их испытания доказали работоспособность и высокую надежность этих редукторов. Относительно низкий КПД этих передач на данном этапе их развития не позволяет их использовать для изготовления редукторов общемашиностроительного назначения. Однако, в специальных областях машиностроения, для решения конкретных инженерных задач, применение передач с телами качения целесообразно.

Принцип работы эллипсной шариковой передачи (ЭШП) приведен в источниках [1, 2]. На базе ЭШП созданы средства малой механизации [3, 4], разработаны конструкции межколесных дифференциалов повышенного трения [5, 6].

Рассмотрим конструкцию мотор-редуктора (рис.1), созданного на базе многопериодной двухступенчатой ЭШП. Вал асинхронного электродвигателя 1 с помощью шпонки соединяется с входным валом 2 двухступенчатого редуктора. Кулачки 3 и 4 закрепленные с помощью винтов на входном валу 2 образуют беговую дорожку эллипсовидной формы. Тела качения 5 перемещаются по этой беговой дорожке, а также вдоль осевых пазов вала с пазами 6, являющегося также корпусом редуцирующего узла. Одновременно с этим, тела качения вынуждают вращаться вал 7 с многопериодным кулачком на торце. Вал 7 является выходным валом для первой ступени редуктора и, одновременно входным валом для второй ступени. На валу 7 крепятся кулачки 8 и 9, образующие вторую эллипсовидную беговую дорожку. Вал с пазами 10 соединяется болтами с аналогичным валом 6 первой ступени, образуя корпус редуцирующего узла. Вал 11 с многопериодным кулачком на торце является выходным валом мотор-редуктора.

Конструкция мотор-редуктора предусматривает наличие четырех радиальных шарикоподшипников. Характеристики мотор-редуктора приведены в табл.1

Таблица 1

Технические и массо-габаритные характеристики мотор-редуктора

Тип асинхронного электродвигателя	4AA56B2У3
Частота вращения входного вала, об/мин	2760
Передаточное отношение	64
КПД	0,68
Масса (с электродвигателем), кг	8
Диаметр корпуса (без учета фланцев / с учетом фланцев), мм	70 / 90
Длина редуцирующей части (без электродвигателя), мм	177

Рассмотрим алгоритм расчета основных параметров ЭШП для создания редуцирующего узла. Исходными данными для расчета являются: необходимый максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора M_{\max} , наружный диаметр

наружных втулок (максимальный диаметр редуктора D_{\max} , общее передаточное отношение $u_{\text{общ}}$, материал деталей ЭШП и вид их термообработки.

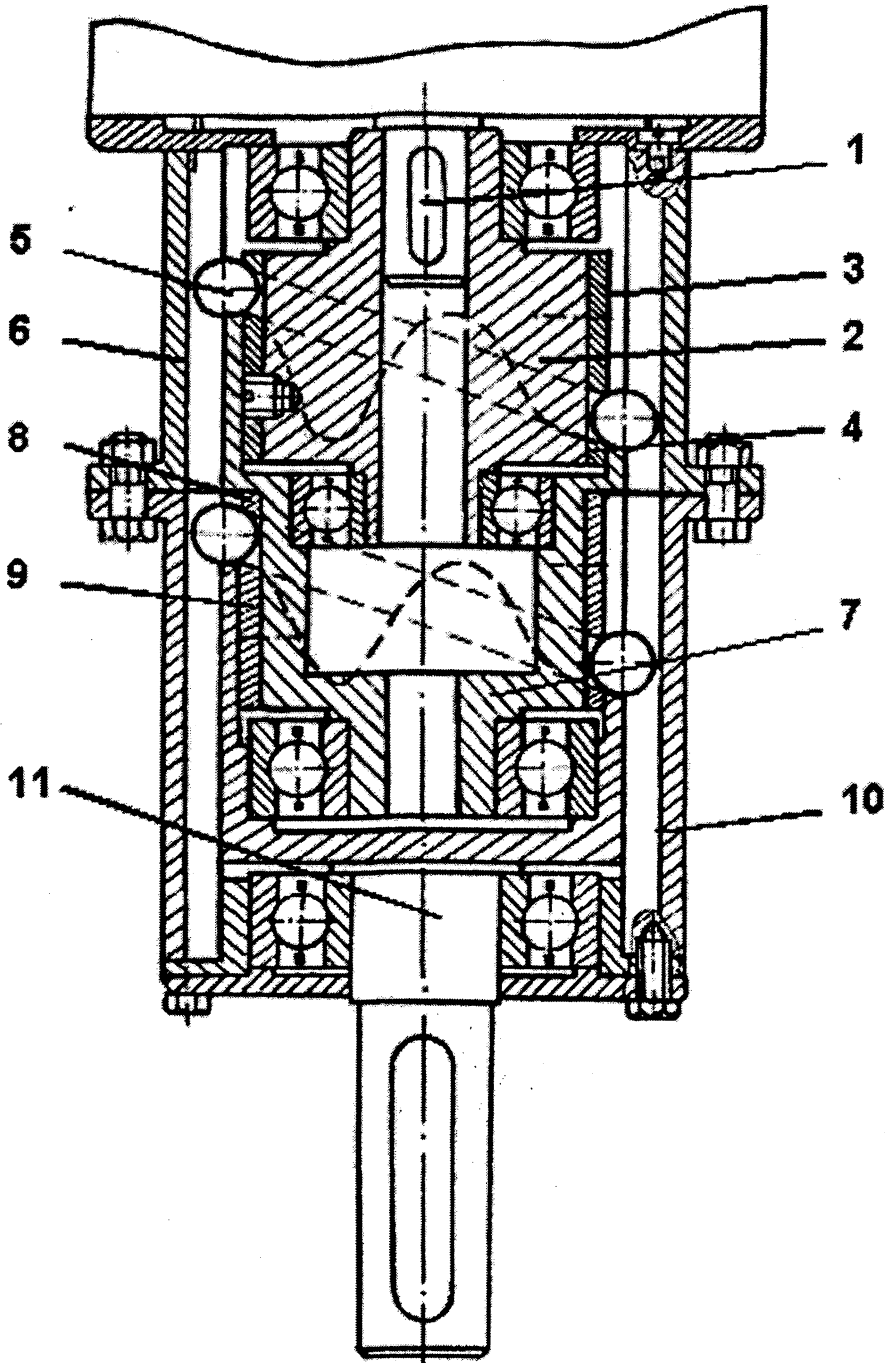


Рис.1. Схема планетарного двухступенчатого шарикового мотор-редуктора

На начальном этапе разработки производится выбор кинематической схемы. Необходимо выбирать ту кинематическую схему, которая обеспечивала бы максимальное передаточное отношение и простоту конструкции редуктора. Такая кинематическая схема – №2 (из шести возможных для реализации схем на базе одной секции передачи): ведущее звено – внутренний кулачок, ведомое – наружный кулачок, вал с пазами заторможен и является корпусом. При необходимости реализации передаточного отношения больше 10, целесообразно разрабатывать многоступенчатую

конструкцию, ступени которой соединены последовательно. Тогда, передаточное отношение одной ступени определяется как частное $u = u_{общ} / n$, где n — число ступеней.

Необходимо выбрать также смазочную композицию для конкретных условий работы и определить приближенно коэффициент трения скольжения f , а также угол трения $\phi = \arctg(f)$.

Число периодов внутреннего кулачка принимаем $Z_1=1$. Тогда число периодов наружного кулачка $Z_3 = u$. Число шариков t в одной секции (число пазов на внутренней поверхности корпуса):

$$t = Z_1 + Z_3 = 1 + u. \quad (1)$$

Уже на предварительной стадии расчета передачи необходимо определить ориентировочные значения некоторых основных параметров ЭШП, которые в дальнейшем могут уточняться и проверяться. Исходя из многолетнего опыта проектирования передач этого типа рекомендуются следующие выражения для нахождения радиуса расположения центров шариков R и диаметра шариков $d_{ш}$:

$$R = (0,37 - 0,38)D_{\max}. \quad (2)$$

$$d_{ш} = 0,4R. \quad (3)$$

Полученные параметры округляют до ближайших целых значений.

На следующем этапе производится расчет амплитуды зацепления. Если радиус R во многом определяется максимально допустимыми габаритами, в которые необходимо встроить передачу, то амплитуду A необходимо оптимизировать по критерию минимальных механических потерь.

На основании анализа фрикционных моделей ЭШП был сделан вывод о существовании оптимального значения угла подъема α_1 , при котором обеспечивается максимальное значение КПД. Это значение равно 35° . Таким образом, существует оптимальное значение угла клина $\varepsilon_{онм}$ для ЭШП, которое равно сумме оптимальных значений углов подъема рабочих поверхностей внутреннего $\alpha_{1онм}$ и наружного $\alpha_{3онм}$ кулачков:

$$\varepsilon_{онм} = \alpha_{1онм} + \alpha_{3онм} = 70^\circ. \quad (4)$$

Средние значения углов подъема кривых внутреннего и наружного кулачков определяются согласно выражениям:

$$\alpha_{1ср} = \arctg\left(\frac{2A}{\pi R}\right), \quad (5)$$

$$\alpha_{3ср} = \arctg\left(\frac{2Z_3 A}{\pi R}\right), \quad (6)$$

Тогда выражение (4) запишется:

$$\arctg\left(\frac{2Z_1 A}{\pi R}\right) + \arctg\left(\frac{2Z_3 A}{\pi R}\right) = \varepsilon_{онм}. \quad (7)$$

Выражение (7) можно представить в следующем виде

$$\arctg x + \arctg y = \gamma\pi + \arctg \frac{x+y}{1-xy}, \quad (8)$$

$$\text{где } \gamma = \begin{cases} 0, & \text{если } xy < 1 \\ 1, & \text{если } x > 0 \text{ и } xy > 1. \end{cases}$$

Рассмотрим случай, когда $\gamma=0$ (как правило, при $Z_3 < 10$). Получим

$$\frac{2A(Z_1 + Z_3)}{\pi R - \frac{4A^2 Z_1 Z_3}{\pi R}} = \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}}. \quad (9)$$

После преобразований получаем квадратное уравнение

$$\frac{4Z_1 Z_3}{\pi R} \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}} A^2 + 2(Z_1 + Z_3)A - \pi R \cdot \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}} = 0. \quad (10)$$

Решение этого уравнения может быть представлено в виде

$$A = \frac{\pi R \left(-2(Z_1 + Z_3) \pm \sqrt{4(Z_1 + Z_3)^2 + 16Z_1 Z_3 \operatorname{tg}^2 \varepsilon_{\text{онм}}} \right)}{8Z_1 Z_3 \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{онм}}}. \quad (11)$$

Знак « \pm » в выражении (11) свидетельствует о том, что решение этого уравнения имеет 2 корня. В дальнейшем минус можно не учитывать, так как амплитуда не может быть отрицательной. После обработки выражения (11) с помощью средств ЭВМ для инженерных расчетов рекомендуется следующая формула:

$$A = c \cdot R, \quad (12)$$

где c – коэффициент, представляющий собой функцию, зависящую от Z_1 и Z_2 . При $Z_1=1$, значения c определяются по табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициента c

Z_3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c	1,100	0,762	0,603	0,506	0,439	0,389	0,351	0,320	0,295	0,273
Z_3	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
c	0,255	0,239	0,226	0,213	0,202	0,193	0,184	0,176	0,169	0,162
Z_3	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
c	0,156	0,150	0,145	0,140	0,132	0,131	0,127	0,123	0,120	0,116

Средние значения углов подъема кривых внутреннего и наружного кулачков определяются по формулам (5) и (6). Затем необходимо определить теоретический КПД одной секции передачи согласно следующему выражению:

$$\eta = \frac{\sin(\alpha_{3cp} - \phi) \cos(\alpha_{1cp} + 2\phi)}{u \sin(\alpha_{1cp} + \phi) \cos(\alpha_{3cp} - 2\phi)}. \quad (13)$$

Крутящие моменты, действующие на звенья редуктора:

$$M_1 = \frac{M_{\max}}{u \eta}; \quad (14)$$

$$M_2 = M_1 + M_{\max}, \quad (15)$$

где M_1 и M_3 – крутящие моменты, действующие на входной и заторможенный валы редуктора (секции).

Определяем нормальные силы, действующие на звенья редуктора (на вал с пазами, внутренний и наружный кулачок соответственно):

$$N_2 = \frac{M_2}{R - R_2^{TP}}; \quad (16)$$

$$N_1 = \frac{M_1}{R_1 \sin(\alpha_{1cp} - \phi)}; \quad (17)$$

$$N_3 = \frac{M_3}{R_3 \sin(\alpha_{3cp} + \phi)}, \quad (18)$$

где $R_{гр}^2$ - приведенный радиус вала с пазами, учитывающий потери на трение.

После проведенных расчетов, аналогичные вычисления проводятся для следующей ступени, соединенной с рассчитываемой параллельно. Затем проводятся проверочные расчеты деталей передачи всех ступеней. Тела качения и рабочие поверхности кулачков исследуют на сопротивление контактным напряжениям, сравнивают расчетные напряжения с допускаемыми. Многопериодные кулачки. Проверяют также на сопротивление смятию и изгибу.

Разработана технология изготовления всех деталей мотор-редуктора. Тела качения изготавливаются на специальном оборудовании, либо заказываются на отечественных ГПЗ, либо извлекаются из стандартных шарикоподшипников. Остальные детали возможно изготавливать используя два универсальных станка: фрезерный и токарный. После изготовления эллипсоидных профилей внутренних кулачков и синусоидальных профилей наружных кулачков, целесообразно определить максимальное значение искажения профиля по следующей формуле:

$$\begin{aligned} \Delta b &= \left(A \sin\left(\frac{x}{R}\right) + r_{\omega} \cos \alpha - \left(A \sin\left(\frac{x - r_{\omega} \sin \alpha}{R}\right) + r_{\omega} \right) \right) \cos \alpha = \\ &= A \cos \alpha \left(\sin \varphi - \sin\left(\varphi - \frac{r_{\omega} \sin \alpha}{R}\right) \right), \end{aligned} \quad (19)$$

где x – абсцисса, отсчитываемая вдоль средней линии зацепления и изменяющаяся от 0 до значения $2\pi R$. В формулу (19) поочередно подставляются значения средних углов подъема, вычисленные по формулам (5) и (6). При превышении искажения профиля допустимых значений, принимаются меры технологического характера для срезания рабочих участков на соответствующих кулачках.

На основе вышеприведенной методики создана программа в среде TurboPascal 7.0, позволяющая автоматизировать расчет ЭШП. На базе ЭШП возможно изготовление многоступенчатых редукторов и мотор-редукторов с передаточным отношением до 100 и выше. В этом диапазоне ЭШП могут конкурировать с червячными передачами. Рассмотрим преимущества ЭШП:

- малые диаметральные габариты;
- простота изготовления деталей передачи и их сборки;
- низкая себестоимость изготовления, в том числе из-за отсутствия в конструкции передачи дорогостоящих материалов (бронзы).

Предложенная конструкция редуктора целесообразна для передачи усилий в труднодоступные места, для создания механизмов погружных насосов и т. д.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи с примером их практической реализации// Машиностроение: Сб. науч. трудов. Вып.19. Под ред. И.П.Филонова. – Мн.: УП«Технопринт», 2003. – 793с. – С.495-499.;
2. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи: недостатки и преимущества// Приводная техника.– 2003. - №3(43). 0 С.20-22.;
3. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ// Автомобильная промышленность. – 2003. - №5. – С.24-25.;
4. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовиков ЗИЛ и ГАЗ// Инженер-механик. – 2003. - №2(19).–С.24-25.;
5. Лустенков М.Е. Конструкция кулачкового дифференциала с ЭШП// Грузовик&.–2004.-№1(90).–С.13-14.;
6. Лустенков

М.Е. Межколесные кулачковые дифференциалы повышенного трения// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. - №3. – С.16-17.

УДК 621.85.052

А.Т. Скойбеда, В.Н. Авсиевич, А.Г. Баханович

ЗАВИСИМОСТЬ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РАБОТЕ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ ОТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь*

Проблеме снижения колебаний и виброакустической активности машин и механизмов в последнее время уделяют пристальное внимание, на ряду с аспектами, связанными с обеспечением работоспособности и функциональной пригодности механизмов. Данные задачи особенно актуальны для зубчато-ременных передач, в связи с растущим применением их в машиностроении.

Характерными источниками колебаний в передачах данного типа являются:

- ударный вход зубьев ремня и шкива в зацепление;
- ударное взаимодействие вершин зубьев шкива с межзубными впадинами ремня.

Исследования, направленные на снижения вибраций в зубчато-ременных передачах, показывают, что несколько снизить величину колебаний можно выбором рациональных уровней предварительных натяжений, скорости движения ремня и величины окружной силы.

Ударная нагрузка на зубья ремня пропорциональна скорости ремня и зависит от предварительного натяжения, коэффициентов демпфирования корда и зубьев ремня, приведенной массы ветви ремня /1, 2/. При этом, на величину коэффициента демпфирования влияет предельная жесткость и предварительное натяжение ремня. С увеличением последнего продольная жесткость ветви ремня также возрастает. Отсюда следует, что ударная нагрузка в зацеплении зубьев и связанные с ней колебательные эффекты в основном зависят от скорости и предварительного натяжения ремня.

Исследованиями подтверждено, что уровень колебаний существенно возрастает с увеличением предварительного натяжения ремня (рис.1).

Чрезмерное повышение предварительного натяжения приводит к резкому повышению амплитуд колебаний, вследствие критического натяжения. С другой стороны, следует отметить, что недостаточное предварительное натяжение приводит к повышению колебательных процессов из-за провисания и «хлопанья» ветвей зубчатого ремня, что увеличивает ударную нагрузку на зубья. Таким образом, низкая шумоколебательная характеристика будет обеспечена при соблюдении условия

$$2F_0 = Ft, \quad (1)$$

где F_0 – сила предварительного натяжения ветви ремня;
 Ft – окружная сила, передаваемая ремнем.

С увеличением скорости движения ремня, уровень колебаний при работе зубчато-ременной передачи также возрастает. Причем, как показывают эксперименты, ни погрешности передачи, ни величина предварительного натяжения не оказывают влияние на данную зависимость /4/. В процессе входа в зацепление зубьев ремня и шкива возникают колебания с частотой, кратной числу зубьев и скорости вращения шкива. Ин-

тенсивность колебаний, вызванных ударами при зацеплении зубьев, зависит от продолжительности процесса соударения зубьев ремня и шкива. С увеличением скорости, продолжительность процесса уменьшается и происходит рост силы удара между зубьями. Удары, в свою очередь, приводят к росту колебаний и, как следствие, шума.

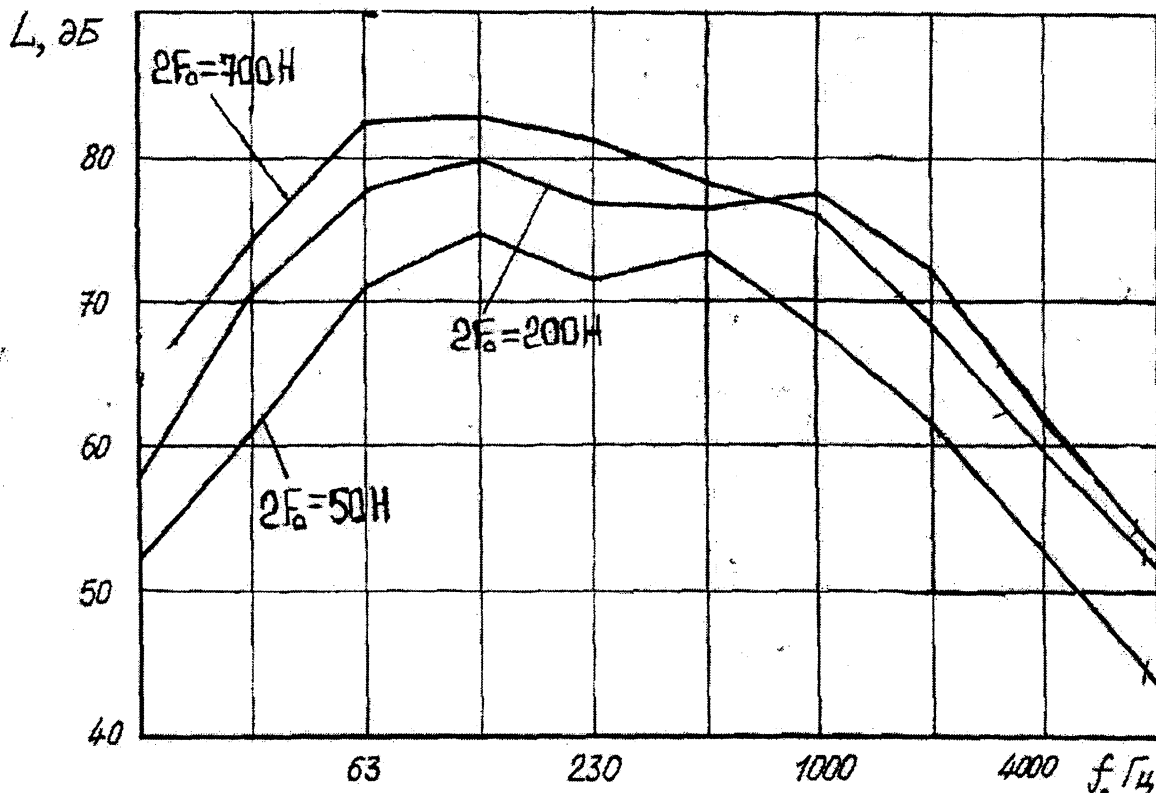


Рисунок 1. Влияние силы предварительного натяжения ремня на шумо-колебательные процессы

При исследовании влияния окружной силы, передаваемой ремнем при работе передачи, установлено, что при шаге зубьев ремня меньше шага зубьев шкива с ростом передаваемой окружной силы распределение нагрузки между зубьями ремня и шкива носит более равномерный характер /5, 6/. Данный процесс объясняет снижение амплитуд колебаний. В противном случае, при шаге ремня большем шагу шкива, наблюдается рост уровня колебаний.

Таким образом, эксплуатационные параметры работы зубчато-ременных передач являются важными инструментами для борьбы с высокими уровнями колебаний и шума.

ЛИТЕРАТУРА

1. Никончук А.Н. Создание и исследование зубчато-ременных передач повышенной надежности и долговечности: Автореф. дис. ...доктора техн.наук: 05.02.02/Институт надежности машин НАН Республики Беларусь. – Мн., 1999. – 45с.;
2. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путем выбора их рациональных параметров: Автореф. дис. ...канд.техн.наук: 05.02.02/ Институт надежности машин НАН Республики Беларусь. – Мн., 1998. – 22с.;
3. Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Никончук А.Н. Разработка и

исследование принципов формирования новых типов передач из неметаллических материалов. Разработка теоретических основ инженерного расчета механических приводов с улучшенными экологическими характеристиками. – М., 2000.; 4. Сабанчиев Х.Х., Абитов А.Д. Снижение амплитуд колебания ветвей ремня в плоскозубчатоременных передачах// Роль ученых и специалистов в повышении свойств продукции и эффективности производства: Тез.докл.нау.-техн.конф., Нальчик, 16-17 сент.1976г./НТО Машпром. – Нальчик, 1976. – с.25.; 5. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи.: – Минск: Навука и тэхника, 1995.- 383с.; 6. Авсиевич В.Н., Баханович А.Г. К определению частоты поперечных колебаний ветви зубчатоременной передачи// НИРС 2003: Тез.докл.науч.-техн.конф., Минск, 9-10 декаб.2003г. – Минск, 2003. – с.188-189.

УДК 621.85.052

А.Т. Скойбеда, В.Н. Авсиевич, А.Г. Баханович

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА КОЛЕБАНИЯ В ПРОЦЕССЕ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь*

Зубчато-ременные передачи относят к числу механизмов, которые нашли широкое применение в машиностроении при передаче крутящих моментов. Их использование рекомендовано вследствие высоких значений передаваемой мощности, возможности эффективной работы в реверсивном режиме, высокой долговечности деталей передачи благодаря низким значениям предварительного натяжения, компактности, отсутствию ухода в течение срока службы и другим особенностям.

При работе зубчато-ременных передач наблюдается различного рода колебания ветвей ремня, вызванные ударами при входе зубьев ремня и шкива в зацепление, взаимодействием вершин зубьев шкива с межзубными впадинами ремня и рядом других причин /1/.

К конструктивным параметрам передачи, оказывающим влияния на колебательные процессы в течение эксплуатации, относят ширину ремня, размеры зубьев ремня, величины углов перекося осей шкивов зубчато-ременной передачи.

С увеличением скорости движения зубчатого ремня возрастает сила удара между зубьями ремня и шкива из-за уменьшения продолжительности процесса соударения зубьев с одновременным ростом импульса силы удара между зубьями шкива и ремня /2/. Испытания зубчато-ременных передач, проводимых в ОНИЛ ременных передач БНТУ с ремнями, имевшими различные ширины (10, 29, 50 мм) при равных прочих условиях ($m=5$ мм; $u=1$ и 2) показали, что более высокий уровень колебаний и шума наблюдался на ремне с шириной 50 мм, что нашло графическое отображение на рис. 1. Это можно объяснить неравномерностью распределения нагрузки между витками кордшнура, которая растет с увеличением ширины ремня, в результате чего зуб ремня вступает в контакт с зубом шкива не по всей длине и высоте.

При возрастании шага и размеров зубьев ремня уровень колебаний и шума увешивался. Объяснением данного процесса может служить то обстоятельство, что ударный импульс зубьев зависит от приведенной массы ветви ремня и больше на ремне с большим шагом /3, 4, 5/.

При рассмотрении вопроса влияния и размеров зубьев ремня на колебания важно отметить имеющиеся место погрешности взаимного контактирования зубьев – разношаговости ремня и шкивов. Данные погрешности могут привести к уменьшению площади пятна контакта по длине зуба ремня, что способствует смещению зуба ремня к одному из торцов шкива. В конечном итоге, в передаче происходит увеличение динамических нагрузок в зацеплении и рост колебательных процессов.

В процессе работы зубчато-ременной передачи с передаточным отношением $U=2$ приведенная масса зуба ремня, которая участвует в ударном процессе, значительно меньше массы зуба шкива. Следовательно, при этом, ударные импульсы, возникающие при входе зубьев в зацепление, не могут вызвать колебаний элементов передачи с зубцовой частотой, таким образом, происходит демпфирование динамических нагрузок. В итоге, увеличивая передаточное отношение зубчато-ременной передачи можно добиться снижения уровня колебаний и шума.

L,

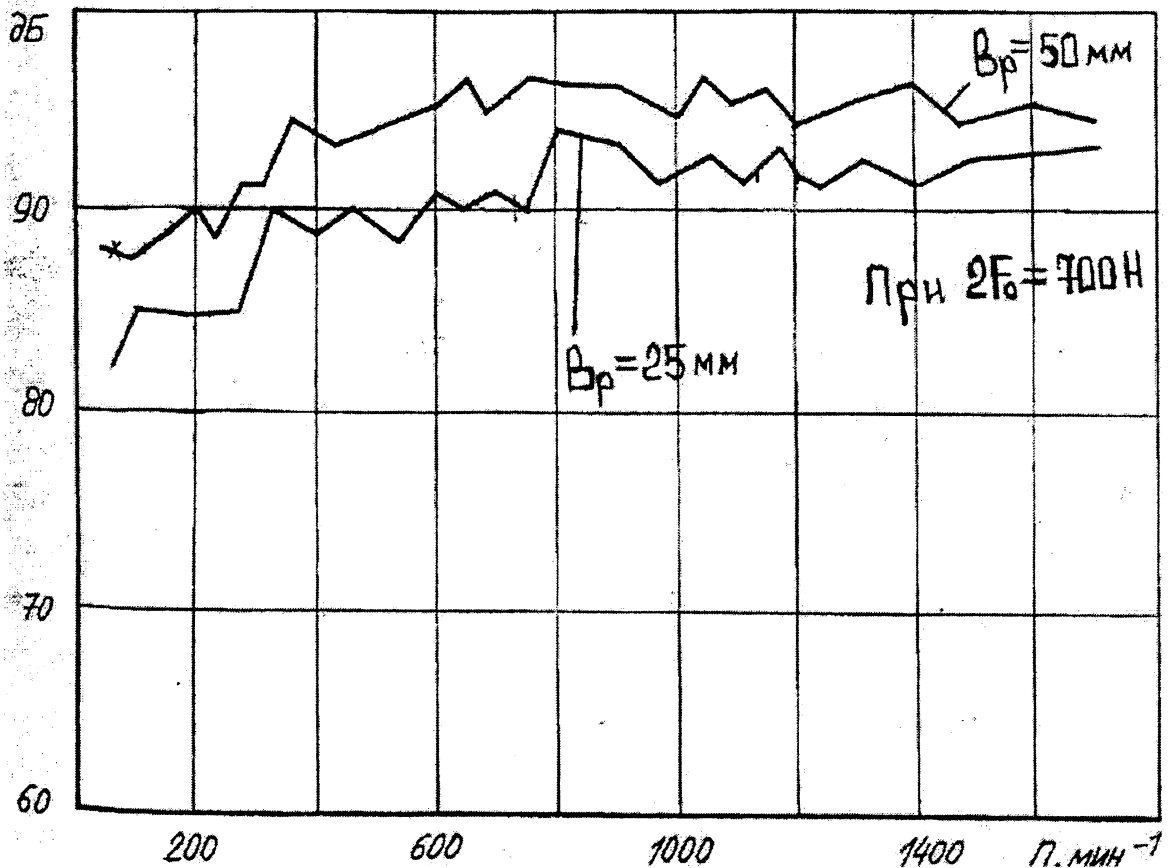


Рисунок 1. Зависимость шума и колебаний ремня от ширины ремня

Экспериментальные исследования уровня шума и колебаний в передачах с перекосом осей шкивов показали, что с увеличением угла перекоса до 2° , уровень шума возрастает на 15-17 дБ, а колебаний на 5-7 Гц /6/. Данная погрешность приводит к трению между сопрягаемыми зубьями, а также между зубьями шкива и ремня, обусловленное периодическим смещением зубьев и каркаса ремня к одному из торцов шкива. В результате этого происходит изменение скорости скольжения контактирующих профилей зубьев, что приводит к колебаниям /7/.

Таким образом, учитывая конструктивные параметры их влияние на колебания и принимая рациональные величины, можно достичь минимальных колебательных процессов и уровня шума при работе зубчато-ременных передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи.: – Минск: Навука и тэхніка, 1995.- 383с.;
2. Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Никончук А.Н. Разработка и исследование принципов формирования новых типов передач из неметаллических материалов. Разработка теоретических основ инженерного расчета механических приводов с улучшенными экологическими характеристиками. – М., 2000.;
3. Krause W., Metner D. Zahnriemengetrieben.: – Berlin: VEB Verlag Technik, 1998. – 120s.;
4. Schulze Franz. Bewertbare Kriterien für die Auswahl von Riementrieben in der Antriebstechnik/Maschinenmarkt. – 1997. – Vol. 83, №58. – p.1134-1137.;
5. Cyrumo Fydzio. Борьба с шумом в зубчато-ременных передачах// Machine Design. – 1985. – p.19-81.;
6. Сабанчиев Х.Х. Исследование давлений в контакте зубьев зубчато-ременной передачи// Вестник машиностроения. – 1988. - №8. – с.26-28.;
7. Авсиевич В.Н., Баханович А.Г. Колебания – как источник возникновения шума в зубчато-ременной передаче// НИРС 2003: Тез.докл.науч.-техн.конф., Минск, 9-10 декаб.2003г. – Минск, 2003. – с.188-189.

УДК 621.2

О.В. Брилевский, А.В. Королькевич, В.М.Резвинский, В.С.Шевченко

СОГЛАСОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА

*Институт механики и надежности машин НАНБ
Минск, Беларусь*

Свойство системы двигатель-трансмиссия мобильной машины определяется основными факторами:

- топливная экономичность;
- надежность;
- приспособленность системы к переменным нагрузкам;
- простота управления;
- энергетические и тяговые характеристики системы.

Для тракторов с гидрообъемной трансмиссией (ГОТ), очень важными условиями является обеспечение стационарного режима работы двигателя в возможно большем диапазоне скоростей и нагрузок, а также эффективного управления тягой на низких скоростях движения и скоростью — на высоких. Мощность, отбираемая трансмиссией от двигателя, должна поддерживаться постоянной на необходимом уровне при любых всплесках тяговой нагрузки. Возможность управления величиной тягового усилия, должна обеспечить его стабильность при запуске, разгоне, а также при движении трактора с разными скоростями. Такое обеспечение режимов называется регулированием режимов работы двигателя.

Управление полнопоточной гидрообъемной трансмиссией трактора, то есть изменение рабочих объемов ее гидромашин, может быть ручным или автоматическим. ГОТ составной частью входит в систему автоматического регулирования режимов

работы двигателя. Объектом регулирования этой системы служит двигатель, а ГОТ является вспомогательным элементом, осуществляющим изменение момента нагрузки двигателя и обеспечивающим его работу на заданном режиме.

При разработке малогабаритного трактора «МТЗ-082», оснащенного ГОТ, были проведены работы по согласованию режимов работы двигателя и трансмиссии, получению регуляторной и тяговой характеристик. Малогабаритный трактор мощностью 12 л.с., частота вращения выходного вала двигателя - 3000 об/мин, масса составляет 700 кг, развивает скорость до 18,7 км/ч.

Регуляторная характеристика двигателя отражала зависимость изменения мощности N и крутящего момента двигателя M от частоты вращения n вала и определяла режимы из условия получения минимального расхода топлива.

Для расчета характеристики минимального расхода топлива использовалась экспериментальная зависимость крутящего момента M двигателя и часового расхода топлива G_t от угловой скорости ω или частоты вращения n вала двигателя (рис. 1). На график наносились кривые равных значений мощности двигателя N_i . По заданной частоте вращения n_i на каждой кривой устанавливался крутящий момент M_i , а по значениям n_i и M_i - расход топлива G_t . В результате были построены кривые изменения расхода топлива от частоты вращения $G_t=f(n)$ для заданных постоянных значений мощности N . При построении этих кривых использовались значения расхода топлива, соответствующие внешней кривой крутящего момента двигателя.

Точки минимума кривых $G_t=f(n)$, снесенные на кривые постоянных значений мощности, позволили получить кривую ab минимального расхода топлива. Здесь точка b соответствует максимальной мощности двигателя (Рис.2).

Применение характеристики минимального расхода топлива ограничивается устойчивой минимальной частотой вращения вала двигателя n_{min} , а также режимами, при которых начинается повышенный износ двигателя. Режимы с повышенным износом двигателя наблюдаются при малой частоте вращения и большом крутящем моменте, когда создаются неблагоприятные условия для образования масляного клина между парами трения, а также при высокой частоте вращения, когда имеют место значительные

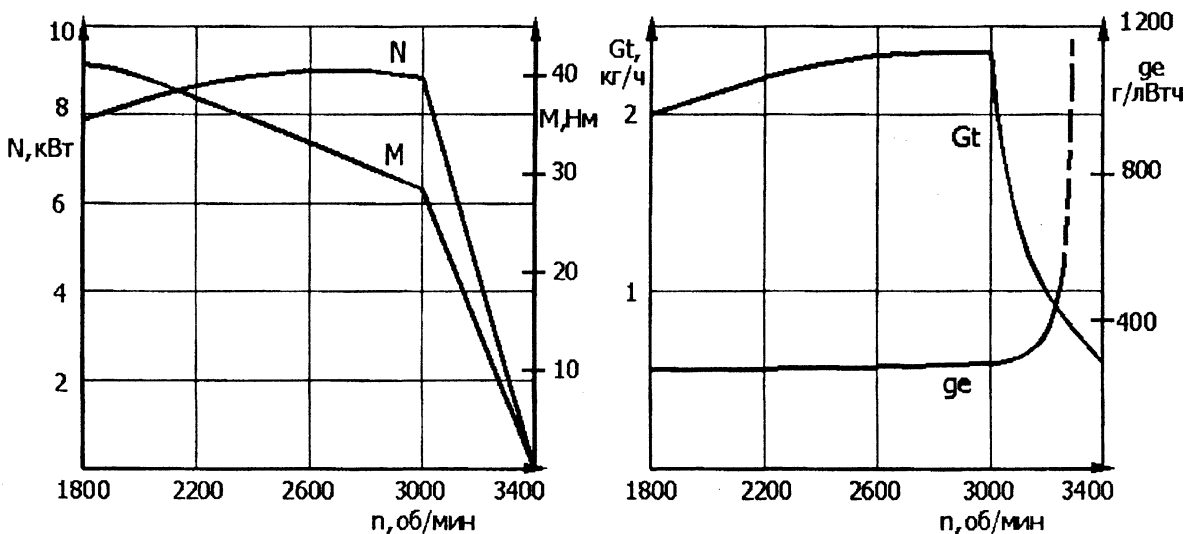


Рис.1. Графические зависимости начальных данных двигателя трактора

линейные скорости пар трения и высокие инерционные нагрузки, действующие на детали двигателя. Поэтому оптимальные режимы работы двигателя определялись некоторой кривой, на значительном участке совпадающей с кривой ab .

Точка *a* соответствует частоте вращения, приблизительно на 30..35% превышающей частоту вращения холостого хода двигателя, а точка *b* – частоте вращения, приблизительно на 10-12% меньшей частоты вращения двигателя при его максимальной мощности. Для модели трактора «МТЗ-082» частота вращения вала двигателя принималась равной 2950 об/мин.

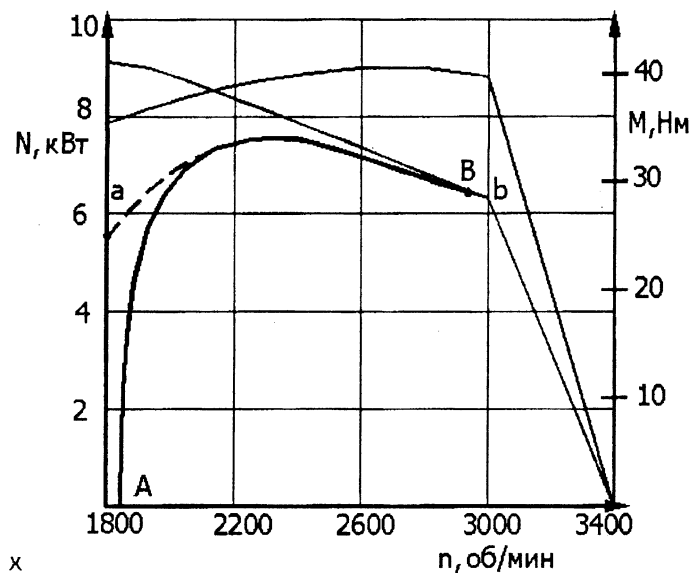


Рис. 2 Оптимальная регуляторная характеристика трактора Беларус

Для получения тяговой характеристики трактора, снабженного ГОТ, использовались экспериментальные данные, в результате чего была построена зависимость изменения коэффициента буксования ведущих колес δ от силы тяги на крюке трактора $P_{кр}$. Затем для различных значений скорости движения V определялось кинематическое передаточное отношение ГОТ

$$i_k = \frac{2,65V}{n_1 r_k (1 - \delta)},$$

Здесь r_k – радиус качения колеса в свободном режиме (обычно принимается равным радиусу качения колеса в ведомом режиме).

Поскольку тяговая характеристика строилась для работы двигателя в режиме максимальной мощности, принимаем $n_f = n_B$.

Приняв определенные значения коэффициента сопротивления качению трактора f и КПД η_f , учитывающего потери на качение, и задаваясь значениями V , находили силу тяги на крюке по формуле

$$P_{кр} = \frac{3600 N_{1д} \eta \eta_f (1 - \delta)}{V} H,$$

где G – вес трактора.

Характер зависимости изменения скорости трактора от силы тяги на крюке представлен на рис.3 (кривая *ab*). Точке *b* здесь соответствует максимальное расчетное передаточное отношение i_{max} , а точке *c* – минимальное расчетное передаточное отношение i_{min} .

В дальнейшем, для расчета тяговой и топливно-экономической характеристик при работе двигателя на заданных режимах, принималось, что в составе трансмиссии отсутствуют шестеренные редукторы, ее передаточное отношение было равно передаточному отношению ГОТ, а частота вращения и крутящий момент гидромотора равны соответственно частоте вращения и крутящему моменту на колесах трактора.

При необходимости учет передаточных отношений зубчатых редукторов обычно не вызывал каких-либо затруднений.

Кривая cd относится к работе ГОТ с постоянным предельно допустимым давлением при уменьшающейся мощности двигателя в результате уменьшения подачи топлива и уменьшающимся расчетным передаточным отношением ГОТ.

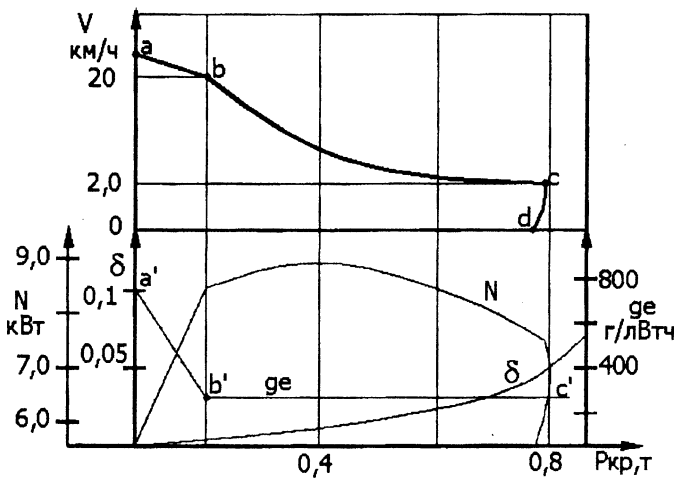


Рис. 3 Тяговая характеристика трактора

Участку ab соответствует постоянное передаточное отношение ГОТ i_{max} и работа двигателя по регулярной ветви, ограничивающей ее максимальную частоту вращения. Для точки a мощность двигателя равна мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления качению. По частоте вращения n определили скорость V движения трактора. Удельный расход топлива g_e на участке $b'c'$ соответствует работе двигателя на режиме максимальной мощности N . На участке $a'b'$ расход топлива соответствует работе двигателя по регуляторной ветви на заданных в процессе расчета режимах.

При использовании ГОТ на мобильной машине важно правильно выбрать ее максимальное передаточное отношение i_{max} . В идеальном случае оно должно при движении без груза на горизонтальной дороге обеспечивать работу двигателя по регуляторной характеристике АВ (рис.1). Для определения такого максимального передаточного числа использовалось соотношение:

$$i_{max} = \frac{V}{0,377 \cdot n_i \cdot r_k \cdot \eta},$$

где η - приближенно заданный объемный к.п.д. ГОТ.

Минимальное нагрузочное передаточное отношение i_{min} ГОТ принималось равным передаточному отношению обычной механической трансмиссии на первой передаче.

Диапазон изменения передаточного отношения ГОТ получился значительно больше диапазона изменения передаточного отношения механической трансмиссии трактора. Однако стоит отметить, что увеличение диапазона вызывает значительное увеличение рабочих объемов гидромашин ГОТ, а следовательно, ее массы и стоимости. Поэтому необходимо исследовать возможность уменьшения передаточного отношения i_{max} , построив для различных значений i_{max} топливно-экономические характеристики трактора, и выявить влияние передаточного отношения на расход топлива.

Для трактора целесообразно иметь два диапазона изменения передаточного отношения: один транспортный, другой рабочий. Рабочий диапазон должен быть примерно таким же, как и рабочий диапазон механической трансмиссии. А для уменьшения расхода топлива на транспортных работах передаточное отношение транспортного диапазона ГОТ должно быть больше, чем максимальное передаточное отношение механической трансмиссии.

Таким образом, для трактора «МТЗ-082» с гидрообъемной трансмиссией мощностью равной 12 л.с., оптимальным диапазоном работы двигателя, на котором будет обеспечен стационарный режим работы двигателя, является диапазон 2900-2950 об/мин. В этой зоне будет обеспечена наилучшая согласованность работы двигателя и трансмиссии трактора. В гидрообъемной трансмиссии использовались аксиально-

поршневые гидромашины с наклонной шайбой и рабочим объемом 23,6 см³ для регулируемого насоса, 32,9 см³ - для нерегулируемого гидромотора, максимальная частота вращения 3600 об/мин, номинальное давление 21 МПа.

Говоря о преимуществах использования, ГОТ для мобильных машин, следует отметить, что на первый взгляд к.п.д. мобильной машины при использовании ГОТ ниже, чем обычной механической. Однако нельзя сравнивать только значения к.п.д. Применение ГОТ позволяет работать двигателю на постоянных режимах при воздействии на мобильную машину перепадов внешних тяговых нагрузок и при этом расход топлива остается постоянным на минимальном уровне. Поэтому к.п.д. мобильной машины, на которой установлена такая трансмиссия будет значительно выше, чем у машины с использованием механической трансмиссии.

При выборе параметров гидрообъемных трансмиссий нельзя руководствоваться одной лишь регуляторной характеристикой. Следует учитывать и другие важные факторы, влияющие на ее работу. Так, обеспечение плавности переключения передач и согласование двигателя и трансмиссии с возможностью максимальной передачи мощности значительно увеличит к.п.д. системы трактора в целом.

Применение гидрообъемной трансмиссии на мобильных машинах позволяет с наибольшей эффективностью использовать мощность двигателя и, благодаря упрощенному управлению при ее использовании улучшаются динамические свойства машины, при этом машина становится более маневренной и подвижной, а долговечность элементов привода возрастает в несколько раз.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин.: М.: Машиностроение, 1988. – 244с.; 2. Ксенович И.П. Механические трансмиссии с бесступенчатым регулированием передаточных чисел между смежными ступенями коробки передач// Мобильная техника. – 2004. - №1. – С.12 – 21.; 3. Кальбус Г.Л., Шевченко В.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания для сельхозмашин и автомобилей. Теория и расчет. Алматы, 2000г. 368с.

УДК 625.7.08.004.67

В.А. Довгяло, Д.И. Бочкарёв, В.М. Власенко

МОДЕРНИЗАЦИЯ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ЯМОЧНОГО РЕМОНТА АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ ПОКРЫТИЙ АВТОДОРОГ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

На состояние автомобильных дорог оказывают влияние не только транспорт, но и природно-климатические условия. Наиболее интенсивно воздействию динамических нагрузок и погодно-климатических факторов подвержено покрытие. Климат Беларуси по условиям содержания покрытий является неблагоприятным: влажная зима, частые перепады температуры в комплексе с транспортными нагрузками оказывают разрушительное воздействие [1]. В автомобильной дороге, находящейся под воздействием природно-климатических факторов, внешних транспортных и внутренних, обусловленных физико-химическими свойствами материалов, нагрузок,

постепенно развиваются усталостные явления, физически изнашивается покрытие, разрушается поверхность недостаточно укрепленных обочин и откосов, происходят другие разрушения. Эксплуатационные характеристики дорог и особенно, городских улиц, при этом сильно снижаются. В частности опыт эксплуатации улиц г. Гомеля в течение последних нескольких лет показывает, что локальные разрушения покрытия происходят даже на участках, сданных в эксплуатацию в прошедшем сезоне. Одной из причин данной проблемы помимо перечисленных выше негативных факторов, является невысокая стойкость выпускаемой асфальтобетонной смеси. Для ее решения предлагаются следующие мероприятия:

1. Разработка новой рецептуры асфальтобетонной смеси, обеспечивающей ее повышенную стойкость к транспортным нагрузкам и природно-климатическим факторам. Проработка данного направления представляет собой отдельную исследовательскую задачу и в рамках данной статьи не рассматривается.
2. Оперативная ликвидация дефектов путем качественного выполнения ямочного ремонта с использованием новых прогрессивных материалов, машин и технологий.
3. Организация эффективного содержания дорог и улиц в зимний период, не допускающего образования снежного наката и наледей, под которыми в первую очередь и появляются разрушения.

С учетом вышеизложенного задачами текущего ремонта являются систематические планово-предупредительные работы по предупреждению и исправлению повреждений дороги и ее сооружений, проводимые в течение всего года на всем ее протяжении. Преобладающий объем работ в производстве текущего ремонта принадлежит ямочному ремонту, который представлен следующими технологиями: укладкой мелкозернистого асфальтобетона, литого асфальтобетона и эмульсионно-минеральных смесей. Наиболее эффективной из перечисленных [2] является последняя, при выполнении которой непрерывно осуществляются операции по приготовлению, укладке в ремонтируемую яму и уплотнению эмульсионно-минеральной смеси потоком воздуха, выполняемые рабочим органом универсальной машины.

Данный принцип реализован и развит в ряде конструкций [2]. Так ЗАО «Бецема» (г. Красногорск), ЗАО «Химлегмаш-Псков» (г. Псков) и ОАО «Завод «Дормаш» (г. Верхний Уфалей) выпускают установки для ямочного ремонта БЦМ – 24, УДР – 1 и УДМ – 1, прототипом которых является установка RA – 2000 SPRAY PATCHER фирмы ROSCO (США), отличающиеся только комплектующими изделиями, агрегируемые с автомобилем-самосвалом, на заднем борту которого навешивается приемный бункер, оборудованный шнековым питателем, из которого щебень транспортируется по гибкому щебнепроводу в рабочий орган под действием потока воздуха, создаваемого воздуходувкой. Привод воздуходувки осуществляется от дизельного двигателя, смонтированного на раме установки. Подача битумной эмульсии производится под давлением из теплоизолированного бака, имеющего систему подогрева, к рабочему органу установки – соплу, где происходит смешивание щебня с битумной эмульсией и непрерывная укладка получаемой эмульсионно-минеральной смеси в ремонтируемую яму. Рабочий орган имеет возможность менять свое положение в пространстве охватывая определенную площадь покрытия автодороги.

К недостаткам этих машин следует отнести агрегирование только с определенной моделью автомобиля-самосвала, невозможность работы в условиях ограниченного габарита по высоте из-за его поднятого кузова, использование только одной фракции щебня и относительно невысокое качество ямочного ремонта вследствие отсутствия в технологическом процессе операций по промывке щебня от пыли и ямы от грязи и засорителей.

Фирмы SAVALCO (Швеция), «РАСТОМ» (г. Москва), КОВИТ (Чехия) производят машины для ямочного ремонта асфальтобетонных покрытий автодорог, конструктивно отличающиеся от описанных выше установкой оборудования, которое включает отдельный бункер для щебня, на шасси грузового автомобиля. Машины фирмы КОВИТ также могут устанавливаться на прицепном шасси и комплектоваться разбрасывающим диском для противогололедных материалов, загружаемых в зимний период вместо щебня. Основным недостатком данных машин является относительно невысокое качество ямочного ремонта по причинам, аналогичным описанным у предыдущих конструкций.

Фирмой SCHAFER (Германия), ОП НПО РУП «Гомсельмаш» (г. Гомель), ОАО «РаМЗ» (г. Брянск) производятся установки типа BLOW-PATCHER для ямочного ремонта асфальтобетонных покрытий автодорог, отличающиеся комплектующими изделиями и расположением узлов и агрегатов, состоящие из установленных на прицепном шасси двухсекционного бункера для щебня, отдельных баков для воды и битумной эмульсии, дизельной силовой установки, приводящей гидросистему шнеков подачи щебня из бункера в щебнепровод, компрессор пневмосистемы и воздухоудку, создающую поток воздуха, посредством которого материал подается по щебнепроводу в рабочий орган (сопло), где смешивается с битумной эмульсией, подаваемой из бака диафрагменным насосом. Получаемая в результате эмульсионно-минеральная смесь непрерывно укладывается в ремонтируемую яму, предварительно промываемую водой от грязи и засорителей.

Основные технические характеристики машин для ямочного ремонта асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог механизированной укладкой эмульсионно-минеральных смесей представлены в таблице 1.

В настоящее время конструкция машин типа BLOW-PATCHER фирмы SCHAFER (Германия) несколько устарела и не вполне соответствует возросшим требованиям дорожников к машинам такого типа. Поэтому специалистами ОП НПО РУП «Гомсельмаш» и кафедры «ДМ и ПТМ» БелГУТа проведена работа по ее совершенствованию. Выполнена модернизация отдельных узлов и агрегатов, в частности замена вала привода воздухоудки карданным валом, а в дальнейшем, – валом с эластичными демпферами крутильных колебаний, использована воздухоудка большей (на 50%) производительности, доработано сопло рабочего органа для реализации независимой подачи в ремонтируемую яму потоков воды и битумной эмульсии, что в целом позволило повысить надежность и производительность машины. Данная модификация конструкции получала название «БЕЛТА» и была выпущена в семи единицах.

Дальнейшая модернизация машины, включающая установку трубопровода циркуляции, соединяющего рабочий орган с баком для возврата эмульсии, в сочетании с теплоизоляцией бака, трубопроводов и применением более эффективной горелки для обогрева бака, работающей на дизельном топливе вместо пропан-бутана, применявшегося для этой цели ранее, позволила значительно снизить потери тепла и расход топлива для работы горелки. В соответствии с требованиями эксплуатирующих организаций разработана промежуточная рама, позволяющая агрегатировать данную машину с шасси автомобиля МАЗ-5337. Для повышения мобильности и удобства управления разработана новая стрела рабочего органа (рис. 1), имеющая пять степеней свободы (стрела базовой модели имела три степени свободы).

Таблица 1

Основные технические характеристики машин для ямочного ремонта асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог механизированной укладкой эмульсионно-минеральных смесей

№	Параметр	БЦМ – 24 УДР – 1 УДМ – 1	SAVALCO (Швеция)		Turbo Jet T 250 AE (РАСТ ОМ Москва)	BLOW- PATCH ER (SCHAF ER, Герман ия)	TURB O- COM BI (КОВИ Т, Чехия)	ФСИТ -42 (ОП НПО РУП «Гомс ельма ш»)
			SR 800	SR 1500				
1	Вместимость бункера для щебня, кг	До 1600 0 (авто моб.)	4400	8500	8000	6000	3000– 7000	6000
2	Вместимость бака для битумной эмульсии, л	950	800	1500	946	1000	1000	1000
3	Вместимость бака для воды, л	-	-	-	-	900	-	900
4	Мощность силовой установки, кВт	41.9	30.0 или отбор мощности от двигателя шасси		58.5	38.5	38.5	38.5
5	Производительность воздуходувки, м ³ /мин	13.0	13.0	13.0	15.5	16.8	12.5	16.8
6	Давление подачи битумной эмульсии, кгс/см ²	5.0	6.0	6.0	До 10.0	До 8.0	До 7.0	До 8.0
7	Габаритные размеры в транспортном положении, мм: - длина, - ширина, - высота	5000 2340 3100	6800 2500 2300	8800 2500 2300	4572 2133 2336	5500 2400 3250	До 5000 2420 до 2500	6500 2500 3500
8	Масса без материалов в снаряженном состоянии, кг	3500	2900	3500	2767	3000	2400– 3500	4000
9	Производительность, м ² в смену	120	140	140	120	120	120	120

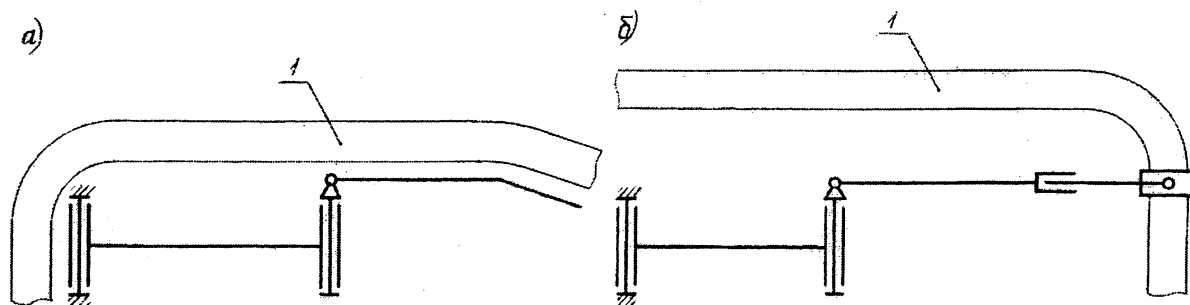


Рис. 1. Кинематические схемы стрел рабочего органа универсальной машины для ямочного ремонта:

а) – существующая конструкция; б) – новая конструкция (1 – гибкий щетнепровод).

Число степеней свободы кинематической цепи стрелы рабочего органа универсальной машины для ямочного ремонта согласно формуле Сомова-Мальшева [3]

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

где n – число подвижных звеньев кинематической цепи;

$p_1 \dots p_5$ – число кинематических пар 1...5 класса соответственно,

будет равно:

- для стрелы базовой модели

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 = 3$$

- для стрелы новой конструкции

$$W = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 5 = 5.$$

Модернизированная машина получила название «ТАЙФУН» (рис. 2).

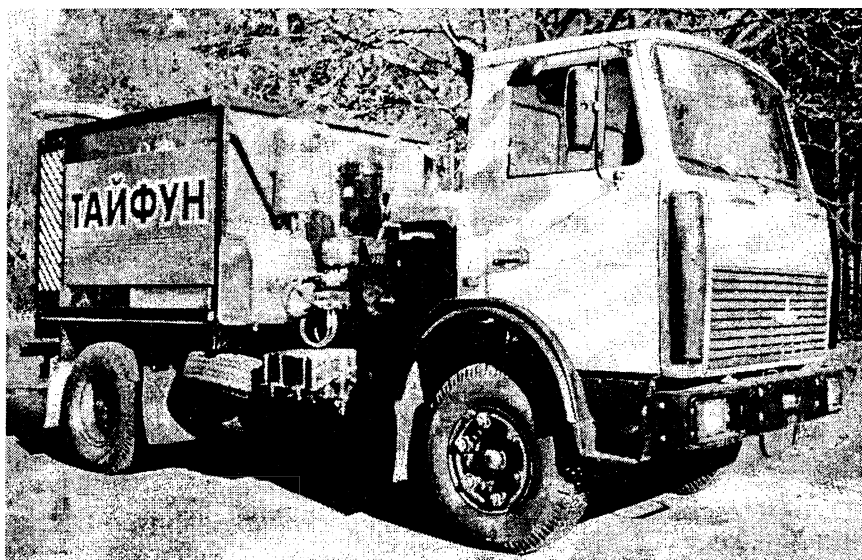


Рис.2. Универсальная машина для ямочного ремонта «ТАЙФУН».

Дальнейшее развитие конструкции универсальной машины для ямочного ремонта ведется в направлении активации щебня, используемого в приготовлении эмульсионно-минеральной смеси. Для обеспечения высокой адгезии битумной эмульсии к минеральному материалу (щебню), промывке его от пыли, образующейся при транспортировке, в бункере машины установлен смеситель ПАВ (рис. 3), в корпусе которого смонтированы форсунки для его подачи под давлением из отдельного бачка. Распыляясь из форсунок в камеры, образуемые витками шнека и корпусом смесителя,

ПАВ непрерывно перемешивается со щебнем, что дает повышение качественных показателей эмульсионно-минеральной смеси и долговечности ямочного ремонта.

Для снижения материалоемкости металлоконструкции машины бункер для щебня и баки для воды и битумной эмульсии объединены в единый каркас, расчеты на прочность которого выполнены методом конечных элементов с применением ЭВМ.

Другим направлением повышения эффективности данной техники является расширение ее эксплуатационных возможностей. Так для распределения противогололедных материалов в зимний период рабочий орган (сопло, смонтированное на гибком щебнепроводе), предлагается заменять на разбрасывающий диск. Использование жидких реагентов, заправляемых в баки машины и подаваемых посредством диафрагменных насосов как непосредственно на дорожное покрытие, так и в сочетании с песчано-соляной смесью, позволит выполнять эффективную обработку автомобильных дорог противогололедными материалами.

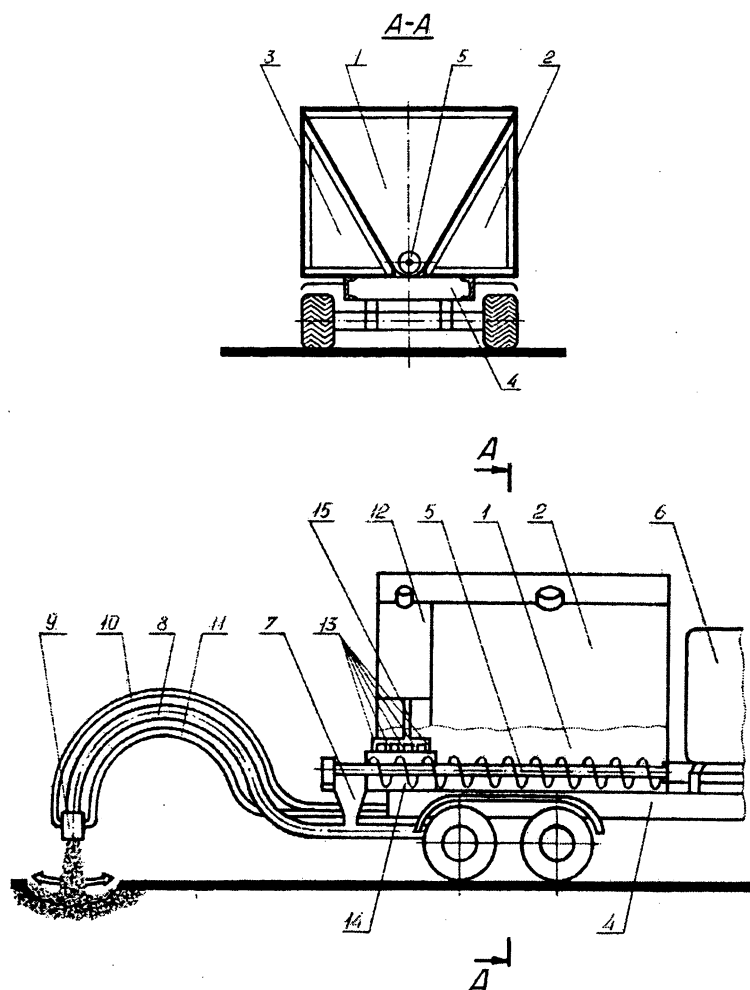


Рис. 3. Конструктивная схема перспективной машины для текущего ремонта и содержания асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог:

1. Бункер для щебня; 2. Бак для воды; 3. Бак для битумной эмульсии; 4. Шасси транспортного средства; 5. Шнек; 6. Силовая установка; 7. Приемный лоток; 8. Гибкий щебнепровод; 9. Рабочий орган (сопло); 10. Трубопровод подачи битумной эмульсии; 11. Трубопровод подачи воды; 12. Бачок для ПАВ; 13. Форсунки; 14. Смеситель ПАВ; 15. Трубопровод подачи ПАВ.

В настоящее время изготовлено двадцать два образца универсальных машин для ямочного ремонта описанных выше конструкций, в том числе два модернизированных,

которые эксплуатируются в дорожных организациях Республики Беларусь и Российской Федерации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные дороги Беларуси: Энциклопедия/ Коллектив авторов; Под общ. ред. А.В.Минина.: - Мн.: БелЭн, 2002. – 672 с.; 2. Вавилов А.В., Щемелев А.М., Бочкарев Д.И. и др. Машины по содержанию и ремонту автомобильных дорог и аэродромов.: - Мн.: БНТУ, 2003. – 408 с.; 3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.: - М.: Наука, 1988. – 640 с.

УДК 621.85.052

А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец, О.А. Сонич

КИНЕМАТИКА КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ ОПОРЕ НА БАШМАКИ КРУТЛОГО ПРОФИЛЯ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В настоящее время представляется перспективной разработка движителей высокой проходимости шагающего типа, обладающих достоинствами колеса: высокая уравновешенность, равномерность движения. В немногочисленных работах по данному направлению, в частности [2], [3], не был проведен математический анализ кинематики колесно-шагающего движителя. Поэтому целью представленной работы является устранение возникшего пробела.

Расчет планетарного механизма движителя показал, что $\omega = -\omega_k / 2$, где ω - угловая скорость ступицы шагающего колеса (являющейся одновременно водилом планетарного механизма), ω_k - угловая скорость кривошипов, приводящихся во вращение сателлитами планетарного механизма.

При кинематическом анализе следует исходить из следующих положений:

1. Движение происходит по плоской поверхности без скольжения.
2. В начальный момент времени $t = 0$ с угол поворота ступицы движителя $\varphi = 0^\circ$, а стойка ноги, башмак которой контактирует с поверхностью, занимает относительно ее плоскости строго перпендикулярное положение (нога K_1K_2 на рис.1).

3. При $\varphi = 0^\circ$ кривошипы B_2B_1 и $B_2''B_1''$ находятся в одной плоскости с ногой K_1K_2 . При этом точки B_2 , B_2'' , B_2''' , B_2'''' находятся на осях своих сателлитов. Точка O_1 обозначает центральную ось ступицы движителя (рис.1).

4. Опорные башмаки имеют форму сектора кругового цилиндра с центральным углом 90° и радиусом R . Башмаки абсолютно жёсткие.

На рис.2 показана условная схема движителя для некоторого значения угла поворота ступицы в момент времени t_1 , когда $\varphi \leq 45^\circ$. Данное ограничение вытекает из конструкции башмака движителя, так как всегда $B_2B_2'' \parallel K_1K_2$ и при $\varphi = 45^\circ$ башмак контактирует с опорной поверхностью крайней точкой K_1' профиля из-за того, что $\angle K_1CK_1' = 45^\circ$ (рис.1). Исходя из расчета планетарного механизма очевидно, что угол

поворота кривошипа $\varphi_K = -2 \cdot \varphi$. На рис.2 угол φ отсчитывается от вертикального положения по часовой стрелке с положительным знаком, а угол φ_K отсчитывается от вертикального положения против часовой стрелки с отрицательным знаком.

Далее следует придерживаться следующих обозначений:

1. Расстояние между центральной осью ступицы и осью вращения сателлита, приводящего во вращение кривошип, равно a , т.е. $O_1B_2 = O_1B_2' = O_1B_2'' = O_1B_2''' = a$.

2. Длина кривошипа равна b , т.е. $B_2B_1 = B_2'B_1' = B_2''B_1'' = B_2'''B_1''' = b$.

3. Для параметров стойки ноги и башмака: $B_1K_1 = B_1'K_2 = B_1''K_4 = B_1'''K_3 = C$;

$B_1C = B_1'C' = B_1''C'' = B_1'''C''' = Y_1$; $CK_1 = C'K_2 = C''K_4 = C'''K_3 = Y_2$.

Очевидно, что согласно рис. 1 будет $R = Y_2$ и $Y_1 + Y_2 = C$.

Проанализировав рис.1 и рис.2, можно определить закон изменения вертикальной координаты центральной оси ступицы \dot{O}_{01} :

$$\dot{O}_{01} = a \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos \varphi_e + \dot{O}_1 \cdot \cos \varphi + \dot{O}_2;$$

$$\text{Так как } \varphi_K = -2 \cdot \varphi, \text{ то } \dot{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos 2\varphi + \dot{O}_2.$$

$$\text{При } \varphi = 0^\circ \text{ получаем: } \dot{O}_{01} = a + \dot{O}_1 - b + \dot{O}_2 = a - b + c.$$

Аналогичным образом находим закон изменения горизонтальной координаты \tilde{O}_{01} центральной оси ступицы: $\tilde{O}_{01} = a \cdot \sin \varphi - b \cdot \sin \varphi_e + \dot{O}_1 \cdot \sin \varphi + \dot{O}_2 \cdot \varphi$.

$$\text{Так как } \varphi_K = -2 \cdot \varphi, \text{ то } \tilde{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \sin \varphi + b \cdot \sin 2\varphi + \dot{O}_2 \cdot \varphi.$$

При $\varphi = 0^\circ$ получаем $\tilde{O}_{01} = 0$. Итак, координаты точки O_1 выражаются как:

$$\tilde{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \sin \varphi + b \cdot \sin 2\varphi + \dot{O}_2 \cdot \varphi, \quad (1)$$

$$\dot{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos 2\varphi + \dot{O}_2. \quad (2)$$

Чтобы получить формулы для скорости, произведем дифференцирование по времени: $\frac{d\tilde{O}_{01}}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{d\tilde{O}_{01}}{d\varphi} = \omega \cdot \frac{d\tilde{O}_{01}}{d\varphi}$; $\frac{d\dot{O}_{01}}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{d\dot{O}_{01}}{d\varphi} = \omega \cdot \frac{d\dot{O}_{01}}{d\varphi}$.

Найдем выражения для аналогов скоростей:

$$\frac{d\tilde{O}_{01}}{d\varphi} = (a + \dot{O}_1) \cdot \cos \varphi + 2 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + \dot{O}_2, \quad (3)$$

$$\frac{d\dot{O}_{01}}{d\varphi} = -(a + \dot{O}_1) \cdot \sin \varphi + 2 \cdot b \cdot \sin 2\varphi. \quad (4)$$

Из конструкции движителя следует, что через каждые 90° поворота ступицы закон движения будет повторяться. Проанализируем полученные зависимости для углов поворота $-45^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ$, когда в контакте с поверхностью находится один башмак. Наибольший интерес для нас представляют выражения (2), (3), так как они наиболее просто и наглядно характеризуют плавность движения. Произведем вычисления их значений при следующих исходных параметрах изготовленного в БНТУ образца движителя: $a = 0,1$ м, $b = 0,05$ м, $C = 0,322$ м, $Y_1 = 0,13$ м, $Y_2 = 0,192$ м.

Вследствие того, что функции (2), (3) являются четными, то достаточно вычислять их значения только для $0^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ$.

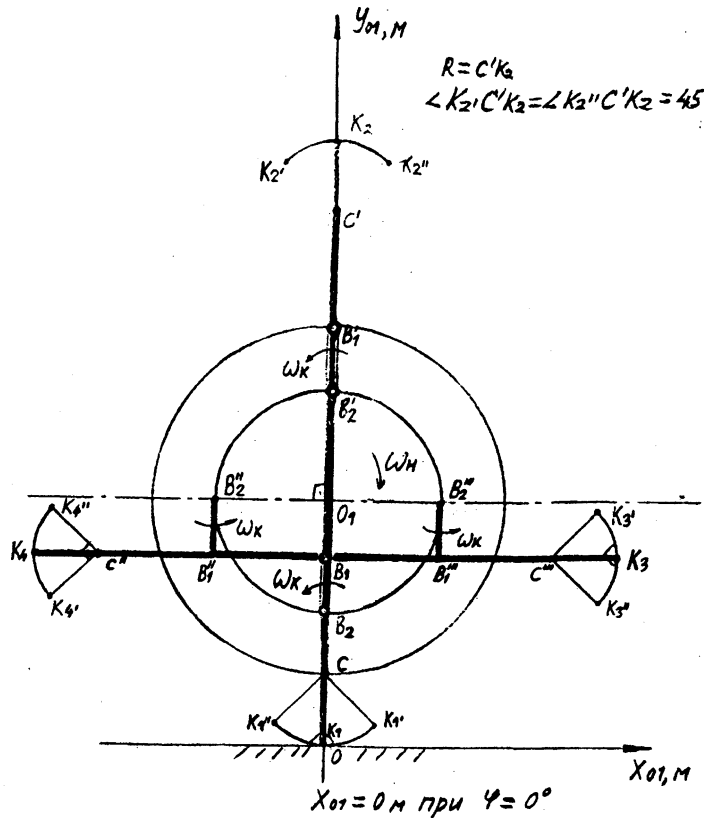


Рис. 1. Кинематическая схема движителя в начальный момент времени при угле поворота ступицы $\varphi=0^\circ$

Подставив исходные данные в зависимости (2), (3), получим следующие расчетные формулы:

$$\dot{O}_{01} = 0,23 \cdot \cos \varphi - 0,05 \cdot \cos 2\varphi + 0,192 \text{ м}, \quad (5)$$

$$\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi} = 0,23 \cdot \cos \varphi + 0,1 \cdot \cos 2\varphi + 0,192 \text{ м}. \quad (6)$$

Результаты вычислений занесем в табл. 1.

Таблица 1

φ , градусы	0	5	10	15	20
Y_{01} , м	0,372	0,371884	0,371521	0,370862	0,369827
$\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi}$, м	0,522	0,519606	0,519606	0,500765	0,484734
φ , градусы	25	30	35	40	45
Y_{01} , м	0,368311	0,366186	0,363304	0,359508	0,354635
$\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi}$, м	0,47463	0,441186	0,414607	0,385555	0,354635

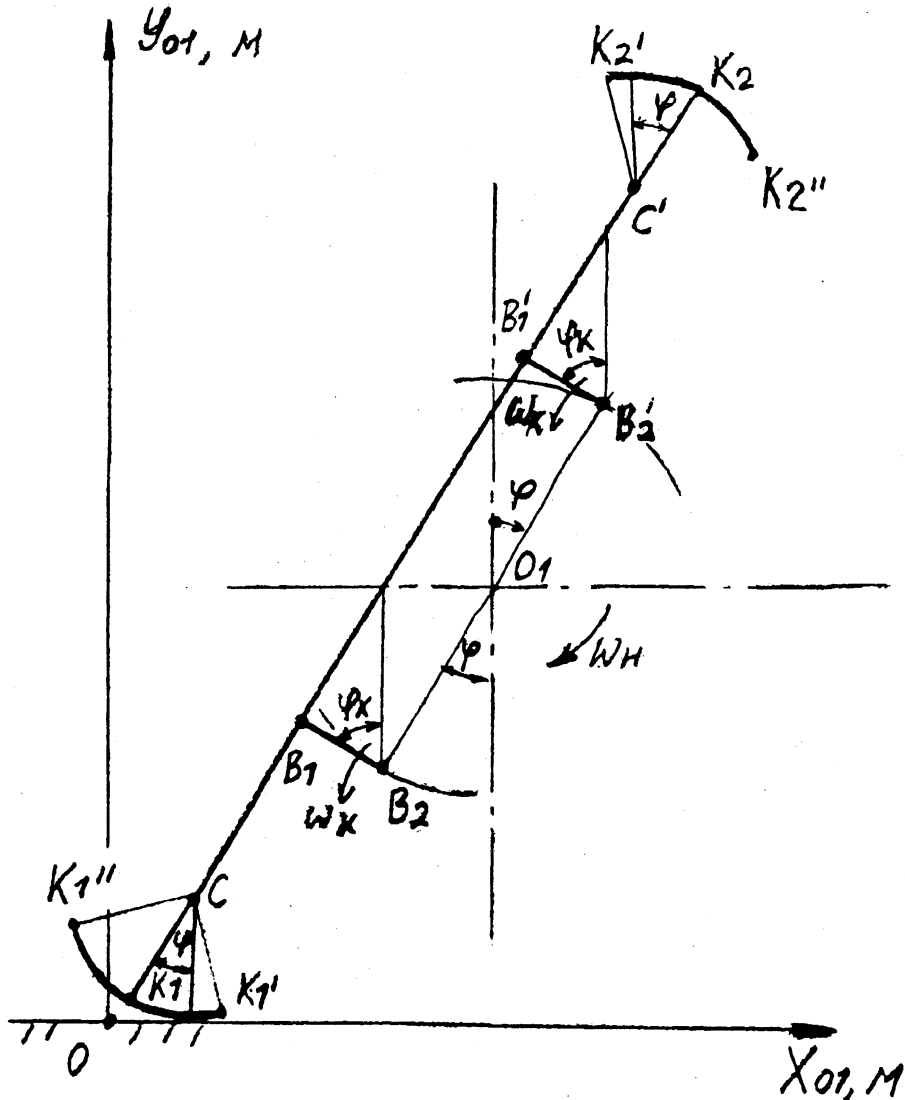


Рис. 2. Вывод закона линейного перемещения шагающего колеса.

Определим относительные величины изменения значений \dot{O}_{01} и $\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi}$:

$$\Delta \dot{O}_{01} = \left| \frac{\dot{O}_{01} \max - \dot{O}_{01} \min}{\dot{O}_{01} \max} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,372 - 0,354635}{0,372} \right| \cdot 100\% = 4,67\%$$

$$\Delta \frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi} = \left| \frac{\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi} \max - \frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi} \min}{\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi} \max} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,522 - 0,354635}{0,522} \right| \cdot 100\% = 32,06\%$$

Очевидно, что круглый профиль наружной поверхности башмака имеет существенный недостаток: не обеспечивает постоянства вертикальной координаты \dot{O}_{01}

и аналога скорости горизонтального перемещения $\frac{d\check{\sigma}_{01}}{d\varphi}$. Поэтому следует рассмотреть вопрос о нахождении такой формы наружной поверхности бабшака, которая смогла бы полностью или частично устранить отмеченные недостатки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маркеев А.П. Теоретическая механика: Учеб. пособие для университетов. - М.: Наука, 1990.; 2. Скойбеда А.Т., Скойбеда П.А., Жуковец В.Н. Кинематика шагающего колеса// Трэцяя навуковая канферэнцыя студэнтаў Рэспублікі Беларусь. Частка 5а. – Мн.: БДУ, 1997. – С.170-171.; 3. Скойбеда П.А., Жуковец В.Н. Шагающее колесо – новый способ передвижения// Материалы 52-й МНТК. Часть 2. – Мн.: БГПА, 1997. – С.73.

УДК 621.436.03:621.835-41

В.Н. Жуковец

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ В КУЛАЧКОВОМ МЕХАНИЗМЕ ТНВД

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

На современном этапе развития топливоподающей аппаратуры дизельных двигателей, когда требуется увеличение давления подачи топлива с целью улучшения экономичности и экологических характеристик дизелей, возникает проблема обеспечения прочности и износостойкости в кулачковом приводе рядного топливного насоса высокого давления. Повышение давления нагнетания топлива приводит к тому, что в кулачковом механизме с роликовым толкателем резко возрастает величина контактных напряжений в зоне контакта кулачка с роликом. Поэтому при оптимизации профиля кулачка величина контактных напряжений σ_K по данным фирмы "Р. Бош" не должна превышать значения $[\sigma_K] = 1500$ МПа [4].

Как известно, величина контактных напряжений вычисляется по формуле Герца [3, 4]:

$$\sigma_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{\Sigma} \cdot E}{b \cdot \cos \gamma} \cdot \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R} \right)}; \text{ МПа.} \quad (1)$$

В формуле Герца (1): P_{Σ} – суммарная сила, действующая вдоль оси толкателя, Н; E – приведенный модуль упругости материалов кулачка и ролика, МПа; b – длина линии контакта кулачка с роликом, мм; γ – величина угла давления, радианы; r – радиус ролика, мм; R – радиус кривизны кулачкового профиля, мм. Приведенный модуль упругости определяется как:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}; \text{ МПа.} \quad (2)$$

В выражении (2): E_1 и E_2 – модули упругости материалов кулачка и ролика соответственно, МПа.

Из формулы (1) следует, что величина контактных напряжений в значительной степени зависит от радиуса кривизны профиля кулачка. Скачкообразное изменение радиуса кривизны, обусловленное разрывами значений аналога ускорения толкателя, приводит к нежелательным резким изменениям величины контактных напряжений. Поэтому при профилировании кулачка следует стремиться к безударному закону движения. Также очевидно, что по требованиям контактной прочности и технологии изготовления радиус кривизны профиля не должен быть чрезмерно маленьким, а сам профиль не должен иметь резких изгибов и впадин.

Следует учесть, что при решении задачи обеспечения прочности и износостойкости в кулачковом механизме основное внимание следует обращать на недопущение скольжения между кулачком и роликом [1]. Величина контактных напряжений, разумеется, не должна превышать допустимого уровня, но добиваться ее максимально возможного снижения за счет изменения геометрических параметров кулачка и ролика не следует. Во-первых, даже если при увеличении радиуса ролика и радиуса кривизны профиля кулачка произойдет уменьшение контактных напряжений, при наличии скольжения это не приведет к заметному уменьшению износа в зоне контакта кулачка с роликом [1]. Во-вторых, увеличение геометрических размеров кулачкового механизма может потребовать серьезного изменения размеров других деталей топливного насоса высокого давления. В-третьих, изменение геометрии механизма повлияет на закон движения толкателя, что может привести к снижению интенсивности процесса подачи топлива.

Вычисление радиуса кривизны кулачкового профиля представляет собой важную практическую задачу, особенно когда профиль задается не прямыми и дугами окружностей с известными радиусами, а плавными кривыми. В тех случаях, когда профиль кулачка задается в полярных координатах радиус-вектором ρ и углом α (см. рис. 1), радиус кривизны представляется согласно [2] как:

$$R = \frac{\left(\rho^2 + \left(\frac{d\rho}{d\alpha} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}}}{\left| \rho^2 + 2 \cdot \left(\frac{d\rho}{d\alpha} \right)^2 - \rho \cdot \frac{d^2\rho}{d\alpha^2} \right|}. \quad (3)$$

Если ход прямолинейно движущегося роликового толкателя выражается в виде функции $h = f(\varphi)$, где φ – угол поворота кулачкового вала в радианах, то согласно известным в теории механизмов и машин соотношениям [3] для данного типа кулачкового механизма (при отсутствии смещения оси вращения кулачка относительно оси движения роликового толкателя) можно записать:

$$H = h + R_H + r, \quad (4)$$

$$\frac{dh}{d\varphi} = \frac{dH}{d\varphi} = H'_{\varphi}, \quad (5)$$

$$\rho = \sqrt{H^2 - 2 \cdot H \cdot r \cdot \cos \gamma + r^2}, \quad (6)$$

$$\alpha = \varphi + \arcsin \left(\frac{r}{\rho} \cdot \sin \gamma \right), \quad (7)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{H'_{\varphi}}{H} \right), \quad (8)$$

где H – расстояние между осями вращения ролика толкателя и кулачка (отрезок OC на рис.1); R_H – радиус начальной окружности кулачка.

Таким образом, зная $h = f(\varphi)$, R_H , r , можно построить профиль кулачка через полярные координаты ρ и α , используя для вычислений формулы (4) – (8). Использование формулы (3) с целью вывода аналитического выражения для радиуса кривизны R профиля кулачка приводит к чрезвычайно громоздким преобразованиям. Поэтому все производные в выражении (3) наиболее рационально определять численными методами, что может оказать серьезное влияние на точность расчетов. Также следует отметить, что при использовании формулы (3) весьма затруднено решение задачи о построении профиля кулачка по заданному закону изменения радиуса кривизны. Поэтому представляется целесообразной разработка такой методики расчета радиуса кривизны, которая позволила бы серьезно упростить указанные выше вычисления.

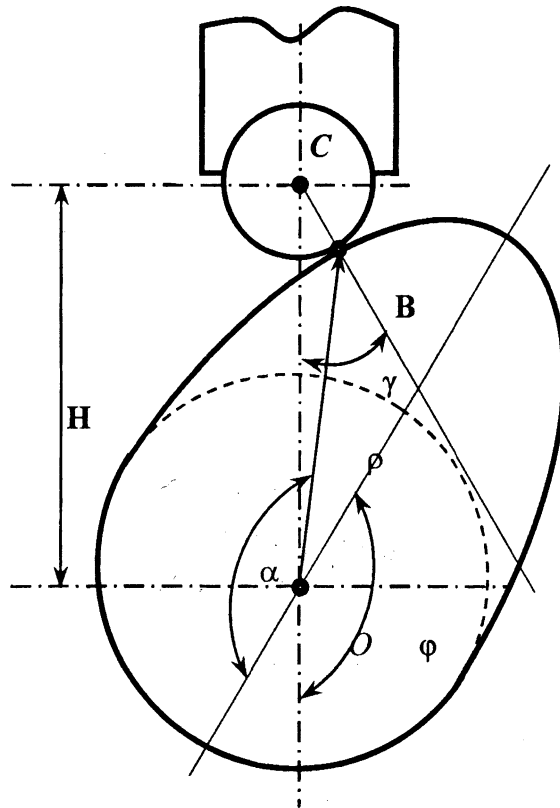


Рис.1. Кинематическая схема кулачкового механизма

ЛИТЕРАТУРА

1. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов Б.Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1967. – 300 с.;
2. Воднев В.Т., Наумович А.Ф., Наумович Н.Ф. Основные математические формулы: Справочник. Под ред. Богданова Ю.С. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1995. – 380 с., ил.;
3. Колчин Н.И., Мовнин М.С. Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов. Динамика машин и трение. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 616 с.;
4. Файнлейб

Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1990. – 347 с.

УДК 62-235

А.И. Шарангович, О.В. Брилевский

АНАЛИЗ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ, ВЫПОЛНЕННЫХ НА ОСНОВЕ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

*Белорусский национальный технический университет
Институт механики и надежности машин НАНБ
Минск, Беларусь*

С целью увеличения производительности транспортных и тяговых машин, уменьшения суммарного расхода топлива, улучшения управляемости и эргономических качеств техники в последние годы на сельскохозяйственных тракторах, погрузчиках, лесных, дорожных и др. машинах крупнейшие мировые производители данного вида техники активно внедряют бесступенчатые трансмиссии. Из всех бесступенчатых передач вращательного типа объемный гидропривод обеспечивает наилучшие массогабаритные показатели и динамические качества.

Гидрообъемные трансмиссии могут устойчиво работать в более широком диапазоне чисел оборотов, включая самые малые, позволяют наиболее простым и эффективным способом осуществить бесступенчатое регулирование скорости, в том числе автоматическое, что улучшает загрузку силового привода, облегчает разгон, увеличивает среднюю скорость движения и что не решается эффективно, например, для механических передач. И, самое главное, гидрообъемная трансмиссия позволяет сделать ведущим любое колесо и любую комбинацию колес, расширяет возможности компоновочных решений, позволяя увеличить до любых размеров клиренс.

Мировой опыт показывает, что гидрообъемная полнопоточная трансмиссия имеет определенную область использования. Однако, применение различных передаточных агрегатов, а также их расположение в силовом потоке гидрообъемных трансмиссий существенно влияет на свойства трансмиссии в целом. От схемного решения зависят главные качества трансмиссии: полный КПД, диапазон изменения передаточного отношения, масса, удобство компоновки трансмиссии, стоимость.

Существует несколько способов устранения недостатков классической полнопоточной передачи за счет возможного использования различных принципиальных схем, приведенных в таблице 1.

1 Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия на всём диапазоне регулирования.

Использование классической полнопоточной передачи (один гидронасос и один гидромотор) в качестве трансмиссии тяговой машины даёт ряд преимуществ: плавное преобразование скорости и вращающего момента на выходе; простота управления; возможность изменения направления движения; более высокая долговечность механического тормоза; возможность обеспечения гиперболической зависимости вращающего момента от скорости при максимальной мощности; максимальное усилие по тяге при малых оборотах дизеля; свободное расположение узлов привода при компоновке. Но она имеет ряд недостатков: меньший, чем у механических передач КПД (80-85% на малой

области изменения вращающего момента); ограничение по максимальному диапазону регулирования вращающего момента, для данного класса передач не превышающему 10; ограничение по установочной мощности, равной произведению максимально возможной скорости движения на максимальную тягу:

$$N_{уст} = P_{max} \cdot V_{max} \text{ или } N_{уст} = N_{д} \cdot R,$$

где $N_{д}$ – мощность двигателя мобильной машины, R – диапазон регулирования трансмиссии.

Анализ номенклатуры гидромашин выпускаемых ведущими фирмами показывает, что установочная мощность гидропривода не превышает 600 кВт, что объясняется ценой и массогабаритными показателями передачи. Мировой опыт показывает, что классическая полнопоточная передача может быть установлена на тяговые и транспортные машины с мощностью двигателя не более 60 кВт.

2. Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия с параллельным редуктором.

Такая трансмиссия содержит регулируемый гидронасос, регулируемый или нерегулируемый гидромотор и коробку переключения передач с двумя или более ступенями. По этой схеме коробка подключается параллельно полнопоточной гидрообъемной передаче.

В таких трансмиссиях гидрообъемная передача работает только на низких скоростях движения (первая ступень). При определённом значении передаточного числа происходит отключение гидропередачи и включение прямой механической передачи между двигателем и ведущими колёсами (вторая ступень). Данная схема может быть использована на машинах с мощностью двигателя около 100 кВт.

Главные преимущества этой схемы: увеличенный диапазон скоростей; повышенный КПД в области высокой скорости и, следовательно, пониженный расход горючего; ниже шум; меньшие гидроагрегаты и маслоохладитель. Недостатки схемы: специальная коробка передач с переключением на второй режим требует электронную аппаратуру управления с несколькими датчиками скорости.

На тракторе подобную схему целесообразно использовать для модернизации существующих трансмиссий тракторов, устанавливая гидрообъемную передачу в качестве ходоуменьшителя, производя переключение с полнопоточного диапазона на механические ступени при остановленном тракторе.

3. Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия с последовательным редуктором.

Такая передача содержит регулируемый гидронасос и регулируемый или нерегулируемый гидромотор, а также двух- или более ступенчатый механический редуктор, установленный последовательно гидропередаче. По такой схеме выполнены трансмиссии различных зерноуборочных комбайнов (в том числе отечественных), сельскохозяйственных подборщиков. Схема использована в трансмиссиях семейства тракторов «Интернейшенл Харвестр», малогабаритных зарубежных тракторах и трансмиссиях некоторых других машин. При использовании двухступенчатого редуктора использование трансмиссии ограничивается мощностью двигателя 120 кВт, трёхступенчатого — 250 кВт. Применение механического редуктора с переключением под нагрузкой и электронной системы управления существенно повышает эксплуатационные показатели трансмиссии.

К недостаткам схемного решения относят повышенную стоимость 2 или 3-х скоростной коробки передач. Затрудненность получения плавного изменения скорости при переключении из-за жесткости объемной гидропередачи. Высокий уровень давления при использовании высокоскоростного диапазона при максимальной мощности двигателя, что может сократить срок службы узлов передачи. А также общий КПД объемной гидропередачи понижен вследствие потерь энергии во фрикционных муфтах и редукторе.

4. Многопоточная трансмиссия с несколькими гидромоторами.

Для таких типов трансмиссий характерно наличие регулируемого гидронасоса и двух регулируемых гидромотора.

Эффективный способ снижения суммарных установочных мощностей гидромашин является использование дополнительного гидромотора, работающего при малых передаточных отношениях трансмиссии мобильной машины. Большая установочная мощность гидромотора определяется условием передачи больших крутящих моментов. При больших передаточных числах гидромотор развивает малые крутящие моменты, поэтому с целью снижения установочных мощностей гидропередачи дополнительный мотор подключается лишь на малых передаточных отношениях трансмиссии, а затем при помощи муфты может быть отключен.

Преимущества этой схемы: увеличение диапазона регулирования вращающего момента и уменьшение суммарной установочной мощности гидромашин; повышенный КПД по сравнению с одномоторным решением. Недостатки схемы: высокая стоимость системы состоящей из суммирующей передачи; наличие двух гидромоторов и разъединительной муфты: необходимость создания специальной гидросистемы.

5. Многопоточная трансмиссия с несколькими гидромоторами и с последовательным редуктором.

Является комбинацией 3-го и 4-го способа. В этой передаче два или более гидромотора передают моменты вращения на выходной вал через отдельные валы. На каждом валу установлен одно- или двух ступенчатый редуктор. Полный вращающий момент передаётся на выходной вал привода центральным валом. В высокомоментной рабочей области работают оба гидромотора. В области высоких скоростей один. Установленный на валу второго мотора многоступенчатый редуктор позволяет увеличить диапазон регулирования и снизить установочную мощность гидропередачи.

6. Многопоточная трансмиссия с четырехзвенным механизмом.

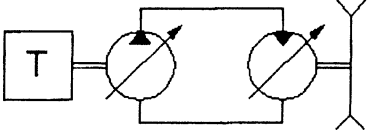
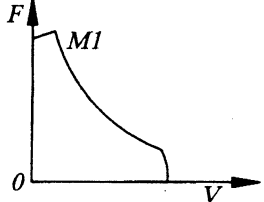
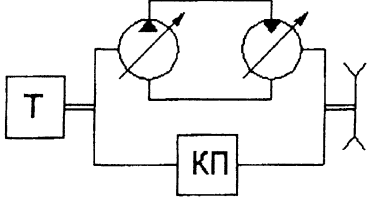
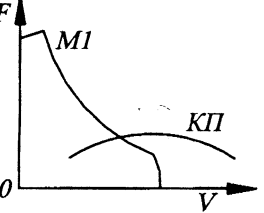
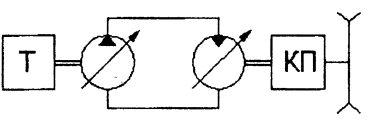
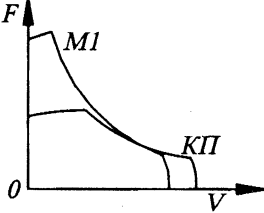
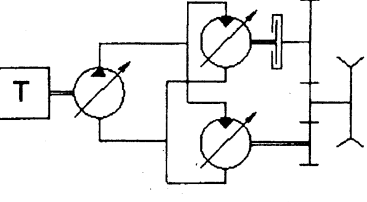
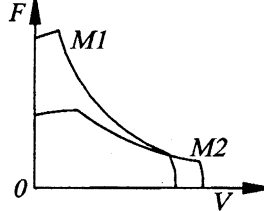
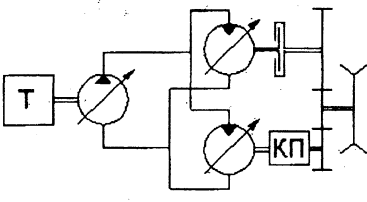
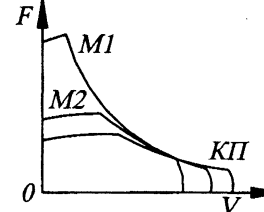
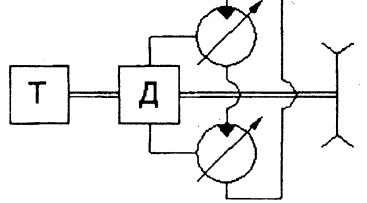
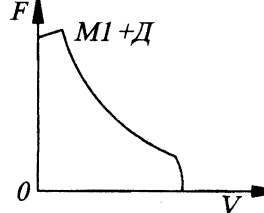
Наиболее перспективным способом устранения недостатков полнопоточных передач являются объёмные гидромеханические передачи. В трансмиссиях выполненных по этой схеме объёмная гидропередача передаёт только часть мощности, что позволяет существенно снизить установочную мощность гидромашин и приблизить общий КПД трансмиссии к параметрам механической передачи, сохранив возможность бесступенчатого регулирования. По данной схеме выполнены трансмиссии тракторов Fendt, Claas, John Deere, Deutz, Steyer, Case IH.

Трансмиссии могут быть одно или много диапазонными, с дополнительным двух- или многоступенчатым редуктором (демультипликатором) или без него. При многодиапазонной схеме диапазоны переключаются без разрыва потока мощности с полной синхронизацией переключаемых звеньев по оборотам.

Достоинство многопоточных передач с трёх или четырехзвенным механизмом, применяемых в качестве прогрессивных тракторных трансмиссий, - относительно высокий КПД, почти не зависящий от КПД гидромашин, низкая установочная мощность гидропередачи. К недостаткам данного типа передач относятся сложность проектирования для конструктора и высокая цена механической части при малых объемах производства.

В зависимости от требуемого диапазона регулирования, параметров двигателя, компоновочных особенностей и требованиях технического задания на транспортных и тяговых машинах при выборе схемного решения трансмиссии выполненной на основе гидрообъёмной передачи целесообразно использовать различные из описанных выше схем.

Таблица 1

Наименование	Принципиальная схема	Тяговая характеристика
1. Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия		
2. Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия с параллельным редуктором		
3. Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия с последовательным редуктором		
4. Многопоточная трансмиссия с несколькими гидромоторами		
5. Многопоточная трансмиссия с несколькими гидромоторами и с последовательным редуктором		
6. Многопоточная трансмиссия четырехзвенным механизмом		

ЛИТЕРАТУРА

1.Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин.: М.: Машиностроение, 1988. – 244с.; 2. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование. Под общ. ред. Е.С. Кисточкина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256с.

УДК 621.88.084

В.М.Анохин, В.Л. Николаенко, Е.В.Анохин

К РАСЧЕТУ КЛИНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Потребность промышленности в надежных МСХ с высокой нагрузочной способностью вызвала повышенный интерес к исследованию клиновых механизмов.

В БНТУ разработана методика инженерного расчета клиновых МСХ с учетом длительной работы в режиме свободного хода.

В приводах машин, где предъявляются повышенные требования к КПД и имеют место высокие относительные скорости в период свободного хода, следует применять неподпружиненные клинья. В машинах, где силы инерции, действующие на заклинивающую систему (клинья и сепараторы) МСХ малы, для улучшения условий заклинивания следует применять муфту с подпружиненными клиньями.

Рабочий радиус обоймы и ширину клину в зависимости от передаваемого момента приближено можно определить по графику 1. Предпочтение следует отдавать размерам из зоны А. При построении графика принято $[\sigma]_{см} = 40$ МПа, $z=8$.

При проверочных расчетах рабочий радиус наружной обоймы определяется

$$R = \sqrt{\frac{2M}{[\sigma]_{см} \cdot z \cdot b \cdot f_2 \cdot (\gamma + \frac{\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1}{2})}} \quad (1)$$

где M – момент, передаваемый муфтой, $H \cdot m$

z – число клиньев;

f_2 – коэффициент трения между клином и наружной обоймой;

b – ширина клина, м;

γ – угол, рад;

$\varphi_2; \varphi_1$ – см. рис.2;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение смятия, H/m^2 (для пары сталь – чугун $[\sigma]_{см} = (2...4) \cdot 10^7 H/m^2$).

При расчете по формуле (1) необходимо руководствоваться следующими рекомендациями:

а) количество клиньев z следует выбирать со следующего ряда: $z=8; 6; 4; 3$;

б) коэффициент трения между клином и наружной обоймой f_2 выбирается в зависимости от различных конструктивных и эксплуатационных факторов.

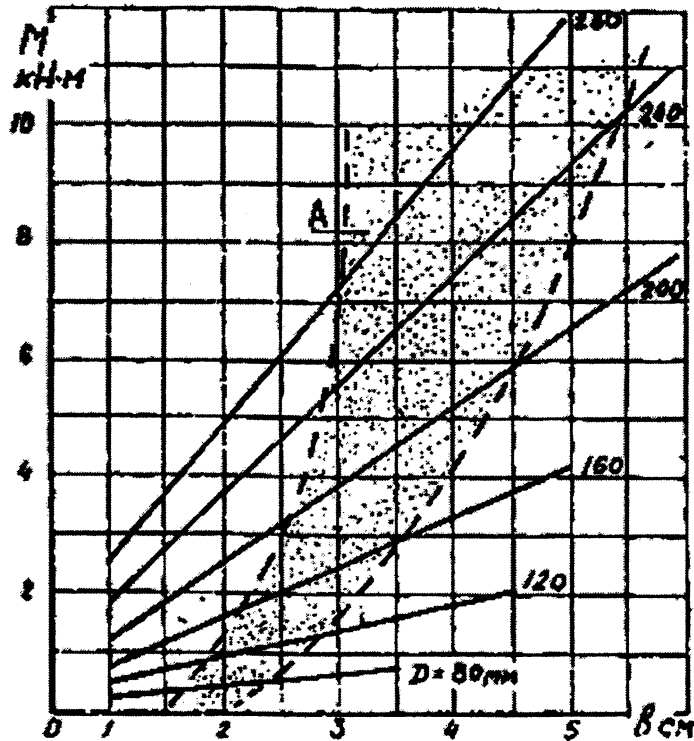


Рис.1 График для определения рабочего радиуса обоймы и ширины клина в зависимости от передаваемого момента.

При работе муфты без смазки для определения f_2 можно использовать рекомендации Н.К. Куликова [2], для пары сталь – чугун $f_2=0,15$.

При проектировании муфт со смазкой и напряжении смятия $[\sigma]_{\text{см}} = 10$ МПа коэффициент трения скольжения зависит от материала, сорта и количества масла, скорости скольжения, шероховатости и может быть определен по графику (рис.3).

Для получения минимальной температуры муфты количество заливаемого масла должно быть выбрано согласно графику (рис.3) или определяться по зависимости

$$m = \frac{V_n}{V_{\text{пр.к}}} \quad (2)$$

где V_n – объем заливаемого масла в муфту;

$V_{\text{пр.к}}$ – объем призматической канавки внешней обоймы.

Радиус рабочего профиля звёздочки

$$r = \frac{R}{u} \quad (3)$$

где u – безмерный параметр, который необходимо выбирать в следующем интервале: $u=1,25 \dots 2,2$; при этом предпочтительнее $u=1,5 \dots 1,75$.

Основным параметром, который определяет надежную работу МСХ, является угол заклинивания

$$\text{tg} \alpha \leq \frac{f_2 u - f_1 \cdot \sin \beta_0 (\sqrt{1 - \lambda^2} \sin^2 \varphi_{\text{max}} - \lambda \cdot \cos \varphi_{\text{max}})}{\sin \beta_0 \cdot (\sqrt{1 - \lambda^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\text{max}} - \lambda \cdot \cos \varphi_{\text{max}}) + f_1 f_2 \cdot u} \quad (4)$$

где $\lambda = \frac{e}{r}$ – безразмерный коэффициент;

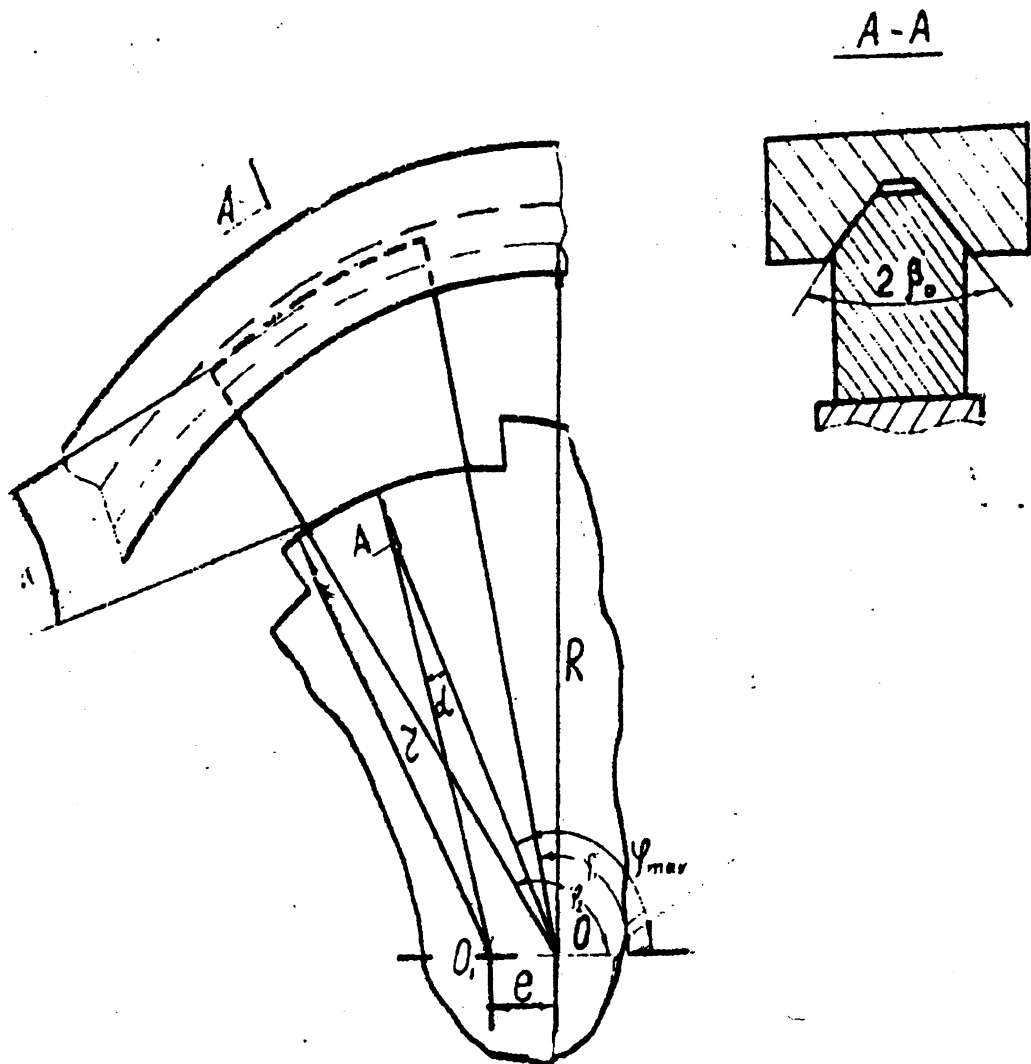


Рис.2 График клиновой муфты с основными геометрическими параметрами. По экспериментальным данным параметр $m=2\dots 3$ для муфт, работающих в длительном режиме свободного хода.

$f_1; f_2$ – коэффициент трения скольжения клина соответственно по наружной и внутренней обоймам;

R, r – рабочие радиусы наружной и внутренней обойм;

β_0 – угол наклона рабочей боковой поверхности клина.

При импульсном режиме работы МСХ $\beta_0=30\dots 35^\circ$;

при работе с продолжительным режимом обгона $\beta_0=40\dots 45^\circ$;

e – эксцентриситет рабочего профиля звездочки (см. рис. 2). φ_{\max} – угол (см. рис.2)

Формулой (4) можно пользоваться для проверки величины угла α . Экспериментальные исследования показали, что клиновые МСХ надежно работают при $\alpha=8\dots 11^\circ$.

Предпочтительнее $\alpha=9^\circ$.

Эксцентриситет рабочего профиля звездочки определяется по формуле

$$e = \frac{r \cdot \sin \alpha}{\sin \varphi_{\max}} \quad (5)$$

Угол φ_{\max} соответствует максимальному коэффициенту неравномерности напряжений на рабочей поверхности звездочки:

$$\gamma_{\max} = \frac{\lambda \cdot \sin \varphi_{\max} (\sqrt{1 - \lambda^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max} - \lambda \cos \varphi_{\max})}{\sqrt{1 - \lambda^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}} \quad (6)$$

При проектировании клиновых МСХ необходимо строить диаграмму изменения коэффициента неравномерности напряжений в зависимости от угла φ , по которому можно определить оптимальное положение закаливающего элемента на круговом эксцентричном профиле звездочки (в заклиненном состоянии).

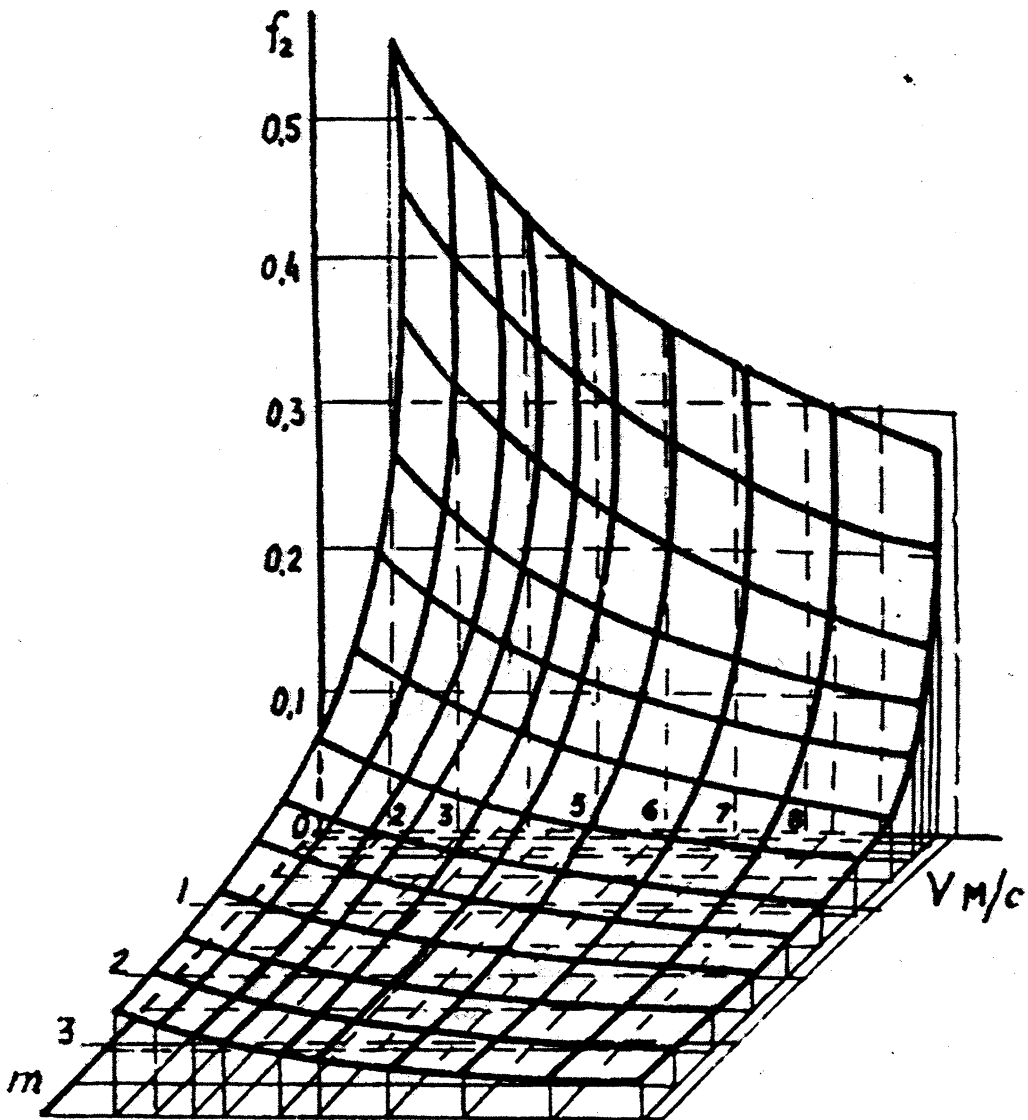


Рис.3. График для определения коэффициента трения скольжения в муфте в зависимости от скорости скольжения и количества смазки

По данным теоретических исследований, угол $\varphi_{\max} = 100^\circ \dots 125^\circ$, т.е. эта зона, в которой находятся клин в заклиненном состоянии и угол α , практически не изменяется.

При работе клиновых МСХ без смазки зазор между клином и обоймой необходимо выбирать минимальным ($\Delta = 1 \dots 2$ мм) для уменьшения динамических нагрузок при заклинивании. При работе со смазкой зазор нужно увеличивать до $\Delta = 3 \dots 4$ мм для улучшения условий режима смазки. Как показывают эксперименты, увеличение зазора не вызывает значительных динамических нагрузок при заклинивании, что объясняется демпфирующими свойствами смазки на площадках контакта. Поэтому при работе с длительным режимом холостого хода использование прижимных устройств, которые увеличивают момент трения, является нецелесообразным. Можно рекомендовать для работы маловязкие масла типа И 12А, И 20А по ГОСТ 20799-75.

ЛИТЕРАТУРА

1. Миклашевич А.А. Расчет напряжений смятия в клиновых обгонных муфтах. – В сб.: Машины и технология торфяного производства, вып. №5. Минск, 1975, с 147...150.; 2. Куликов Н.К. Клиновые механизмы свободного хода. – Машгиз, 1954, с. 68. Благодравов А.А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. – М.: Машиностроение, 1977, с. 142.

УДК 629.1.02-592-8+631.3.076-592-8-192

И. М. Комяк

СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫХ ПРИВОДОВ ТОРМОЗОВ САМОХОДНЫХ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Стремление снизить усилие на педали тормоза тяжелых самоходных сельхозмашин заставило ведущие фирмы-изготовители использовать давление масла, создаваемое насосом гидросистемы. Насосно-аккумуляторный гидрообъемный привод тормозов компактен, обладает высоким качеством процесса регулирования вследствие меньшего времени запаздывания по сравнению с вакуумным или пневматическим усилителем, легко поддается автоматизации и может быть перенесен на сельхозмашину с гидравлическим приводом тормозов без изменения большинства элементов тормозной системы и принципа их действия. Следует отметить, что функционирование системы высокого давления не нарушается при попадании в систему воздуха или парообразования в тормозной жидкости ввиду постоянной ее циркуляции; некоторое нарушение герметичности в исполнительной части системы не приводит к аварийной ситуации; рабочие детали узлов системы высокого давления постоянно находятся в смазке, что обеспечивает их надежность и долговечность. Последние достижения в области технологии производства, появление новых конструкционных материалов и расширение масштабов производства создают предпосылки для снижения стоимости гидравлических тормозных систем высокого давления.

Одной из причин перехода на гидравлические усилители служит такая их характеристика, как повышенный тормозной резерв, под которым понимается число возможных торможений после выхода из строя или отказа в работе источника энергии, питающего усилитель. Энергия, питающая вакуумный усилитель, исчезает, если двигатель заглох, а питающая гидравлический усилитель - в случае отказа насоса, который может иметь привод от трансмиссии, а не только от двигателя. Поскольку уровень давления, достигаемый в гидравлике, на несколько порядков выше создаваемого двигателем вакуума, то в существенно меньшем пространстве, занимаемом пневмогидравлическим аккумулятором, можно сосредоточить значительно больше энергии, чем в громоздком вакуумном ресивере. Применение же тормозных гидроприводов высокого давления наряду с уже имеющимися системами гидроусиления рулевого управления привело к появлению многочисленных вариантов централизованных гидравлических систем управления самоходными сельхозмашинами, в которых объединены системы как тормозного, так и рулевого гидропривода.

Компания Lucas Girling Systems (Великобритания) изготавливает в настоящее время главные тормозные цилиндры с гидроусилителем (двухконтурные тормозные краны), в которых давление насоса используется для управления гидравлически независимыми компенсационными главными тормозными цилиндрами типа "Mark-IV" серий CCV и CCV CV. В случае отказа источника энергии, питающего усилитель, такой привод обеспечивает прямое (без усиления) гидрообъемное управление тормозами, что существенно повышает безопасность движения сельхозмашин.

На рис. 1 показана схема одноконтурного насосно-аккумуляторного гидрообъемного привода рабочих тормозов с системой управления стояночным тормозом, разработанного фирмой Mannesmann Rexroth (Германия). Принцип его действия заключается в следующем. Шестеренный насос (1) засасывает рабочую жидкость из резервуара и нагнетает ее через автоматический регулятор давления (2) и обратные клапаны в гидроаккумуляторы (3) и (4). Из гидроаккумулятора (3) жидкость подается на вход односекционного тормозного крана (5) и при приведении последнего в действие путем нажатия на педаль поступает в рабочие гидроцилиндры (6). Чем больше усилие на педали, тем выше давление в рабочих гидроцилиндрах. Датчик давления (7), включенный в цепь светового индикатора, предназначен для сигнализации о степени зарядки гидроаккумулятора, т.е. о готовности привода к работе, а датчик (8) - для включения фонарей стоп-сигнала. Из гидроаккумулятора (4) жидкость подается на вход крана управления (9) стояночным тормозом и при приведении последнего в действие путем перевода рукоятки в крайнее верхнее положение (фиксируется) поступает в цилиндр стояночного тормоза (10), сжимает пружину энергоаккумулятора и таким образом растормаживает механизм данного тормоза. Кран управления (9) является краном с обратным следящим действием. Он применяется также для управления торможением сельхозмашины стояночным тормозом в случае отказа рабочих тормозов. Нормально замкнутый датчик давления (11) сигнализирует о включении стояночного тормоза.

Автоматический регулятор давления служит для переключения гидронасоса на питание систем управления другими механизмами при достижении верхнего предела регулирования давления в гидроаккумуляторах. Когда давление в гидроаккумуляторах вследствие потребления из них жидкости снижается до заданного нижнего предела регулирования, автоматический регулятор переключается и переводит насос в режим нагнетания жидкости в гидроаккумуляторы. Подпитка последних происходит до тех пор, пока давление в них не достигнет верхнего предела регулирования, затем цикл повторяется.

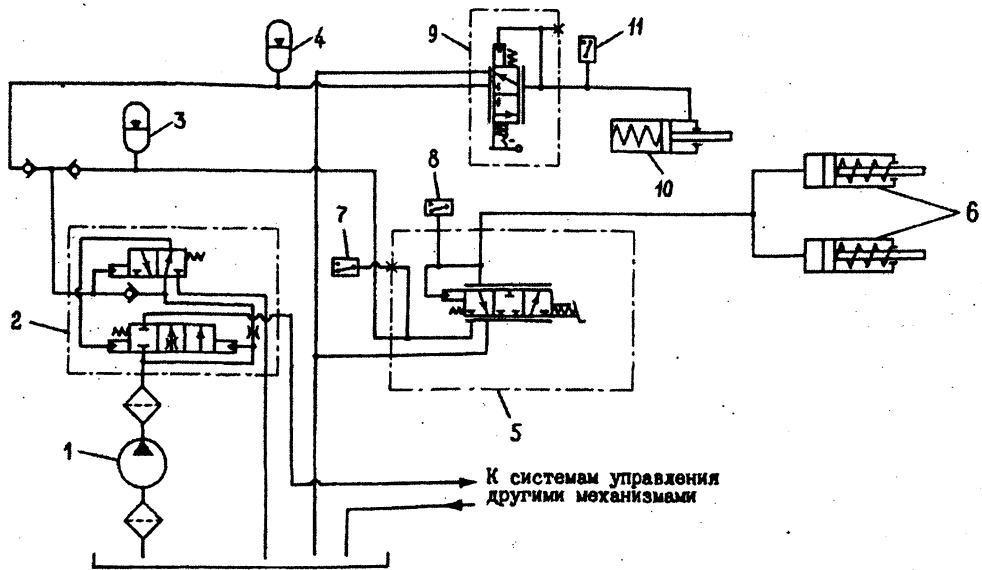


Рис. 1. Одноконтурный насосно-аккумуляторный гидрообъемный привод тормозов фирмы "Mannesmann Rexroth"

Зарядка гидроаккумуляторов через обратные клапаны обеспечивает возможность функционирования одного из контуров привода в случае разгерметизации другого. В случае отказа насоса емкости гидроаккумулятора (3) достаточно для обеспечения в среднем девяти экстренных торможений сельхозмашины. Ниже приведены рекомендации фирмы по выбору емкости гидроаккумулятора V_0 в зависимости от емкости рабочего цилиндра V_{s1} .

$V_{s1}, \text{см}^3$	<10	<25	<50	<75	<100
$V_0, \text{см}^3$	300	700	1330	1330+700	1330+1330

По наиболее выгодной цене фирма поставляет приводы, рассчитанные на номинальное давление 6 или 8 МПа. Максимальное рабочее давление, на которое фирма проектирует приводы - 10 МПа.

Фирма Mannesman Rexroth выпускает также гидроаппараты для создания двухконтурных тормозных систем, применяемых в основном на полноприводных моделях сельхозмашин. На рис. 2 показана схема двухконтурного насосно-аккумуляторного гидрообъемного привода, обеспечивающего возможность раздельного управления тормозными механизмами основного ведущего моста. Работает она следующим образом. Шестеренный насос (1) нагнетает рабочую жидкость через автоматический регулятор давления (2) и обратные клапаны в гидроаккумуляторы (3, 4). Из гидроаккумуляторов жидкость подается на входы двухсекционного тормозного крана (5) и при приведении последнего в действие путем нажатия на педаль поступает через блок клапанов управления (6) в рабочие цилиндры (7, 8) тормозных механизмов основного ведущего моста и рабочий цилиндр (9) тормозного механизма, расположенного в приводе управляемого моста. Одна секция крана (5) управляет тормозными механизмами основного моста, а другая - тормозом управляемого, так что при выходе из строя одного из контуров привода сохраняется возможность остановки сельхозмашины с помощью другого. Датчик давления (10)

предназначен для включения фонарей стоп-сигнала, а датчик (3) сигнализирует о степени зарядки гидроаккумуляторов.

Раздельное управление тормозными механизмами основного ведущего моста и отключение при этом тормоза управляемого моста обеспечиваются блоком (6), состоящим из трех механически деблокируемых обратных клапанов. Применение последних обусловлено стремлением улучшить динамические характеристики процесса регулирования (в обратном направлении проход жидкости открыт, так что при резком возврате клапанов в исходное положение обеспечивается быстрое опорожнение рабочих тормозных цилиндров) и относительной простотой их конструкции. Приведение в действие блока (6) осуществляется при помощи двух педалей с механизмом совместной блокировки. При транспортном режиме работы трактора педали блокируются между собой и при нажатии на них обратные клапаны деблокируются, открывая проход жидкости к рабочим цилиндрам всех тормозных механизмов. Процесс торможения регулируется при помощи тормозного крана (5). Для раздельного торможения колес основного ведущего моста при технологическом режиме работы сельхозмашины педали разъединяются, и при нажатии на одну из них деблокируется обратный клапан, управляющий соответствующим тормозным механизмом. Обратные клапаны, управляющие другим тормозным механизмом основного ведущего моста и тормозным механизмом управляемого моста, остаются в исходном положении благодаря незадействованной педали. Тормозной механизм управляемого моста срабатывает только при нажатии на сблокированные между собой педали управления блоком (6).

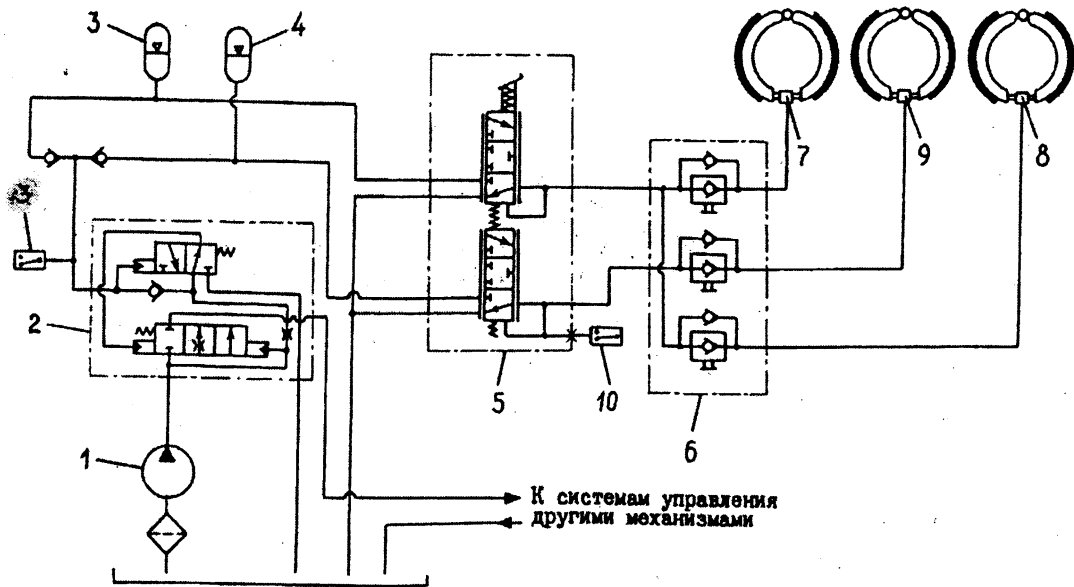


Рис. 2. Двухконтурный насосно-аккумуляторный гидрообъемный привод тормозов фирмы "Mannesmann Rexroth"

Тормозные краны служат для управления потоком и давлением рабочей жидкости контуров тормозной системы, поступающей к исполнительным аппаратам привода. Краны бывают прямого и обратного действия. Первые изменяют давление

жидкости на выходе прямо пропорционально усилию на тормозную педаль, а вторые - обратно пропорционально. По числу секций краны подразделяются на одно-, двух- и многосекционные. Каждая секция управляет потоком жидкости соответствующего контура тормозной системы и представляет собой распределитель следящего действия. Последний может управляться непосредственно от педали или от главного тормозного цилиндра. Секции располагаются последовательно, а также параллельно или комбинированно. На рис. 3 показаны конструкции одно- и двухсекционных тормозных кранов, применяемых в рассмотренных выше насосно-аккумуляторных приводах рабочих тормозов. Односекционный тормозной кран типа LT 05 приводится в действие посредством управляющего поршня, взаимодействующего с тормозной педалью. При нажатии на тормозную педаль управляющий поршень давит на расположенную внутри него главную пружину сжатия и через нее воздействует на распределительный золотник. Последний, перемещаясь влево, перекрывает линию слива Т и соединяет питающую линию Р с линией Вг, идущей к рабочим тормозным цилиндрам. Давление жидкости в линии Вг через осевое отверстие в золотнике одновременно действует против главной пружины сжатия совместно с возвратной пружиной, воздействующей на левый торец распределительного золотника. Рост давления в контуре привода тормозов будет продолжаться до тех пор, пока не наступит равновесие сил, воздействующих на распределительный золотник: с одной стороны, усилие главной пружины сжатия (пропорциональное усилию на тормозной педали), с другой - усилие от давления в линии Вг и усилие возвратной пружины. При дальнейшем увеличении давления в линии Вг равновесие нарушается, распределительный золотник перемещается в обратном направлении, дополнительно сжимая при этом главную пружину, и перекрывает линии Р, Вг и Т.

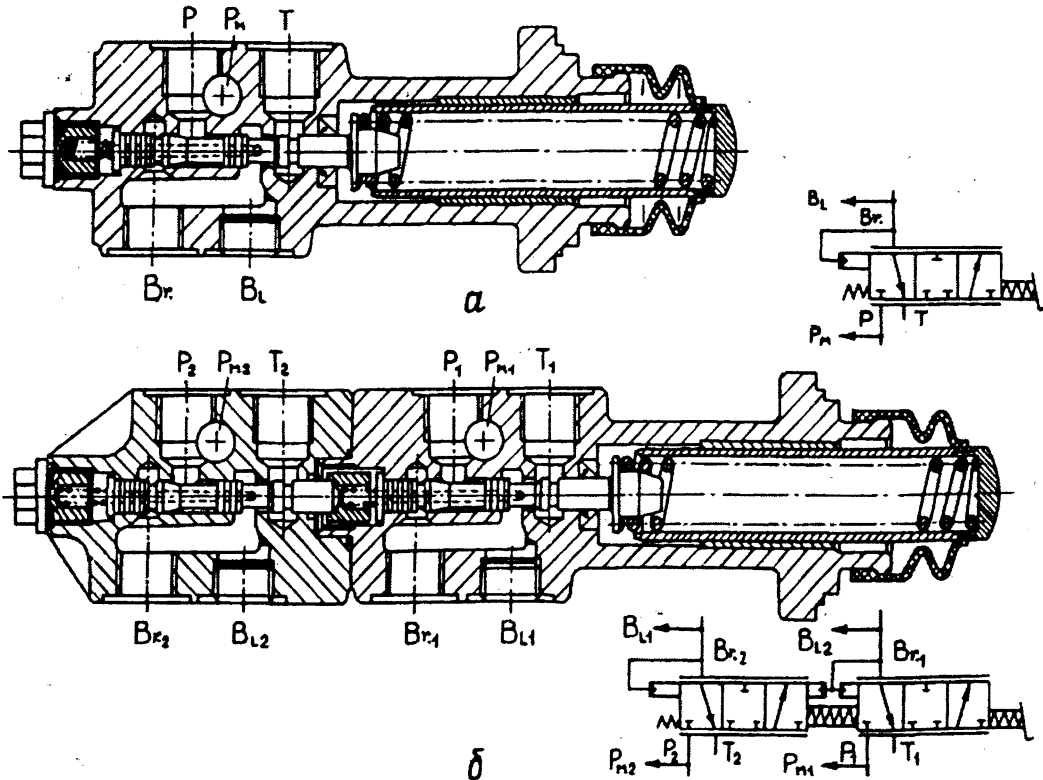


Рис. 3. Тормозные краны фирмы "Mannesmann Rexroth":
а - односекционный, тип LT 05; б - двухсекционный, тип LT 07

Давление в контуре привода тормозов устанавливается на уровне, пропорциональном усилию воздействия на тормозную педаль. При изменении этого усилия управляющий золотник перемещается (влево - при увеличении усилия, вправо - при уменьшении усилия). Наступает другое равновесие сил, приводящее к повышению или понижению давления в контуре.

Двухсекционный тормозной кран типа LT 07 разработан на базе рассмотренного выше односекционного. Фирма Mannesmann Rexroth изготавливает тормозные краны, рассчитанные на максимальные давления 4, 6, 8 и 10 МПа. При давлении в контуре привода тормозов 10 МПа усилие на управляющем поршне составляет 500 Н, а на тормозной педали - 130 Н. Для обеспечения нормативного времени срабатывания привода фирма не рекомендует использовать при монтаже трубопроводы и другую гидроарматуру с внутренним диаметром более 10 мм.

Для приведения в действие тормозов сельхозмашин с многомашинным гидрообъемным приводом ведущих колес, в котором применены двухскоростные гидромоторы, часто используется давление основного насоса гидротрансмиссии. Примером служит гидрообъемная трансмиссия свеклоуборочного комбайна NUCS-3 (Чехия) с насосно-аккумуляторным высокого давления приводом рабочих тормозов (рис. 4). Принцип ее действия заключается в следующем. Аксиально-поршневой гидромотор (1) в начале движения машины заряжает через один из обратных клапанов (2 или 3) в зависимости от направления движения гидроаккумулятор (8). Зарядка осуществляется быстро, поскольку выполняется насосом с высокой производительностью. При нажатии на педаль тормозного крана (9) жидкость подается в рабочие цилиндры (5, 6), которые приводят в действие барабанные тормозные механизмы мотор-колес, выполненных на базе двухскоростных высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов (4, 7) фирмы Poclain Hydraulics.

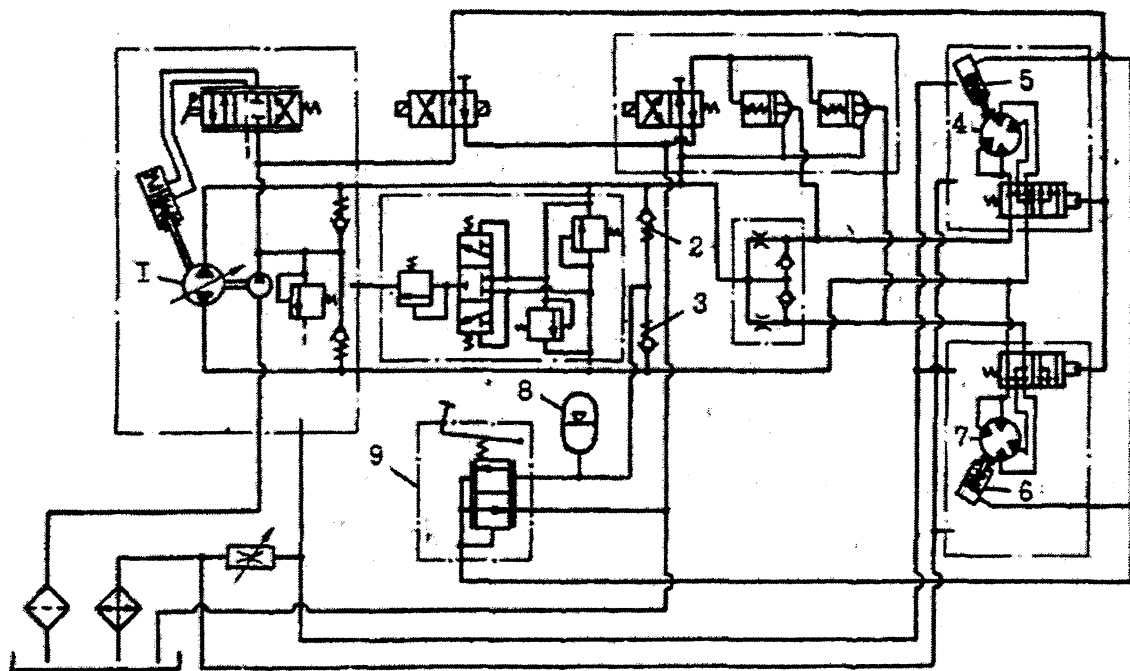


Рис. 4. Гидрообъемная трансмиссия свеклоуборочного комбайна NUCS -3 с насосно-аккумуляторным высокого давления приводом рабочих тормозов

Высокое давление (до 45 МПа), создаваемое насосом в силовых магистралях гидротрансмиссии, обеспечивает энергоемкость и компактность гидроаппаратов тормозного привода. Следует отметить, что с повышением давления снижается объемный КПД привода вследствие увеличения утечки рабочей жидкости в плунжерных парах его гидроаппаратов.

Стояночно-аварийные тормоза сельхозмашин с многомашинным гидрообъемным приводом ведущих колес, в котором применены нерегулируемые или бесступенчато регулируемые при помощи органа управления скоростью движения машины гидромоторы, как правило, оснащаются пружинными энергоаккумуляторами и растормаживаются при помощи давления подпитки гидротрансмиссии. Фирмой Hägglunds (Швеция) разработана гидрообъемная трансмиссия с насосным низкого давления приводом стояночно-аварийных тормозов (рис 5). Она работает по следующей схеме. Регулируемый основной насос (1), питающий нерегулируемые моторы (5, 7), приводит в действие связанный с ним кинематически вспомогательный насос (2). Последний обеспечивает подпитку гидротрансмиссии и подаёт рабочую жидкость через двухпозиционный распределитель (3) с ручным управлением к гидроцилиндрам (4, 6), содержащим пружинные энергоаккумуляторы. Под действием давления жидкости пружины, находящиеся в подпоршневой полости цилиндров, сжимаются и отключают тормозные механизмы.

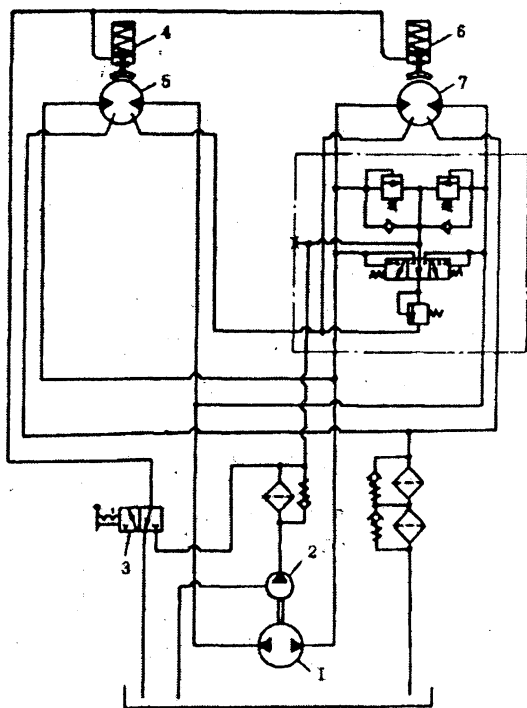


Рис. 5. Гидрообъемная трансмиссия фирмы Hägglunds с насосным низкого давления приводом стояночно-аварийных тормозов

Отсутствие в приводе гидроаккумулятора обеспечивает защиту гидротрансмиссии от выхода из строя при падении давления подпитки ниже минимально допустимой величины (обычно 0,5...0,6 МПа) или повреждении рукавов высокого давления, поскольку без давления подпитки работоспособность гидромашин трансмиссии исчисляется минутами. В этих случаях привод срабатывает автоматически. Двухпозиционный распределитель (3) используется для приведения в действие тормозов при остановке сельхозмашины на уклоне или подъеме с включенным двигателем (из-за утечек гидротрансмиссия не обеспечивает надежного стояночного торможения), в аварийных ситуациях, при проведении ремонтных работ или регулировке привода управления гидромашинами с целью предохранения сельхозмашины от движения при самопроизвольном включении гидротрансмиссии.

Положительным качеством привода является автоматическое включение стояночных тормозов при остановке двигателя.

Для обеспечения надежной работы насосно-аккумуляторного привода степень фильтрации жидкости должна быть не менее девятого класса в соответствии с NAS

1638. Зарубежные фирмы выпускают широкую номенклатуру фильтров, предназначенных для установки в линии гидросистем и непосредственно в баки и рассчитанных на широкий диапазон расходов и степеней фильтрации. Для сельхозмашиностроения на ближайшую перспективу наибольший интерес представляют устанавливаемые в бак фильтры, рассчитанные на расход 80...160 л/мин с номинальной степенью фильтрации 10...25 мкм. Фильтры могут комплектоваться оптическим или электрическим индикатором загрязнения, предохранительным клапаном и постоянным магнитом для улавливания включений из железа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулешов А.А., Марголин И.И. Пневмоколесные машины с бортовыми приводами и мотор-колесами. – М.: Машиностроение, 1995. – 312 с.; 2. Williamson M. Braking into the Millennium: The international review of industrial vehicle design. & Engineering. Of - Highway & Heavy - Duty Equipment // Industrial vehicle technology, 1995 - p. 2-7.; 3. Skoybeda A. T. , Komyak I.M. Tendencies of the development of the self-moving wheel agricultural machine braking systems // Proceeding of fifth international scientific-technical conference on internal combustion engines and motor vehicles MOTAUTO'98, Sofia 14-16 October 1998, - Sofia, Vol. IV, ISBN 954-90272-2-8. - p. 74-80.; 4. SAFIM hydraulische bremsanlagen mit hydraulischer servosteuerung: Просп. фирмы SAFIM – 1 с.; 5. SAFIM impianti per freni idraulici con servocomando idraulico. Impianto frenante per rimorchi agricoli: Просп. фирмы SAFIM – 6 с.; 6. Гидравлика за трактором: Просп. фирмы Mannesmann Rexroth – 8 с.; 7. Engineering and application manual mobile hndrostatic transmissions. Braking system: Просп. фирмы Hägglunds end Söner A.B. Mellansel – 29 с.

УДК 629.113

В.Д. Рогожин, А.А. Метто

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ КОЛЕСНЫХ МАШИН

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Процесс торможения колесной машины характеризуется постоянно изменяющимися условиями нагружения, сцепления колес с дорогой вследствие целого ряда известных причин. При этом к тормозным механизмам колесных машин, непосредственно влияющим на безопасность движения, предъявляются следующие требования: стабильная эффективность, максимальная надежность, плавное срабатывание, сопротивляемость загрязнению и коррозии, прочность, износостойкость, простота технического обслуживания и ремонта. [1]

Вышеуказанному комплексу требований в наибольшей степени удовлетворяют дисковые тормозные механизмы, барабанные аналоги которых рассеивают тепло значительно хуже вследствие внутреннего расположения фрикционных накладок. Чрезмерный нагрев может вызвать деформацию барабана и, в свою очередь, неравномерное прилегание к нему накладок, что снижает эффективность тормозных механизмов. Подтверждением этого вывода является тенденция устанавливать

дисковые тормозные механизмы не только на передней, но также и на задней оси колесной машины.

Кроме того, постоянный рост скорости движения колесных машин обуславливает необходимость в тормозных механизмах, обладающих улучшенными характеристиками. Суть проблемы заключается в том, что при торможении с больших скоростей тормозные механизмы должны преобразовать большое количество кинетической энергии колесной машины в тепловую энергию, что неизбежно приводит к возникновению значительной тепловой нагрузки непосредственно в области контакта тормозных колодок с тормозным диском. Температура других участков диска ниже за счет их охлаждения воздухом и отвода тепла к более холодным частям (см. рисунок 1). [2]

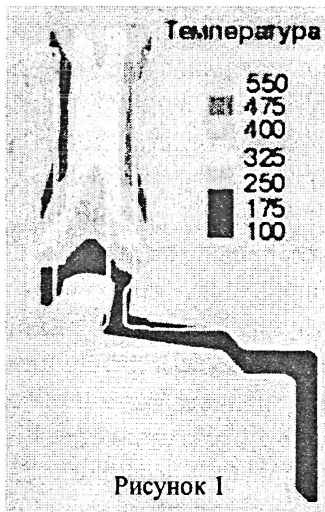


Рисунок 1

Неравномерное нагревание приводит к изменению формы рабочих поверхностей, способствуя ускоренному износу в местах, имеющих наивысшую температуру. Так под действием значительных температурных нагрузок тормозной диск прогибается, а его средняя часть утолщается.

Как следствие, происходит неравномерная выработка тормозного диска в радиальном направлении, изменение его толщины по окружности и деформация рабочей поверхности. В двух последних случаях при торможении ощущается вибрация на педали тормоза и рулевом колесе (из практики известно, что вибрация становится ощутимой, если торцевые биения превышают величину 0,1 мм). Увеличивается свободный ход педали тормоза и нарушается плавность торможения, поскольку тормозной диск стремится развести тормозные колодки на величину своего биения. Этому негативному явлению препятствуют упругие резиновые манжеты тормозных цилиндров, однако полное растормаживание колес в этом случае невозможно. Значит, при движении колесной машины возникнет дополнительное сопротивление, что неизбежно приведет к увеличению расхода топлива. [3]

Также существует вероятность коробления диска. При движении колесной машины с интенсивными разгонами и торможениями тормозные диски сильно разогреваются. Если разогретый до высокой температуры тормозной диск быстро охладить, возникнет деформация, в результате которой будет наблюдаться биение рабочих поверхностей диска относительно оси вращения ступицы колеса.

Таким образом, происходит уменьшение площади контакта тормозных колодок с тормозным диском. В этом случае, для остановки колесной машины при прочих равных условиях требуется приложить большее усилие на педаль тормоза. По мере увеличения степени износа тормозного диска может возникнуть ситуация, когда сила давления, развиваемая тормозным цилиндром, будет недостаточна для обеспечения надежного торможения. Как следствие, тормозной путь становится недопустимо большим, а на дорогах с низким коэффициентом сцепления (в зимних условиях эксплуатации) ситуация многократно ухудшается и может послужить причиной аварии.

Из всего вышесказанного можно сделать вывод – дальнейшее увеличение эффективности тормозных механизмов должно идти по пути снижения термонапряженности в области контакта тормозных колодок с тормозным диском.

Снижение тепловых нагрузок на элементы фрикционной пары тормозного механизма можно обеспечить при использовании рациональной конструкции узла трения, в первую очередь тормозного диска. Наиболее простыми по конструкции являются сплошные тормозные диски. Применение самовентилирующихся дисков с

развитой системой вентиляционных каналов в их теле может снизить рабочую температуру в области фрикционного контакта не менее чем на 30 %. Воздух забирается через отверстия в ступице или в основании тормозного диска. Он всасывается внутрь вентиляционных каналов и, проходя через них, выбрасывается наружу, охлаждая диск. Подбором рационального сечения каналов можно повысить теплоотдачу в различных точках диска на 9-50 %. Коэффициент теплоотдачи тормозного диска с криволинейными, например спиральными, вентиляционными каналами вдвое больше, чем сплошного. [4]

Промежуточное положение между сплошными и самовентилирующимися тормозными дисками занимают диски с перфорацией и канавками (шлицами). Прделанные по всей рабочей поверхности диска сквозные отверстия снижают вес диска, способствуют более эффективному снижению его температуры при работе, удаляют газы, образующиеся при работе фрикционной пары. Эти рабочие газы могут создавать подобие воздушной подушки и снижать эффективность тормозных механизмов, поэтому их отвод крайне важен, особенно в тормозных механизмах, работающих под большой нагрузкой. Перфорация предупреждает коробление тормозного диска. Канавки совместно с отверстиями способствуют удалению воды, грязи, пыли, что снижает риск поцарапать тормозной диск. И канавки, и перфорация увеличивают дополнительную тормозную силу и уменьшают износ. Изначально тормозные диски такой конструкции были разработаны для автоспорта. Во время гонки тормозные колодки работали на больших нагрузках и очень быстро покрывались тонким слоем нагара – выгоревшего и отработавшего фрикционного материала. По мере накопления нагара, тормозные колодки постепенно теряли свои фрикционные свойства вплоть до полной потери работоспособности. Канавки и шлицы практически срезают этот отработанный слой, обновляя колодки, что позволяет поддерживать работоспособность колодок на протяжении всей гонки.

Работоспособность тормозного диска во многом зависит от способа его крепления к ступице. Жесткое крепление не компенсирует радиального теплового расширения диска. В результате в зоне крепления диска к ступице напряжения от действия циклических тепловых расширений превышают предел текучести материала. В зонах отверстий под шпильки крепления тормозного диска развиваются радиальные термоусталостные трещины.

Уменьшить термонапряженность тормозных механизмов колесных машин за счет эффективных конструктивных решений позволяют разборные тормозные диски (см. рисунок 2). Благодаря такой конструкции значительно снижается риск перегрева и, как следствие, выхода из строя ступичного подшипника.[5]

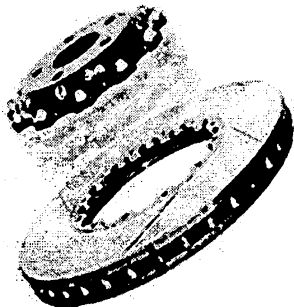


Рисунок 2

Известны попытки решить проблему термонапряженности посредством применения новых конструктивных материалов. Так сверхлегкие тормозные диски, созданные по технологии Porsche Ceramic Composite Brake, как утверждали в Porsche, имели запас прочности в 300 000 километров пробега, но, будучи установлены на Porsche 911 GT2, не выдержали интенсивных нагрузок. Диски перегревались и выходили из строя гораздо раньше. Вероятная причина – конструкция решетки радиатора Porsche 911 GT2, не обеспечивающая достаточный для охлаждения

тормозных дисков приток воздуха.

Проблема термонапряженности накладывает определенные ограничения и на конструкцию тормозных колодок. Они также должны охлаждаться, но, в отличие от

тормозных дисков, как раз должны не пропускать тепло. Нагреваясь сами, они обязательно начнут греть рабочие тормозные цилиндры, а те, в свою очередь, тормозную жидкость. Если тормозная жидкость закипит, тормозные механизмы перестанут работать, что может привести к тяжелым последствиям. Поэтому важно обеспечить тепловой барьер между фрикционными накладками и металлической основой тормозных колодок. Известны конструкции, предусматривающие для решения этой задачи принудительную систему охлаждения.

Существенное уменьшение термонапряженности в области фрикционного контакта возможно также за счет введения дополнительной пары трения. Известны конструкции, когда на один и тот же тормозной диск устанавливаются несколько суппортов, либо применяются многопоршневые суппорта. Однако эти варианты приводят к существенному снижению надежности тормозных механизмов за счет ускоренного износа тормозных дисков. Очевидно, что для реализации тормозного момента «в два потока» желательно использовать различные участки тормозного диска, чтобы обеспечить повышение эффективности тормозного механизма без снижения его надежности.

В Белорусско-Российском университете выполнен комплекс работ, в результате которых был сделан следующий вывод. Наряду с торцевой рабочей поверхностью тормозного диска следует использовать его внутреннюю поверхность на как можно большем по протяженности в осевом направлении участке. Тормозной механизм такой конструкции позволит снизить термонапряженность в основной фрикционной паре и увеличить тормозной момент без снижения надежности и долговечности. В Белорусско-Российском университете разработаны конструкции, обладающие такими свойствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов/ А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушенко и др.; Под ред. А.И. Гришкевича. - Мн.: Выш. шк., 1987. - 200с.;
2. Самохин С. Некоторые аспекты ремонта тормозных дисков// Автомобиль и сервис. - 2003. - № 2. - С.26 - 28.;
3. Крылов А. Колодки заменят бесплатно// Автомобиль и сервис. - 2000. - № 11. - С.32 - 34.;
4. Тормозные устройства: Справ./ М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов; Под общ. ред. М.П. Александрова. - М.: Машиностроение, 1985. - 312с.;
5. Шургалский Д. Тормоза// Тюнинг. - 2004. - № 1. - С.44 - 48.

УДК 629.113

В.В. Корсаков, Ал.М. Захарик, Ан.М Захарик, А.А.Гологуш, Ю.М. Захарик

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КОЛЕСНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВЕДУЩЕГО МОСТА БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

*Минский автомобильный завод
Минск, Беларусь*

Исследование динамической нагруженности зубчатых передач является одним из важных этапов в конструировании надежных долговечных узлов трансмиссий большегрузных автомобилей. Как показывают результаты исследований, паразитные дина-

мические моменты, возникающие от неточностей изготовления зубчатых колес, неуравновешенности масс, внешние источники дополнительных нагрузок, такие как неровности дорожного покрытия, различные дорожные препятствия, другие источники могут значительно влиять на работоспособность трансмиссии и автомобиля в целом, в связи с чем актуальной задачей современного исследователя становится создание быстродействующих алгоритмов учета всех особенностей работы зубчатых колес, особенно планетарных передач, широко применяющихся в колесных редукторах ведущих мостов большегрузных автомобилей. При анализе динамической нагруженности, первичной является задача силового анализа зубчатой передачи.

Для эвольвентной зубчатой передачи, находящейся под воздействием сил, возникающих в зубчатом зацеплении – распределенной нагрузки q , тангенциальной P_t и осевой P_o составляющей результирующей силы P_n , направленной под углом β_0 к оси вращения OO_n , крутящий момент определяется из сл. зависимости:

$$M_k = P_t r_o \cos \beta_0.$$

Силы, создающие крутящий момент, будут действовать в каждом сечении $A-A$ (см. Рис. 1) торцовой плоскости ведущей шестерни. Поэтому косозубое зацепление можно рассматривать как набор сечений, перпендикулярных оси зубчатых колес (A_1-A_1, \dots, A_n-A_n) с соответствующим углом поворота сечения на угол

$$\beta' = \arctg(\operatorname{tg} \beta \cdot B r_g),$$

где B - расстояние между сечениями,

r_g - делительный радиус шестерни.

Будем рассматривать силы, действующие от зацепления ведущей шестерни ("a"), свободно установленной среди ведомых шестерен ("b") (рис. 2). При этом сила P_t , действующая в плоскости, перпендикулярной оси вращения, с учетом силы трения F_{tr} , направленной под углом μ к линии зацепления (сила P_{tr}), разлагается на составляющую F_M , непосредственно создающую крутящий момент (т.е. $M_k = r_M * F_M$) и силу, смещающую ведущую шестерню в плоскости чертежа F_{p1} . Следует учитывать, что сила, заставляющая смещаться ведущую шестерню в ту или иную сторону $\Delta \vec{F}_p = \vec{F}_{p2} - \vec{F}_{p1}$ (в векторной форме) создает также и дополнительный момент $\vec{M} = \Delta \vec{F}_p \cdot r_1$, представляющий собой переменную составляющую динамического момента $M_{кр}$ в зависимости от направления смещения центра ведущей шестерни.

Учитывая то, что центр ведущей шестерни может смещаться относительно оси вращения в процессе плавания на величину Δ (переменная составляющая), а также погрешность изготовления шестерни $\tilde{\Delta}$ (радиальное биение – постоянная составляющая), на центр масс шестерни действует центробежная сила

$$\vec{F}_p(\omega) = m_{сш} \omega^2 \cdot \Delta + m_{сш} \omega^2 \cdot \tilde{\Delta} = F_{\Delta} + F_{\tilde{\Delta}}.$$

Учитывая все силы, действующие на ведущую шестерню, можно составить уравнение равновесия в векторной форме:

$$\vec{G}_0 + \vec{F}_p(\omega) + \vec{F}_{tr} + \Delta \vec{F}_p + \vec{F}_{m_2} = 0.$$

Поперечная подвижность ведущей шестерни на некоторых режимах может приводить к повышенным динамическим нагрузкам, влияющим на ее прочность. В связи с этим выводится соотношение для связи поперечных перемещений и угловых смещений ведущей шестерни.

Указанные зависимости справедливы для различного числа ведомых шестерен, находящихся одновременно в зацеплении с ведущей шестерней.

Не учитывая податливостей зубьев и опор, можно записать

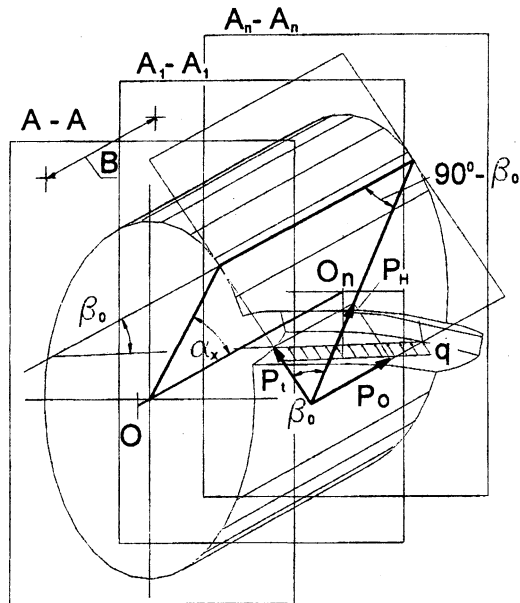


Рис. 1. Схема сил, действующих на зуб косозубой шестерни.

$$R_1 \varphi_1 = R_2 \varphi_2 - x_1 - y_1 \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда

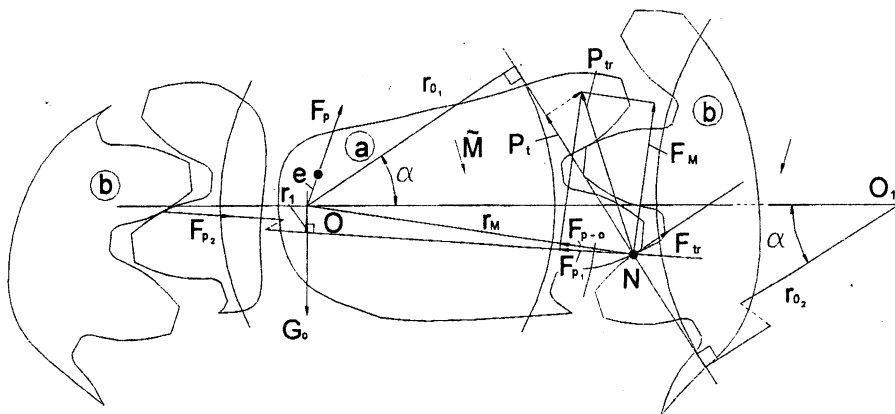


Рис. 2. Схема сил от зацепления ведущей и ведомой шестерен.

$$\varphi_1 = \frac{R_2}{R_1} \varphi_2 - \frac{x_1}{R_1} - y_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{R_1},$$

где R_1 и R_2 - делительные радиусы ведущей и ведомой шестерни (индексы 1 относятся к ведущей, а 2 - к ведомой шестерне),

α - угол профиля зубчатого зацепления;

φ - угол поворота шестерни;

X_I и Y_I - смещение центра масс ведущей шестерни.

Под воздействием усилия ΔF_p шестерня может переместиться на расстояние Z в направлении угла φ_1 (т.е. на расстояние $x_1 = z \cos \varphi_1$, $y_1 = z \sin \varphi_1$), если баланс сил трения и указанной силы ΔF_p позволит это сделать.

Приведенные рассуждения были справедливы для однопарного зацепления с коэффициентом перекрытия $\varepsilon=1$. В этом случае проблем при определении нагрузки P не возникает. При переключении нагрузки с одного зуба на другой, а также при работе зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon>1$ возникает ситуация, когда в работе принимает участие сразу несколько поверхностей, что вносит свои трудности в определение распределения нагрузки между зубьями.

Возвратимся к рассмотрению зубчатой передачи (рис. 2), состоящей из ведущей шестерни "а" и 2-х ведомых шестерен "b". Для общности случая полагаем, что все шестерни могут свободно вращаться относительно осей, а также имеют зазоры величиной Δ_i , обусловленные гарантированным боковым зазором и погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес. Крутящий момент, приложенный к ведущему звену, заставит его повернуться на угол φ для выбора зазора Δ_i . Тот зуб зубчатого колеса, который первым войдет в зацепление, очевидно, будет стремиться воспринять всю нагрузку, передаваемую передачей (если рассматривать кинематику в пределах отдельной плоскости A_n-A_n). Каждый следующий зуб войдет в зацепление раньше или позже теоретического зацепления из-за погрешностей изготовления зуба. В общем случае для каждой пары зубьев можно представить равенство

$$\delta_n = (\Delta_m - \Delta_n) + \delta_m,$$

где δ_n - деформация n -го зуба, $n=1, 2 \dots m-1$

Δ_m, Δ_n - зазоры соответствующей пары зубьев

$$\delta_n = F_n e_n,$$

где e_n - податливость n -й пары зубьев.

Если принять податливость зубьев одинаковой для каждой пары зубчатого колеса, то можно получить систему уравнений, решив которую, можно определить значения F_n для n -го зуба.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_1 e = F_m e + \Delta_m - \Delta_1 \\ F_2 e = F_m e + \Delta_m - \Delta_2 \\ \dots \\ F_n e = F_m e + \Delta_m - \Delta_n \\ F = \sum_{n=1}^m F_n \end{array} \right.$$

Для косозубого зацепления можно составить аналогичный ряд систем уравнений для сечений плоскостями A_n-A_n , перпендикулярными оси вращения и находящимися на равных расстояниях друг от друга:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 - A_1 F_1 e = A_1 - A_1 F_m e + A_1 - A_1 \Delta_m - A_1 - A_1 \Delta_1 \\ A_1 - A_1 F_2 e = A_1 - A_1 F_m e + A_1 - A_1 \Delta_m - A_1 - A_1 \Delta_2 \\ \dots \\ A_1 - A_1 F_n e = A_1 - A_1 F_m e + A_1 - A_1 \Delta_m - A_1 - A_1 \Delta_n \\ \dots \\ A_k - A_k F_n e = A_k - A_k F_m e + A_k - A_k \Delta_m - A_k - A_k \Delta_n \end{array} \right.$$

$$F = \sum_{k=1}^z \sum_{n=1}^m A_k - A_k F_n$$

Полученные значения распределения нагрузки на зубьях зубчатых колес позволяют определять характер распределения нагрузки на зубьях шестерни и реальные перемещения шестерен и их зубьев, что дает возможность исследовать процессы при смещении реальной точки контакта от теоретической и нагруженность редукторных узлов с учетом таких искажений.

Для ведущего моста большегрузного автомобиля была создана модель, на которой исследовалось влияние на динамическую нагруженность различных вариантов конструкций с различным числом стеллитов в колесной передаче. Исследовались конструкции с 3, 4, 5, 6 сателлитами.

В качестве сравнительного параметра нагруженности использовался коэффициент динамичности, представляющий собой отношение максимального динамического момента на полуосевой шестерне к расчетному крутящему моменту.

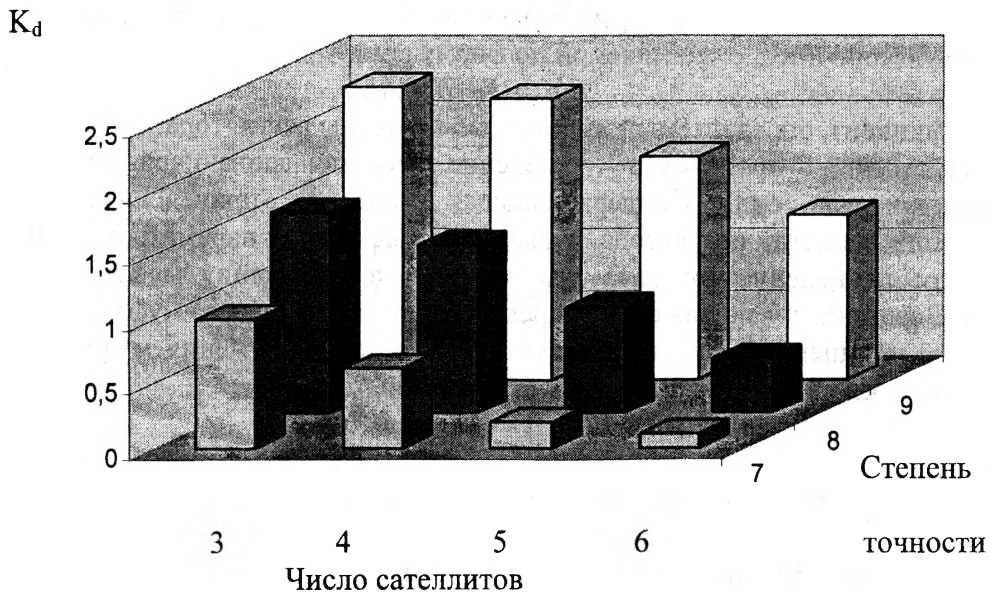


Рис. 3. Диаграмма результатов расчета ведущего моста автомобиля

Из диаграммы с результатами расчета, представленной на рис. 3, видно, что наименьшие значения динамического фактора получаются для пяти- и шестисателлитной колесной передачи при степени точности зубчатых передач 7. (Следует отметить некоторые сложности компоновочного характера, возникающие при разработке конструкции колесной передачи с 6-ти сателлитами).

Сравнивая значения K_d для более грубых степеней точности, можно видеть, что и для 8-й и для 9-й степеней точности значения параметра динамичности выше единицы даже для 5-ти и 6-ти сателлитной конструкции, что говорит о их недостаточной долговечности по сравнению выбранным вариантом (5 сателлитов при степени точности изготовления зубчатых колес 7).

УДК 629.113-585

Ю.М. Захарик, Ал.М. Захарик, Ан.М. Захарик,

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Минский автомобильный завод,
МАЗ-Купава
Минск, Беларусь*

При исследовании функционирования системы автоматического управления сцеплением для формирования характеристик двигателя в зависимости от задаваемого водителем положения педали управления разработан модуль двигателя внутреннего сгорания со всережимным регулятором. Типовой модуль двигателя представлен математической моделью и блоком исходных данных, определяющим параметры и характеристики дизельного двигателя. Представленный модуль открыт для дальнейших вложений с целью решения других задач моделирования переходных процессов, путем наращивания базовой структуры дополнительными связями, ограничениями и т.д.

При разгоне транспортного средства, водитель воздействует на педаль управления двигателем, что приводит к изменению силы предварительной затяжки пружины регулятора $E(\alpha_d)$, определяемой по формуле:

$$E(\alpha_d) = E_0 + b_a \alpha_d(t), \quad (1)$$

где b_a - коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора.

Соответственно происходит изменение восстанавливающей силы E и поддерживающих P сил. Поддерживающая сила P , приведенная к муфте чувствительного элемента регулятора, является его выходным параметром и зависит от угловой скорости коленчатого вала двигателя ω_d и положения муфты z_p , то есть $P = f_1(\omega_d, z_p)$. Восстанавливающая сила E препятствует перемещению муфты и является в общем случае нелинейной функцией двух переменных: положения муфты z_p и угла поворота рычага настройки регулятора α_d , то есть $E = f_2(\alpha_d, z_p)$

$$P(\omega_d, z_p) = A(z_p) \omega_d^2 u_p^2$$

$$E(\alpha_d, z_p) = E(\alpha_d) + c_p z_p$$

где $A(z_p)$ - инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты,

$$A(z_p) = n_{zp} m_{zp} r_1 (r_0 + r_1 z_p / r_2) / r_2,$$

r_0, r_1, r_2 - кинематические параметры регулятора;

n_{zp}, m_{zp} - число и масса грузов;

u_p - отношение угловых скоростей валика регулятора и коленчатого вала двигателя;

$E(\alpha_\delta)$ - приведенная к муфте сила предварительной затяжки пружины регулятора, зависящая от угла поворота рычага управления регулятором α_δ , то есть от настройки скоростного режима работы двигателя. При $\alpha_\delta=0$ $E(\alpha_\delta) = E(0) = E_0$ -сила предварительного сжатия пружины, определяющая угловую скорость начала действия регулятора; c_p - приведенная жесткость пружин регулятора.

Расчетная схема приведенной динамической системы всережимного регулятора с переменной предварительной затяжкой пружины представлена на рисунке 1. Здесь m_p - приведенная масса регулятора, органов топливоподающей аппаратуры и соединительных элементов, связанных в своем движении с относительным движением муфты; c_k - приведенная жесткость пружины корректора; μ_p - коэффициент жидкостного трения; F_p - сила сухого трения; z_k - перемещение муфты, соответствующее полному ходу штока корректора. Параметры динамической системы регулятора и действующие на массу m_p силы, приведены к оси муфты чувствительного регулятора.

Учитывая ограничения по предельному перемещению рычагов регулятора, обусловленные их кинематикой, и принимая в качестве обобщенной координаты z_p прямолинейное поступательное перемещение массы m_p , на основе принципа д'Аламбера получим уравнение движения с соответствующими граничными условиями:

$$1) \quad \text{при } z_k > z_p \geq 0 \\ m_p \ddot{z}_p = P(\omega_\delta, z_p) - E(\alpha_\delta, z_p) + c_k(z_k - z_p) - \mu_p \dot{z}_p - F_p \text{sign} \dot{z}_p, \quad (2)$$

$$2) \quad \text{при } z_p \max \geq z_p > z_k \\ m_p \ddot{z}_p = P(\omega_\delta, z_p) - E(\alpha_\delta, z_p) - \mu_p \dot{z}_p - F_p \text{sign} \dot{z}_p, \quad (3)$$

где \dot{z}_p, \ddot{z}_p - соответственно скорость и ускорение муфты чувствительного элемента регулятора.

Первый режим (выражение 2) соответствует работе регулятора на корректорной ветви характеристики, а второй (выражение 3) - на регуляторной. За нулевое положение обобщенной координаты z_p принимается положение приведенной массы регулятора при полной подаче топлива, а за максимальное положение $z_p \max$ - положение, соответствующее работе двигателя на режиме холостого хода.

Дифференциальные уравнения (2) и (3) являются нелинейными. Нелинейности создаются возмущениями, которые представляются силами $E(\alpha_\delta, z_p)$, $P(\omega_\delta, z_p)$. Кроме того, уравнения имеют существенные нелинейности, обусловленные ограничениями на перемещение приведенной массы и рычагов регулятора.

Для определения величины момента двигателя при его работе на частичных режимах необходимо установить связь между координатой муфты чувствительного элемента регулятора z_p и рейки топливного насоса h_p . Рейка насоса соединяется с муфтой регулятора передаточным механизмом, который спроектирован таким образом, что перемещение муфты устраняет причину, вызвавшую это перемещение. С увеличением подачи топлива возрастает крутящий момент двигателя. При избытке крутящего момента увеличивается угловая скорость коленчатого вала двигателя. Следовательно, результатом движения муфты является уменьшение величины подачи топлива, то есть уменьшение координаты рейки топлива насоса h_p . Поэтому уравнение связи имеет вид:

$$h_p = h_p \max - b_p z_p, \quad (4)$$

где b_p -коэффициент передачи ($b_p = h_p \max / z_p \max$)

Для большинства регуляторов данная связь нелинейна. Поэтому в общем случае уравнение связи является более сложным, чем уравнение (4).

Предполагая, что крутящий момент двигателя изменяется пропорционально относительному изменению координаты рейки топливного насоса $h_p/h_{p \max}$, в случае работы двигателя на частичных режимах, момент двигателя определяется из выражения:

$$M_d(\omega_d, h_p) = M_d(\omega_d) h_p/h_{p \max}, \quad (5)$$

где $M_d(\omega_d)$ – текущее значение момента двигателя по внешней характеристике.

Таким образом, формирование крутящего момента двигателя (5) осуществляется с помощью уравнения (1), определяющего изменение силы предварительной затяжки пружины регулятора, вызванное воздействием водителя на педаль управления, уравнений движения муфты чувствительного элемента регулятора (2) и (3) и уравнения связи между перемещением муфты регулятора и органа подачи топлива (рейки топливного насоса) (4). Уравнение движения коленчатого вала двигателя составляется с допущением, что двигатель в каждое мгновение развивает крутящий момент, величина которого определяется положением рейки топливного насоса h_p , управляемой регулятором, и значением угловой скорости коленчатого вала двигателя.

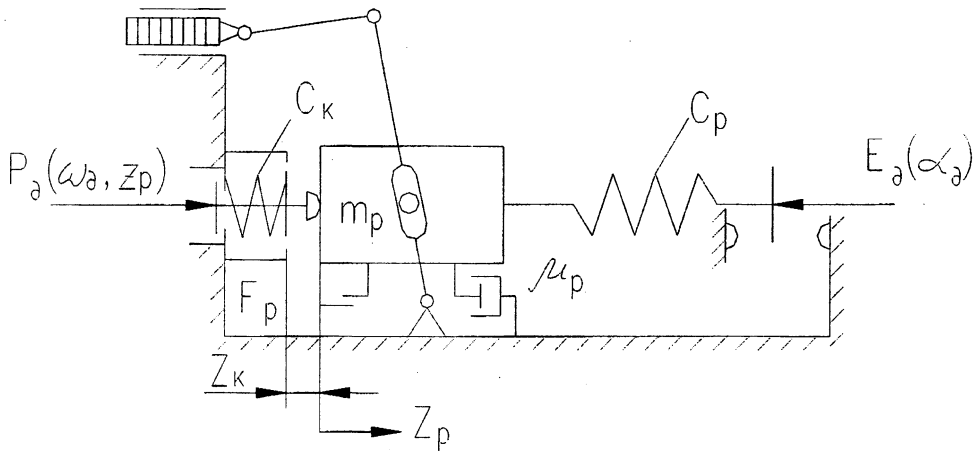


Рис.1. Расчетная схема динамической системы всережимного регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя.

УДК 629.113-585

Ю.М. Захарик, Ал.М. Захарик, Ан.М. Захарик, С.Л. Николаёнок

ФУНКЦИЯ ПРЕДИКАТ В ВОПРОСАХ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ РАБОТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Минский автомобильный завод,
МАЗ-Купава
Минск, Беларусь

При разгоне транспортного средства для динамической системы трансмиссии одним из возмущающих факторов является изменение момента трения сцепления. Для формирования момента трения сцепления по усилию на вилке сцепления, развиваемого

электропневмоприводом, разработан вычислительный модуль постоянно замкнутого сцепления сухого трения. Причем, выходная характеристика данного модуля используется для оценки работы системы автоматического управления сцеплением.

Модель двухдискового автоматически управляемого сцепления позволяет исследовать как процесс включения, так и выключения сцепления с учетом:

- податливости механической части привода и ведомых дисков сцепления;
- силы сухого трения в шлицевых соединениях дисков;
- изменения усилия на нажимной диск при работе сцепления.

Рассматриваемая динамическая система является существенно нелинейной. Нелинейности вызваны наличием зазоров в приводе и между дисками сцепления, нелинейностью характеристик упругости ведомых дисков и силами сухого трения.

Вычислительная модель сцепления для удобства математического описания протекающих в нем процессов представлена в виде логико-динамической системы. Фрикционное сцепление может иметь три состояния: быть полностью разомкнутым, замкнутым и буксовать. В зависимости от указанных состояний динамическая система сцепления изменяет свою структуру. Это, в свою очередь, вызывает изменение структуры логико-дифференциальных уравнений, описывающих движение масс сцепления.

Математическое описание динамики сцепления получено при следующих допущениях:

- все детали сцепления, кроме ведомых дисков, абсолютно жесткие;
- не учтены изменения сил трения на шлицевом валу и направляющих ведущих дисков, вызванные нарастанием крутящего момента при работе сцепления;
- не учитывается влияние жесткости и демпфирования в опорах силового агрегата в продольном направлении.

Математическое описание процессов, происходящих в сцеплении при его выключении-включении, осуществляется с помощью гибридных функций и имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= [c_0(x_{\max} - x_1) - F_{np}L_{np} - F_1L_1 - F_{r1}\text{sign}\dot{x}_1] / m_1 \\ \ddot{x}_2 &= [F_1L_1 - F_2L_2 - F_{r2}\text{sign}\dot{x}_2] / m_2 \\ \ddot{x}_3 &= [F_2L_2 - F_3L_3 - F_{r3}\text{sign}\dot{x}_3] / m_3 \\ \ddot{x}_4 &= [F_3L_3 - F_4L_4 - F_{r4}\text{sign}\dot{x}_4] / m_4, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где L_i – функция предикат, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} L_{np} &= \begin{cases} 0 & \text{если } z > x_1 U_{np}; \\ 1 & \text{если } z \leq x_1 U_{np}; \end{cases} \\ L_1 &= \begin{cases} 0 & \text{если } (x_1 \leq \Delta_1) \vee [x_2 \geq (x_1 - \Delta_1)]; \\ 1 & \text{если } (x_1 > \Delta_1) \wedge [x_2 < (x_1 - \Delta_1)], \end{cases} \\ L_2 &= \begin{cases} 0 & \text{если } (x_2 \leq \Delta_2) \vee [x_3 \geq (x_2 - \Delta_2)]; \\ 1 & \text{если } (x_2 > \Delta_2) \wedge [x_3 < (x_2 - \Delta_2)], \end{cases} \\ L_3 &= \begin{cases} 0 & \text{если } (x_3 \leq \Delta_3) \vee [x_4 \geq (x_3 - \Delta_3)]; \\ 1 & \text{если } (x_3 > \Delta_3) \wedge [x_4 < (x_3 - \Delta_3)], \end{cases} \\ L_4 &= \begin{cases} 0 & \text{если } x_4 \leq \Delta_4; \\ 1 & \text{если } x_4 > \Delta_4; \end{cases} \end{aligned} \right\}$$

U_{np} - передаточное число привода управления сцеплением,
 $U_{np} = (ae)/(bf)$; a, b, e, f – длины плеч отжимных рычагов и вилки сцепления;
 x_{max} - преднатяг нажимной пружины при полностью выключенном сцеплении;
 F_{np}, F_i - усилие, развиваемое приводом на вилке сцепления, и усилия между поверхностями трения дисков сцепления, $i=1 \dots 4$ (восстанавливающие силы);
 m_1, m_2, m_3, m_4 – массы, соответственно, нажимного диска с отжимными рычагами, первого ведомого, промежуточного и второго ведомого дисков;
 C_{np}, C_o – приведенные жесткости механической части привода и нажимных пружин;
 C_1, C_2, C_3, C_4 – нелинейные жесткости ведомых дисков;
 $F_{T1}, F_{T2}, F_{T3}, F_{T4}$ – силы сухого трения;
 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$ – зазоры между поверхностями трения при полностью выключенном сцеплении;
 x_1, x_2, x_3, x_4 – координаты перемещения соответствующих масс, за начало отсчета которых принято положение масс при выключенном сцеплении.

Упругая характеристика ведомых дисков сцепления $F_i(\Delta x)$, принятая в качестве исходной в данной модели, определяет характер изменения усилий, развиваемых между поверхностями трения дисков сцепления при его включении, в зависимости от деформации Δx . Здесь за основу взята экспериментальная кривая $F_i(\Delta x)$, являющаяся нелинейной. Для удобства моделирования переходных процессов в сцеплении предварительно проводилась аппроксимация вышеназванной упругой характеристики. В результате получена следующая аналитическая зависимость для сил упругости ведомых дисков:

$$F_i = D_o + \sum_{i=1}^9 D_i \Delta x^i,$$

где D_i - коэффициенты аппроксимации упругой характеристики ведомых дисков.

Так как усилия F_i носят нелинейный характер, то жесткость и частота собственных колебаний рассматриваемой динамической системы в этом случае зависят от амплитуды деформации Δx . Путем дифференцирования кривой F_i и аппроксимации полученной аналитической зависимости получим уравнение для переменной жесткости ведомых дисков:

$$C_i = \frac{dF_i}{dx} = B_o + \sum_{i=1}^9 B_i \Delta x^i,$$

где B_i - коэффициенты аппроксимации производной упругой характеристики ведомых дисков сцепления.

Построение математической модели сцепления с использованием полученной зависимости $C_i(\Delta x)$ повышает адекватность разработанной имитационной модели.

С учетом вышесказанного, восстанавливающие силы и усилие, развиваемое приводом на вилке сцепления, определяются следующим образом:

$$F_{np} = C_{np} (y - u_{np} x_1) u_{np}$$

$$F_1 = C_1 (x_1 - \Delta_1 - x_2)$$

$$F_2 = C_2 (x_2 - \Delta_2 - x_3)$$

$$F_3 = C_3 (x_3 - \Delta_3 - x_4)$$

$$F_4 = C_4(x_4 - \Delta_4)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (1) приводилось при значениях параметров сцепления, приведенных в таблице 1.

Передаваемый момент трения сцепления M_c представляет собой результат взаимодействия поверхностей трения фрикционных накладок ведомых дисков с поверхностями ведущих элементов при изменяющемся усилии со стороны нажимного диска:

$$M_c = R_\mu \mu \sum_{i=1}^4 F_i,$$

где R_μ – средний радиус фрикционных накладок, дл накладок с наружным радиусом R и внутренним радиусом r : $R_\mu = 2(R^3 - r^3) / [3(R^2 - r^2)]$;

μ – коэффициент трения материала фрикционных накладок.

Таблица 1

Основные параметры сцепления ЯМЗ-238

№п/ п	Наименование параметра	Численное значение
1	Момент трения сцепления M_c , Нм	1920
2	Коэффициент трения фрикционных накладок, μ	0,25
3	Суммарное усилие на нажимном диске F , Н	12110
4	Удельное давление на фрикционные накладки q , Н/м ²	$14,8 \times 10^{-3}$
5	Параметры фрикционных накладок: - наружный диаметр D , м - внутренний диаметр d , м - толщина ведомого диска с фрикционными накладками в сборе δ , м	0,40 0,22 0,01
6	Материал накладок ведомого диска	КФ-2
7	Число нажимных пружин сцепления Z	28
8	Параметры нажимной пружины сцепления: - длина пружины в свободном состоянии l_0 , м - длина пружины, установленной в сцепление l , м	0,088 0,056
9	Жесткость нажимной пружины C_0 , Н/м	$1,47 \times 10^4$
10	Число ведомых дисков n	2
11	Передаточное число: - отжимных рычагов i_p - вилки сцепления i_c	5,4 1,53
12	Ход нажимного диска при выключении сцепления S_0 , м	$2,5 \times 10^{-3}$

УДК 621.833.01

А.М. Даньков, С.И. Родионова

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ДЛИНЫ ПУТИ ТРЕНИЯ В ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕДАЧАХ НА БАЗЕ СОСТАВНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Одной из наиболее важных эксплуатационных характеристик любой зубчатой передачи является износостойкость рабочих поверхностей зубьев. Вследствие известных особенностей зацепления зубчатого сектора, вращающегося относительно оси, не совпадающей с центром его делительной дуги, и цельного зубчатого колеса [1], обуславливающих повышенное скольжение зубьев в определенных фазах зацепления, эта характеристика особенно актуальна для плавнорегулируемых зубчатых передач. Оценить трибологические характеристики этой передачи можно, зная более или менее точную картину распределения толщины изношенного в процессе взаимодействия составного и цельного зубчатых колес слоя по профилям зубьев сектора. Известно, что толщина изношенного слоя h зависит от длины L пути трения [2]:

$$h = I_h \times L, \quad (1)$$

где I_h – интенсивность изнашивания материала зубчатых секторов составного зубчатого колеса.

В свою очередь, для определения длины пути трения в произвольной точке u_i контакта профиля зуба сектора с профилем зуба цельного зубчатого колеса необходимо знать радиус r_{y_i} этой точки относительно оси вращения составного зубчатого колеса. Определение этого радиуса осложняется вышеупомянутыми особенностями зацепления зубчатого сектора составного зубчатого колеса с цельным зубчатым колесом. Точки контакта эвольвентных поверхностей зубьев сектора и зубьев цельного зубчатого колеса лежат на общей нормали к этим профилям, являющейся в то же время касательной к основным окружностям колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов (основной дуге сектора) и цельного зубчатого колеса. Ее положение, как было установлено в [1], изменяется в зависимости от угла поворота составного зубчатого колеса.

Введем некоторые допущения, которые без недопустимых искажений позволяют упростить теоретическую картину взаимодействия зубьев составного и цельного зубчатых колес и необходимые для определения длины пути трения расчеты.

Во-первых, в начале и конце процесса взаимодействия однозубого сектора с цельным зубчатым колесом имеются явно выраженные фазы кромочного зацепления [1], в которых точка контакта зубьев не совпадает с общей касательной к основным окружностям колеса-заготовки и цельного зубчатого колеса. Поэтому длину пути трения будем определять для точек профиля зуба сектора, в которых отсутствует кромочное зацепление.

Во-вторых, на практике процесс зацепления сектора составного колеса и цельного зубчатого колеса происходит не изолированно, поэтому при определенных углах поворота составного зубчатого колеса имеет место процесс пересопряжения зубьев, принадлежащих различным секторам. Его длительность определяется конструкцией составного зубчатого колеса (наличие одного, двух или нескольких силовых потоков), числом зубьев сектора, коэффициентом торцового перекрытия секторов и другими ме-

нее значимыми факторами. Неопределенность точки профиля зуба сектора, в которой начинается процесс пересопряжения зубьев, обуславливает необходимость рассматривать взаимодействие сектора и цельного зубчатого колеса без учета этого процесса.

В-третьих, за начальное положение, от которого отсчитываются углы поворота сопряженных зубчатых колес при определении длины пути трения, принимается такое положение зубчатых колес передачи, когда ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии составного и цельного зубчатых колес. Вследствие присущей передачам на основе полисекторных зубчатых колес погрешности передаточного отношения у них отсутствует прямо пропорциональная связь между углами поворота ведущего и ведомого элемента. Произвольному углу ε_i поворота составного зубчатого колеса соответствует единственная точка у контакта профилей взаимодействующих зубьев, и наоборот, заданной точке у соответствует строго определенный угол ε_i .

С учетом вышесказанного разработаны алгоритм и программа для ЭВМ, которые позволяют определять длину пути трения для зубьев зубчатого сектора в каждой точке их контакта с зубьями цельного зубчатого колеса в произвольный момент времени. Основой разработанного алгоритма является алгоритм определения длины пути трения для эвольвентных передач внутреннего и внешнего зацепления с цельными зубчатыми колесами, который изложен в работе [3] и откорректирован с учетом особенностей зацепления составного и цельного зубчатых колес.

Зацепление зуба зубчатого сектора, рассматриваемое с учетом вышеприведенных допущений, начинается в точке А, которой соответствует угол поворота составного колеса ε_a , и заканчивается в точке С, которой соответствует угол поворота ε_c , то есть угол ε_i изменяется в пределах от ε_a до ε_c .

В соответствии с рисунком 1 радиус окружности с расположенным на оси вращения составного зубчатого колеса центром, проходящей через точку контакта профилей зубьев сектора и цельного зубчатого колес при их как внешнем, так и внутреннем зацеплении определяется из выражения:

$$r_{y1} = \sqrt{R_{y1}^2 + e^2 + 2 \times R_{y1} \times e \times \cos(\delta)}; \quad (2)$$

где R_{y1} - радиус точки контакта профилей зубьев сектора и цельного зубчатого колеса относительно центра колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов составного колеса, определяемый из следующих выражений: при $\varepsilon_i \in [\varepsilon_a, 0]$ для внешнего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} + r_e}{00_2} = \left| \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} \pm \delta + \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|; \quad (3)$$

для внутреннего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} - r_e}{00_2} = \left| \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} \pm \delta + \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|; \quad (4)$$

при $\varepsilon_i \in [0, \varepsilon_c]$ для внешнего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} + r_e}{00_2} = \left| \pm \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} - \delta \mp \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|; \quad (5)$$

для внутреннего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} - r_e}{00_2} = \left| \pm \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} - \delta \mp \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|. \quad (6)$$

В выражениях 3, 4, 5, 6 верхний знак относится к зубу, расположенному слева от оси симметрии составного зубчатого колеса, нижний - к зубу, расположенному

справа от оси симметрии составного зубчатого колеса.

r_{a2} и r_a – радиусы основных окружностей цельного зубчатого колеса и колеса-заготовки для изготовления секторов соответственно;

$00_2 = \sqrt{a^2 + e^2 \pm 2 \times a \times e \times \cos \varepsilon_i}$ - текущее расстояние между центрами колеса-заготовки и цельного зубчатого колеса;

здесь знак плюс для внешнего зацепления, минус - для внутреннего;

a - межосевое расстояние передачи;

e - вылет зубчатого сектора относительно центра составного зубчатого колеса;

δ – угол между осью симметрии зубчатого сектора и радиусом точки контакта: для зубьев зубчатого сектора расположенных слева от оси симметрии составного зубчатого колеса

$$\delta = \frac{2 \times 180}{z} \times N + \frac{180}{2 \times z} + \text{inv}(\arccos \frac{z \times m}{2 \times R_{y1}}) -$$

для точки контакта, находящейся на головке зуба сектора;

$$\delta = \frac{2 \times 180}{z} \times N + \frac{180}{2 \times z} - \text{inv}(\arccos \frac{2 \times R_{y1}}{m \times z}) -$$

для точки контакта, находящейся на ножке зуба сектора,

для зубьев зубчатого сектора расположенных справа от оси симметрии составного зубчатого колеса

$$\delta = \frac{3 \times 180}{2 \times z} + \frac{2 \times 180}{z} \times N - \text{inv}(\arccos \frac{z \times m}{2 \times R_{y1}}) -$$

для точки контакта, находящейся на головке зуба сектора;

$$\delta = \frac{2 \times 180}{z} \times N + \frac{3 \times 180}{2 \times z} + \text{inv}(\arccos \frac{2 \times R_{y1}}{m \times z}) -$$

для точки контакта, находящейся на ножке зуба сектора;

здесь N - номер зуба сектора;

z - число зубьев колеса-заготовки для изготовления секторов;

m - модуль зацепления.

R_{y1} - расстояние точки контакта зубьев сектора и цельного зубчатого колеса в начале зацепления от центра колеса-заготовки;

Подставляя в уравнения 3 и 4:

для внешнего зацепления

$$R_{y1} = \sqrt{r_{a2}^2 + 00_2 - 2 \times r_{a2} \times 00_2 \times \cos(\arccos \frac{r_{a2} + r_a}{00_2} - \arccos \frac{r_{a2}}{r_{a2}})}, \quad (7)$$

для внутреннего зацепления

$$R_{y1} = \sqrt{r_{a2}^2 + 00_2 - 2 \times r_{a2} \times 00_2 \times \cos(\arccos \frac{r_{a2} - r_a}{00_2} - \arccos \frac{r_{a2}}{r_{a2}})}, \quad (8)$$

где r_{a2} - радиус вершин цельного зубчатого колеса, получаем значение угла ε_a .

Подставляя в уравнения 5 и 6 выражение

$$R_{y1} = r_a, \quad (9)$$

где r_a - радиус вершин колеса-заготовки, получаем значение угла ε_c .

Используя полученные зависимости для корректировки приведенного в [3] алгоритма, можно определить длину пути трения для всех точек профилей зубьев

изображенного на рисунке 1 зубчатого сектора составного зубчатого колеса, в которых исключается кромочное зацепление, при его внутреннем и внешнем зацеплении с зубьями цельного зубчатого колеса. Расчеты по разработанной на основе откорректированного алгоритма программе для ЭВМ выполнялись для плавнорегулируемой передачи внутреннего зацепления состоящей из составного зубчатого колеса, изготовленного из чугуна марки СЧ-15, и цельного зубчатого колеса, выполненного из стали 45, с параметрами: модуль зацепления $m = 3$ мм, число зубьев колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов $z = 24$, число зубьев цельного зубчатого колеса $z_2 = 130$, ширина зубчатого венца $b = 15$ мм, исходная расчетная нагрузка (крутящий момент) $T_H = 500$ Н×м.

Для определения длины пути трения необходимо определить полуширину полоски контакта зубьев в точке начала и конца цикла соприкосновения точки контакта сектора с зубом цельного зубчатого, которая определяется по формуле Герца:

$$B = \sqrt{\frac{2 \times \rho \times N}{\pi \times E \times b}}, \quad (10)$$

где N - удельная расчетная нагрузка;

E - приведенный модуль упругости материалов зубьев;

b - ширина венца;

$$\rho = \frac{\rho_1 \times \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} - \text{приведенный радиус кривизны профиля зуба,}$$

здесь знак плюс относится к внешнему зацеплению, знак минус - к внутреннему;

Радиус кривизны составного ρ_1 и цельного ρ_2 зубчатых колес определяется из выражений:

для внутреннего зацепления

$$\rho_1 = r_e \times \tan\left(\arccos \frac{r_e}{R_{y1}}\right); \quad (11)$$

$$\rho_2 = \rho_1 + 00_2 \times \sin\left(\arccos \frac{r_{e2} - r_e}{00_2}\right); \quad (12)$$

для внешнего зацепления по формулам

$$\rho_1 = r_e \times \tan\left(\arccos \frac{r_e}{R_{y1}}\right); \quad (13)$$

$$\rho_2 = g - \rho_1; \quad (14)$$

где g - длина активной части линии зацепления при внешнем зацеплении;

Полученные при этом результаты приведены на рисунках 2 и 3. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Характер изменения длины пути трения в различных по высоте профиля зуба точках у составного и цельного зубчатых колес практически одинаков: в полюсе зацепления она равна или близка к нулю и максимальна на ножках и головках зубьев с превышением первой над второй.

2. Длина пути трения для одноименных точек профилей каждого из 4-х зубьев сектора (за исключением полюса зацепления) различна, причем характер этих различий по-разному проявляется для точек, принадлежащих головкам и ножкам зубьев (например, у зуба с минимальной длиной пути трения на ножке на головке она отлична от минимальных значений).

3. С увеличением вылета зубчатых секторов составного колеса относительно оси его вращения длина пути трения в точках профиля, принадлежащих ножке зуба,

изменяется (уменьшается) крайне незначительно. Для нижней граничной точки профиля зуба длина пути трения при всех значениях вылета сектора относительно оси вращения имеет одно и то же значение. Для точек же профиля зуба, принадлежащих его головке разница (увеличение) значений длины пути трения с увеличением вылета сектора становится существенной.

4. Для зуба сектора составного колеса плавнорегулируемой передачи, ось симметрии которого не совпадает с осью симметрии самого сектора, при максимальном вылете последнего длина пути трения в полюсе отлична от 0.

5. При изменении параметров зацепления (модуля и чисел зубьев зубчатых колес), а также для передач с плавнорегулируемым составным зубчатым колесом внешнего зацепления характер изменений длины пути трения для зубьев сектора остается аналогичным описанному.

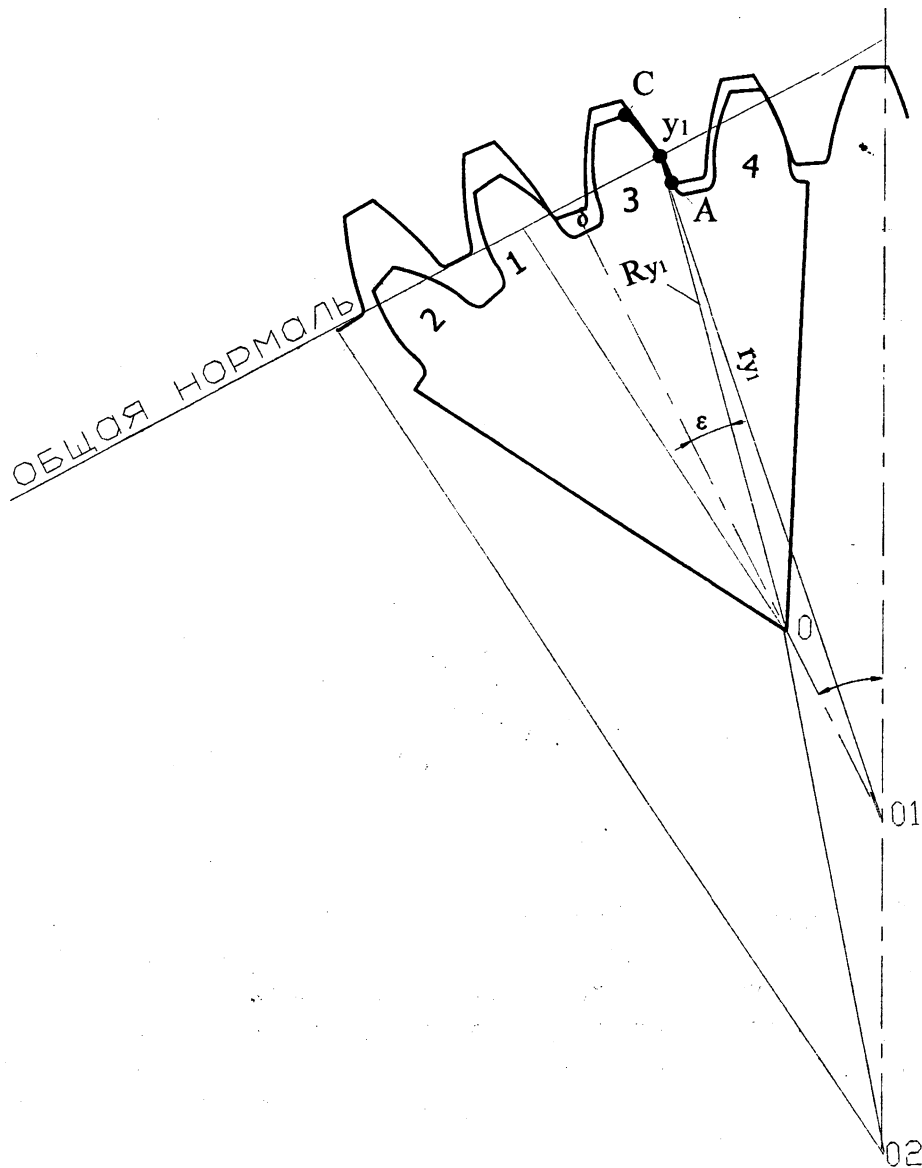


Рис. 1. Зацепление зубьев зубчатого сектора и цельного зубчатого колеса внутреннего зацепления

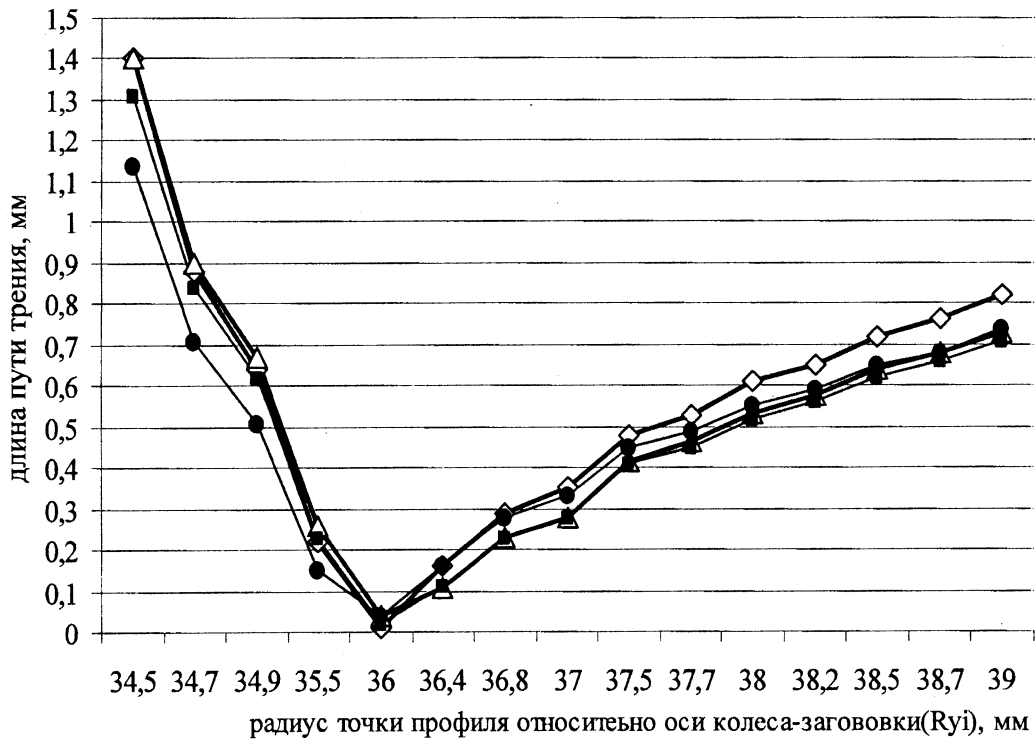


Рис. 2. Зависимость длины пути трения для точек профиля зубьев сектора от их радиуса относительно центра колеса-заготовки

—◇— 1-й зуб —△— 2-й зуб —■— 3-й зуб —●— 4-й зуб

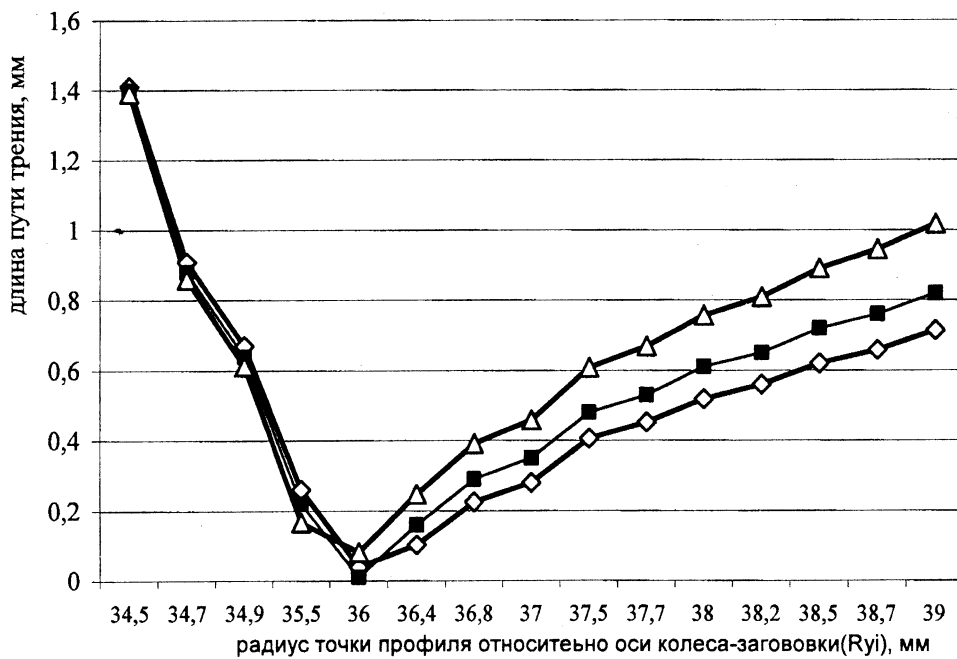


Рис. 3. Зависимость длины пути трения для точек профиля 1-го зуба сектора от вылета сектора относительно оси вращения составного зубчатого

—◇— $e = 0$ мм —■— $e = 10$ мм —△— $e = 20$ мм

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес. – Минск: БГПА, 2000. –96 с.;
2. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986, 75 с.;
3. Андожский В.Д., Даньков А.М., Рогачевский Н.И. Путь трения эвольвентных зубчатых передач. – Известия ВУЗов. Машиностроение, 1988, № 5, с. 22-25.

УДК 629.114.2

А.Т. Скойбеда, О.А. Сонич

УПРАВЛЕНИЕ МЕЖКОЛЕСНЫМИ И МЕЖОСЕВЫМИ СВЯЗЯМИ МАЛОГАБАРИТНЫХ ТРАКТОРОВ ТЯГОВОГО КЛАССА 0.9

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Развитие современного тракторостроения идет по пути освоения и внедрения широкого мощностного модельного ряда, начиная с мотоблоков и заканчивая универсальными энергонасыщенными машинами. Однако малогабаритным тракторам тягового класса 0.9 уделяется ограниченное внимание. В особенности управлению межколесными и межосевыми связями. Считается, что для тракторов малой мощности системы автоматического управления неприемлемы из-за их сложности и относительно высокой стоимости. В тоже время конструкций принудительной блокировки, при относительной простоте и надежности, используются для преодоления временных препятствий, эффективность которых напрямую зависит от квалификации водителя.

Повышение тягово-сцепных свойств тракторов и автоматизация управления параметрами привода их ходовых систем является одним из основных путей повышения эффективности работы машинно-тракторных агрегатов (МТА). С работой ходовой системы связаны возможности тракторов по созданию тяговой силы и реализации мощности двигателей, рабочая скорость движения и производительность МТА, динамическое воздействие колес и разрушение почвы, потери мощности на передвижение и буксование. Параметры ходовой системы и ее привод определяют динамику взаимодействия колес с опорной поверхностью, нагруженность деталей трансмиссии при разгоне и торможении и долговечность большинства механизмов МТА. Ходовая система и ее привод являются агрегатами, изменение параметров которых влияет практически на весь комплекс основных показателей тракторов.

Анализ основных направлений в повышении тягово-динамических и эксплуатационных качеств колесных тракторов показал, что перспективными являются комплексные методы, улучшающие не только тяговые показатели, но и взаимодействие колес с опорной поверхностью, динамическую нагруженность трансмиссии, тормозные качества, устойчивость движения и т.д.

Одним из наиболее эффективных методов комплексного улучшения основных качеств колесных тракторов является автоматизация управления параметрами ходовой системы и ее привода в тяговом и тормозном режимах движения. Для автоматического управления межосевым приводом колесных машин в настоящее время широко используются блокирующиеся дифференциалы и муфты свободного хода, причем практиче-

ски все типы дифференциалов, устанавливаемые в межколесном приводе, применяются и в межосевых приводах.

При исследовании тяговых качеств тракторов, как правило, приходят к необходимости обеспечения равенства буксований колес различных ведущих осей. Однако это условие может быть выполнено только при постоянстве кинематических параметров колес и одинаковых характеристиках опорных поверхностей под колесами различных осей.

Механические свойства тракторных шин зависят от весовой нагрузки, давления воздуха и величины передаваемого крутящего момента. При этом характеристики шин одной модели отличаются в 1,5 - 2 раза в случае минимальных и максимальных значений весовой нагрузки, давления воздуха и передаваемого крутящего момента. Использование постоянных значений коэффициентов, характеризующих механические свойства тракторных шин, является грубым допущением.

При исследовании процессов взаимодействия ведущего колеса с деформируемой опорной поверхностью необходимо учитывать совместное действие в зоне контакта напряжений сжатия и сдвига. Увеличение напряжений сжатия снижает действие весовой нагрузки на образование колеи. Значения, глубины колеи, полученные без учета напряжений сжатия, не зависят от буксования, что не согласуется с результатами экспериментов.

Зависимости глубины колеи и сопротивления движению от буксования являются весьма сложными. С одной стороны увеличение напряжений сжатия снижает глубину колеи, а с другой - буксование и вынос почвы из зоны контакта увеличивают колею и потери мощности на перекачивание колеса. В результате действия указанных факторов глубина колеи вначале уменьшается до буксования, равного 0,15 - 0,20, а затем резко возрастает вследствие выноса почвы из зоны контакта.

Анализ тягово-сцепных качеств тракторных шин показал, что коэффициенты сцепления шин с опорной поверхностью зависят от весовой нагрузки, влажности и плотности почвы. При этом коэффициент сцепления тракторных шин, движущихся по следу передних, в 1,05 - 1,4 раза выше и максимум к.п.д. колеса достигается для таких шин при различном буксовании, что указывает на необходимость обеспечения большего буксования передних колес, если они катятся по менее плотному грунту.

При неустановившихся режимах движения буксование ведущего колеса зависит от коэффициента неравномерности крюковой нагрузки и существенно увеличивается с возрастанием последнего. Это указывает на необходимость разработки и внедрения средств, снижающих колебания крутящих моментов на ведущих колесах.

Применение принципа неразрывности силового потока, при исследовании взаимодействия ведущих осей позволяет установить общую закономерность: кинематическое рассогласование угловых скоростей колес различных осей равно отношению коэффициентов объемного смятия в контактах шин с опорной поверхностью. Влияния кинематического рассогласования вращения колес различных осей на тяговый к.п.д. ходовой системы при буксовании превышающем 20% незначительно. Однако в пределах буксования до 20% максимальные значения тягового к.п.д. отличаются в 1,05-1,5 раза в зависимости от весовой нагрузки осей и величины их кинематического рассогласования. При движении задних колес по следу передних на рыхлой почве необходимо обеспечивать забегание передних колес на 5-10%. Большие значения залегания передних колес нецелесообразны вследствие резкого увеличения глубины колеи и сопротивления движению.

Для поддержания постоянной скорости движения МТА необходимо создавать опереженный запас тяговой силы трактора, который может использоваться для преодоления временных сопротивлений. Наиболее целесообразно значение коэффициента за-

са тяговой силы 1,2-1,4, так как большие его значения практически не оказывают влияния на изменение средней угловой скорости вращения вала двигателя.

Результаты расчетов показывают, что при заблокированном межосевом приводе нагруженность переднего моста возрастает в случае разгона и торможения. Разгон с ускорением $j_p > 4 \text{ м/с}^2$ при заблокированном приводе сопровождается буксованием передних колес.

При автоматическом управлении межосевым приводом включение его происходит практически мгновенно и с увеличением скорости (уменьшением ускорения) привод автоматически выключается при $j_p = 1,25 \text{ м/с}^2$. При заблокированном приводе дальнейшее увеличение скорости сопровождается появлением тормозных моментов на осях передних колес, что оказывает дополнительное сопротивление движению. В этом заключается преимущество автоматизированного привода осей по сравнению с принудительным включением. Так как нагруженности трансмиссии зависят от продольных ускорений остова машины, то практически всегда будет существовать некоторое ускорение, когда принудительное блокирование межосевого привода при $K_H = 1$ (автомобили и тракторы с 4-мя ведущими колесами одинакового размера) вызывает повышенное сопротивление движению. Это подтверждает необходимость автоматического управления межосевым приводом и величиной кинематического рассогласования. Кинематическое рассогласование при торможении возрастает в 2,0-2,5 раза по сравнению с конструктивным. Блокирование привода в данном случае увеличивает нагруженность переднего моста на 30-45% по сравнению с торможением без кинематического рассогласования скоростей колес.

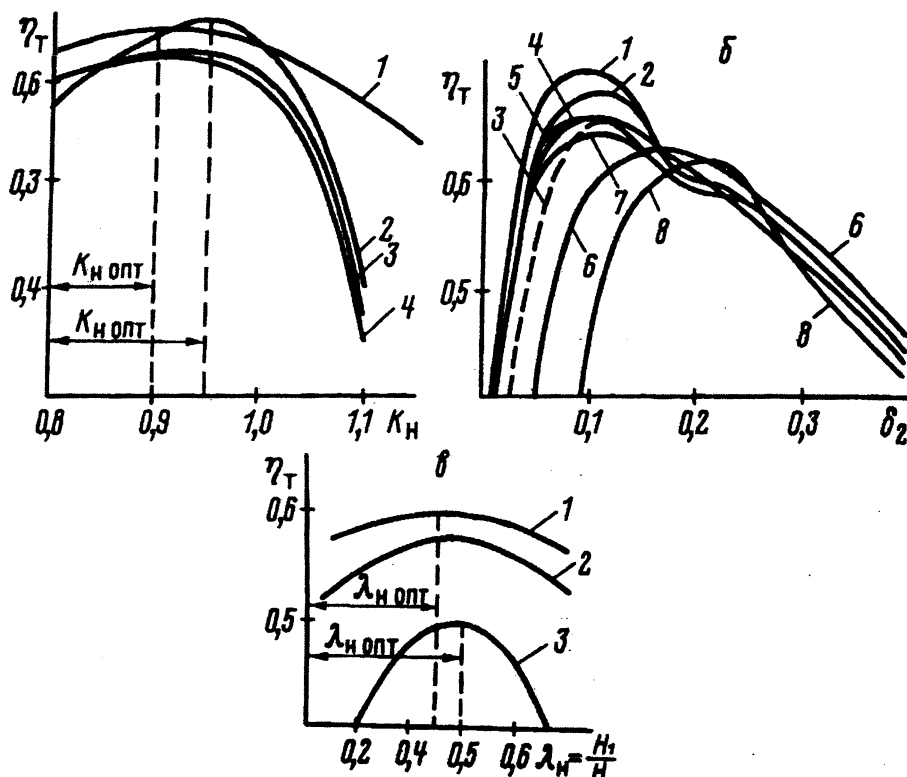


Рис. 1. Влияние на тяговый к.п.д:

а - коэффициента кинематического рассогласования:

1 - $\lambda_G = 0.3$; $G = 40 \text{ кН}$; 2-4 - $\lambda_G = 0.5, 0.3$ и 0.7 ; $G = 80 \text{ кН}$; б - буксования колес задней оси при различных кинематическом рассогласований и распределении веса: 1-3 - $\lambda_G = 0.3$; $K_H = 0.9; 1.0; 1.1$; 4-6 - $\lambda_G = 0.5$; $K_H = 0.9; 1.0; 1.1$, 7-8 - $\lambda_G = 0.7$; $K_H = 1.0; 1.1$;

в - распределения глубины колеи:

1-3 общая глубина колеи равна соответственно 0.02; 0.05 и 0.07 м.

Результаты расчетов показывают, что в случае одинаковых весовых нагрузок и размеров колес максимум тягового к.п.д. достигается при значениях коэффициентов кинематического рассогласования K_H , равных 0,95. При изменении распределения весовых нагрузок и радиусов колес значения K_H , соответствующие максимуму тягового к.п.д. уменьшаются до 0,9.

Во всех случаях взаимодействия осей максимум тягового к.п.д. достигается при $K_H = 1$. Предпочтительным при этом является $K_H < 1$ т.е. забегающими должны быть передние колеса (рис. 1 б), если они катятся по поверхности, имеющей более низкие физико-механические качества.

При буксовании осей более 20% величина кинематического рассогласования не оказывает большого влияния на тяговый к.п.д. Если буксование меньше 20%, то максимальные значения η_T могут отличаться в 1,05 – 1,5 раза в зависимости от весовой нагрузки осей. Максимальные значения тягового к.п.д. получены при $\lambda_G = 0,3$ и кинематическом рассогласовании $K_H = 0,9$, т.е. когда забегающими являются передние колеса, а наименьшие при $\lambda_G = 0,7$ и $K_H = 1,1$, когда основная нагрузка приходится на передние отстающие колеса.

Установлено также, что максимум тягового к.п.д. соответствует одинаковым деформациям почвы и коэффициентам сцепления колес передней и задней осей. Однако при значительном увеличении общей глубины колеи оптимум распределения глубины колеи по осям смещается в сторону увеличения колеи передних колес.

Во всех случаях взаимодействия осей максимум тягового к.п.д. достигается при $K_H = 1$. Предпочтительным при этом является $K_H < 1$ т.е. забегающими должны быть передние колеса, если они катятся по поверхности, имеющей более низкие физико-механические качества.

Применение межколесных дифференциалов с упругими элементами позволяет кроме повышения долговечности вследствие равномерного распределения нагрузок между сателлитами снизить кинематическое рассогласование осей при работе неустановившихся режимах, что обеспечивает некоторое забегание колес передней оси по отношению к задним и приближает взаимодействие осей к оптимальному.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов В.В. Тракторы.: - Мн.: Вышэйшая школа. – 1977.;
2. Кононов А.М. О реализации тяги и проходимости универсальных энергонасыщенных тракторов класса 1,4 тс// Тракторы и сельхозмашины. – 1974. - № 6.;
3. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей.: - М.: Машиностроение. - 1972.;
4. Сазонов И.С. Научные основы динамического регулирования режимов движения полноприводных колесных машин. Дис...доктора техн. наук.: - Мн.: - 2002.;
5. Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин.: - Мн.: Наука и техника. - 1979.;
6. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин/ А.Х. Лефаров, М.С. Высоцкий, В.В. Ванцевич, В.И. Кабанов.: - Мн.: Навука і тэхніка. - 1991.

УДК 621.664:621.833

Н. Г. Янкевич, Д. Г. Хорошавин, А. М. Сахацкий

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН ГЕРОТОРНОГО ТИПА

*ГНУ ИМИНМАШ НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Отличительной особенностью героторного насоса является отсутствие разделительного элемента между шестернями, а разделение полости нагнетания от полости всасывания достигается за счет специального профиля зубьев. Зубья внешнего ротора имеют профиль, составленный из дуг окружностей, а профиль зубьев внутреннего ротора является эквидистантой эпициклоиды, т.е. в насосе используется внецентроидное эпициклоидальное зацепление, позволяющее обеспечить его нормальную работу при разности внешнего и внутреннего роторов в один зуб [1].

Вращающийся вместе с валом насоса ротор приводит во вращение обойму. При этом по одну сторону плоскости, проведенной через оси вращения, происходит всасывание, а по другую – нагнетание рабочей жидкости.

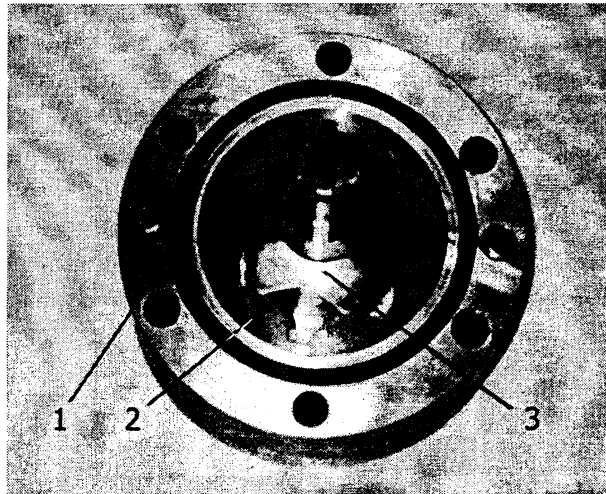


Рис. 1. Насос героторного типа (раб. объем – 22 см³):
1 – корпус; 2 – обойма; 3 – ротор.

Качающий узел (КУ) героторного насоса характеризуется большим числом геометрических, кинематических и силовых параметров, которые определяют расходные и энергетические показатели гидронасоса в целом. При проектировании насосов необходимо обеспечить максимальную подачу при минимальных габаритных размерах, а также минимизировать неравномерность подачи и пульсацию давления рабочей жидкости.

Для создания гидромашин на высоком техническом уровне необходимо уже на стадии проектирования располагать математической моделью, достаточно полно отражающей ее характеристики и позволяющей производить предварительные расчетно-теоретические исследования и анализ экспериментальных данных.

В общем случае при проектировании насосов исходными параметрами являются подача Q , частота вращения приводного вала n и требуемые геометрические размеры.

Основной величиной, определяющей размер объемного насоса, является его рабочий объем q , определяемый по зависимости:

$$q = q_k z_2 \quad (1)$$

где z_2 – число зубьев ротора; q_k – рабочий объем камеры насоса.

Рабочий объем камеры насоса героторного типа в инженерных расчетах можно рассчитывать по формуле:

$$q_k = 4\pi e h (r - r_4) \frac{z_2 + 1}{z_2^2} \quad (2)$$

где e – эксцентриситет; h – ширина героторной пары; r – радиус цевочного колеса; r_4 – радиус ролика (рис 2).

Уравнение кривой, описывающей теоретический профиль ротора, определяется кинематикой зацепления и представляет собой эквидистанту укороченной эпициклоиды, уравнение которой получается качением без скольжения круга с центром B и радиусом вне основного круга с радиусом α и центром M (рис. 2) [2]. При этом точка C , отстоящая от B на расстоянии эксцентриситета e , описывает на плоскости XU эпитрохиду.

Если принять точку M за начало координат и ось симметрии зуба совместить с осью абсцисс X , то можно получить уравнения для определения координат точки C эпитрохиды.

$$x_{ci} = r \cos \alpha_i \pm e \cos(z_2 \pm 1) \alpha_i \quad (3)$$

$$y_{ci} = r \sin \alpha_i + e \sin(z_2 \pm 1) \alpha_i \quad (4)$$

где α_i – свободный параметр.

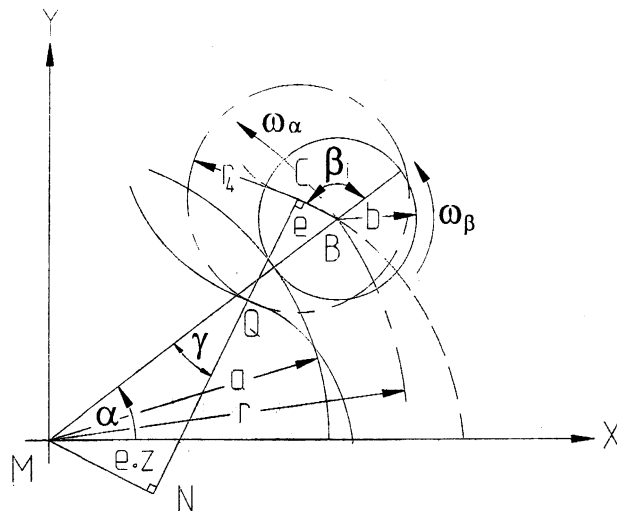


Рис. 2. Кинематический способ формообразования профиля зуба сателлита

Теоретический профиль ротора является эквидистантой к траектории точки C , т.е. расстояние между этими кривыми в любой точке равно радиусу ролика r_4 , а его координаты задаются формулами

$$x_i = x_{ci} \pm r_4 \cos(\gamma_i \pm \alpha_i) \quad (5)$$

$$y_i = y_{ci} - r_4 \sin(\gamma_i \pm \alpha_i) \quad (6)$$

где γ_i – угол передачи.

Анализируя кинематические и прочностные расчеты трохонидных передач, можно отметить, что радиус ролика r_4 может быть определен по зависимости:

$$r_4 = \frac{3r}{z_2 + 2} \sqrt{\frac{3z_2(1 - m^2)}{z_2 + 2}} \quad (7)$$

где m – параметр зацепления, называемый коэффициентом укорочения.

Геометрия качающего узла героторного насоса определяется следующими параметрами:

- радиусом цевочного колеса r ;
- эксцентриситетом e ;
- радиусом цевки r_4 ;
- числом зубьев ротора z_2 ($z_1 = z_2 + 1$ – число зубьев обоймы);

С учетом (1), (2), (7) и то, что $Q = qn$, можно записать:

$$r = \sqrt[3]{\frac{Qz_2}{2\pi mn \left(1 - \sqrt{\frac{27z_2(1 - m^2)}{(z_2 + 2)^3}}\right)}} \quad (8)$$

Эксцентриситет героторного насоса выбирается из интервала, который определяется следующим условием:

$$0 < e < \frac{r}{z_2 + 1} \quad (9)$$

Коэффициент укорочения определяется по зависимости: $m = \frac{e(z_2 + 1)}{r}$.

Рекомендуемые значения коэффициента укорочения находятся в интервале 0,5...0,9 [2].

Число зубьев ротора z_2 выбирается из условия обеспечения рационального соотношения «рабочий объем – неравномерность подачи». Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что в инженерных расчетах для определения числа зубьев ротора z_2 при фиксированных размерах качающего узла насоса может быть использован график, приведенный на рис. 3.

На основании исследований различных конструкций героторных гидромашин можно отметить, что в насосах общемашиностроительного назначения наиболее часто встречаются соотношения зубьев $z_2 : z_1 = 6 : 7$ и $5 : 4$. В насосах системы смазки ДВС наиболее часто встречаются соотношения зубьев $z_2 : z_1 = 10 : 11, 12 : 13, 14 : 15$, и это, прежде всего, связано с минимизацией неравномерности подачи гидронасоса. Отмеченный фактор также зависит от четности z_2 или z_1 . Анализ литературных данных показывает, что для нечетного z_2 и четного z_1 характерна высокая подача Q и низкая неравномерность. В случае четного z_2 и нечетного z_1 для получения оптимального соотношения «подача – неравномерность подачи» необходимо учитывать соотношения r_4/e и r/e , рациональные значения которых предложены в [3].

В результате, на основании приведенных зависимостей проводится расчет геометрических параметров качающего узла гидронасосов героторного типа.

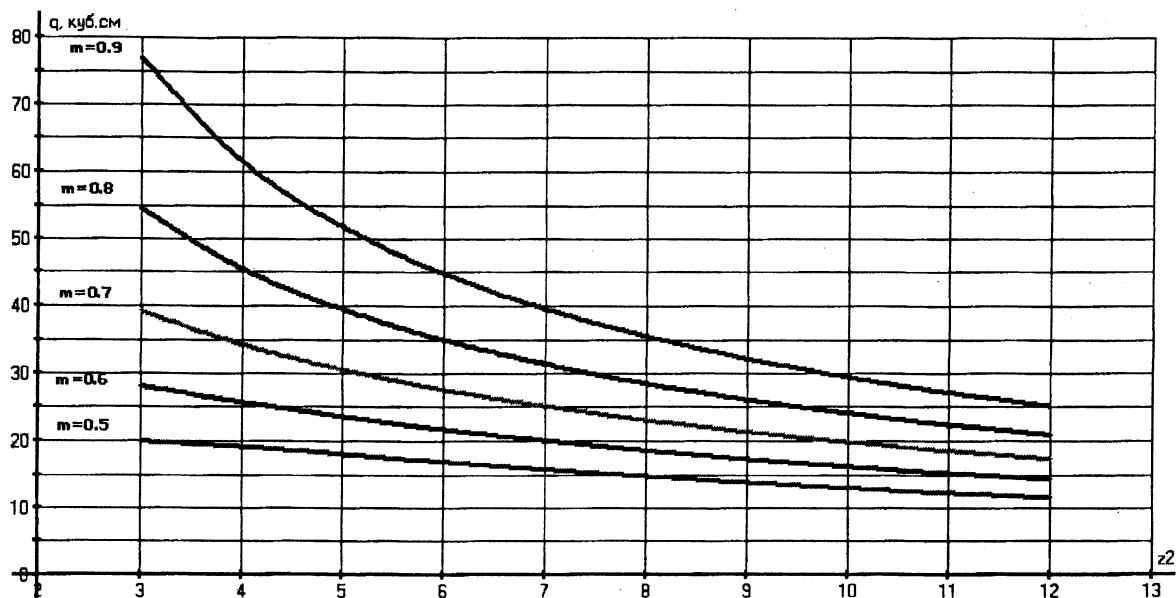


Рис. 3. График зависимости рабочего объема q героторного насоса от числа зубьев ротора z_2 при изменении коэффициента укорочения m .

ЛИТЕРАТУРА

1. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1972. — 152 с.: ил.;
2. Берестнев О.В., Янкевич Н.Г. Нагруженность элементов трохойдных передач// Вестник машиностроения. —1990.— №3.— с. 37–40.;
3. Mimmi G.C., Pennacchi P.E. Involute Gear Pumps Versus Lobe Pumps: A Comparison// Transactions of the ASME. — 1997. — Vol. 119. — с. 458–465.

УДК 621.831

Л.А. Борисенко, А.А. Горшкова

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВНУТРЕННЕГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С МАЛОЙ РАЗНОСТЬЮ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС В ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРАХ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Важнейшая задача, стоящая перед промышленностью Республики Беларусь, — достижение мирового уровня развития техники и технологий. Разработка и изготовление промышленных роботов являются важными условиями ускорения научно-технического прогресса. Применение роботов обеспечивает значительное повышение производительности труда, снижение себестоимости выпускаемой продукции.

В роботах находят применение механизмы различных типов. Зубчатые механизмы представляют наиболее распространенный в технике вид механизмов. Они имеют ответственное назначение и к ним предъявляются высокие требования по точности и надежности. В приводных устройствах робота находят применение цилиндрические и конические рядовые зубчатые механизмы, червячные передачи, планетарные и дифференциальные механизмы с цилиндрическими и коническими колесами, волновые редукторы.

Большое распространение в приводах роботов получили волновые передачи. Они просты по конструкции, могут реализовывать передаточные отношения порядка 100 – 250 при высоком КПД (0,70 – 0,90), компактны, легко встраиваются в приводные модули, обеспечивают практически беззачерпное зацепление. Волновые передачи находят применение в шарнирных роботах, образуя компактные приводные модули в соединении с электродвигателем, и используются в основном в малонагруженных узлах. В волновой передаче в зацеплении может находиться одновременно до 70 % зубьев. Это важное достоинство волновых передач, обеспечивающее повышенную нагрузочную способность и высокую кинематическую точность. Недостатками волновых передач являются: пониженная жесткость, сложность изготовления, сравнительно низкая долговечность, высокие требования к качеству материалов и технологии производства.

В качестве альтернативы описанным выше передачам в данном исследовании предлагается использовать планетарные передачи. Планетарные передачи широко применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и других отраслях промышленности. Механизмы с планетарным редуктором успешно используются в производстве, где необходима повышенная компактность и высокий КПД. Использование планетарных редукторов, в свою очередь, ограничено сложностью выборки зазоров и обеспечения высокой точности изготовления и монтажа передачи.

Тем не менее, планетарные передачи – одни из наиболее изученных и широко применяемых передач, известных на сегодняшний день. Можно выделить следующие их достоинства: широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор, как коробку скоростей, как дифференциальный механизм; компактность, а также малая масса; планетарный принцип позволяет получать большие передаточные отношения без применения многоступенчатых передач; малая нагрузка на опоры, так как при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются; это снижает потери и упрощает конструкцию опор; уменьшение маховых масс планетарной передачи позволяет улучшить динамические характеристики привода; в планетарных передачах наиболее просто решаются задачи по обеспечению больших передаточных отношений, получения нескольких скоростей и реверсирования; КПД планетарной передачи, как правило, выше, чем у обычных передач; благодаря применению планетарных передач механизмы получают новые компоновочные возможности, например, встраивание планетарных передач в барабаны, ходовые колеса, роторы экскаваторов, зубчатые колеса, шкивы ременных передач, тормозов, корпуса электро- и гидродвигателей и т. п.; во многих случаях планетарные передачи являются незаменимыми, так как они могут выполнять ряд функций, которые нерациональны или невозможны для обычных передач.

Все эти достоинства и преимущества планетарных передач могут быть реализованы лишь при правильном выборе схемы и рациональном конструировании. При выборе схемы следует в первую очередь исходить из компоновочных возможностей передачи, ее КПД, веса и габаритных размеров, технологических требований, предъявляемых к ее изготовлению, сложности конструктивного исполнения данной схемы. Определяющими условиями являются также режим работы и мощность привода, компоновка механизмов и узлов машины в целом. Неправильный выбор схемы может привести к завышенным габаритным размерам и весу, машина может оказаться неработоспособной вследствие низкого КПД, интенсивного износа и других причин, связанных с работой передачи.

Среди большого числа известных схем планетарных механизмов особо можно выделить механизмы, относящиеся по существующим классификационным признакам к передачам типа $K-H-V$ [6]. Неотъемлемой частью этих передач является механизм, осуществляющий передаточное отношение, равное +1, между параллельными валами. В качестве такого механизма может использоваться механизм типа карданного вала, муфта Ольдгейма или механизм параллельных кривошипов. Наиболее совершенным из всех известных является механизм параллельных кривошипов, в котором кривошипы выполнены в виде пальцев, входящих в отверстия. Механизм обеспечивает относительное поступательное круговое движение и передачу движения между параллельными валами. От муфты Ольдгейма этот механизм отличается высокой надежностью и малыми потерями на трение. Кроме того, при его использовании оказывается возможным установить в передаче $K-H-V$ несколько сателлитов и тем самым обеспечить наибольшую несущую способность, компактность, хорошую уравновешенность и высокие виброакустические свойства. Однако и здесь есть свои трудности. Для реализации механизмов параллельных кривошипов необходимо очень точно выполнять требуемые размеры деталей. В противном случае либо возникают зазоры в соединениях, либо происходит заклинивание механизма.

Передача типа $K-H-V$ обеспечивает получение сравнительно больших передаточных отношений (7 – 70) при высоком КПД (0,80 – 0,95) [6]. Она весьма компактна, имеет малый вес, характеризуется плавной и бесшумной работой. Но для обеспечения высокого КПД и плавности работы точность изготовления этой передачи должна быть достаточно высокой. Передача этого типа имеет наиболее широкие компоновочные возможности по сравнению с другими типами планетарных передач.

В применении планетарных редукторов с малой разностью чисел зубьев колес заключаются огромные преимущества и резервы снижения материалоемкости машин. Так, например, переход от разности в два зуба к разности в один зуб дает увеличение передаточного отношения в два раза, а, следовательно, и соответствующее снижение металлоемкости.

Внутреннее зубчатое зацепление с разностью чисел зубьев колес, равной единице, используется в планетарных редукторах, имеющих достаточно широкое распространение в промышленности. Широкое и разнообразное применение таких редукторов задерживалось из-за того, что они выполнялись на основе цевочного или специальных видов зацепления. Это значительно увеличивало их стоимость. При всех положительных характеристиках планетарных редукторов с цевочным зацеплением существенным препятствием, определяющим перспективы их внедрения в мехатронных устройствах, является сложная технология изготовления цевочного зацепления, чрезвычайно высокие требования к точности и большие габариты при реализации передаточных отношений порядка 200, необходимого для функционирования относительно тихоходных исполнительных механизмов мехатронных устройств.

Часто возможность осуществления обычного эвольвентного внутреннего зацепления при разности чисел зубьев колес, равной единице, ставилась под сомнение. Многие авторы, исследуя внутреннее эвольвентное зацепление, ограничивались нулевыми и равносмещенными передачами, а расчет внутреннего эвольвентного зацепления производился на основе реечного исходного контура. В этом случае неизбежно возникают ошибки, которые тем больше, чем больше коэффициент смещения колеса и чем меньше разность между числом зубьев колеса и долбяка. Поэтому внутреннее станочное зацепление следует представлять как зацепление колеса с исходным контуром долбяка. Такое представление отражает действительный процесс обработки [2]. Тем не менее, внутреннее зацепление с разностью чисел зубьев колес,

равной единице, вполне осуществимо. Более того, оно осуществимо даже в том случае, если оба колеса нарезаются на обычном зубодолбежном станке стандартным долбяком.

В методике расчета внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления, разработанной профессором *МВТУ* им. Баумана Гавриленко В.А., учтены все особенности такого зацепления [5]. Данная методика расчета была применена мною для случая, когда разность чисел зубьев колес равняется единице[1].

Исходными данными являются: модуль, числа зубьев зубчатых колес, коэффициенты смещения зубчатых колес, число зубьев долбяка, коэффициент высоты зуба долбяка, коэффициент радиального зазора передачи. Проводился расчет пар зубчатых колес с разностью чисел зубьев колес, равной единице, при модуле равном единице. Сначала рассчитывались параметры зубчатой передачи – угол зацепления, межосевое расстояние, коэффициент воспринимаемого смещения, коэффициент уравнивающего смещения, геометрические параметры шестерни, колеса и долбяка, а также параметры внешнего и внутреннего станочных зацеплений (углы станочных зацеплений, станочные межосевые расстояния). Затем проводились проверочные расчеты.

Проверка внешнего станочного зацепления колеса с долбяком на срез; для предотвращения явлений подреза и среза зубьев рассчитывались значения необходимых минимальных коэффициентов смещения колеса.

Проверка внутреннего станочного зацепления колеса с долбяком на срез; расчеты проводились для двух случаев возможного среза; рассчитывались величина необходимого смещения исходного контура долбяка и величина минимальной разности коэффициента смещения колеса и коэффициента высоты зуба долбяка для проверки возможного среза в процессе врезания долбяка в заготовку колеса на глубину зуба.

Проверка внутреннего зубчатого зацепления на заклинивание, которое возможно в двух случаях: при соприкосновении вершины зуба одного колеса с галтелью зуба другого колеса и при упоре вершин зубьев колес.

Проверка зубьев колес на заострение; она проводилась с использованием рассчитанных значений радиусов заострения колес и толщин зубьев колес на окружностях заострения.

Расчеты проводились для пар зубчатых колес со значениями чисел зубьев от 49..50 для шестерни и колеса соответственно до 199..200. Значения коэффициентов смещения варьировались от нуля до единицы с шагом 0,1. Предполагаемый зуборезный инструмент – долбяк ГОСТ 9323-79 со стандартными значениями чисел зубьев, равными 26, 38, 50, 76, 100. В процессе исследования рассчитывался также один из качественных показателей зубчатой передачи – коэффициент перекрытия, и была прослежена закономерность его изменения при варьировании значений параметров зубчатой передачи. Он принимает максимальные значения при максимальной разности коэффициентов смещения шестерни и колеса и при максимальной разности чисел зубьев шестерни и долбяка, а также при наибольшем значении числа зубьев долбяка из возможных его значений.

Результаты расчета показали, что внутреннее зубчатое зацепление с разностью чисел зубьев колес, равной единице, осуществимо для шестерен с нулевым и положительным смещением и для колес со смещением не менее 0,9. Возможная область существования пар зубчатых колес весьма мала. Она ограничивается одной – пятью парами зубчатых колес для некоторых из всех возможных комбинаций коэффициентов смещения шестерни и колеса при разности чисел зубьев шестерни и долбяка от единицы до семи. К тому же, характерной особенностью внутреннего зацепления при разности чисел зубьев колес, равной единице, является то, что оно возможно только при больших углах зацепления, рабочий участок линии зацепления

практически «вырождаются». Зубья шестерни имеют только «ножки», а зубья колеса — только «головки».

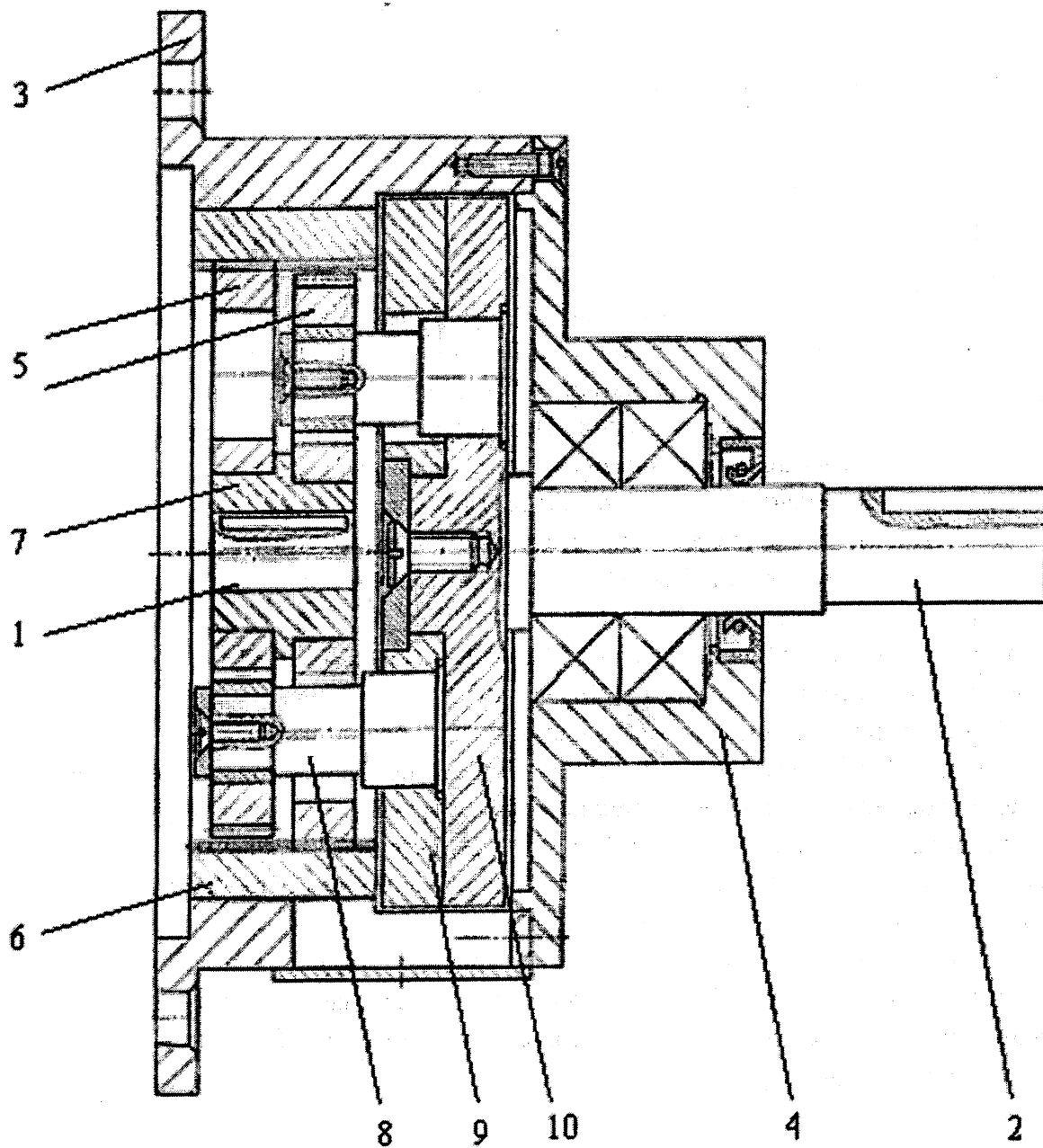


Рис. 1. Малогабаритный планетарный редуктор

Осуществление внутреннего зубчатого зацепления с разностью чисел зубьев колес, равной единице, ограничивается, в первую очередь, интерференцией. Существует несколько специальных способов расчета, предусматривающих ее устранение, но при их использовании реализуется беззазорное зацепление. В разрабатываемой нами методике расчета задача решается принципиально по-другому, и передача реализуется с боковым зазором. Зубчатые колеса проектируются с заведомо увеличенным смещением, при этом межосевое расстояние не увеличивается.

Это приводит к тому, что в зацеплении возникает чрезмерно большой боковой зазор. С одним сателлитом при определенных условиях эксплуатации такая передача работоспособна. При двух сателлитах, развернутых друг относительно друга и упирающихся в противоположные боковые поверхности колеса с внутренним зубом, такая передача может работать и в реверсивном режиме. Переустановив шестерни на валу, повернув их относительно диаметрального размера, вводят в зацепление другие боковые поверхности зубьев, до этого не работавшие и не изношенные. Этим повышается долговечность зацепления. Используя такой способ расчета можно в большей степени варьировать значения параметров зубчатых колес и получать большую гамму пар зубчатых колес с заданными требованиями.

Данная схема реализована в нескольких макетах, которые были спроектированы и изготовлены в Белорусско-Российском университете на кафедре «Основы проектирования машин», и представлена на рис. 1, где приняты следующие обозначения: 1 - входной вал; 2 - выходной вал; 3 - корпус; 4 - крышка; 5 - шестерни; 6 - колесо; 7 - эксцентрик; 8 - пальцы; 9, 10 - диски.

При разработке схемы использовались авторские свидетельства [3, 4].

На одной из научных конференций, проходившей в Белорусско-Российском университете, была проведена демонстрация макета манипулятора, в котором использовались планетарные малогабаритные редукторы с разностью чисел зубьев колес, равной единице. Значения чисел зубьев шестерни и колеса следующие: в первом редукторе – 89 и 90 соответственно при модуле, равном единице, во втором – 177 и 178 соответственно при модуле, равном 0,5. Зубчатые колеса были рассчитаны по разрабатываемой методике. Реализация аналогичных передач с такими же значениями параметров зубчатых колес, рассчитанных по методике Гавриленко В. А. с теоретической точки зрения невозможна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скворцова Н.А. Внутреннее эвольвентное зацепление для случая, когда разность чисел зубьев колес равна единице. Труды МВТУ им. Баумана. Расчеты на прочность в машиностроении. Вып. 11. Машгиз, 1950, стр. 143 – 167; 2. Скворцова Н.А. Некоторые особенности внутреннего станочного зацепления. Труды МВТУ им. Баумана. Вопросы теории механизмов и машин. Вып. 23. Машгиз, 1953, стр. 31 - 43; 3. А.С. 1768830 СССР, МКИ³ F16H1/32 Планетарная передача /Л. А. Борисенко. Заявлено 18.04.89. Опубл. 15.10 92. Бюл. №38-Зс.; 4. А.С. 1768853 СССР, МКИ³ F16H57/12

Планетарная передача /Л. А. Борисенко. Заявлено 11.04.89. Оpubл. 15.10.92. Бюл. №38-3с.; 5. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. - 432 с.; 6. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. - 536 с.

УДК 629.067

Н.Р. Михальцевич

ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ ДВУХКОЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С АБС

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

ВВЕДЕНИЕ

Торможение двухколесной техники, особенно с использованием антиблокировочных тормозных систем, связано с рядом проблем:

1) При движении двухколесных транспортных средств практически всегда имеет место движение колеса с боковым уводом, а при криволинейном манёвре - дополнительно с большим наклоном.

2) При торможении двухколесного транспортного средства не допускается даже мгновенная блокировка переднего колеса, так как это может привести к потере устойчивости транспортного средства, и к его опрокидыванию.

Учитывая данные факты можно сделать вывод, что использование автомобильных антиблокировочных систем на мотоциклах невозможно.

Следовательно, на двухколесной технике должны использоваться совершенно новые системы активной безопасности. Алгоритм управления должен учитывать все факторы, влияющие на устойчивость транспортного средства, но при этом также должна обеспечиваться управляемость транспортного средства.

Вариант алгоритма АБС для мотоцикла.

Существуют различные алгоритмы управления антиблокировочными системами:

1. Регулирование по скольжению (S-регулирование).
2. Регулирование по изменению коэффициента сцепления μ (μ -регулирование).
3. Градиентное регулирование.

Для антиблокировочной системы двухколесного транспортного средства наиболее целесообразно использовать градиентный метод регулирования.

Параметром регулирования в этом случае является производная $d\mu/ds$. Главное преимущество градиентного регулирования состоит в том, что оно позволяет обеспечить работу колеса в доэкстремальной области μ - s -кривой. Выбор граничных условий в этой области для определения порогов срабатывания АБС может обеспечить максимальную эффективность торможения, управляемость и устойчивость движения, а также минимальные энергетические потери в колесе.

Одним из граничных условий является равенство:

$$d\mu/ds = 0 \quad (1)$$

что соответствует максимуму μ - s -кривой. Желательно, чтобы порог срабатывания АБС на очередное затормаживание после цикла сброса давления не выходил за эти рамки.

За точкой, соответствующей μ_{\max} , регулирование не должно происходить не только исходя из показателей безопасности движения, но и износа шин, так как мощность торможения в этой ситуации начинает все больше перераспределяться с тормозного механизма на контакт колеса с дорогой.

Таким образом, отслеживание μ_{\max} обеспечивает автоматическую адаптацию работы АБС к дрейфу экстремума по оси s .

Порог срабатывания АБС для понижения давления должен лежать в доэкстремальной области μ - s -кривой. При этом целесообразно использовать информацию о поведении производной.

Аналитически доэкстремальный алгоритм описывается следующим образом. Сигнал на растормаживание АБС подается при выполнении условий:

$$dF_{\mu} / ds > 0 \quad (2)$$

$$\left| \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_i - \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_{i-1} \right| \leq \chi_1 \quad (3)$$

где χ_1 -регулирующее отклонение для определения момента времени начала понижения давления. Достижение системой значения χ_1 свидетельствует об окончании линейного участка μ - s -кривой и о появлении тенденции приближения к экстремуму.

При оттормаживании антиблокировочной системой контролируется выполнение соотношений:

$$dF_{\mu} / ds < 0 \quad (4)$$

$$\left| \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_i - \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_{i-1} \right| \leq \chi_2 \quad (5)$$

где χ_2 -регулирующее отклонение для повышения давления, свидетельствующее о предельном допустимом отклонении от экстремума.

Далее описанные процессы повторяются до прекращения критической ситуации.

Информация о dF_{μ} / ds может быть получена напрямую, при наличии в АБС датчика окружной силы или тормозного момента, либо контролироваться аппаратно по датчикам давления в тормозном приводе и угловой скорости колеса. Аналитически выражение для зависимости производной dF_{μ} / ds от момента, развиваемого тормозным механизмом, и замедления может быть получено дифференцированием по ds уравнения баланса тормозящего колеса:

$$m \cdot \frac{dV_a}{dt} = F_{\mu} + (1-s) \cdot \left(\frac{M_{br}}{r_d} - \frac{J}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} - F_{\mu} \right) \quad (6)$$

$$\frac{dF_{\mu}}{ds} = m \cdot \frac{dj}{ds} + \frac{1}{r_d} \left(\left(1 - \frac{1}{s} \right) \cdot \left(\frac{dM_{br}}{ds} - J \cdot \frac{d\varepsilon}{ds} \right) - \frac{1}{s^2} (M_{br} - J \cdot \varepsilon) \right) \quad (7)$$

Подобная АБС намного лучше решает проблему сохранения транспортным средством свойств устойчивости и управляемости, поскольку позволяет контролировать влияние боковых сил.

Кроме того, при использовании данного алгоритма не снижается тормозная эффективность.

Для определения регулировочного параметра dF_{μ}/ds рассмотрим схему криволинейного движения двухколесного транспортного средства, для режима торможения, рис.1.[1]

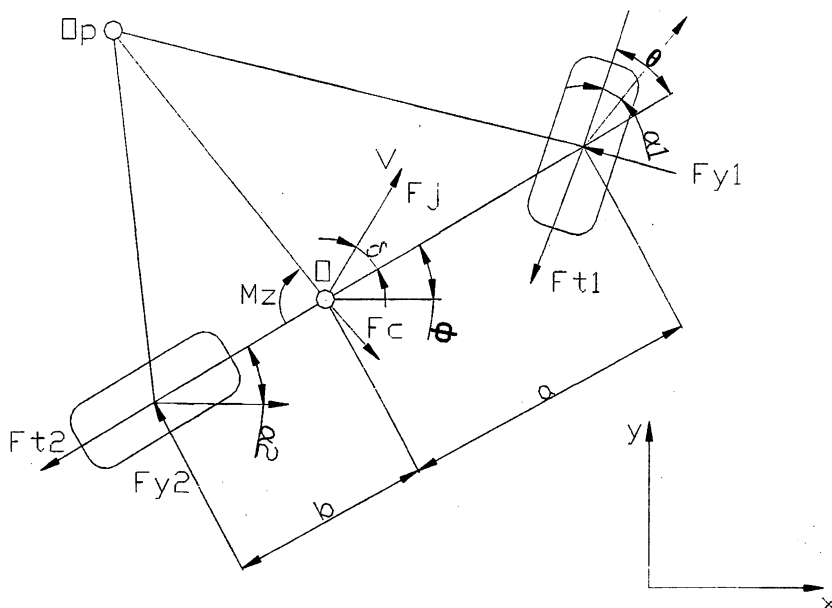


Рис.1. Модель одноколейного транспортного средства при криволинейном движении (при торможении).

В данной схеме для упрощения расчетов не принимались во внимание аэродинамические силы, действующие на мотоцикл в боковом и фронтальном направлениях, так они оказывают незначительное влияние на поведение транспортного средства во время торможения.

Данная схема описывается следующей системой уравнений:

$$-F_{r1} \cdot \cos \theta - F_{y1} \cdot \sin \theta - F_{r2} + F_c \cdot \sin \delta + F_j \cdot \cos \delta = 0, \quad (8)$$

$$-F_{r1} \cdot \sin \theta + F_{y1} \cdot \cos \theta + F_{y2} - F_c \cdot \cos \delta + F_j \cdot \sin \delta = 0, \quad (9)$$

$$M_z + F_{y2} \cdot b - F_{y1} \cdot \cos \theta \cdot a - F_{r1} \cdot \sin \theta \cdot a = 0. \quad (10)$$

Используя уравнение (8), выразим выражение для определения значения F_{r1} :

$$F_{r1} = \frac{M_z + F_{y2} \cdot b - F_{y1} \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta}, \quad (11)$$

где

$$M_z = J_z \cdot \ddot{\phi}, \quad (12)$$

J_z - момент инерции мотоцикла, относительно вертикальной оси.

..

$\ddot{\phi}$ - инерционное ускорение, относительно вертикальной оси.

$$F_{yi} = k_{ai} \cdot \alpha_i, \quad (13)$$

где k_{ai} -коэффициент сопротивления боковому уводу (для шины мотоцикла составляет 15...40 кН/рад).

α_i - угол бокового увода.

Тогда выражение принимает вид:

$$F_{\tau 1} = \frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \quad (14)$$

Используя уравнение 1, определим выражение для определения $F_{\tau 2}$:

$$F_{\tau 2} = -F_{\tau 1} \cdot \cos \theta - F_{y1} \cdot \sin \theta + F_c \cdot \sin \delta + F_j \cdot \cos \delta \quad (15)$$

$$\text{где } F_j \text{ — инерционная сила, } F_j = m_a \cdot \frac{dV_a}{dt}, \quad (16)$$

δ -угол траекторного увода.

$$\delta = \frac{b}{R_p} - \alpha_2 = \frac{b}{R_p} - \frac{F_c}{k_{\alpha 2}} \cdot \frac{a}{L} = \frac{b}{R_p} - \frac{R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2} \cdot g} = \frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}}. \quad (17)$$

С учетом всех полученных преобразований, получаем следующее выражение для определения значения $F_{\tau 2}$:

$$F_{\tau 2} = \frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \cdot \cos \theta - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \sin \theta + m_a \cdot \frac{V_a^2}{R_p} \cdot \sin\left(\frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}}\right) + \quad (18)$$

$$+ m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot \cos\left(\frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}}\right) = A$$

Для определения значения силы F_{μ} используем выражение:

$$F_{\mu i} = \sqrt{F_{n i}^2 + F_{y i}^2} \quad (19)$$

где i - номер колеса.

Значения силы сцепления колеса с дорогой можно определить из выше приведенных уравнений.

Значение величины s — проскальзывания колеса, можно определить по формуле:

$$s_{sum} = \sqrt{\left(\frac{c}{V_a}\right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_i) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right)\right)}. \quad (20)$$

Используя все полученные выражения можно записать выражения для регулировочного параметра $\frac{dF_{\mu}}{ds}$ для каждого из колес мотоцикла.

Для переднего колеса мотоцикла выражение принимает вид:

$$\frac{dF_{\mu 1}}{ds} = \frac{d \left(\sqrt{\left(\frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \right)^2 + k_{\alpha 1}^2 \cdot \alpha_1^2} \right)}{d \left(\sqrt{\left(\frac{c}{V_a} \right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right)\right)} \right)}. \quad (21)$$

Для заднего колеса:

$$\frac{dF_{\mu 2}}{ds} = \frac{d\left(\sqrt{A^2 + k_{\alpha 2}^2 \cdot \alpha_2^2}\right)}{d\left(\sqrt{\left(\frac{c}{V_a}\right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot (1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right))}\right)} \quad (22)$$

Все параметры представленные в данных уравнениях определяются аппаратно с помощью датчиков используемых антиблокировочной системой, либо задаются как постоянные величины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Активная безопасность автомобиля. В.Г.Бутылин, М.С.Высоцкий, В.Г.Иванов, И.И.Лепешко. Минск, «Белавтотракторостроение», 2002, с. 133-136.

УДК 629.067

Н.Р. Михальцевич, В.Г.Иванов

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ АНТИБЛОКИРОВОЧНЫЕ ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ МОТОЦИКЛОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

ВВЕДЕНИЕ

Анализ научной литературы и технических разработок в области безопасности транспортных средств показывает, что АБС и другие средства активной безопасности для мотоциклов, роллеров и других двухколёсных транспортных средств пока не получают достаточного распространения. Однако применение данных систем является острой необходимостью, о чем свидетельствуют следующие факты:

1) Доля погибших в мотоциклетных авариях составляет не менее 20% от общего количества жертв ДТП. Данная цифра имеет тенденцию к увеличению [1], так как количество двухколёсных мобильных машин в общем европейском транспортном потоке значительно растёт. Например, за последние 10 лет в Германии рост составил свыше 210% для мотоциклов и только до 120% для легковых автомобилей.

2) Установлено, что в 30% аварий с мотоциклами причиной было неправильное управление водителем применительно к текущим сцепным условиям дороги, что приводит к падению водителя и повышает риск получить опасную травму.

3) Исследования по безопасности на транспорте показывают, что одним из главных факторов мотоциклетных аварий является некорректное использование тормозов. Свыше 1/3 всех мотоциклистов используют только задние тормоза, 11% - только передние тормоза. Правильное управление тормозами позволило бы, по прогнозам, предотвратить до 30% аварий.

Анализируя данные факты можно утверждать, что планируемое решение об установке АБС на транспортные средства категории L к 2010 является своевременным.

Классификационный анализ

Использование антиблокировочных тормозных систем на двухколесной технике, связано со следующими проблемами.

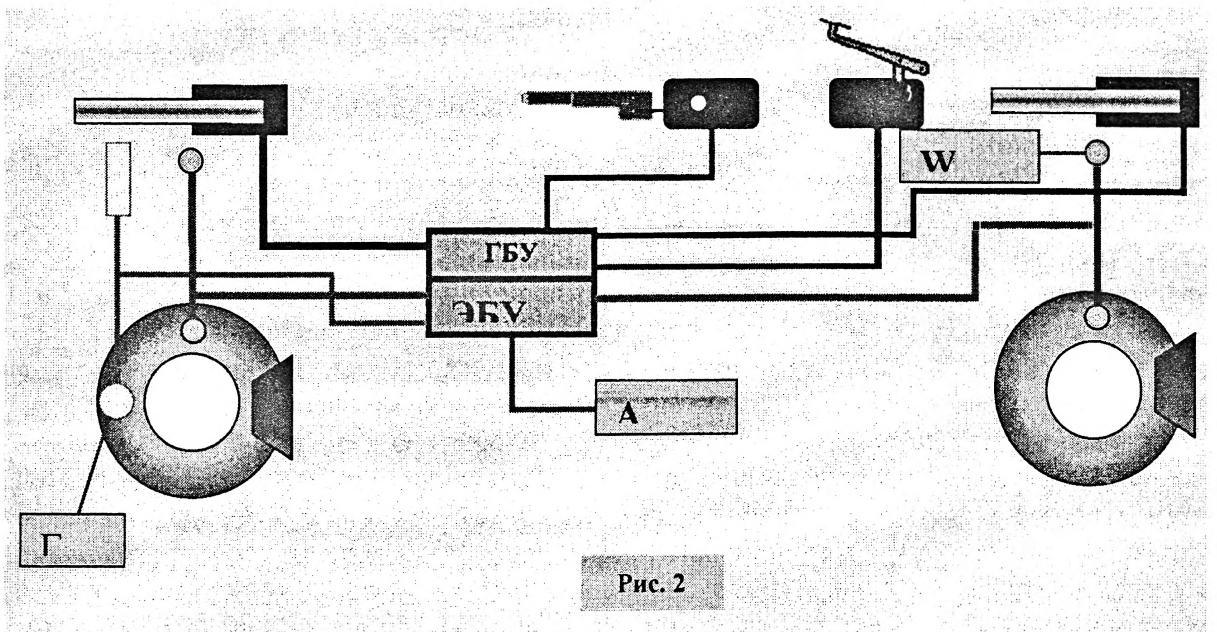
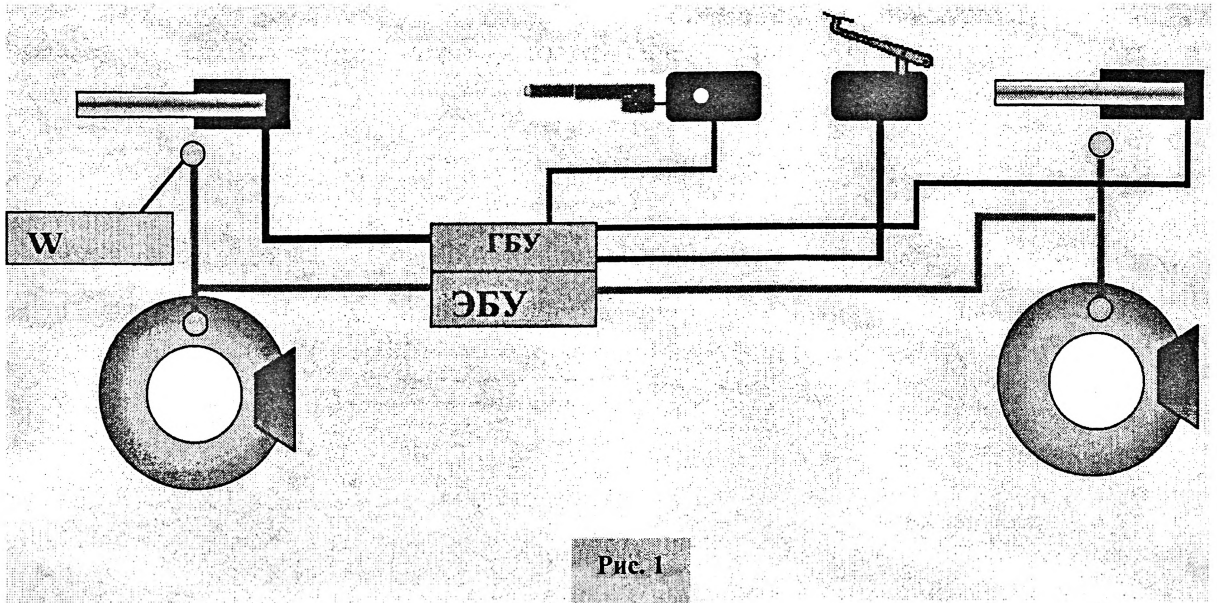
1) Незначительные углы наклона шкворня в продольной и поперечной плоскости у легкового автомобиля позволяют рассматривать процесс торможения, пренебрегая смещением пятна контакта. В противоположность этому у двухколесных транспортных средств, практически всегда имеет место движение колеса с боковым уводом, а при криволинейном манёвре - дополнительно с большим наклоном.

2) При торможении автомобиля не допускается блокировка задних колес, но присутствует мгновенная блокировка передних колес. У двухколесного транспортного средства даже мгновенная блокировка переднего колеса приводит к потере устойчивости, и в большинстве случаев к опрокидыванию.

Следовательно, на двухколесной технике должны использоваться системы активной безопасности, разработанные с чистого листа. Алгоритм управления должен учитывать все факторы, влияющие на устойчивость транспортного средства, но при этом также должна обеспечиваться устойчивость транспортного средства. Использование наиболее распространенных алгоритмов управления системами активной безопасности автомобилей требует применения новых сенсорных и исполнительных элементов антиблокировочных систем, что негативно отражается на стоимости двухколесных машин. Этим же объясняется то, что ведущие мировые компании (BMW, Honda, Yamaha и др.) устанавливают ABS только на наиболее дорогие модели.

Предварительные исследования [2] позволили выделить целый ряд различных вариантов схем установки систем. Их варианты приведены на рис. 1,2.

На первой схеме, рис. 1, представлена схема, которая включает электронный и гидравлический блоки управления, и датчики угловой скорости колес, использование данной схемы не позволяет в полной мере контролировать устойчивость мотоцикла при торможении, так как информация от датчиков не позволяет учитывать наклон колеса и увод шины. Для определения бокового наклона предлагается устанавливать датчик-акселерометр, для определения поперечных ускорений, а для определения бокового увода шины, рекомендуется установка гироскопического датчика. Данный вариант антиблокировочной системы представлен на рис. 2.



ГБУ - гидравлический блок управления; ЭБУ - электронный блок управления; W - датчик угловой скорости; A - акселерометрический датчик; Г - гироскопический датчик.

В связи с этим предлагается модель антиблокировочной тормозной системы для мотоцикла, которая позволит учитывать все факторы влияющие на устойчивость двухколесной машины. Предлагаемая система базируется на гидравлической тормозной системе мотоцикла, оборудованного задним и передним дисковыми тормозными механизмами. Система состоит из следующих элементов:

- а) Гидравлический блок;
- б) Электронный блок управления;
- в) Сенсорная база: датчики угловой скорости, гироскопический датчик, датчик положения задней подвески;
- г) Тормозные механизмы.

Принципиальная схема данной системы представлена на рис. 3 .

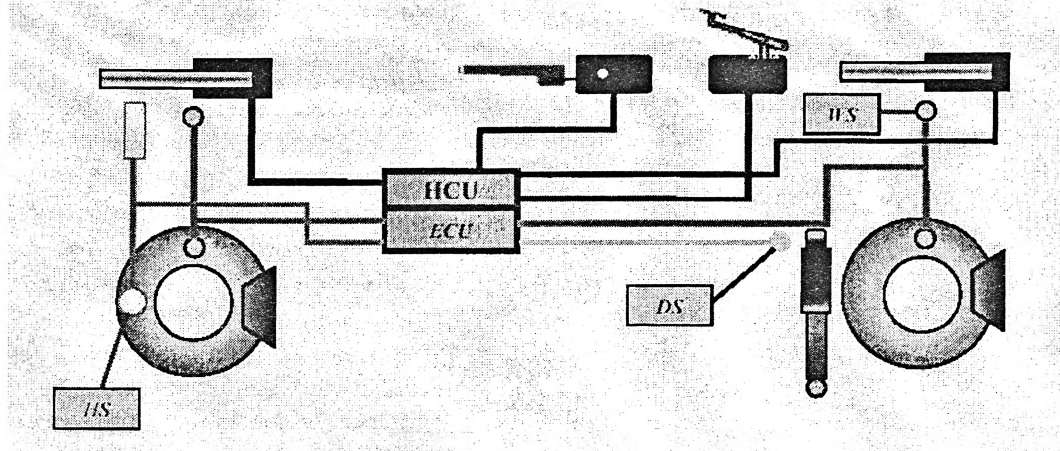


Рис.3. Схема предлагаемой антиблокировочной тормозной системы

НСУ-гидравлический блок; *ЕСУ*-электронный блок управления; *WS*-датчик угловой скорости; *HS*-гироскопический датчик; *DS*- датчик положения подвески.

Для определения наклона колеса и увода шины предлагается использование гироскопического датчика, малейшие отклонения колеса, а также увод могут определяться данным датчиком. Данный датчик наиболее целесообразно устанавливать в ступице переднего колеса. На основании полученной от него информации вносятся корректировки в алгоритм управления системой с учетом всей полученной информации.

Кроме этого для предотвращения блокировки заднего колеса без снижения эффективности работы всей тормозной системы предлагается использовать датчик положения задней подвески. Как известно при торможении центр тяжести двухколесного ТС смещается в сторону передней оси, соответственно заднее колесо разгружается, и если не уменьшать тормозную силу в соответствии с разгрузкой колеса, то это приведет к ранней блокировке колеса, что в свою очередь влечет к потере устойчивости транспортного средства и значительному снижению эффективности торможения. Датчик положения задней подвески будет фиксировать разгрузку заднего колеса по увеличивающемуся ходу подвески. Информация от данного датчика поступает в ЭБУ, где она используется для корректировки управляющего сигнала, поступающего к заднему колесу, для предотвращения его блокировки.

ВЫВОДЫ

В заключении хотелось бы подчеркнуть ряд принципиальных моментов, нашедших отражение в представленной работе:

1. Использование АБС на двухколесной технике позволяет в значительной мере повысить безопасность движения, (для повышения безопасности мотоциклов могут быть реализованы различные схемы установки АБС. Выбор конкретного инженерного решения определяется функциональным назначением машины (кроссовый, спортивный, туристский etc.), а также стоимостными показателями.

2. На основе предлагаемой антиблокировочной системы возможно дальнейшее развитие систем активной безопасности, разработка противобуксовочной системы и интегрированной системы безопасности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Alexander Sporner, Thomas Kramlich. MOTORCYCLE BRAKING AND ITS INFLUENCE ON SEVERITY OF INJURY. Institute for Vehicle Safety, München – Germany.; 2. IVANOV Valentin, MIKHALTSEVICH Mikalai . ACTIVE SAFETY AND BRAKING CONTROL FOR TWO-WHEEL VEHICLES. Proc. of 9th European Automotive Congress. Conference 2 "Safety-Current trends and future challenges". - Paris:- 2003.- P. 51.

УДК 621.833.389

М.Ф.Пашкевич, Н.И.Рогачевский, С.Н. Рогачевский

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ КАЧЕНИЯ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Механические передачи зацеплением являются приближенными, к ним также относятся исследуемые червячные передачи качения. В таких передачах передаточное отношение одной пары зубьев от входа до выхода ее из зацепления является переменным. За период пересопряжения, равный угловому шагу винта, среднеинтегральное значение передаточного отношения $i_{21}(\varphi_1)$ равно номинальному [1], поэтому

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + 2\pi/z_1} [i_{21}(\varphi_1) - i_{21}^0] d\varphi = 0,$$

где $i_{21}(\varphi_1) = d\varphi_2 / d\varphi_1$ – мгновенное значение передаточного отношения; $i_{21}^0 = z_1 / z_2$ – номинальное передаточное отношение передачи; z_1 – число заходов винта, z_2 – число пальцев колеса передачи; φ_1 и φ_2 – текущие углы поворота соответственно винта и пальцевого колеса; $2 \cdot \pi / z_1$ – угловой шаг винта.

В червячных передачах качения, если пренебречь упругостью звеньев, движение осуществляется одной парой виток винта – палец колеса, т. е. коэффициент перекрытия передачи равен единице. Исследованию кинематической точности такой передачи, в которой винт с правой прямоугольной резьбой вращается по часовой стрелке, посвящена статья [2]. В ней установлены закономерности изменения передаточного отношения и погрешности угла поворота ведомого звена передачи, проведен анализ угловых зазоров между витком винта и входящим в зацепление и выходящим из него пальцами колеса.

Установим аналогичные закономерности для такой же передачи ($z_1 = 1$, $t = 22$ мм – шаг винта, $d_1 = 43$ мм – средний диаметр винта, $z_2 = 32$) при вращении винта против часовой стрелки, то есть при ее реверсировании. Для этого проследим процесс зацепления витка винта с пальцами (подшипниками) колеса. Установим, рассматривая рис. 2 [2], характер взаимодействия витка винта с подшипником 1, а также установим

закономерности изменения зазоров между витком винта и подшипником 3, входящим в зацепление, и подшипником 2, выходящим из зацепления. Зазоры будем оценивать углом поворота $\Delta\varphi_2$, на который нужно повернуть пальцевое колесо, чтобы привести в касание поверхности соответствующих подшипников с витком винта. Для того чтобы зацепление происходило правильно, то есть движение в рассматриваемом интервале передавалось с винта на подшипник 1, необходимо, чтобы между витком винта и подшипниками 2 и 3 были зазоры.

Зависимость передаточного отношения $i_{21}(\varphi_1)$ передачи от угла φ_1 поворота винта выглядит так:

$$i_{21}(\varphi_1) = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{\cos \alpha}{z_2 \cdot \cos[\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2)]},$$

где $\alpha = \arctg(t/(\pi \cdot d_1))$ – угол подъема винтовой линии винта на диаметре d_1 .

Функция $\varphi_2(\varphi_1)$ передачи движения

$$\varphi_2(\varphi_1) = \varphi_1 \cdot i_{21}(\varphi_1) = \frac{\varphi_1 \cdot \cos \alpha}{z_2 \cdot \cos(\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2))}$$

не является линейной, хотя и близка к прямой $\varphi_2 = \varphi_1 \cdot z_1 / z_2$. Ее отклонение от указанной прямой является функцией $\delta\varphi_2(\varphi_1)$ погрешности угла поворота колеса.

Проанализируем изменение функции $i_{21}(\varphi_1)$ в интервале значений $[-320^\circ, 600^\circ]$ угла φ_1 поворота винта, что соответствует отрезку $[-10,05^\circ, 19,10^\circ]$ фазы γ зацепления. График зависимости $i_{21}(\varphi_1)$ в указанных интервалах изменения φ_1 и γ показан на рис. 1.

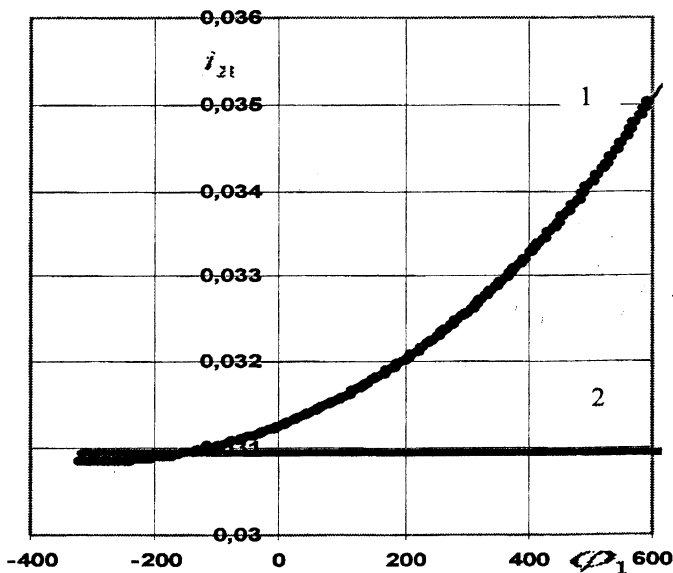


Рис.1. Закон $i_{21}(\varphi_1)$ изменения действительного передаточного отношения (1) и его номинального значения (2)

Из рисунка видно, что за период пересопряжения винта 360° среднеинтегральное значение передаточного отношения $i_{21}(\varphi_1)$ равно номинальному i_{21}^0 в интервале изменения $\varphi_1 - 318^\circ \leq \varphi_1 \leq 42^\circ$. Нижний предел

изменения φ_1 был определён из нелинейного уравнения

$$\frac{\cos \alpha}{z_2} \cdot \left[\ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2) + 2\pi / z_2}{2} \right) \right| - \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2)}{2} \right) \right| \right] = i_{21}^0,$$

а верхний – добавлением периода 2π пересопряжения винта.

Из рис. 2 следует, что погрешность $\delta\varphi_2(\varphi_1)$ угла поворота колеса изменяется от $0,037^\circ$ до $-0,008^\circ$ и далее до $0,017^\circ$ в указанном интервале возрастания φ_1 .

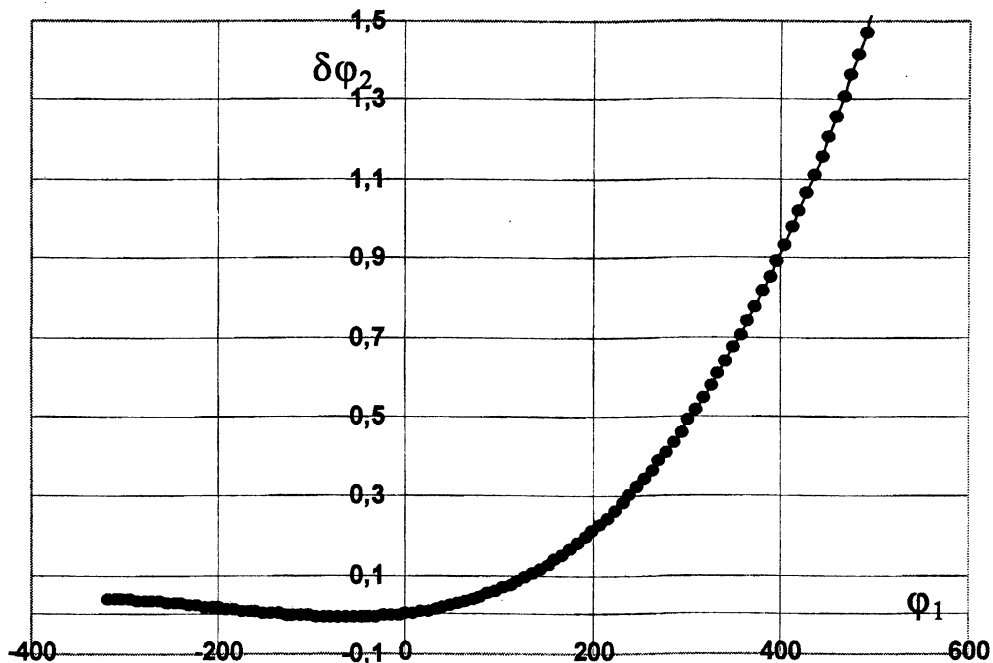


Рис. 2. Кривая $\delta \varphi_2(\varphi_1)$ погрешности угла поворота колеса

На рис. 3 показаны графики функции угловых зазоров между витком винта и подшипником 2 (кривая $\Delta \varphi_{2(2)}(\varphi_1)$) и витком винта и подшипником 3 (линия $\Delta \varphi_{2(3)}(\varphi_1)$). В исследуемом интервале $[-318^\circ, 42^\circ]$ изменения φ_1 интерференция отсутствует, наблюдается уменьшение зазора с $0,058^\circ$ до $0,008^\circ$ между витком винта и подшипником 3 и его увеличение с $0,124^\circ$ до $0,147^\circ$ между витком и подшипником 2.

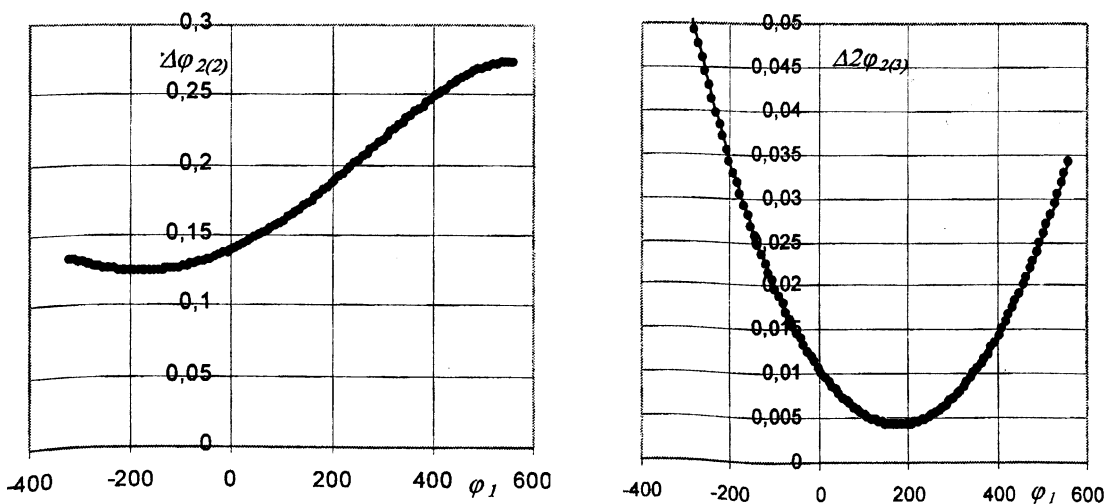


Рис.3. Графики функций $\Delta \varphi_{2(2)}(\varphi_1)$, $\Delta \varphi_{2(3)}(\varphi_1)$ угловых зазоров

Сравнение этих результатов с приведенными в работе [2] показывает, что в рассматриваемом случае погрешности значительно меньше, они находятся в пределах $-0,008^\circ \leq \delta\varphi_2(\varphi_1) \leq 0,037^\circ$. Следовательно, точность винтовой пальцевой передачи при вращении правого винта против часовой стрелки по сравнению с передачей, в которой правый винт вращается по часовой стрелке, выше.

Для оценки кинематической точности червячных передач качения помимо теоретических исследований проведены экспериментальные исследования передач в сборе: пружинно-пальцевой, двух винтовых пальцевых передач и стандартной червячной передачи 1Ч-80 (для сравнения). По конструкции пружинно-пальцевая и винтовая пальцевая передачи были почти одинаковыми. Их отличие состояло лишь в исполнении ведущего звена: одна передача имела ведущее звено в виде винтовой пружины, закрепленной на ведущем валу, а во второй передаче на ее ведущем валу была выполнена ступень с витками прямоугольной резьбы. Винтовые пальцевые передачи отличались тем, что в одном исполнении передачи витки винта взаимодействовали с вращающимися пальцами, установленными на подшипниках в ведомом диске, а во втором исполнении витки винта взаимодействовали с подшипниками, насаженными на неподвижные пальцы.

Исследования кинематической точности передач проводились на автоматизированном стенде, описание которого приведено в [3]. Там же изложена методика измерения кинематических погрешностей передач в сборе. В соответствии с этой методикой проводились исследования указанных передач при изменении моментов на ведомом валу передач и частоты вращения ведущего вала. Различные величины моментов на ведомых валах передач устанавливались при помощи электромагнитного тормоза ПТ-16М, позволяющего изменять величину тормозного момента от 0 до 160 Нм. Различные частоты вращения ведущего вала обеспечивались трехскоростным двигателем, который позволял установить частоты вращения 685, 990 и 1480 об/мин.

По результатам измерения кинематических погрешностей передач строились графики их изменения за один оборот ведомого вала, а также проводился их спектральный анализ на основе разложения этих функций в ряды Фурье. Амплитудно-частотный спектр кинематических погрешностей охватывал 512 гармонических составляющих. На рис.4 приведены графики изменения кинематических погрешностей исследованных передач при одних и тех же условиях и их амплитудно-частотные спектры, содержащие первые гармонические составляющие А1-А6, а также гармоники, соответствующие передаточному отношению и кратные ему.

На графиках слева по оси абсцисс отложены номера измерений (всего измерений 1024), а справа – номера гармонических составляющих. По осям ординат отложены значения кинематических погрешностей в радианах.

Как следует из рис.4, наибольшую кинематическую погрешность имеет червячная передача (наибольшее значение кинематической погрешности соответствует размаху кривой, характеризующей изменение этой погрешности).

Наибольшими величинами местных погрешностей характеризуется пружинно-пальцевая передача; винтовая пальцевая и червячная передачи, по сравнению с пружинно-пальцевой, имеют многократно меньшие местные кинематические погрешности.

Для всех исследованных передач наибольшее значение имеет первая гармоническая составляющая, затем, в порядке убывания, вторая – шестая гармоники. Гармонические составляющие с номерами, соответствующими и кратными передаточному отношению, также выделяются на фоне соседних гармоник и имеют существенные значения.

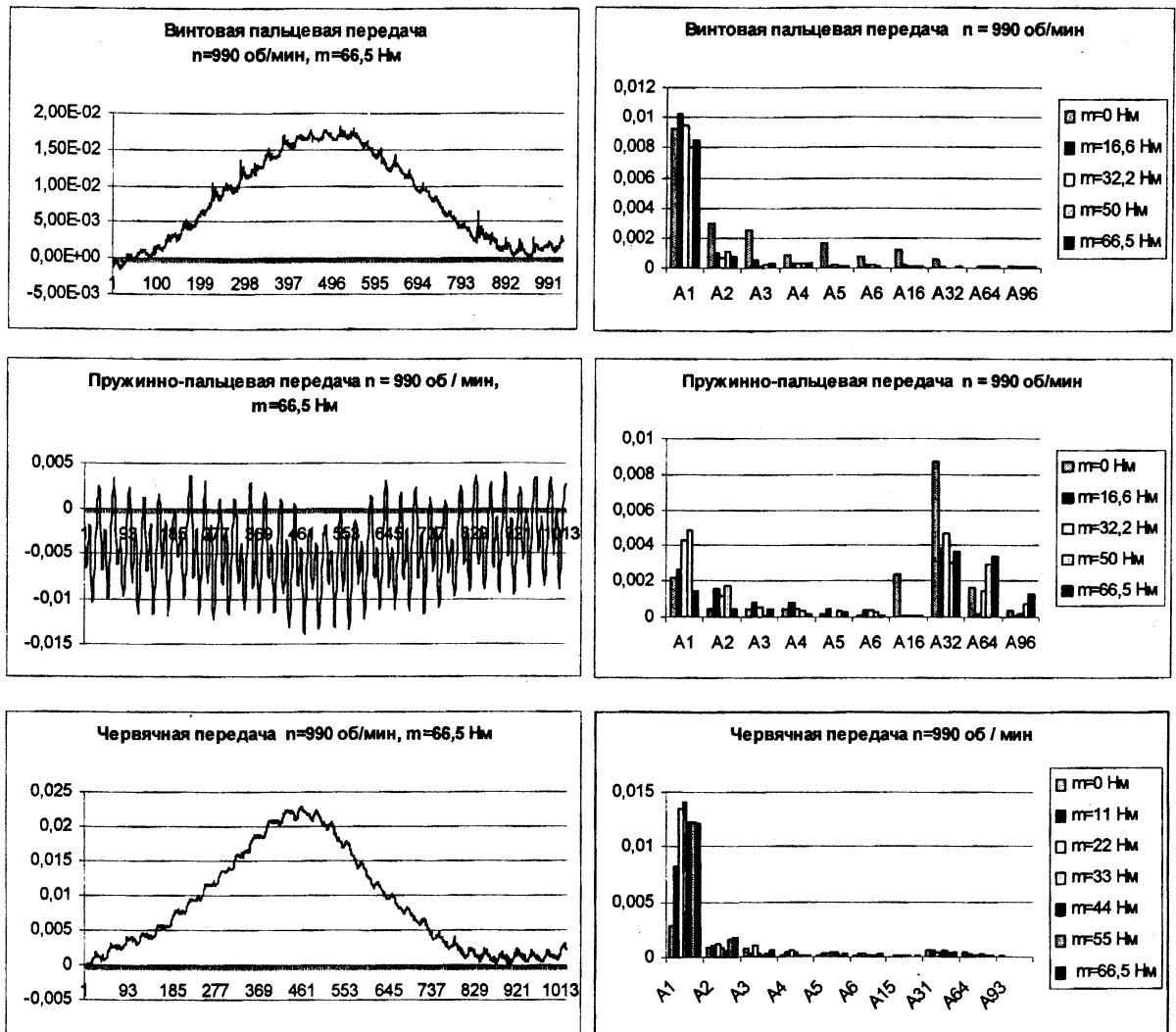


Рис. 4. Графики изменения кинематических погрешностей и их амплитудно-частотные спектры

Для пружинно-пальцевой передачи значения амплитуд этих гармоник велики и соответствуют значениям первой, наибольшей, гармонической составляющей спектра.

Плавность работы червячной передачи определяется высокочастотными составляющими спектра кинематической погрешности с номерами, соответствующими числу зубьев ведомого колеса, или передаточному отношению передачи при однозаходном червяке, а также с номерами, кратными передаточному отношению. И чем больше абсолютные значения этих погрешностей, тем менее плавной работой характеризуется передача. Исходя из этих позиций (см. рис.4) можно сделать вывод, что наименее плавно работает пружинно-пальцевая передача. Винтовая пальцевая и червячная передачи характеризуются примерно одинаковой плавностью работы.

Сравнение винтовой пальцевой и червячной передач по наибольшей кинематической погрешности в достаточно широком диапазоне изменения условий практического применения проводилось на основе анализа графиков на рис. 5.

Анализ рис.5 показывает, что по кинематической точности винтовая пальцевая передача не уступает червячной, причем кинематическая погрешность винтовой передачи качения могут не только по уровню КПД, но и по кинематической точности конкурировать с традиционными червячными передачами. передачи при значении

момента на выходе более 33 Нм несколько ниже, чем кинематическая погрешность червячной передачи 1Ч80.

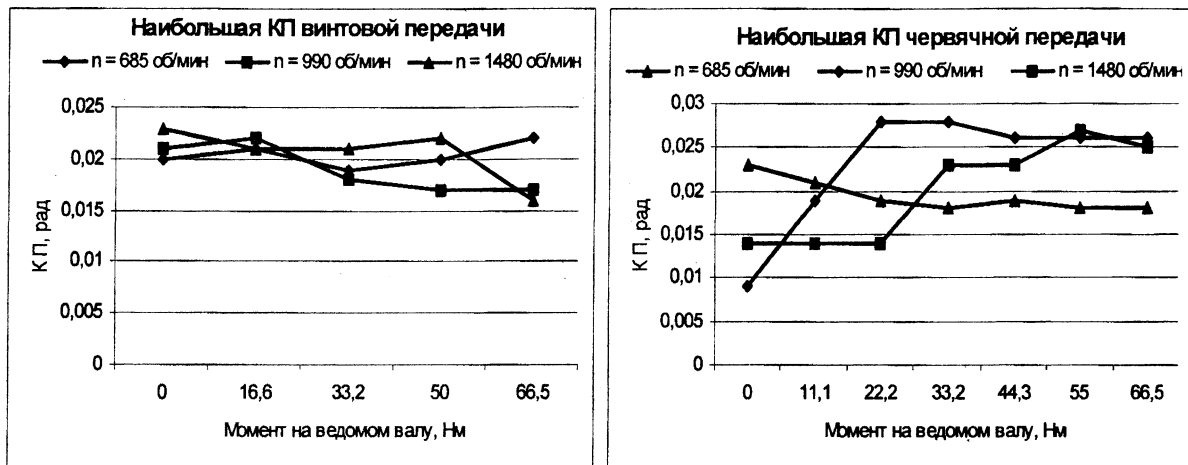


Рис. 5. Графики изменения наибольшей кинематической погрешности винтовой пальцевой и червячной передач

Следовательно, рассмотренные передачи качества могут не только по уровню КПД, но и по кинематической точности конкурировать с традиционными червячными передачами.

ЛИТЕРАТУРА

- Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений – М.: Наука, 1968. – 584с.;
- Пашкевич М.Ф. Повышение кинематической точности винтовой пальцевой передачи /М.Ф. Пашкевич, Н.И. Рогачевский, С.Н. Рогачевский// Вестник Могилёвского Государственного технического университета. – 2003. – №2. – С. 124 – 129.;
- Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование контроль и диагностика/ М.Ф.Пашкевич, В.М.Пашкевич, А.М.Пашкевич, С.В.Чертков. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2003. – 221 с.

УДК 621.777:67/68

К.С.Матвеев, А.К.Новиков, А.Н.Голубев

РАЗРАБОТКА ШНЕКОВОГО ЭКСТРУДЕРА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ОТХОДОВ

УО «Витебский государственный технологический университет»
Витебск, Беларусь

Одним из достаточно существенных отличий предприятий легкой промышленности от производственной сферы машиностроения является образование больших объемов отходов материалов, которые используются при изготовлении основной продукции. И в зависимости от вида выпускаемой продукции объемы образующихся отходов

иногда вполне сопоставимы с объемами выпуска продукции (речь естественно идет о весовых объемах). Если при изготовлении продукции на машиностроительных предприятиях, где основными отходами является металлическая стружка, проблем, с переработкой которой не существует, то разнообразные отходы легкой промышленности вполне сопоставимы с ассортиментом выпускаемой продукции. Все эти отходы разнообразны по своему химическому составу, физическому состоянию, эксплуатационным свойствам и цветовой гамме. Настолько же разнообразны и разработанные для их переработки методы утилизации и технологии рециклинга. Объединяет же все эти отходы одно: в процессе производства на их сбор, транспортировку, сортировку и другие сопутствующие операции приходится определенное количество затрат как временных, так и финансовых, которые в конечном счете перекладываются на потребителей продукции. И если при производстве материалов и полуфабрикатов отходы еще как-то перерабатываются в соответствии с ранее разработанными технологиями, то переработка отходов на предприятиях, где они образуются, осуществляется достаточно редко. Поэтому основным методом утилизации по-прежнему является вывоз отходов на полигоны твердых бытовых отходов, с последующим захоронением их под землей [1].

Причина такого негатива заключается в отсутствии достаточно дешевого специализированного оборудования для осуществления технологий рециклинга. Вполне понятно, что разработать специальную технологию, а тем более оборудование для переработки каждого определенного вида отходов теоретически невозможно. Но это не особо и требуется. Существует достаточно универсальная технология термомеханического рециклинга, которая позволяет перерабатывать широкую гамму разнообразных по своему исходному составу материалов. Результатом переработки являются изделия из композиционного материала. Единственным требованием применения указанной технологии является наличие в составе исходных перерабатываемых материалов хотя бы одного термопластичного компонента.

Кратко суть термомеханического метода рециклинга заключается в преобразовании предварительно измельченных отходов, путем воздействия температурных и сдвиговых деформаций, в новый композиционный материал. Функцию полимерной матрицы в таком материале выполняет находящийся термопластичный компонент, а все остальные виды входящих в композицию материалов являются наполнителем. Наиболее оптимально указанная технология осуществляется на экструзионном оборудовании шнекового типа, что объясняется возможностью совмещения в одной станочной единице функций диспергации, смешивания, нагрева, пластификации и формообразования [2].

Основная проблема, которая ограничивает применение термомеханического метода, заключается в отсутствии конструкторских разработок в сфере проектирования специализированного экструзионного оборудования. Поэтому предприятия, решившиеся на осуществление той или иной технологии переработки, в лучшем случае пытаются приспособить бывшие в употреблении литьевые или экструзионные установки производства пластмасс. Очень часто подобные попытки с самого начала запрограммированы на неудачу, что объясняется спецификой перерабатываемых материалов. А именно, если оборудование проектировалось для переработки термопластичных материалов, то оно и рассчитывалось под конкретные реологические характеристики, и переработка некоторых видов материалов на таком оборудовании вообще невозможна.

В Витебском государственном технологическом университете уже более десяти лет занимаются проблемой переработки отходов с точки зрения разработки оборудования для осуществления этой переработки. Изготовленное оборудование функционирует на различных предприятиях легкой промышленности, позволяя из бросового сырья, ра-

нее вывозимого на полигоны для захоронения, получать востребованную продукцию. Имеющийся опыт работы, позволяет на начальном этапе осуществления разработки проводить анализ различных технических решений и конструктивных исполнений различных узлов шнекового экструдера.

Так, при разработке конструкции шнекового экструдера для переработки отходов натуральных кожевенных материалов, прежде всего внимание было уделено термопластичному связующему, которое должно обеспечивать основные прочностные и эксплуатационные параметры получаемых материалов. Характер термопластичного компонента оказался достаточно сложным, поскольку он определялся наличием на предприятии отходов пенополиуретана. Проблема заключается в том, что в исходном виде отходы пенополиуретана не являются термопластичным материалом. Для того чтобы продукт переработки приобрел, термопластичные свойства требуется достаточно длительная термическая обработка, в результате которой происходит переход интегрального пеноматериала в термопластичное состояние. Термическая деструкция полностью изменяет молекулярную структуру материала, вызывает сокращение числа связей между отдельными молекулами, в результате исчезает трехмерная структура, а вместо нее образуется более простая – линейная, свойственная большинству обычных термопластичных материалов. Для осуществления указанного процесса желательно наличие достаточно длинного шнека, в пределах 15-20 диаметров, что вполне соответствует теории проектирования экструдеров для переработки термопластом. В соответствии с этой же теорией шнек должен выполняться с уменьшающейся глубиной канала в направлении движения материала [3].

С другой стороны, использование в качестве наполнителя получаемого материала разволокненных отходов натуральных кож, ставит диаметрально противоположные требования. Большая длина шнека приводит к перегоранию кожевенных волокон, выделению продуктов распада, ухудшению качества получаемого материала и самое главное к необходимости многократного увеличения мощности привода. Объясняется это тем, что уплотнение кожевенного материала за счет его специфических свойств и уменьшающейся глубиной канала, приводит к адекватному возрастанию силы трения. Кроме того, при длительном нагревании из кожевенных отходов, выделяется излишняя влага, происходит парообразование и, как следствие дестабилизация процесса экструзии.

К дополнительным требованиям, поставленным условиями стабильного протекания процесса экструзии, можно отнести необходимость синхронизации скорости вращения шнека и скорости вращения ворошителя. Объясняется это тем, что состав перерабатываемой композиции непрерывно изменяется, что объясняется разнородным видовым составом кожевенных отходов и гранулометрическим составом пенополиуретановых отходов. Поэтому при стабилизации процесса переработки необходимо иметь возможность ограничивать подачу материала в межвитковое пространство шнека.

На рисунках приведенных ниже показаны основные узлы и устройство разработанного шнекового экструдера для переработки отходов. Экструдер для переработки отходов состоит из станины-гидробака 1, с вертикальной стойкой-плитой 2, с одной стороны которой закреплен подшипниковый узел 3, одноступенчатый цилиндрический редуктор 4 и гидромотор 5, а с другой – соосно закреплен корпус 6 с нагревателями 7, которые закрыты защитным кожухом 8. К корпусу через фланец крепится загрузочный бункер 9, на котором установлен червячный редуктор 10, быстроходный вал которого связан с гидромотором 11, а тихоходный вал – с ворошителем 12. К выходному концу корпуса посредством зажима 13 крепится фильера 14. На гидробаке закреплены гидро-насос с электродвигателем 15, распределительная плита с гидроаппаратурой 16, систе-

ма охлаждения 17 и, на стойке, с возможностью вращения установлен шкаф управления 18, с пускорегулирующей электроаппаратурой.

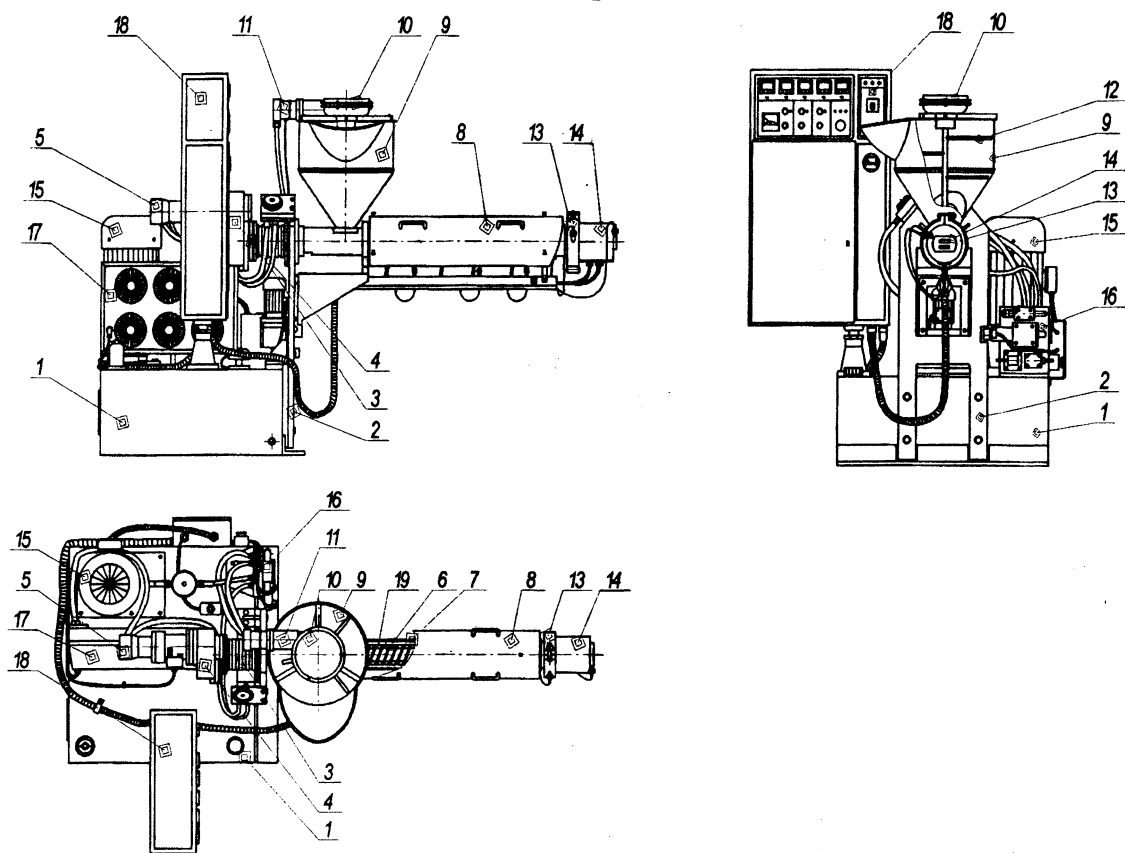


Рис. 1. Шнековый экструдер для переработки отходов

Шнек 19, расположенный в корпусе, выполнен сборным, и глубина витков шнека в зоне загрузки скачкообразно уменьшается. После того, как гидронасос подает рабочую жидкость в напорную магистраль гидромотора, который передает производимый крутящий момент, посредством зубчатой передачи редуктора валу подшипникового узла, который жестко связан с хвостовиком шнека. Поскольку сливная магистраль гидромотора экструдера связана с напорной магистралью гидромотора ворошителя, то последний, приобретает частоту вращения, пропорциональную частоте вращения шнека.

Перемешиваясь посредством ворошителя, засыпанная в загрузочный бункер смесь отходов поступает в зону загрузки шнека, захватывается его витками и транспортируется вдоль винтовой канавки к формирующей фильере. При этом, под действием температурных воздействий, термопластичный компонент, плавится, смешивается с отходами натуральных кожевенных материалов, гомогенизируется, создавая наполненный композиционный полимерный материал и, продавливаясь через фильеру, приобретает форму, соответствующую ее выходному отверстию. Полученный композиционный материал далее попадает на приемный лоток (на рисунке не показан), охлаждается и режется на необходимые мерные заготовки, затем укладывается на стеллажах для процесса вылеживания, который необходим для стабилизации механических свойств, после чего может использоваться по назначению.

В процессе перемещения измельченной массы по шнеку в пределах зоны питания происходит интенсивное перемешивание и нагрев композиции с частичным уплотнением. Далее, резкое уменьшение глубины канавки в зоне сжатия вызывает

адекватное увеличение сжатия смеси, что приводит к ускоренному выдавливанию жидкости, содержащейся в отходах натуральных кожевенных материалов.

Таким образом, осуществленная разработка имеет двойной эффект. Во-первых, конструктивный, поскольку указанная разработка позволяет осуществить реализацию технологии рециклинга отходов. Во-вторых, экологический, который связан в основном с переработкой ранее не утилизируемых отходов пенополиуретана, а также менее проблематично перерабатываемых отходов кожевенных материалов. Правда, с точки зрения рециклинга отходов натуральных кож, последние используются наименее рациональным способом – просто как наполнитель. Их применение объясняется одной простой причиной, а именно тем, что объемы кожевенных отходов на обувных предприятиях наибольшие по сравнению с иными видами отходов и их требуется как-то перерабатывать. Тем не менее именно данная разработка позволяет предприятию эффективно утилизировать наименее используемые отходы, принося экономический эффект при рециклинге достаточно небольших объемов порядка 20 тонн отходов в год.

ЛИТЕРАТУРА

1. Буркин А.Н., Матвеев К.С., Смелков В.К. Переработка твердых отходов обувных предприятий г. Витебска. – Витебск, ВГТУ, 2000. – 118 с.;
2. Буркин А., Матвеев К. Рециклинг отходов обувной промышленности // В мире оборудования.- 2002.-№ 5(22).- с.26-27.;
3. Матвеев К.С., Солтовец Г.Н., Буркин А.Н., Новиков А.К. Технология рециклинга полиуретанов интегральной структуры// БЕЛОРУССКО-ПОЛЬСКИЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ СЕМИНАР./ Тезисы докладов.- Брест, БГТУ, 2002.-с. 148-149.;
4. Заявка РБ u20040001, С 08G 18/00, Экструдер для рециклинга отходов кожевенных материалов/ К.С.Матвеев, А.К.Новиков, А.Н.Голубев, П.В.Станкевич, П.М.Фомин (BY).- № u20040001.

УДК 621.85.052.44

А.Т.Скойбеда, А.Г.Баханович, И.Г.Баханович

ПРОГРЕССИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ АРМИРОВАННЫХЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Основным мероприятием, позволяющим повысить несущую способность стандартных трапецидальных зубьев ремней, является их армирование. Различают микро- и макроармирование. Поскольку в общей массе отказов зубчатых ремней преобладают износ их профиля и усталостное разрушение, армирующие элементы располагают таким образом, чтобы препятствовать распространению в материале зубьев деструктивных факторов.

Микроармирование сводится к замене части объема зуба, изготовленного из стандартной резины или полиуретана каким-либо композитом на каучуковой или иной полимерной основе. Такой композит обычно содержит отрезки рубленых стеклянных, вязкозных или металлических волокон, обработанных для повышения адгезии с основой специальными составами. Отрезки обычно имеют длину 0,5...2 мм.

Исследования усталостной прочности зубьев, изготовленных из резины, армированной неориентированными отрезками вязкозного волокна, пропитанных

латексом Л-19ф показали, что по этому показателю подобные ремни превосходят свои серийные аналоги на 50% [1].

Результаты анализа напряженно-деформированного состояния зубьев ремней свидетельствует о том, что наиболее нагруженной является примерно 1/3 их объема. При этом сдвигающие напряжения локализуются у боковой грани. Таким образом, признано целесообразным армировать не весь зуб, а лишь его периферийные участки [2]. Для повышения гибкости ремня, участок армированной резины выполняется с дугообразным углублением [3]. Повышение эффективности армирования в этих ремнях достигается путем придания отрезкам волокон определенного направления, близкого к направлению действия на зуб ремня сдвигающих сил.

Несмотря на свои преимущества, ремни, армированные волокнами, не нашли пока широкого распространения. Прежде всего, это следует связать с отсутствием эффективной технологии их изготовления. Лишь в последнее время разработан ряд методов [4], позволяющих получить требуемую конфигурацию и размеры армирующих слоев.

Более эффективно на долговечность зубьев ремня влияет макроармирование. Наиболее простой его реализацией является оснащение зубьев ремня дополнительным слоем обкладочной ткани [5]. Ремни с двойной обкладочной тканью позволяют передавать в 1,35 раза большее окружное усилие по сравнению с обычным ремнем с однослойным покрытием при долговечности порядка 10^7 циклов, и в 1,25 раза при долговечности 10^8 циклов.

Известны конструкции зубчатых ремней с армирующими вкладышами в зубьях. Такие вкладыши располагают вдоль зуба ремня вблизи кордшнуров. Количество вкладышей в каждом зубе может варьироваться от 1 до 3, однако, наиболее благоприятное заполнение ими материала зуба наблюдается при их попарном расположении [6]. Для снижения концентрации напряжений у основания зубьев вкладышам может придаваться форма, соответствующая профилю зубьев ремня [7]. С этой же целью арматура может размещаться в местах наибольшей локализации напряжений [8].

Следует отметить, что подобные конструктивные решения в значительной мере утяжеляют ремень, увеличивается также его изгибная жесткость. Основным же недостатком является то, что при передаче окружного усилия наблюдается появление значительных сдвигающих напряжений в сравнительно тонком слое эластомера, расположенного между кордшнуром и арматурой. Более развитой поверхностью контакта с несущим кордшнуром и меньшей массой обладает арматура в виде спиральных пружин, расположенных вдоль зуба ремня между витками его кордшнура, а также специально изогнутая проволока различной конфигурации [9,10].

Полное устранение вышеназванного недостатка достигается в конструкциях ремней с механическим креплением арматуры к несущему кордшнуру или с непосредственной связью последних. Зубчатые ремни такого типа представляют собой ленту с отверстиями над зубьями, а арматура снабжена резьбовыми отверстиями [11]. Известны также ремни с провинчиваемыми зубьями, выполненными из износостойкого материала [12]. Несмотря на свои преимущества, к которым можно отнести высокую долговечность, ремонтпригодность и др., подобные ремни не получили широкого распространения из-за своей нетехнологичности и трудоемкости обслуживания в процессе эксплуатации. Определенным недостатком можно считать также то, что отверстия под болты в ленте являются концентраторами напряжений, наличие которых не позволяет задавать высокие значения натяжения ветвей.

Авторы [13,14] предлагают зубчатые ремни с несущим слоем в виде тонких (0,08...0,12 мм) металлических лент. Реализация непосредственной механической связи

арматуры с несущим слоем достигается путем пробивки и отгибания в теле зуба ремня лепестков разнообразной формы. Такие ремни обладают высокой продольной жесткостью $E\Gamma$, а их зубья имеют наивысшую, по сравнению с рассмотренными выше конструкциями, усталостную прочность [15]. К недостаткам ремней с кордом в виде металлической ленты следует отнести их повышенную изгибную жесткость. Для компенсации ее влияния требуется либо сплошная перфорация ленты, либо повышенное натяжение ремня. И то, и другое ведет к снижению долговечности самого ремня и других деталей передачи (валов, подшипников). Не исключается также ухудшение других эксплуатационных показателей, например, виброактивности привода и его к.п.д.

Иной подход предлагают авторы ремня с поперечными армирующими стержнями, обмотанными через определенные интервалы петлями несущего кордшнура [16]. В этом ремне высокая продольная жесткость сочетается с незначительной изгибной жесткостью кордшнуров. По показателю изгибной жесткости такой ремень не отличается от серийных неармированных аналогов. В то же время достигается непосредственная связь между кордшнуром и арматурой зуба. Практически окружное усилие с арматуры передается сразу на витки кордшнура, минуя промежуточные элементы. Однако, подобный ремень не получил широкого распространения из-за своей нетехнологичности, вытекающей из разного направления навивки петель кордшнура, охватывающих арматуру.

Основной недостаток ремней с пружинным армированием – отсутствие жесткой связи арматуры и несущего корда – полностью устранен у ремней с втулочно-петлевым армированием (ВПА), разработанных в Белорусском национальном техническом университете (рис.1).

Все петли продольно навитого корда 1, охватывающие втулки 2, размещенные вдоль зубьев 3 ремня имеют одно направление навивки [17]. Последняя конструктивная особенность обеспечивает достаточно высокую технологичность процесса сборки заготовок ЗР и позволяет осуществлять армирование ЗР с $t > 10$ мм. Изготовлены опытно-промышленные партии ЗР с ВПА, имеющие шаг зубьев 50,8 мм. Как видно из рис.1 окружное усилие с зубьев ремня передается корду без возникновения в массиве ЗР сдвигающих напряжений. При этом прочность зубьев ЗР определяется не механическими свойствами эластомера или прочностью его адгезии к корду, а показателями кордшнура.

Улучшенные разновидности ЗР с ВПА представлены на рис.2 [18,19,20]. В частности, более надежная фиксация армирующих втулок в массиве зуба ремня достигается двойным и более петлеобразованием троса на втулках. Осевое смещение петель троса при сборке заготовки ремня исключается в ремнях, оснащенных резьбовыми втулками, при этом направление резьбы на втулках соответствует направлению намотки петли троса, а сама петля троса размещается между витками резьбы. Втулки можно также выполнять со шлицевыми участками, чередующимися с гладкими. При этом для улучшения сцепления втулки с эластомером зуба на ее шлицевые участки надеваются перфорированные пластины, соответствующие профилю зуба, а на гладких участках между пластинами размещаются петли троса.

Разработаны также конструкции с регулируемым шагом зубьев [20], осуществляемым путем разжатия разрезанных по образующей армирующих втулок, охваченных петлями троса. Петли троса могут также быть расположены в плоскости тела ЗР, при этом сквозь втулки пропускаются крепежные детали для присоединения зубьев ремня [21].

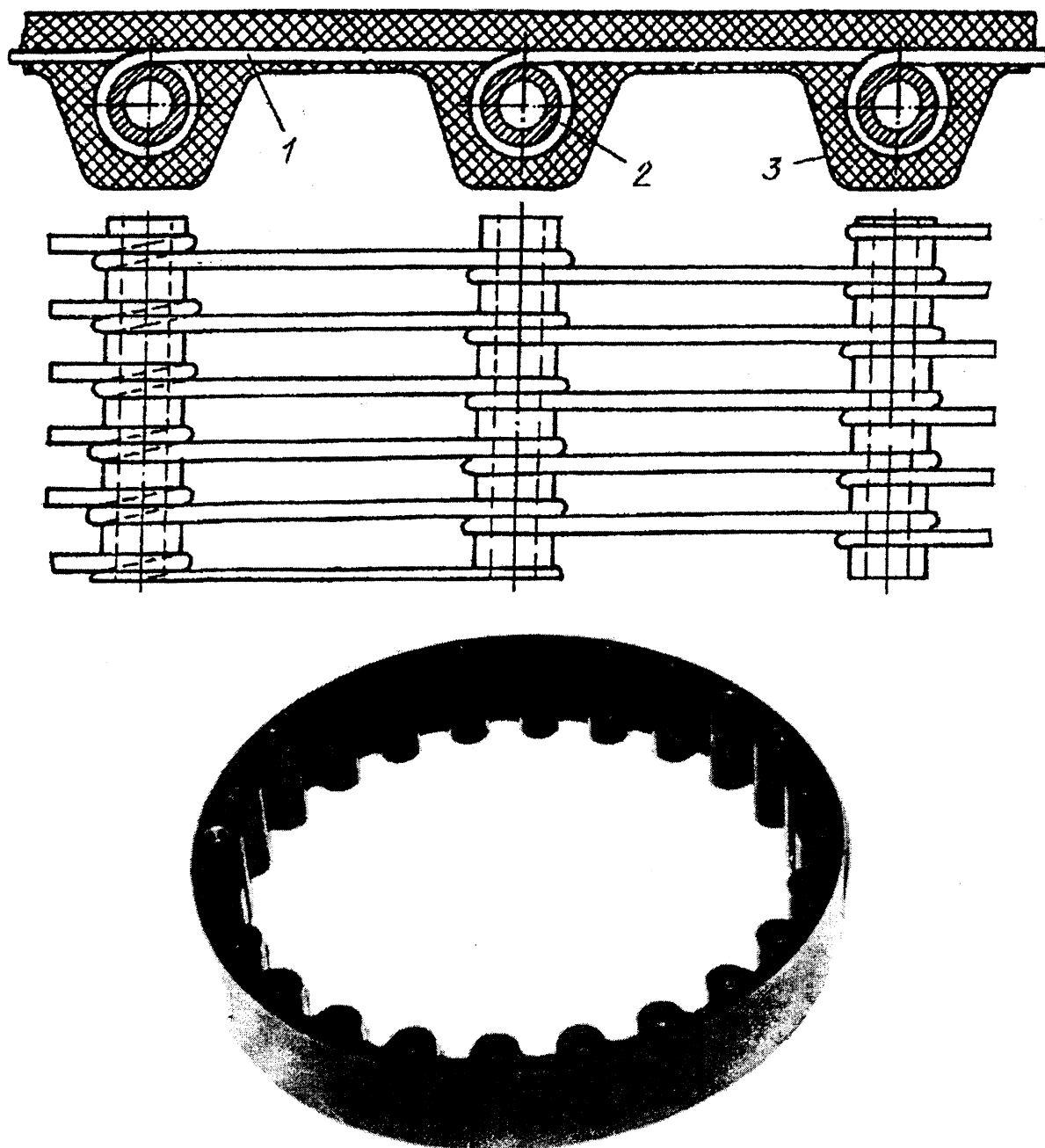


Рис.1. Зубчатый ремень с втулочно-петлевым армированием (ВПА)
1- корд; 2 – втулки; 3 – зубья ремня

Ремень с уравновешенным осевым усилием содержит кордшнур с различным направлением навивки, симметрично расположенный у противоположных торцов ЗР [22]. Ремни, содержащие ВПА, могут иметь зубья с двух сторон. При этом соседние зубья с одной стороны ремня обернуты петлями одного направления, благодаря чему ремень не подвержен расслаиванию [23].

Другие способы повышения долговечности ЗРП заключаются в армировании деформируемых частей зубьев [24], применении металлокорда в виде тросов, шаг скрутки которых не кратен шагу зубьев $z_{ш}$, что исключает местное нагружение проволок корда [25,26].

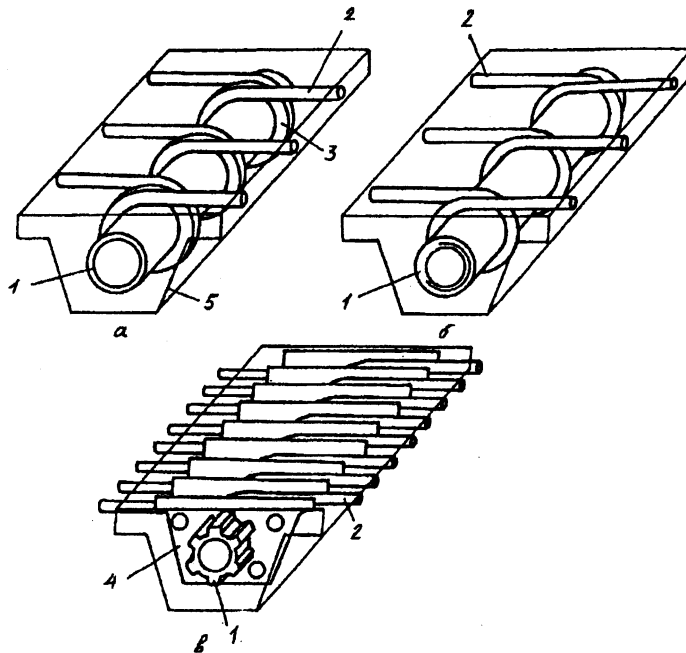


Рис.2. Разновидности ремней с ВПА: а - с двойными петлями троса на втулках; б - с резьбовыми втулками; в - со шлицевыми втулками и перфорированными пластинами; 1 - втулка; 2 - трос; 3 - петли троса; 4 - перфорированные пластины; 5 - зуб ремня

ЛИТЕРАТУРА

1. Никончук А.Н., Шпилевский В.И. Усталостная прочность зубьев зубчатых ремней/ Бел. политехн. ин-т. - Минск, 1989. - 16с. - Деп. во ВНИИТЭМР 19.10.89, №286-МШ89; 2. Пат. №2149927 (Великобритания), МКИ³ F16G1/28, 1985. Belt construction and method of making the same; 3. Заявка №56-48021 (Япония), МКИ³ F16G1/28, 1981. Зубчатый ремень. 4. А.с. №1426835 (СССР), МКИ³ B29D29/08. Способ изготовления зубчатых ремней и устройство для его осуществления/ Никончук А.Н., Козачевский Г.Г., Бондаренко А.Г. и др. Бел. политехн. ин-т.- заявл. 18.11.86, опубл. 30.09.88. Бюл. №36; 5. Cicognani M. Zur Anvengung von Zahnriemen fur den Antrieb// Motor-technische Zeitschrift. - 1978, vol.39. - №12. - p.551-556; 6. Пат. №3772929 (США), МКИ³ F16G5/00. Cog-belt and method for its production/ Redmond John D. - заявл. 14.10.71; опубл. 20.11.73; 7. Заявка №63-24179 (Япония), МКИ³ F16G5/06, 1988. Зубчатый ремень; 8. Пат.№2624238 (Франция) МКИ³ F16G5/10, 1989. Perfectionnements aux courroies de transmission puissanse/ Jean-Michel Simon; 9. Пол. реш. ВНИИГПЭ по заявке №4059035/25-28 (СССР), МКИ⁴ F16G5/00. Зубчатый ремень/ Скойбеда А.Т., Бондаренко А.Г., Зуб А.Н., Никончук А.Н., Наталевич А.Н. Бел. политехн. ин-т. - заявл. 18.04.86. 10. А.с.№1449745 (СССР), МКИ⁴ F16G5/00 Зубчатый ремень/ Скойбеда А.Т., Зуб А.Н., Наталевич А.Н. Бел. политехн. ин-т.- заявл. 06.11.86, опубл. 07.01.89. Бюл. №1. 11. Заявка №62-7416 (Япония), МКИ⁴ F16G5/06, 1987. Приводной ремень для передачи высоких нагрузок. 12. Заявка №60-84439 (Япония), МКИ³ F16G1/28. Power transmission belt/ Jirov Watase. Yamaha Hatsudoki К.К. - заявл.15.10.83, опубл. 14.09.85; 13. Прогрессивные конструкции зубчатых ремней и технология их производства: (Тематический обзор. Серия: Производство резинотехнических и асбестотехнических изделий)/ Н.В.Лапшина, Ю.Н.Городничев, В.П.Бойков, Г.Г.Козачевский. - М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1987. - 55 с.; 14. Международная заявка РСТ №87/01779, МКИ⁴ F16G1/28. Courroie dentee/ Guskov V.V., Kozachevsky G.G., Boikov V.P. etc. Belor. Poly-

technichesky institut. - заявл. 19.09.85; опубл. 26.03.87; 15. Козачевский Г.Г. Повышение долговечности зубчато-ременных передач: Дисс.... канд. техн. наук. - Минск. - 1985. - 181с.; 16. Doug McCormick. Getting step Ruth hybrid belts / Design Engineering. - 1981, vol.52. - №4. - p.19-26.; 17. А.с. 1669756 (СССР), МКИ⁵ В29D29/08. Устройство для сборки бесконечных резиновых лент/ А.И.Бобровник, А.Н.Никончук, А.Т.Скойбеда, М.И. Корженцевский; Бел. политехн. ин-т. - №4400460/05; Заявл. 30.03.88; опубл. 15.08.91, Бюл. №30// Открытия. Изобретения. - 1993. -№30. - с.54. 18. А.с. 1712234 (СССР), МКИ⁴ В62D55/24. Резинометаллическая гусеница/ А.Н.Никончук, М.А.Родионов, А.Т. Скойбеда, А.И.Бобровник, Бел. политехн. ин-т. -№4827871/11; заявл. 21.05.90; опубл. 15.02.92, Бюл. №6// Открытия. Изобретения. - 1992. - №6. - с. 85; 19. А.с. 1784764 (СССР), МКИ⁵ F16G1/28. Зубчатый ремень/ А.Н.Никончук, М.А.Родионов и др.; Бел. политехн. ин-т. - №4789354/27; заявл. 07.02.90; опубл. 30.12.92, Бюл. №48// Открытия. Изобретения. -1992. -№48.- с. 101; 20. А.с. 1751544 (СССР), МКИ⁵ F16G1/21. Зубчатый ремень/ А.Н.Никончук, А.И.Бобровник и др.; Бел. политехн. ин-т. - №4793430/27; заявл. 16.02.90; опубл. 30.07.92, Бюл. №28// Открытия. Изобретения. -1992. -№28.- с. 162; 21. А.с. 1784789 (СССР), МКИ⁵ F16G1/28. Зубчатый ремень/ А.Н.Никончук, А.А.Баран, А.И.Бобровник и др.; Бел. политехн. ин-т. №4768662/27; заявл. 11.12.89; опубл. 30.12.89, Бюл. №48// Открытия. Изобретения. - 1992. -№48.- с.105; 22. А.с. 1712233 (СССР), МКИ⁵ В62D55/24. Резинометаллическая гусеница/ А.Н.Никончук, М.А. Родионов, В.И.Шпилевский; Бел. политехн. ин-т.- №827720/11; заявл. 21.05.90; опубл. 15.02.92, Бюл. №6// Открытия. Изобретения. -1992. -№6. - с. 85; 23. А.с. 1677409 (СССР), МКИ⁵ F16G1/28. Двусторонний зубчатый ремень / А.Н.Никончук; Бел. политехн. ин-т. - №4773742/00-27; заявл. 30.08.89; опубл. 15.09.91, Бюл. №34// Открытия. Изобретения. -1991. -№34. - с. 149; 24. А.с. 1665769 (СССР), МКИ⁵ F16H7/00 Зубчато-ременная передача/ А.Т.Скойбеда, А.Н.Зуб, А.Н.Никончук, и др.; Бел. политехн. ин-т. - №4072478/28; заявл. 29.05.86; ДСП; 25. А.с. 1742555 (СССР), МКИ⁵ F16G5/00. Зубчатый ремень/ А.Н.Никончук, В.И.Шпилевский; Бел. политехн. ин-т. - №4758558/27; заявл. 13.05.90; опубл. 23.06.92, Бюл. №23// Открытия. Изобретения. -1992, -№23.- с.140. 26. А.с. 1521959 (СССР), МКИ⁵ F16H7/02. Зубчато-ременная передача/ А.Г. Бондаренко, А.Н.Никончук и др. Бел. политехн. ин-т. - №4196383/25-28, заявл. 16.02.87; опубл. 15.11.89, Бюл. №42// Открытия. Изобретения. -1989. - №42. - с. 148.

УДК 621.85.052.44

А.Г. Баханович

ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПОВЫШЕННОЙ ПЛАВНОСТЬЮ РАБОТЫ И ПОНИЖЕННЫМ ШУМОИЗЛУЧЕНИЕМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Основная акустическая мощность зубчато-ременной передачи имеет своей причиной ударное взаимодействие зубьев ремня и шкива, поэтому снижение ударного импульса будет сопровождаться эквивалентным снижением акустической эмиссии. Наиболее простой путь снижения ударного импульса – уменьшение твердости материалов зубьев ремня и шкива. Поскольку в подавляющем большинстве силовых и скоростных конструкций зубчато-ременных передач используют стальные или

чугунные шкивы, то в исследованиях [1] предлагается применение шкивов, рабочая часть которых выполнена из синтетического материала, например, фторопласта или нейлона. По утверждению авторов, шум в среднем диапазоне частот снижается в 1,2...1,3 раза.

Однако поскольку наибольшей деформации при входе в зацепление (интерференции) подвержены зубья ремня, ряд авторов предлагает модификацию их наружной поверхности, причем эта модификация должна вестись в рамках сложившегося уровня унификации. Для стандартизованных трапецеидальных зубьев ремня в [2] рекомендуется 3 наружных слоя: наиболее глубокий – упрочняющий, состоящий из резины с армирующим наполнителем; промежуточный – из резины с пониженной плотностью, например, пористой, обеспечивающей демпфирование вибраций и поглощение ударов, и наружный – шумопоглощающий с добавлением, например, газовой сажи. Эту конструкцию можно трансформировать к виду, представленному на рис.1 [3].

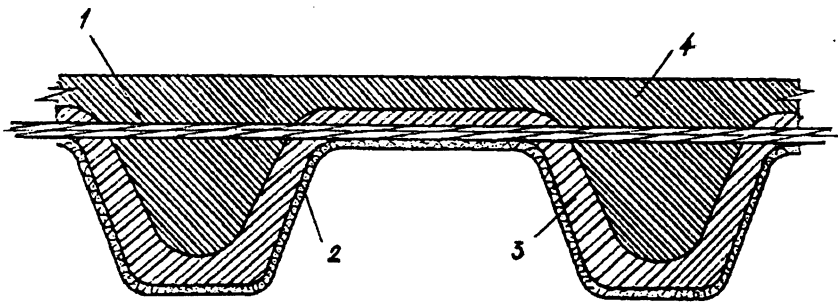


Рис. 1. Зубчатый ремень с наружным демпфирующим слоем: 1 – кордшнур; 2 – обкладочная ткань; 3 – мягкий поверхностный слой; 4 – твердая основа

В данном случае более жесткая и твердая сердцевина зуба покрыта мягким вибрирующим слоем, образующим вдоль ремня синусоиду. Поскольку более мягкий слой подвержен более интенсивному износу, его рекомендуется покрывать тканевой обкладкой. Недостаток конструкции – трудоемкость изготовления, т.к. для ее получения требуется применение специальной технологии, обеспечивающей фиксированные форму и размеры всех слоев [4]. Более простым в реализации можно считать покрытие уже свулканизированного ремня с обкладочной тканью защитным противоударным слоем толщиной 50...300 мкм из термопластичных сополимеров с температурой плавления не ниже 165⁰С [5]. Очевидно, однако, что демпфирующие свойства слоя подобной толщины весьма незначительны. Более эффективно покрытие ремня как снаружи, так и на рабочей части дополнительными слоями резины толщиной 1...2 мм [6]. Снижение уровня шума при увеличении натяжения с 250 до 550 Н для ремня типа L – до 10 дБ.

Недостатками ремней с демпфирующими покрытиями, нанесенными поверх износостойкого тканевого покрытия, является их низкая прочность и высокая истираемость, что предопределяет низкий срок службы покрытия, после которого трудоемкий и сложный в изготовлении ремень превращается в обыкновенную стандартную конструкцию. Для выхода из подобной ситуации предлагались разновидности шкивов с канавками на рабочей части зубьев, направленных от вершины к днищу межзубой впадины. Такой шкив имел вид шевера, используемого для отделки зубчатых колес, и отличался исключительной дороговизной. В связи с этим в работе [7] предложена зубчато-ременная передача со стандартными трапецеидальными шкивами и ремнем, рабочая поверхность которого образована прерывистым профилем,

имеющим в продольном сечении стандартные размеры. Выступы профиля, деформируясь при входе в зацепление, демпфируют ударные эффекты. В состоянии полного зацепления зуб ремня прилегает к зубу шкива всей площадью боковой поверхности. Общий недостаток конструкций ремней с повышенной поверхностной податливостью зубьев – нарушение оптимального шага зубьев под нагрузкой с соответствующим ухудшением равномерности нагружения зубчатых пар на дуге обхвата.

В рамках сохранения сложившегося уровня стандартизации без пересмотра параметров профиля зубьев имеется тенденция создания передач, у которых контакт зубьев шкива и ремня происходит не одновременно по всей поверхности их взаимного прилегания, а вначале в одной точке или двух, находящихся у одного или обоих торцов шкива. Для этого шкивы либо выполняют прямозубыми, но коническими, с углом конуса $1...2^{\circ}$ [8,9], или бочкообразными [10]. При этом в последней конструкции при увеличении окружного усилия ремень плотнее прилегает к образующей шкива. Недостаток конструкций – неравномерный износ ремня по ширине, перегрузка отдельных витков корда. Более прогрессивной разновидностью передачи с разделенной во времени фазой входа в зацепление следует считать передачи, в которых шкив состоит из набора зубчатых дисков n , повернутых друг относительно друга на величину угла $\varphi = t_p^0(n-1)$, где t_p^0 – угловой шаг зубьев, или на угол $\varphi = 20...30^{\circ}$ [11,12,13]. В этом случае акт входа в зацепление дискретно делится на ряд независимых периодов, т.к. ремень также имеет смещенные соответственно шкиву зубья. Поскольку каждый из элементарных ремней воспринимает лишь долю общего окружного усилия, то и ударные эффекты в его зацеплении со шкивом будут снижены в 5 раз.

Анализ патентной и научно-технической литературы за период с 1970 по 2004г. показал, что на этом возможности снижения шумоизлучения в передачах с наиболее распространенными трапецеидальными зубьями практически исчерпаны. Радикальное решение этой проблемы лежит вне использования традиционной геометрии.

Выше было отмечено, что интенсивность ударных процессов при входе зубьев в зацепление пропорциональна величине их интерференции. Таким образом, уменьшение этого нежелательного эффекта не только снижает износ зубьев ремня, но и делает передачу вращения более плавной. Действительно, применение профилей с полукруглой геометрией (типа НТД) взамен равноценных по несущей способности трапецеидальных ремней уже при $n_1=1440 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивает снижение шума на 30 дБ [14]. Еще большее снижение шума характерно для нормализованных передач типа *STPD* [15,16], профиль которых очерчен дугой окружности с центром, соответствующим повороту зуба ремня в конечной фазе его входа в зацепление со шкивом, т.е. близком к взаимоогibaемой. Таким образом, ремень с профилем, очерченным дугами с центрами на наружной поверхности вершин зубьев шкива (рис.2,а) [17] будет иметь еще лучшие показатели плавности работы, что и декларируется разработчиками. Однако полное устранение профильной интерференции и, очевидно, наивысшая плавность работы среди прямозубых конструкций возможна для разновидности конструкции, центры дуг профиля которой находятся на нейтральной оси ремня, обкатывающейся по вершинам зуба шкива без скольжения (рис.2,б) [18].

Справедливо упомянуть о других разработках профиля зуба, которые, как утверждают разработчики, обладают минимальным шумоизлучением.

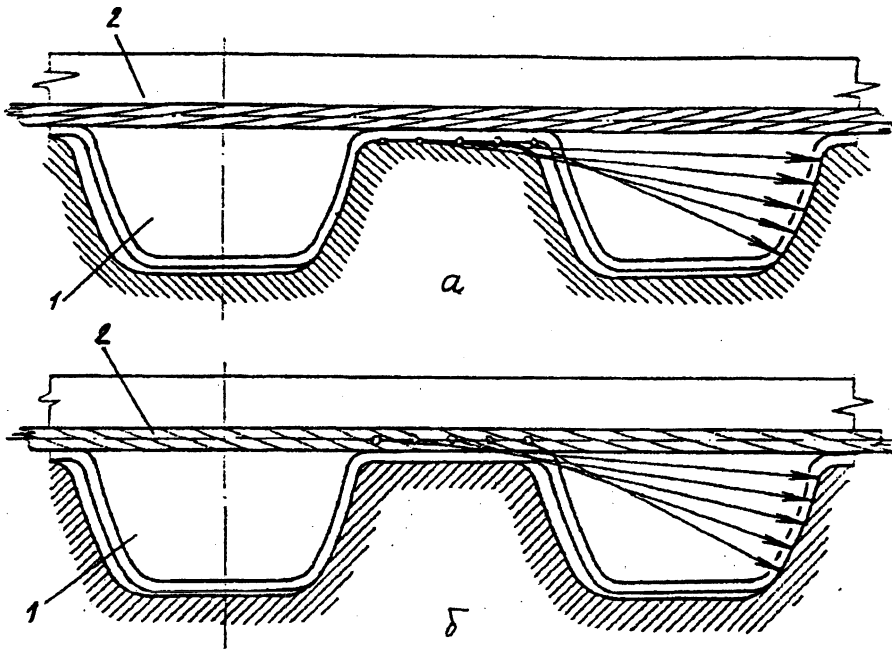


Рис. 2. Зубчато-ременная передача с рациональной геометрией зубьев: а – со сниженной профильной интерференцией; б – безинтерференционная; 1 – зуб ремня; 2 – кордшнур

Так известен профиль [19], у которого координата по горизонтали x зависит от параметра β (начало координат находится на вершине зуба) в соответствии с уравнением:

$$y = \left[\frac{16h_p}{(S_p + 4\delta)^2} \right] \cdot x^2. \quad (1)$$

где: h_p – высота зуба ремня; S_p – ширина основания ремня; δ – задаваемый параметр.

Очевидно, что такой профиль не обеспечивает отсутствия интерференции, а лишь создает достаточно тонкую и поэтому податливую вершину, соударение которой с боковой поверхностью зуба шкива не сопровождается значительным импульсом.

Задача облегчения входа в зацепление путем обеспечения повышенной податливости вершин решается в ряде разработок (рис.3,а,б) [20,21], однако такие ремни имеют недостаточную несущую способность зубьев. Более прочные зубья при одновременно податливой кромке зубьев ремня реализована в [22,23] (рис.3,в). Видно, что зуб ремня оснащен продольным скругленным пазом. При входе без зазора в трапецеидальный паз шкива кромки зуба деформируются, обеспечивая плотный и беззазорный контакт. Повышение несущей способности профилей с деформируемыми кромками возможно путем организации взаимодействия поверхности зуба с гребнем, выполненным на днище впадины шкива. Таких гребней, как и пазов, может быть несколько (рис.3,г) [24,25,26]. Такая конструкция из всех малошумных вариантов обладает наибольшей тяговой способностью, т.к. гребень впадины шкива также передает известную долю окружного усилия.

Вместе с тем, очевидно, что повышение эксплуатационных качеств зубчато-ременных передач в плане снижения шумоизлучения и повышения плавности работы традиционными, экстенсивными методами малопродуктивно. Подобная процедура должна опираться на соответствующий опыт, накопленный в приводах других типов, например, в зубчатых передачах.

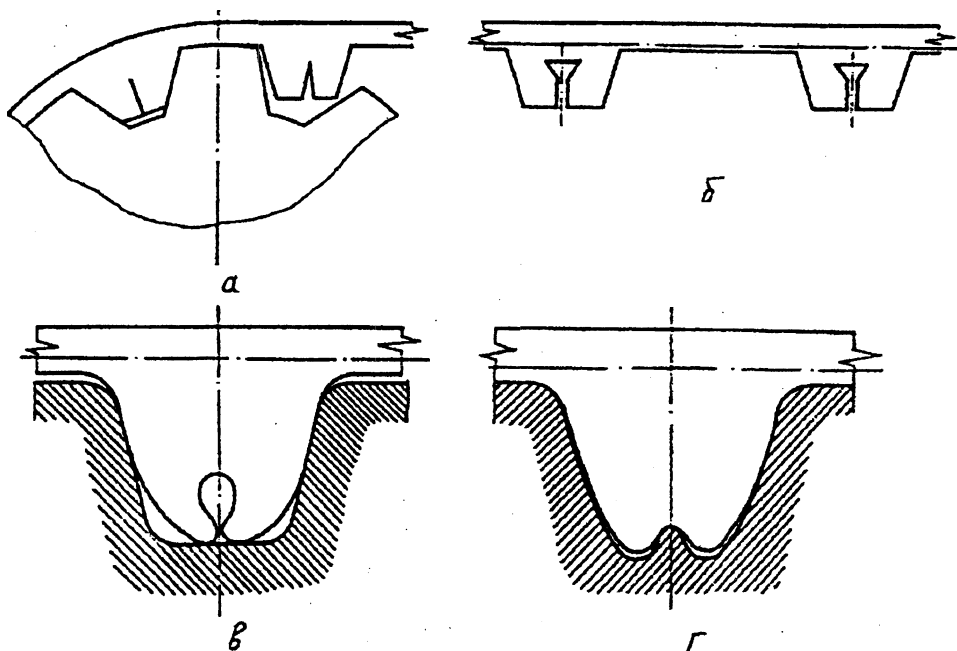


Рис. 3. Конструкции зубчатых ремней с податливыми вершинами зубьев

ЛИТЕРАТУРА

1. Bogs Robert N. Nylon pulleys bountime// Design News. – 1991. – Vol.47, №9. – p.60-62.
2. Пат. 57-8890, Япония, МКИ F16G1/28. Зубчатый ремень/ Уэхара Кунио; К.К.Цубакимото тиэйн. - заявл. 13.01.76; опубл. 19.02.82. – 3с.;
3. Пат. 61-40640, Япония, МКИ F16G1/28. Зубчатый ремень/ Мимура Такаси; Торэ К.К. - заявл. 12.12.84; опубл. 27.06.86. – 5с.;
4. Koyama Tomio, Watanabe T., Kagotani Masahori// Transaction ASME. – 1989. – Vol.112, №3. – p.419-423.;
5. Koyama Tomio, Watanabe T., Kagotani Masahori// Transaction ASME. – 1989. – Vol.112, №3. – p.424-429.;
6. А.с. 1426835 (СССР), МКИ В29D29/08. Способ изготовления зубчатых ремней и устройство для его изготовления/ А.Н.Никончук, Г.Г.Козачевский, А.Г.Бондаренко, В.В.Никитин; Бел. политехн. ин-т. - №4151740/ 31-05; заявл. 24.11.86; опубл. 30.09.88. Бюлл. №36// Открытия. Изобретения. – 1988. - №36. – с.74.;
7. Пат. 1-15736 (Япония), МКИ F16G1/28, 16H7/02. Жесткая система ременной передачи, зубчатый ремень и способ его формования/ Юниройал Инк. (США). - №57-195952; заявл. 12.01.82; опубл. 20.03.89. – 18 с.
8. Aizoh Kubo, Toshiaki Ando, Susumi Sato, Toshio Aida, Takeshi Hosiro // Bulletin of the JSME – 1971. – Vol.14, №75. – p.998-1001.;
9. Международная заявка W088/30384, МКИ F16H55/38. Power transmission system using toothed belt/ Miyamura Noroyuki, Iwasa Seizo, Asano Hiroshi, Nagai Isamu; Mitsubishi Jidosha Kogo Kaboshiki (Япония). - №JP88/00563; заявл. 17.06.87; опубл. 19.02.88. – 6 с.;
10. Пат. 2810971, ФРГ, МКИ F16H7/02. Zahnriementrieb/ Fredrik Joachim; Bayerische Motoren Werke A.G. - заявл. 27.05.80; опубл. 19.12.80. – 14 с.;
11. Пат. 215833, ГДР, МКИ F16H7/02. Zugmittelgetriebe für Zahnriemen/ Tümmler Jürgen; VEB Robotron-Rechen und Schreibtechnik. - №2466427; заявл. 18.12.82; опубл. 21.11.84. – 4 с.;
12. Weck M. Selbstführender Zahnriementrieb Senkt Geräusche Wesentlich// Maschinenmarkt. – 1981. – Vol.97; №20. – p.320-321.;
13. Пат. 293704, ГДР, МКИ F16G1/28. Zahnriemen/ Siebd Rath Gunter, Jentzsch Joachim. - №3393128; заявл. 02.04.90; опубл. 29.08.91. – 3 с.;
14. Fisher K. High efficiency claim for new toothed belts// Journal Institute Engineers Austral. – 1982. – Vol.54, №18. – p. 49-51.;
15. Schumann R. Zahnriemen mit neuartigen Profil// Antriebstechnik. – 1988. – Vol.25, №1. – p. 30-32.;
16. Икута Акинобу. Зубчатые ремни// Киккай

сэжкей. – Machine Design. – 1989. – Vol.33, №16. – p. 109-113; 17. Пат. 0384049, ЕПВ, МКИ F16G1/28. Power transmission belt and drive/ Tanaka H., Royuki N., Nagai Kanaji, Mitsuboshi Belting Ltd. - заявл. 20.02.89; опубл. 29.08.90. – 8с. 18. А.с. 1820095 (СССР), МКИ F16H1/28. Зубчато-ременная передача/ А.Н.Никончук; Бел. политехн. ин-т. - №4936514/28; заявл. 16.05.91; опубл. 07.06.93, Бюлл. №21// Открытия. Изобретения. – 1993. - №21. – с. 91.; 19. Пат. 2457409, Франция, МКИ F16G1/28. Courroie crantée don't les dents presentent un profil geometrique detertee/ Gicognani Mario; Industrie Pirelli S.p.A. - №8011685; заявл. 27.05.80; опубл. 19.12.80. – 8 с.; 20. Пат. 3510740, ФРГ, МКИ F16H7/02. Zahnriemenaufbau aus Polyurethan/ Nishicori Yoji, Komaki Aichi; Mitsuboshi Belting Ltd. - заявл. 25.03.85; опубл. 25.09.86. – 10 с.; 21. Пат. 4614510, США, МКИ F16G1/28. Polyurethane toothed belt structure / Nishikori Yoji; Mitsuboshi Belting Ltd. - №709541; заявл. 08.03.85; опубл. 30.09.86; НКИ 474-205. – 19 с.; 22. Пат. 4614509, США, МКИ F16G1/28. Toothed belts/ Giorgio Tangorra; Industrie Pirelli S.p.A. - №467794; заявл. 18.02.83; опубл. 30.09.86; НКИ 474-205. – 10 с.; 23. Заявка 0309653, ЕР, МКИ F16G1/28. Gezahnte Treilriemen/ Mariani Giorgio; Industrie Pirelli S.p.A. - №88109809.9; заявл. 20.06.88; опубл. 05.04.89. – 8 с.; 24. Пат. 4571204, США, МКИ F16H7/02. Belt drive system/ Arinaga Kumiomi; Unitta Co. Ltd. - №517257; заявл. 26.07.83; опубл. 18.02.86; НКИ 474-153. – 5 с.; 25. Пат. 4553952, США, МКИ F16G1/28. Toothed belt and toothed-pulley transmission/ Tangorra Giorgio, Gicognani Mario, Macchiarulo Vincenzo; Industrie Pirelli S.p.A. - №467793; заявл. 18.02.83; опубл. 19.11.85; НКИ 474-153. – 9 с.; 26. Пат. 4016174, ФРГ, МКИ F16H7/02. Zahnriementrieb/ Bartelt Dietrich, Guskov Valery, Kozachevskij Genadij, Rak Janusz, Scheck Walter; Wilhelm Herm Müller GmbH und Co.KG. - №4016174.9; заявл. 19.05.90; опубл. 21.11.91. – 11 с.

УДК 621.85.052.44

А.Г. Баханович

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ НАУЧНЫХ ОСНОВ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Основной задачей научно-технического прогресса в современном машиностроении является создание и внедрение высокоэффективных конструкций машин и механизмов. Ее решение во многом определяется возможностями оснащения создаваемой техники высоконадежными и долговечными приводами.

Ременные передачи являются одними из наиболее распространенных механизмов, и зачастую именно они определяют технический уровень машин в целом. Несмотря на многовековую историю развития ременных передач, только в последнее время удалось создать работоспособные конструкции, объединяющие положительные качества как собственно ременных передач, так и передач зацеплением, например, цепных. Получившие название зубчато-ременных, такие механизмы ввиду своих очевидных преимуществ имеют тенденцию к бурному развитию, вытесняя классические передачи практически из всех областей применения. В абсолютном исчислении общемировой уровень выпуска зубчатых ремней в начале нынешнего века превысил цифру 3 млрд. шт. в год. Наряду с этим, ежегодный прирост потребления ремней составляет 8...10 %.

К числу основных преимуществ передач зубчатым ремнем относятся:

- возможность получения высоких скоростей ремня (до 120 м/с);
- относительно высокая долговечность деталей передачи (валов, подшипников) из-за низких значений предварительного натяжения ремня;
- низкая материалоемкость в сочетании с минимальной массой ремня на единицу передаваемой мощности;
- высокие значения передаваемой мощности (до 1000 кВт) и крутящего момента (до 8000 Нм);
- температурный диапазон эксплуатации ремней от -55 до $+100^{\circ}\text{C}$;
- коэффициент полезного действия до 98 %;
- существенно меньший нагрев ремня из-за его малой изгибной жесткости и отсутствия эффекта скольжения на шкивах;
- синхронность вращения валов с передаточным отношением до 40;
- диаметр шкивов от 13 мм, длина ремней до 30 м и более;
- возможность использования ремней в механизмах возвратно-поступательного прецизионного перемещения с точностью позиционирования $\pm 0,05$ мм;
- возможность эффективной работы в реверсивном режиме;
- компактность, отсутствие ухода.

Вместе с тем накопленный опыт промышленной эксплуатации зубчато-ременных передач зачастую свидетельствует о недостаточном соответствии их возможностей все возрастающим требованиям, предъявляемым к механическим приводам при современном уровне развития техники.

Объективно это связано, очевидно, с тем, что проблема повышения качества, в первую очередь, надежности и долговечности зубчатых ремней, с некоторых пор идет по трем все более расходящимся путям. Первый из них - разработка и освоение все более эффективных материалов - эластомера, корда, обкладочной ткани, адгезионных и антифрикционных составов. Второй - создание усовершенствованных технологий переработки перечисленных материалов в готовые изделия. Третий путь - конструирование передач и собственно ремней, которые за счет своих отличительных особенностей способны демонстрировать повышенные показатели надежности и долговечности.

Признавая важность первого пути, мы, тем не менее, считаем, что его разработкой следует заниматься специалистам в таких областях, как физико-химия полимеров, высокомолекулярных и адгезионных соединений. Следовательно, представляется целесообразным сосредоточить внимание на двух других. При этом их анализ показывает, что конструирование и технология производства ремней должны быть тесно взаимосвязаны, чего в действительности не наблюдается.

Практически также не подвергался разработке такой важнейший резерв повышения долговечности передач, как создание и применение на практике методов определения рациональных эксплуатационных и конструктивных параметров передачи: предварительного натяжения ремня, степени коррекции шкивов, передаваемой окружной силы и др. Естественно, что подобная разработка должна вестись с учетом конструктивных особенностей ремней и технологии их производства. Таким образом, для радикального улучшения технических характеристик зубчато-ременных передач, в частности, зубчато-ременных передач, необходимо отказаться от изолированной разработки традиционных методов их повышения, перейдя к комплексному подходу.

Основой такого подхода является выработка критериев деструкции элементов ремня. Практика свидетельствует, что таких критериев (систематических отказов) 3 вида:

- усталостное разрушение зубьев;
- усталостное разрушение корда;
- износ профиля зубьев.

Очевидно, что все они являются следствием взаимодействия ремней со шкивами при определенных кинематических и динамических условиях. Таким образом, основой для создания обоснованных методик проектного расчета передач и оценки влияния эксплуатационных факторов на долговечность служат достоверные сведения о нагруженности ветвей ремня и зубьев дуги обхвата шкива, а также скоростях скольжения, реально наблюдаемых в зацеплении. Последнее предопределяет исследование кинематики зацепления на базе не идеализированной, а фактической геометрии зубьев ремня и шкива, имеющих развитые радиусные участки.

Расчет нагруженности зубьев дуги обхвата невозможен без наличия достоверных значений физико-механических свойств ремня, являющегося полимерной анизотропной вязко-упругой системой взаимосвязанных посредством адгезионных связей элементов. Причем, каждый из этих элементов обладает собственными значениями физико-механических свойств, различающимися как в статических, так и в реальных, динамических условиях работы.

Сведения о показателях динамических физико-механических свойств позволяют создать модель силового взаимодействия движущегося ремня со шкивом с учетом ударного характера входа зубьев в зацепление. Это, в свою очередь, позволяет разработать обоснованные модели утраты работоспособности с последующим прогнозированием долговечности зубьев и, в конечном счете, получить методику проектного расчета передачи с заданным ресурсом.

Нагруженность ветвей ремня и дуг обхвата шкивов, определенная на основе принципа Понселе, не отражает реально наблюдаемых явлений. Таким образом, необходима разработка проблемы статической неопределенности передачи с учетом изгибной жесткости ремня и динамического характера нагружения его ветвей. Решение этой проблемы, помимо прочего, создает предпосылки для синтеза обоснованной методики определения важнейшего эксплуатационного показателя передачи - предварительного натяжения ремня.

При прогнозировании долговечности зубчатого ремня, определяющего срок службы передачи и механизма (машины) в целом, необходимо, на наш взгляд, отказаться от изолированного рассмотрения процессов деструкции элементов ремня – износа профиля и усталостного разрушения зубьев и несущего слоя ремня. Такой подход не совсем адекватно описывает достаточно сложные физические процессы, происходящие в полимерном теле ремня при передаче мощности. Мы считаем, что в основу прогнозирования долговечности вязко-упругих элементов зубчато-ременных передач, каким является приводной зубчатый ремень, должна быть положена энергетическая гипотеза накопления износоусталостных повреждений [1], т.е. трибофатический аспект, базирующийся на определении энергии активации процессов термодеструкции и механического разрушения полимеров. На наш взгляд, идя по пути трибофатического прогнозирования долговечности резино-кордных конструкций, учитывающего особенности внутренних межмолекулярных связей полимеров, мы сможем уменьшить массогабаритные показатели передачи со всеми вытекающими из этого экономическими и эргономическими показателями, сохраняя высокий заданный уровень долговечности и надежности приводов.

Конструирование ремней до настоящего времени также проводилось практически без анализа критериев их разрушения. Первое из направлений конструирования заключалось во внесении усовершенствований, не противоречащих сложившемуся уровню стандартизации и унификации. До настоящего времени наиболее существенным достижением здесь являлось оснащение ремня износостойкой обкладочной тканью, обеспечившей повышение долговечности в 5-12 раз. Однако это потребовало пересмотра технологии, причем ее новый вариант отличается массой

недостатков, не позволяющих в полной мере реализовать потенциальные возможности повышения долговечности. Таким образом, становится очевидной проблема совершенствования технологии с целью дальнейшего и действенного увеличения эксплуатационных показателей ремней. Альтернативное направление предполагает изменение формы рабочей части ремня, позволяющее минимизировать некоторые нежелательные явления, сопровождающие работу передачи, в первую очередь, профильную интерференцию, ведущую к сравнительно быстрому износу зубьев. Эффективность этой работы до настоящего времени оставалась невысокой, так как отсутствовали теоретические разработки кинематики пересопряжения зубьев ремня и шкива, и, соответственно, не было предпосылок для создания безинтерференционного профиля.

Наряду с высокими требованиями, предъявляемыми к надежности и долговечности проектируемых и эксплуатируемых приводов, в настоящее время на первый план выходит экологический аспект функционирования машин и механизмов, заключающийся в минимизации воздействия на человека и окружающую среду различных вредных факторов и, прежде всего, если мы ведем речь о механических приводах – шумоизлучения и виброактивности. На наш взгляд, решение данной проблемы лежит в русле создания теоретически обоснованных методов борьбы с акустической эмиссией, заключающихся, с одной стороны, в создании конструкций передач со сниженной аэродинамической акустикой и повышенной плавностью работы, с другой стороны, в расчете и выборе рациональных значений конструктивных и эксплуатационных параметров передачи. В качестве концептуального метода конструирования зубчато-ременных передач с улучшенными показателями виброактивности и шумоизлучения предлагается модифицированная шевронная зубчато-ременная передача [2], имеющая коррекцию не только диаметральных размеров, но и углов наклона зубьев шкивов, вытекающую из анализа силового взаимодействия зубьев в зацеплении.

Наряду с конструированием зубчато-ременных передач с различными безинтерференционными профилями и разработкой новой усовершенствованной методики их проектного инженерного расчета, важнейшим методом повышения технических характеристик приводных зубчатых ремней является разработка новой прогрессивной технологии их производства, которая обуславливает уровень прочности адгезионных связей между элементами готового ремня.

Технология производства приводных зубчатых ремней сводится к следующим комплексам технологических операций: а) сборка заготовки ремня из кордных, тканевых и невулканизированных эластомерных материалов; б) вулканизация заготовок; в) резка заготовок (викеля) на отдельные ремни; г) контроль качества ремней.

До недавнего времени в мире существовало две разновидности технологического процесса изготовления приводных зубчатых ремней.

Первый из них – метод литья в пресс-формах на гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами, позволяющий получать зубчатые ремни небольшой длины без износостойкой тканевой обкладки зубьев. Литые ремни отличаются точными размерами и высоким качеством поверхностей. Однако, будучи лишены тканевой обкладки рабочей части, такие ремни недостаточно долговечны.

Второй метод – вулканизация в автоклаве. Ремни, изготовленные таким способом, оснащены износостойкой тканевой обкладкой зубьев, и их долговечность в 5-7 раз превышает долговечность аналогичных литых ремней.

Вместе с тем технология вулканизации в автоклаве имеет свои недостатки, не позволяющие в полной мере реализовать максимальную долговечность изготавливаемых

ремней. Прежде всего, это связано с низкими давлениями прессования (до 1,5 МПа) в отличие от предыдущего метода (свыше 25 МПа). Низкие давления прессования обуславливают невысокие показатели прочности адгезии корда к эластомеру, а также наличие пористостей, раковин и т.д. в готовом изделии. Кроме того, прессование в автоклаве осуществляется гибким прессующим элементом – резино-кордной диафрагмой. Наличие нежёсткого прессующего элемента не позволяет получать требуемую конечную толщину ремней, для достижения которой их приходится шлифовать. Кроме того, такой технологический процесс отличается повышенными энерго- и трудозатратами, удлинением технологической цепи и увеличением количества производственного оборудования, невысокой экологической чистотой ввиду образования резиновой пыли и промышленных отходов при шлифовании.

Объединение положительных свойств обеих технологий реализовано в новой прогрессивной импортозамещающей технологии изготовления приводных зубчатых ремней, разработанной в Белорусском национальном техническом университете [3]. Технология основана на прессовании заготовки ремня жёсткими прессующими секторами, синхронно сближающимися в радиальном направлении. Течение вулканизируемого эластомера в радиальном направлении обеспечивает качественное оформление тканевой обкладки на рабочей части ремня, исключая складкообразование. Наличие жёстких прессующих секторов позволяет получать ремни заданной толщины и с требуемым качеством поверхностей непосредственно в пресс-форме.

Изготовление приводных зубчатых ремней по методу прессования жёсткими секторами или прессующими элементами (ПЖЭ) осуществляется на стандартных вулканизационных гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами. Для реализации метода используются 2 разновидности пресс-форм.

Первая, с вертикальной осью профильного барабана и комплектом секторов и конусов (секторная), предназначена для изготовления сравнительно больших ремней длиной 700...1500 мм. Вторая оснастка имеет горизонтальную ось профильного барабана и два прессующих сектора.

Во избежание изготовления дорогостоящих комплектов полуформ, для близких по размерам ремней изготавливают один унифицированный корпус, оснащённый набором упругих сменных втулок, внутренняя поверхность которых выполняет формообразующие функции.

Давление, развиваемое в пресс-форме, так же как и при методе литья, достигает 25 МПа. Таким образом, уже на стадии прессования становится возможным получать ремни с тканевой обкладкой, качественно отформованные повышенным давлением. Ремни, как и при методе литья, отличаются высоким качеством поверхностей, точностью размеров, плотной структурой и повышенными физико-механическими свойствами, что обеспечивает им лучшие показатели работоспособности по сравнению с ремнями, изготовленными в автоклаве, и, тем более, литьевыми.

Это подтверждается проведенным комплексом экспериментальных исследований на стендовом оборудовании (прочность ремня на разрыв; сопротивление зуба ремня сдвигу; прочность адгезионных связей; ресурс).

Таким образом, развитие научных основ повышения технических характеристик зубчато-ременных передач должно базироваться на системном подходе к исследованию принципов их функционирования путем создания прогрессивных усовершенствованных методов расчета и выбора рациональных параметров передачи, конструкций и созданию технологии производства ремней.

В практическом плане решение поставленной задачи позволит повысить качество и конкурентоспособность продукции отечественного машиностроения, а также

получить значительный экономический эффект ввиду отказа от потребления импортных зубчато-ременных передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сосновский Л.А., Трощенко В.Г., Махутов Н.А., Гао Ван Чжэн, Богданович А.В., Щербаков С.С. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев – Москва – Ухань, 2001. – 171 с.; 2. Патент №4790 ВУ, МКИ F 16H 7/02. Зубчато-ременная передача/ Никончук А.Н., Баханович А.Г., Косырев И.А., Никончук И.Н.// № а 19981199; заявл. 30.12.98; опубл. 05.07.02, Бюл. №3. – 2002. – с. 24.; 3. Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Прогрессивная импортозамещающая технология производства приводных зубчатых ремней из отечественных материалов/ Вестник БНТУ. 2003. №3. - с. 38-42.

УДК 621.81

А.Г. Вабищевич

КОМПОНОВКА МАЛОГАБАРИТНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

*Белорусский государственный аграрный технический университет
Минск, Беларусь*

Малогабаритная техника относится к средствам малой механизации (СММ). При компоновке СММ следует рассматривать систему «оператор-машина-среда» (ОМС).

Для учета подсистемы «машина-среда» при компоновке СММ очень важным является обеспечение экологической совместимости ходовой системы и рабочих органов с почвой. Основой расчета допустимого уровня воздействия на почву является зависимость между сопротивлением и осадкой почвы. Для почвы, подготовленной под посев зависимость «сопротивление-осадка» имеет вид [1]:

$$\sigma = \frac{a}{b} \operatorname{tg}(abh) \quad (1)$$

где a, b – коэффициенты, зависящие от свойств почвы:

$$a = \sqrt{k_0}, \quad b = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{h_{yml} \sqrt{k_0}};$$

k_0 – коэффициент объемного смятия почвы, H/M^3 ;

h_{yml} – предельно возможная величина деформации, м;

$$h_{yml} = H \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_{min}}{(1 + \varepsilon_0)[1 - 2 \cdot \nu(1 + \varepsilon_{min})]};$$

H – высота пахотного слоя, м;

ε_0 – коэффициент пористости почвы до нагружения;

ε_{min} – минимально возможный коэффициент пористости почвы;

ν – коэффициент бокового расширения почвы для случая деформирования с ограниченной возможностью расширения.

На основании зависимости (1) определена величина плотности почвы в следе:

$$\rho_0 = \rho_n \frac{H - 2 \cdot v \cdot h}{H - h} + \frac{k_1 \cdot \sigma_0}{H - h} \left[(H - h) + \frac{1}{\beta} \left(e^{-\beta(H-h)} - 1 \right) \right], \quad (2)$$

где ρ_n – первоначальная плотность почвы, кг/м³;

H – глубина пахотного слоя, м;

v – коэффициент бокового расширения почвы для случая деформирования с ограниченной возможностью расширения;

k_1 – коэффициент уплотнения, кг/Н·м;

σ_0 – напряжение в контакте колеса с почвой, кПа;

β – коэффициент распределения напряжений, м⁻¹.

На основании зависимости (2) определяются параметры ходовой системы, обеспечивающие допустимый уровень воздействия на почву.

Компоновка СММ может включать ходовую систему, у которой колеса движутся по следу друг за другом. Влияние расстояния между опорными площадками колес на процесс слеодообразования обуславливается характером восстановления запаздывающих упругих деформаций. Для песчаных и супесчаных почв упругая деформация является мгновенной, т.е. восстанавливается одновременно со снятием нагрузки. Поэтому расстояние между опорами ходовой системы при передвижении на несвязных почвогрунтах влияние не оказывает.

Влажные глинистые и суглинистые почвогрунты обладают свойством запаздывающей упругости. На основании реологической модели Фойгта получена зависимость накопления повторных осадок:

$$\varepsilon_n = \frac{\sigma_0}{E_g} \left(1 - e^{-L/n \cdot v \cdot \tau} \right) \cdot \frac{1 - e^{-r_1 \cdot L / (v \cdot \tau)}}{1 - e^{-r_1 \cdot L / (n \cdot v \cdot \tau)}}, \quad (3)$$

где σ_0 – напряжение в контакте колеса с почвой, кПа;

E_g – длительный модуль упругости, Па;

L – длина опорной поверхности, м;

n – количество опор в движителе;

v – скорость поступательного движения колеса, м/с;

τ – время запаздывания деформации;

r_1 – коэффициент, учитывающий соотношение периодов нагружения и разгрузки.

Анализ этой зависимости показал, что продолжительность разгрузки влияет на развитие деформации. Применительно к многоосному ходу, передвигающемуся с определенной скоростью, можно заключить, что величину осадки будет влиять расстояние между осями. Из исследований следует, что самое интенсивное восстановление запаздывающей упругой деформации среднесуглинистых почв происходит в течение 0,1-0,25 сек. С целью снижения глубины колеи важно, чтобы повторная нагрузка была приложена спустя это время. Для этого необходимо, чтобы выполнялось соотношение:

$$l_0 = v t,$$

где l_0 – расстояние между опорными площадками, м;

v – скорость передвижения, м/с;

t – время интенсивного восстановления запаздывающей упругой деформации, с.

Для колесных машин шарнирно-сочлененной конструкции расстояние между осями колес l выбирается из условия отсутствия задевания переднего колеса за задние при повороте

$$l \geq D + \Delta k + B \operatorname{tg}(\alpha / 2),$$

где Δk – зазор между колесами (не менее 0,2 м), м;
 B – поперечная база машины, м;
 α – угол поворота ($\alpha = 30 \dots 40^\circ$), град.

Расстояния между опорными площадками колес в зависимости от компоновки ходовой системы определяются по зависимостям:

а) для шарнирно-сочлененной машины

$$l_0 \geq D + \Delta k + B \operatorname{tg}(\alpha / 2) - fD - \sqrt{Du},$$

б) для односекционной машины

$$l_0 \geq D + \Delta k - fD - \sqrt{Du}.$$

С увеличением скорости передвижения расстояние между опорными площадками колес должно возрастать. При больших диаметрах колес ($D = 1,5 \dots 2$ м) конструктивные расстояния, определенные по вышеприведенным зависимостям, удовлетворяют условию восстановления запаздывающей упругой деформации в большом диапазоне скоростей передвижения. При малых диаметрах колес расстояния, выбранные из конструктивных соображений, могут быть недостаточны для восстановления запаздывающих деформаций при скоростях передвижения больше 2 м/с.

Для учета подсистемы «оператор-машина» при компоновке СММ необходимо использовать принципы дизайна машин и эргономики.

Для проектирования средств малой механизации хорошо подходит метод «открытой формы», учитывающий соотношение форм энергетического средства с рабочими органами. Традиционная машина, спроектированная методом «закрытой формы» не может совершенствоваться в процессе пользования ею. «Открытая форма» предполагает возможность ее изменения как в пространственной структуре, так и в способах использования. Она легко уживается с представителями любой стилистической системы, так как лишена личностных характеристик.

Машина, спроектированная в системе «открытой формы» представляет собой не замкнутый организм, вокруг которого действует человек, а элемент системы, в которой человек свободно действует и ориентируется и которую он изменяет по мере надобности. В настоящее время в проектировании изделий много внимания уделяется системному подходу, когда преодолевается изоляция машины от других машинных систем. При этом работа идет не только над обликом внешней формы СММ, но и создается (проектируется) его функциональность, т.е. процессы, действия, операции, которые также должны быть спроектированы с учетом всех материальных и духовных потребностей человека. В проектировании должны участвовать многие специалисты, в том числе и потребитель.

СММ в данном случае характеризуется сложным строением, т.е. наличием не только группы разнообразных элементов, но и необходимых связей между ними.

Улучшить условия труда оператора СММ невозможно без последних достижений эргономики. Это особенно важно в связи с тем, что из-за усложнения современной техники при управлении ее повышается психическая напряженность оператора.

ЛИТЕРАТУРА

1 Орда А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов// дисс. на соискание ученой степени доктора технических наук – Мн.: 1996

МЕТОД ПРЯМОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Институт механики и надежности машин
Минск, Беларусь*

Сущность прямого проектирования эвольвентных передач состоит в математическом конструировании геометрии сопряженных зубчатых колес без учета (на первом этапе) какой-либо формы производящего инструмента. Такой подход позволяет избежать применения "засоряющих" расчеты параметров исходного контура, который, в некоторых пределах, возможно варьировать, не изменяя геометрическую форму эвольвентной части зубчатого колеса. Метод наиболее целесообразен при нестандартном оптимизирующем проектировании, когда требуется нахождение какой-то наилучшей, с точки зрения предъявляемых требований и существующих условий, геометрии. В этом случае исходный контур (и описываемый им производящий инструмент) заранее не известен. Он проектируется на втором этапе, исходя из выбранной геометрии зубьев и, возможно, технологических требований (либо других). Непосредственный анализ эвольвентного зацепления значительно упрощает расчеты, анализ и поиск оптимальных параметров передачи, расширяет пространство возможного их выбора.

Исторически, метод прямого проектирования предшествовал традиционному, в настоящее время, заложенному в стандарт методу проектирования "от исходного контура". Инженеры 19 столетия проектировали, в первую очередь, геометрию зубьев, а затем думали о способе ее образования. Технологическая революция конца 19, начала 20 века коренным образом изменила ситуацию. Нарастающие потребности бурно развивающейся промышленности эвольвентных передач стимулировали внедрение высокопроизводительного метода обкатки для нарезания эвольвентных зубьев, стандартизацию зуборезного инструмента. Параметры последнего выбирались исходя из некоторого компромисса между желаемым сочетанием универсальности применения и качеством получаемого изделия. На первый план выдвигались, прежде всего, объем выпускаемой продукции и ее унификация. Основным способом задания эвольвентной геометрии зубьев стало внешне упрощенное выражение ее через параметры исходного контура, а основным методом "оптимизации" зацепления - применение смещения этого контура (корригирование).

Современное состояние рынка машиностроительной продукции требует нового (хорошо забытого старого) подхода в проектировании передач, с акцентированием усилий в направлении, в первую очередь, улучшения их качества. Возросшие требования к качеству передачи заставляют искать ее реализацию в области, недоступной зачастую стандартному инструменту и методу проектирования. С помощью метода прямого проектирования могут быть эффективно решены многие трудные вопросы поиска требуемой геометрии зубьев, обеспечивающей увеличение как несущей способности, так и одновременное уменьшение виброактивности. Отказ от стандартного проектирования и инструмента (при незначительном удорожании продукции в серийном производстве) открывает перед конструктором широчайшие возможности по выбору геометрических параметров передач. Тем самым, появляется

возможность комплексно решать многие проблемы относительно простым и дешевым способом - эффективным оптимальным проектированием.

На рис.1 показаны некоторые передачи, характеризующие возможности метода, сконструированные автором с помощью прямого проектирования (рисунки выполнены в AutoCAD 2000, в масштабе). Это: передача многопарного зацепления с высоким коэффициентом перекрытия ($\epsilon_\alpha > 2$, $\alpha_w > 20^\circ$), позволяющая увеличение на 20-30% несущей способности при снижении на 6-8 дБ уровня шума в одной передаче (сравнение с серийными образцами при 7 степени точности). Это: передача с несимметричными зубьями, позволяющими получить по рабочей стороне зубьев угол зацепления до $\alpha_w > 45^\circ$ при одновременном увеличении изгибной прочности, увеличивая, таким образом, нагрузочную способность малореверсируемых передач вплоть до нескольких раз. Это: передача внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев $z_3 - z_2 = 1$ ($\epsilon_\alpha > 1.6$, $\alpha_w > 40^\circ$), позволяющая, в перспективе, заменить более дорогостоящие и менее прочные прецессионные и цевочные аналогичные передачи. Это: варианты передач с предельно малыми числами зубьев ($\epsilon_\alpha = 1.03$).

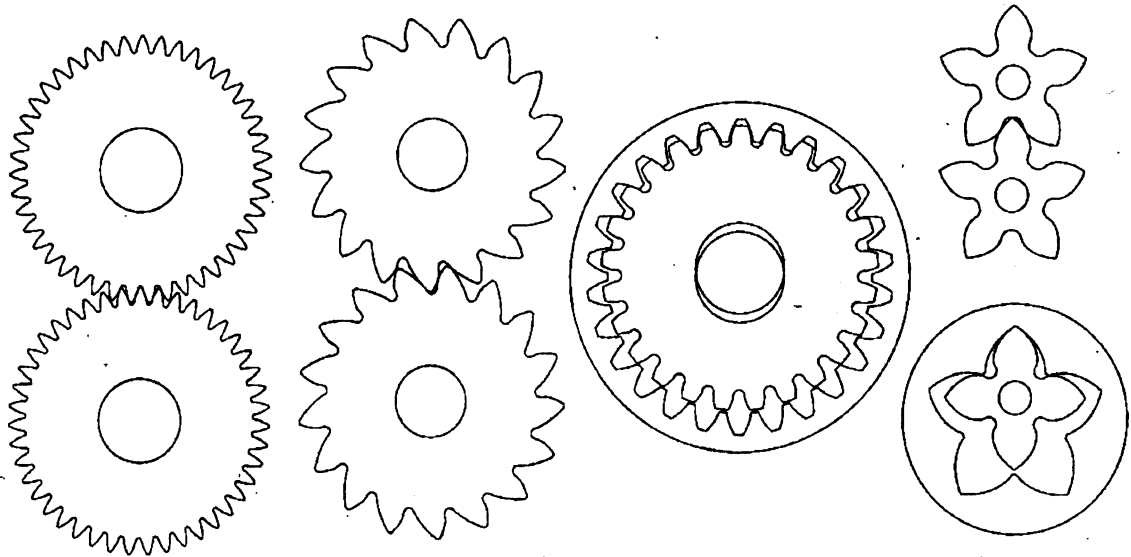


Рис. 1. Примеры спроектированных передач.

Основой метода прямого проектирования служат работы Э.Б. Вулгакова [1..3] по проектированию в т.н. обобщающих параметрах. Под обобщающими параметрами, в общем случае, понимаются безразмерные параметры зубчатых колес, полностью определяющие их эвольвентные рабочие профили и, опосредованно, параметры безззорного зацепления, составленного из этих колес.

Чтобы дать представление о возможностях метода можно привести следующий пример. Геометрию заостренного эвольвентного зуба зубчатого колеса можно определить с помощью какого либо безразмерного обобщающего параметра (линейные размеры тут не важны). Например, как широко использовано у Э.Б. Вулгакова, параметра ϑ_Δ , равного углу профиля на окружности заострения зубьев. Дополнив его еще одним обобщенным параметром, характеризующим верхнюю рабочую точку эвольвенты, получим "срезанный" зубец. В качестве второго обобщенного параметра выберем m_a - отношение дуговой толщины при вершине зуба к диаметру основной окружности. Эвольвентное зацепление зубчатой пары шестерня/колесо с z_1/z_2 зубьями может быть полностью охарактеризовано (определено) с помощью этих параметров. Таким образом, абсолютная область существования эвольвентной зубчатой пары z_1/z_2 ,

полностью доступная анализу и синтезу в обобщающих параметрах, задается четырехмерным объемом ($\vartheta_1, \vartheta_2, m_{a1}, m_{a2}$), усеченным четырехмерными поверхностями – функциями-ограничениями. Область существования стандартной передачи в координатах смещения x_1, x_2 (блокирующий контур), перестроенная в систему координат ($\vartheta_1, \vartheta_2, m_{a1}, m_{a2}$) будет всего лишь некоторой криволинейной четырехмерной поверхностью в этой системе, расположенной внутри абсолютной области (точнее сказать абсолютного объема) существования зубчатой передачи. Обычно, для удобства проектирования и визуализации, объем существования передачи рассекают некоторой плоскостью с фиксированной парой обобщенных параметров (m_{a1}, m_{a2} у Э.Б. Вулгакова), и проектируют ее на координатную плоскость двух оставшихся переменных обобщающих параметров (ϑ_1, ϑ_2). При $m_{a1} = 0, m_{a2} = 0$ получим проекцию максимального (по площади) сечения, на котором проекция стандартного блокирующего контура ($m_{a1} = var, m_{a2} = var$) занимает незначительную долю. Из сказанного следует, что стандартные передачи являются частным случаем передач, проектируемых в обобщающих параметрах, и охватывают незначительную их часть.

В работах Э.Б. Вулгакова для построения области существования используются основные обобщающие параметры $\vartheta_{1,2}$, для анализа - $\vartheta_{1,2}$ и $\alpha_{a1,2}$ (углы профиля при вершинах зубьев). В современной интерпретации метода ("Direct Gear Design", А.Л.Капелевич, см. на www.akgears.com) в качестве основных используются параметры $m_{b1,2}$:

$$m_{b1,2} = \frac{z_{1,2} \operatorname{inv} \vartheta_{1,2}}{\pi}. \quad (1)$$

Автор статьи счел наиболее удобным проводить анализ и построение области существования с помощью обобщающих параметров $\alpha_{a1,2}$, без применения параметров $\vartheta_{1,2}$. Данная методика (см. в [4]) была разработана и использована для проектирования передач с $\varepsilon_\alpha > 2$. Пример компьютерного расчета показан на рис. 2. На область существования нанесены изолинии максимального угла зацепления $q-Q$ и минимальных выровненных удельных скольжений ($\lambda_{p1} = \lambda_{p2}$) $B-J$, $\alpha_{a2} \cdot 10^\circ$.

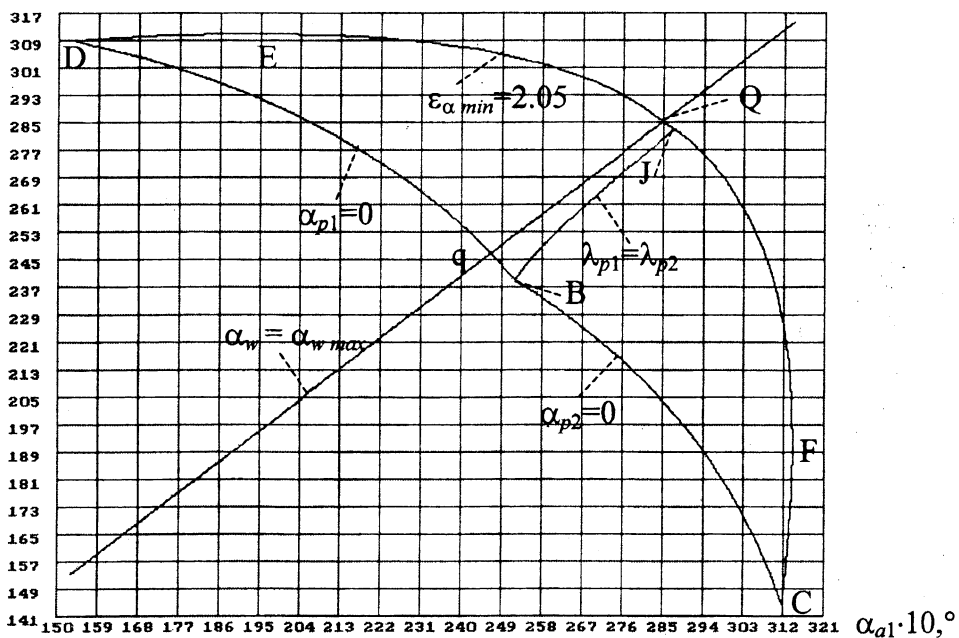


Рис.2. Область существования передачи $z_1/z_2 = 47/50$; $m_{a1} = 0,009$; $m_{a2} = 0,009$; $\varepsilon_\alpha > 2,05$ для которой $\alpha_w(Q) = 22,34^\circ$; $\lambda_{p1}(Q) = -1,01$; $\lambda_{p2}(Q) = -0,90$; $\alpha_w(J) = 22,33^\circ$; $\lambda_{p \min}(J) = 0,96$

Представленная область существования может быть перестроена в координаты $\mathfrak{S}_{1,2}$ через преобразование:

$$\vartheta_{\Delta} = \arcsin(m_a \cos \alpha_a + \operatorname{inv} \alpha_a), \quad (2)$$

либо в координаты $m_{b1,2}$, через (2) \rightarrow (1) с однозначным соответствием.

Изолиния $\varepsilon_{\alpha} = \text{const}$ строится непосредственно по уравнению

$$m_{a1} \cos \alpha_{a1} - \alpha_{a1} + u(m_{a2} \cos \alpha_{a2} - \alpha_{a2}) + \frac{\pi(2\varepsilon_{\alpha} - 1)}{z_1} + (1+u) \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{1+u} \left(\operatorname{tg} \alpha_{a1} + u \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \frac{2\pi\varepsilon_{\alpha}}{z_1} \right) \right) = 0. \quad (3)$$

Изолиния $\alpha_{p1} = 0$ строится непосредственно по уравнению

$$m_{a1} \cos \alpha_{a1} + \operatorname{inv} \alpha_{a1} + u(m_{a2} \cos \alpha_{a2} - \alpha_{a2}) - \frac{\pi}{z_1} + (1+u) \operatorname{arctg} \left(\frac{u \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{1+u} \right) = 0. \quad (4)$$

Изолиния $\alpha_{p2} = 0$ строится непосредственно по уравнению

$$m_{a1} \cos \alpha_{a1} - \alpha_{a1} + u(m_{a2} \cos \alpha_{a2} + \operatorname{inv} \alpha_{a2}) - \frac{\pi}{z_1} + (1+u) \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1}}{1+u} \right) = 0. \quad (5)$$

Условие, определяющее максимум угла зацепления записывается как:

$$\cos^2 \alpha_{a1} (1 + m_{a1} \sin \alpha_{a1}) = \cos^2 \alpha_{a2} (1 + m_{a2} \sin \alpha_{a2}). \quad (6)$$

Условие одновременного минимума удельных скольжений:

$$u \cdot \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\operatorname{tg} \alpha_{p2}} \right) = \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\operatorname{tg} \alpha_{p1}} \right), \quad (7)$$

где $\alpha_{p1,2}$ - углы профиля в нижней точке зацепления для шестерни и колеса.

На первом этапе проектирования исследуются сочетания качественных параметров передачи, возможные при некоторых, наперед заданных условиях (допустим, количествах зубьев, дуговой толщине при вершинах, коэффициенте перекрытия и т.д.). Оптимизируется целевая функция, составленная с учетом предъявляемых к передаче требований (например, минимальная приведенная жесткость зубьев в точке кромочного удара с целью снижения виброактивности, либо выравнивание изгибной (в первом приближении на данном этапе) и контактной прочности, минимизация удельных скольжений, увеличение к.п.д.). Исходя из полученных данных о возможных геометрических решениях, с учетом удовлетворения некоторого комплекса требований по качественным характеристикам передачи, выявляется оптимальная точка области существования. Данная точка определяет геометрию эвольвентной части зубьев.

Дальнейшее проектирование заключается в "пристройке" оптимальной, с точки зрения изгибной прочности, галтели к ножке зуба. Метод прямого проектирования предоставляет большую свободу выбора формы этой галтели. Этот этап проектирования передачи связан уже непосредственно с проектированием инструмента. Более подробно с этими вопросами можно познакомиться в [5] и на сайте www.gears.ru, в статьях автора.

Заключительный этап проектирования состоит в компьютерном моделировании процесса нагружения зубчатой передачи с учетом погрешностей изготовления. Основной целью этого исследования является определение допустимого масштаба передачи для ее уже спроектированной безразмерной геометрии. На данном этапе определяется также допустимая степень точности изготовления, которая, например, для

передач с высоким коэффициентом перекрытия является важнейшим показателем не только виброактивности, но и прочности. В случае если моделирование нагружения выявляет некоторый дисбаланс между контактной и изгибной прочностью, возможен возврат к первому этапу и корректировка данных. В общем случае, поиск оптимальной геометрии заканчивается, как правило, через несколько итераций.

На рис.3 представлены расчеты удельной силы на зубе передачи с высоким коэффициентом перекрытия с учетом распределения сил между зубьями, при различных степенях точности изготовления. На оси абсцисс отложены углы развернутости эвольвенты в текущей точке контакта.

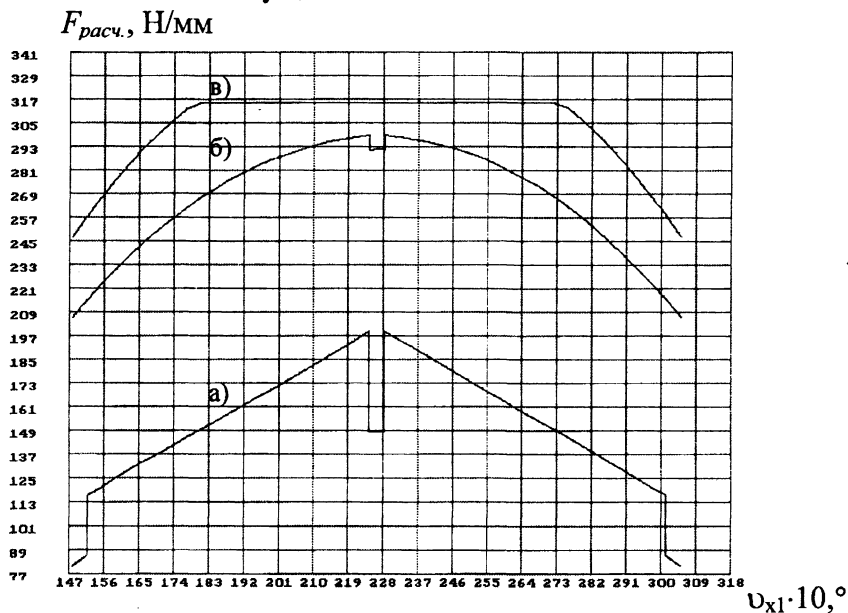


Рис. 3. Удельная сила на зубе по линии зацепления передачи с высоким коэффициентом перекрытия ($\epsilon_\alpha = 2.05$).

Параметры испытываемой передачи: $\epsilon_\alpha = 2.05$, $z_1/z_2 = 47/50$, $\alpha_w = 21.5^\circ$, $m_{a1} = 0.011$, $m_{a2} = 0.010$, $\vartheta_1 = 29.80^\circ$, $\vartheta_2 = 29.27^\circ$. Межцентровое расстояние $a_w = 146.25$ мм, ширина зубчатого венца $b_1 = b_2 = 26$ мм. Зубчатые колеса изготавливаются инструментом с углом профиля $\alpha = 20^\circ$ и модулем $m = 2.99$ мм. Назначение погрешностей проводилось по трем вариантам: а) беззазорное зацепление; б) по 7 степени точности по ГОСТ1643-81; в) по 8 степени точности. Расчетный нагружающий момент $M_1 = 540 \cdot 10^3$ Н·мм. По рис.3 несложно определить контактные либо изгибные напряжения в произвольной точке зуба (ввиду ограниченного объема статьи не приводятся).

Автор будет рад получить вопросы и предложения по статье по Интернет адресу as_marchuk@tut.by.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. -М.: Машиностроение, - 1974.-264 с.;
2. Вулгаков Э.Б., Васина Л.М. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник.-М.: Машиностроение,-1978.-174с.
3. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. -М.: Машиностроение, - 1995.-320 с.;
4. Марчук А.С. Построение и анализ области существования зубчатой передачи в координатах углов профиля при вершине зубьев.// Вестник Белорусского национального технического университета.-2004.-№1.-С. 42-45;
5. Марчук А.С. Анализ и выбор параметров инструмента для изготовления эвольвентной зубчатой передачи с

высоким коэффициентом перекрытия.// Вестник Брестского государственного технического университета. - 2003. - №4. - С. 20-24.

УДК 621.88(076)

Н.А. Кузин

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАССТОЯНИЙ ОТ ТОЧЕК ПРИЛОЖЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ К ВАЛУ ДО ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ СИЛ В ЗАЦЕПЛЕНИИ РЕДУКТОРА И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ

*Командно-инженерный институт МЧС Республики Беларусь
Минск, Беларусь*

Расстояния, необходимые для составления расчетных схем валов, студенты определяют, как правило, с помощью выполненных ими компоновок путем замеров. Проводя групповую консультацию по компоновке редукторов, например со студентами-заочниками, преподаватель не в состоянии проконсультировать всех студентов из-за недостатка времени, вызванного трудоемкостью процесса компоновки. Невыполнение компоновки в период консультации приводит очень часто к грубым ошибкам при составлении расчетных схем валов, а значит и к последующим ошибкам в расчетной и графической частях проекта. Поиск различных методов интенсификации процесса выполнения компоновки привел меня к созданию комплекса различных пособий по компоновке редукторов. Новые виды учебных пособий по компоновке зубчатых и червячных редукторов потребовали и новых методик проведения консультаций. В [1] были представлены сведения о вышеуказанном комплексе учебных пособий и о том, что применение новой методики проведения консультаций привело к существенному сокращению времени, затрачиваемого на выполнение компоновки, а значит и к интенсификации процесса курсового проектирования деталей машин. В этой статье вам представлены сведения об активном методе определения расстояний, который не требует выполнения схемы компоновки редуктора. Этот метод позволяет еще больше интенсифицировать процесс курсового проектирования.

В литературе [2] и [3] приведены сведения об определении расстояний между опорами валов, а также между находящимися на валах деталями. Формулы, приведенные в названной литературе, дают приближенные расстояния. В предложенном мной методе расчета расстояний учитываются: принятая методика подбора подшипников качения [4], метод смазывания подшипников, ширина фланцев по разьему корпуса редуктора, толщина стенок корпуса и крышки корпуса редуктора, длина отверстия (глубина гнезда) под подшипник и др. Это позволяет получить обоснованные и достоверные, как показала многолетняя практика, сведения, необходимые для дальнейших расчетов в процессе проектирования.

Эффект от применения рекомендуемого аналитического метода нахождения расстояний выражается в существенном сокращении времени на выполнение курсового проекта, так как компоновку не нужно делать вообще. Расстояния, необходимые для составления расчетных схем валов, мы определяем с помощью расчетов, требующих тех же знаний, которые нужны и для выполнения компоновки редуктора. Важным достоинством применения такого метода определения расстояний, как аналитический, является то, что преподаватель активно и на должном уровне может провести

В червячной передаче, изображенной на рис.1, расстояния l_1 и l_2 от точек приложения радиальных реакций подшипников к ведомому валу редуктора до точки приложения сил в зацеплении передачи, взятые вдоль оси вала червячного колеса равны, так как ступица симметрично расположена по отношению к оси червячного колеса. Рассчитываем расстояние L между торцами подшипников

$$L = l_{cm} + 2n + 2y + 2T,$$

где l_{cm} – длина ступицы; n – расстояние от внутренней поверхности стенки корпуса редуктора до торца ступицы; y – расстояние от внутренней поверхности стенки корпуса редуктора до подшипника; T – номинальная монтажная высота подшипника.

Определяем расстояния l_1 и l_2

$$l_1 = l_2 = \frac{L}{2} - a,$$

где a – расстояние между точкой приложения радиальной реакции роликового конического подшипника и торцом подшипника [4], рассчитываемое по формуле

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6}$$

Ниже (рис.2) приведен пример расчета расстояний l_2 и l_3 от точек приложения реакций подшипников к ведомому валу редуктора до точек приложения сил в зацеплении зубчатого редуктора и открытой зубчатой передачи, взятых вдоль оси вала.

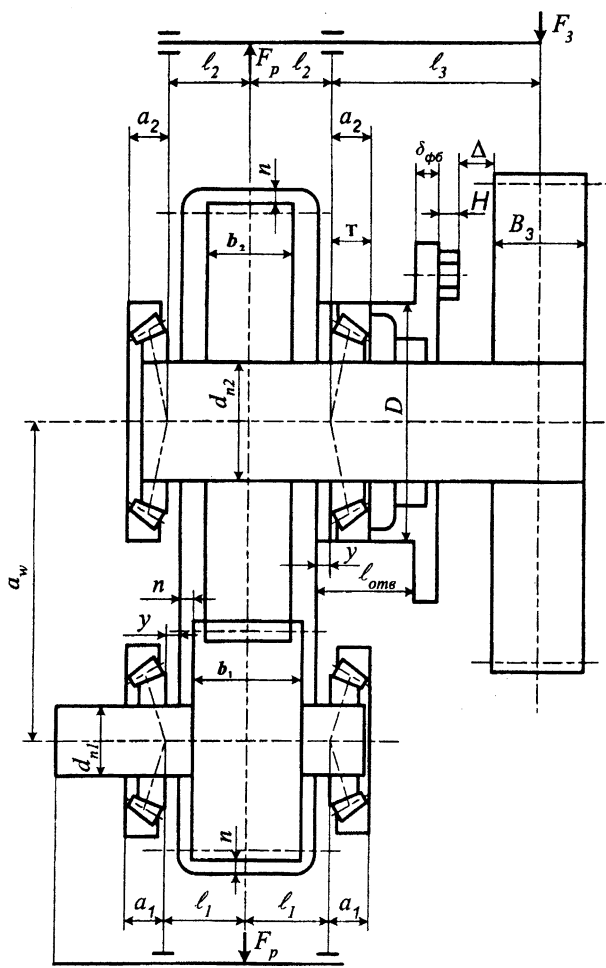


Рис. 2. Эскизная компоновка цилиндрического редуктора с условно изображенными нагрузками на схемах валов

Кроме расчетов, приводимых в пояснительной записке курсового проекта, нужно иметь сведения о ширине фланцев в месте разъема корпусных деталей, длину отверстия под подшипник, расстояния между внутренними поверхностями стенок корпуса редуктора и торцами ступицы колеса и шестерни, расстояние от внутренней поверхности стенки корпуса редуктора до торца подшипника и др. расстояния, о которых будет сказано ниже.

Определяем расстояние l_2 от точек приложения радиальных реакций подшипников к ведомому валу редуктора до точки приложения сил в зацеплении редуктора, взятое вдоль оси вала

$$l_2 = \frac{b_1}{2} + n + y + T - a_2,$$

где b_1 – ширина венца шестерни; n – расстояние от торца шестерни до внутренней поверхности стенки корпуса редуктора; y – расстояние от внутренней поверхности стенки корпуса редуктора до торца подшипника; T – номинальная монтажная высота подшипника; a_2 – расстояние от точки приложения радиальной реакции подшипника к ведомому валу до торца подшипника, определяемое по формуле

$$a_2 = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6},$$

Определяем расстояние l_3 от точки приложения радиальной реакции подшипника к ведомому валу редуктора до точки приложения сил в зацеплении открытой зубчатой передачи по формуле

$$l_3 = \frac{b_1}{2} + n + l_{отв} + \delta_{ф\delta} + H + \Delta + \frac{B_3}{2} - l_2,$$

где $l_{отв}$ – длина отверстия под подшипник; $\delta_{ф\delta}$ – толщина фланца крышки подшипника; H – высота головки болта для крепления крышки подшипника; Δ – расстояние между головкой болта крепления крышки подшипника и зубчатым колесом открытой зубчатой передачи; B_3 – ширина венца зубчатого колеса открытой зубчатой передачи.

С практическим использованием аналитического метода определения расстояний от точек приложения радиальных реакций подшипников к валам до точек приложения сил зацеплении редукторов можно ознакомиться с помощью примеров 4...7 в [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузин Н.А. Новый подход к решению вопросов, связанных с компоновкой редукторов// Информационные и сетевые технологии – образовательная среда XXI века: Материалы Республиканской научно-методической конференции. – Мн., 2003. – С. 58-62;
2. Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н., Калачев В.Ф., Радкевич В.Т., Миклашевич А.А., Зуб Н.В. Курсовое проектирование деталей машин. Справочное пособие. – Мн.: Выш. шк., 1982 – Ч.2.–334 с.;
3. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчеты деталей машин. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 400 с.;
4. Кузин Н.А. Техническая механика. Выбор и расчет подшипников качения. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 102 с.;
5. Детали машин. Проектирование/ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА ТРЕБУЕМУЮ МОЩНОСТЬ ПРИВОДА

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Выпуск конкурентной продукции невозможен без снижения себестоимости ее производства. Большую долю в себестоимости продукции составляют затраты на электрическую энергию, которая приводит в действие станки и оборудование, для обработки сырья, и приводы конвейеров, для выполнения транспортных операций. Для выполнения транспортных операций широко применяются ленточные конвейеры. Было проведено исследование, ставившее целью выявить влияние параметров (скорости перемещения груза V , ширины ленты B и профиля рабочей ветви) ленточных конвейеров на требуемую мощность привода P .

Требуемую мощность привода определим по формуле:

$$P = \frac{K \cdot F_o \cdot V}{10^3 \cdot \eta_{бар} \cdot \eta_{пр}},$$

где K – коэффициент запаса; F_o – тяговая сила конвейера, H ; $\eta_{бар}$ – КПД приводного барабана ленточного конвейера; $\eta_{пр}$ – КПД передач привода.

Тяговую силу конвейера F_o определим по формуле:

$$F_o = F_{max} - F_{min},$$

где F_{max} – натяжение в набегающей на приводной барабан ветви ленты, H ; F_{min} – натяжение в сбегающей с приводного барабана ветви конвейера, H .

Максимальное и минимальное натяжение определим методом обхода по контуру.

$$F_i = F_{i-1} + S_{i-1,i}$$

Сопротивление движению на прямолинейном участке холостой ветви конвейера определим по формуле:

$$S_x = \omega_x \cdot g \cdot (q_p^x \cdot L^x + q_n \cdot L_2^x) - q_n \cdot g \cdot H^x,$$

где ω_x – коэффициент сопротивления перемещению груза, на холостой ветви конвейера; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; q_p^x – погонная масса вращающихся частей роликкоопор холостой ветви конвейера, kg/m ; L^x – длина холостого участка, m ; q_n – погонная масса 1 метра ленты, kg/m ; L_2^x – длина горизонтальной проекции участка холостой ветви конвейера, m ; H^x – длина вертикальной проекции участка холостой ветви конвейера, m .

Сопротивление на прямолинейном порожнем участке рабочей ветви конвейера

$$S_n = \omega_p \cdot g \cdot (q_p^p \cdot L^n + q_n \cdot L_2^n) + q_n \cdot g \cdot H^n,$$

где ω_p – коэффициент сопротивления перемещению груза, на рабочей ветви конвейера; q_p^p – погонная масса вращающихся частей роликкоопор рабочей ветви конвейера, kg/m ; L^n – длина порожнего участка, m ; L_2^n – длина горизонтальной проекции порожнего участка рабочей ветви конвейера, m ; H^n – длина вертикальной проекции участка порожнего участка рабочей ветви конвейера, m .

Сопротивление на прямолинейном загруженном участке рабочей ветви

$$S_n = \omega_p \cdot g \cdot [(q + q_n) \cdot L_2^z + q_p^p \cdot L^z] + (q + q_n) \cdot g \cdot H,$$

где q – масса груза приходящаяся на 1 погонный метр, кг/м; L_2^2 – длина горизонтальной проекции загруженного участка, м; L^2 – длина загруженного участка, м; H – высота подъема груза, м.

Погонную массу груза q определим по формулам:

$$- \text{при плоской ленте } q = 0,05 \cdot B^2 \cdot \rho$$

$$- \text{при желобчатой ленте } q = 0,11 \cdot B^2 \cdot \rho,$$

где B – ширина ленты, м; ρ – плотность транспортируемого материала, кг/м³.

Погонную массу вращающихся частей роlikоопор рабочей q_p^p и холостой q_p^x ветвей конвейера определим по формулам:

$$q_p^p = \frac{m_p}{l_p},$$

$$q_p^x = \frac{m_x}{l_x},$$

где m_p и m_x – соответственно, масса вращающихся частей роlikоопор на рабочей и холостой ветвях конвейера; l_p и l_x – соответственно, расстояние между роlikоопорами на рабочей и холостой ветвях конвейера.

Чтобы конвейер обеспечивал требуемую производительность Q при заданной скорости V перемещения груза, ширину ленты находим по формуле:

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q}{V \cdot \rho \cdot k \cdot k_\beta}} + 0,05 \right)$$

где ρ – плотность транспортируемого материала, т/м³; k – коэффициент, зависящий от угла естественного откоса груза; k_β – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера.

Полученное значение необходимо округлить до стандартного значения в большую сторону.

По данной математической модели было проведено компьютерное моделирование при следующих исходных данных: профиль трассы (рис. 1); вид транспортируемого груза – сухой песок; требуемая производительность $Q=500$ т/ч.

Форма поперечного сечения рабочей ветви конвейера: плоская и желобчатая. Скорость перемещения груза – от 0,4 до 2 м/с с шагом 0,1 м/с. Условия работы конвейера: отопляемое помещение, небольшое содержание абразивной пыли, нормальная влажность воздуха.

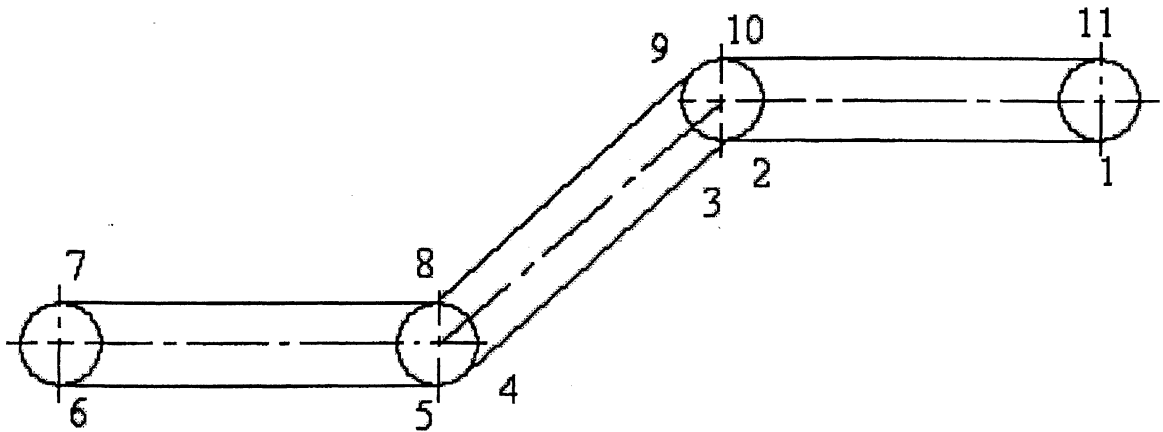
Были установлены следующие ограничения:

$$\frac{F_{\max}}{B \cdot z} \leq [F]$$

где z – количество тяговых прокладок в ленте; $[F]$ – максимально допустимая сила на разрыв 1 мм ширины ленты, Н.

Проведенное компьютерное моделирование показало:

1. при одинаковой производительности и скорости перемещении ленты плоская форма поперечного сечения рабочей ветви конвейера позволяет затрачивать меньшее количество энергии на перемещение груза (рис. 2).
2. увеличение ширины ленты при одновременном снижении скорости перемещения груза ведет к уменьшению требуемой мощности привода.



Длина участка 7-8 $L_1=25$ м; длина горизонтальной проекции участка 8-9 $L_2=30$ м; длина участка 10-11 $L_3=50$ м; высота подъема груза $H=4$ м.

Рис. 1

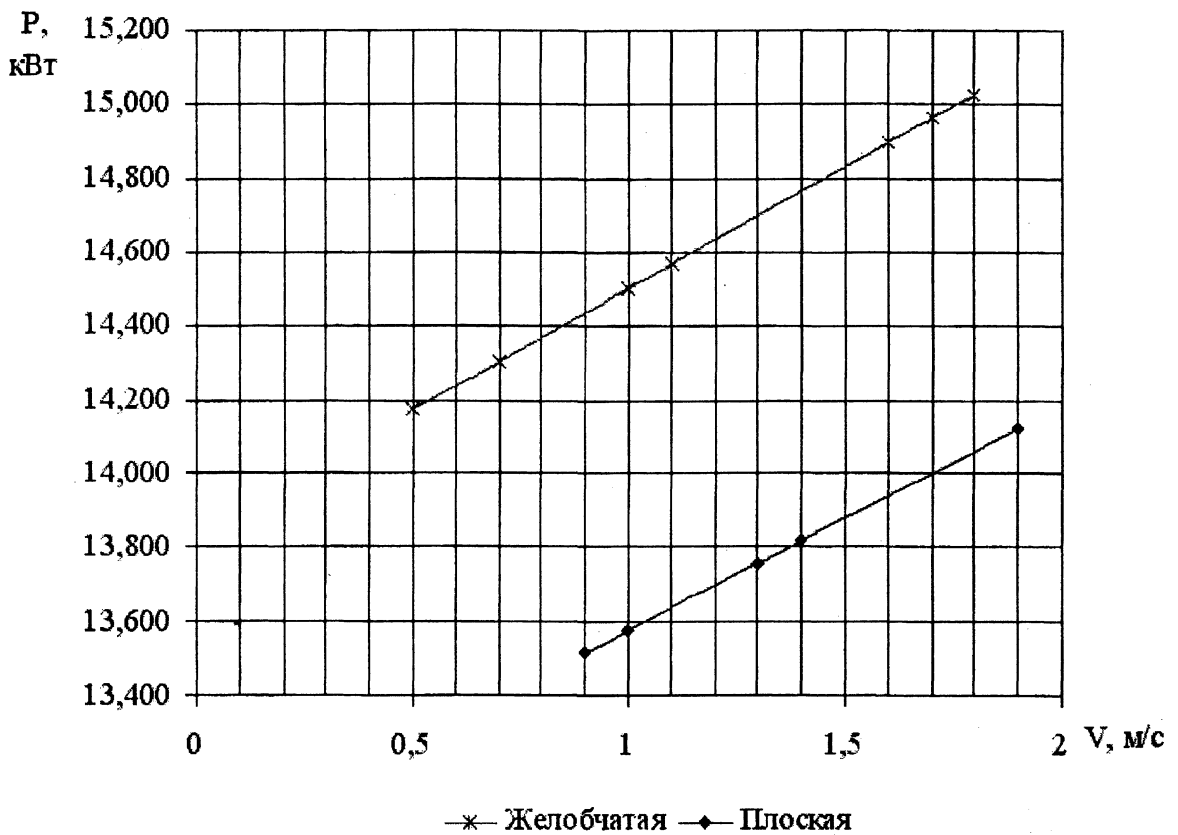


Рис. 2

ЛИТЕРАТУРА

1. Таубер Б.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Экология. 1991;
2. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам подъемно-транспортных устройств. – Мн.: Вышэйшая школа, 1983. – С. 350;
3. Бруевич Ю.А., Трофимов С. П. Методическое пособие по разделу «Тяговый расчет конвейеров». – Мн.: БГТУ. 1986.

ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Белорусско-Российский университет, БНТУ
Могилев, Минск, Беларусь

Рассматривается проблема преобразования кинетической энергии поступательного движущейся массы транспортного средства, с целью исключения относительного скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью при экстренном торможении мобильной машины.

Как известно, в тормозных механизмах автотранспортных средств (АТС) фрикционный способ преобразования кинетической энергии пока единственный. Только в авиации для этих целей используется способ реверса винтов, парашют или реактивная струя газов. Фрикционному способу торможения присущи известные недостатки – это блокировка колеса при его торможении, при которой диссипация кинетической энергии происходит не в самом тормозном механизме, а в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Следствием подобного торможения является снижение эффективности и устойчивости АТС. Наиболее опасным режимом торможения АТС является режим экстренного торможения.

Экспериментально установлено, что начальный период режима экстренного торможения характеризуется коротким интервалом времени (для гидропривода - $t=0,15$ с; для пневмопривода - $t=0,3$ с) и возникновением ударного явления в контакте колеса с опорной поверхностью.

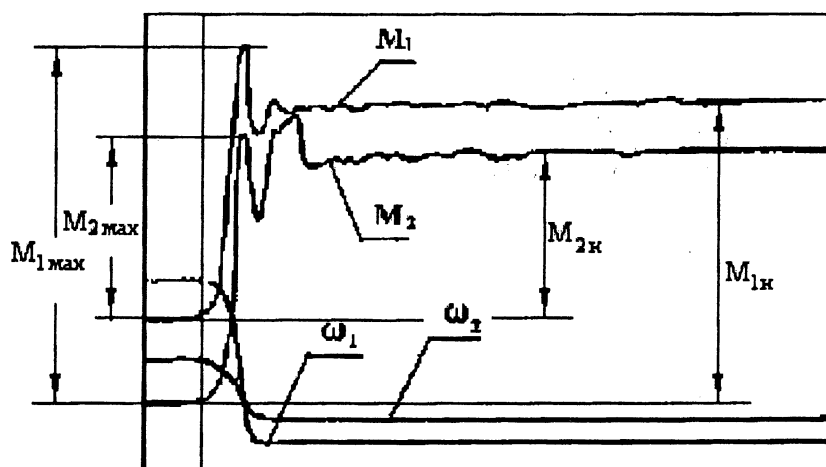


Рис. 1. Изменение параметров торможения колес автомобиля ВАЗ-2108: M_1 , M_2 - тормозные моменты на переднем и заднем колесах одного борта автомобиля; ω_1 , ω_2 - угловые скорости вращения переднего и заднего колес автомобиля

На рис. 1 представлена осциллограмма изменения тормозного момента, полученная В.А. Кимом, при натурных испытаниях процесса экстренного торможения автомобиля ВАЗ-2108.

Анализ результатов торможения показал, что при экстренном торможении реактивные моменты $M_{1макс}$ и $M_{2макс}$ в контакте колес с опорной поверхностью могут превысить расчетные моменты барабанного $M_{1н}$ и дискового $M_{2н}$ тормозов, примерно на 15...20%.

Это свидетельствует о том, что в контакте колеса с опорной поверхностью происходит ударное явление, которое за кратчайший интервал времени создает высокую скорость

скольжения пятна контакта. А так как со скоростью скольжения связана и величина коэффициента сцепления, то в начальный момент экстренного торможения возникает наибольшая вероятность потери устойчивости движения мобильной машины. В связи с постановкой проблемы рассмотрим возможность преобразования кинетической энергии в начальный момент торможения не в контакте колеса с опорной поверхностью, а в самом механизме тормоза. Для этой цели рассмотрим расчетную модель тормозящего колеса, представленную на рис. 2.

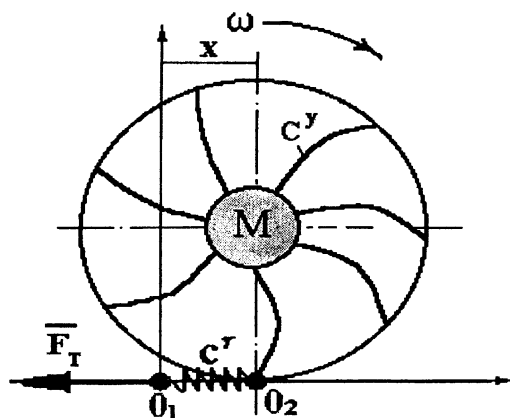


Рис. 2. Расчетная модель тормозящего колеса

Модель колеса характеризуется тангенциальной жесткостью c^r и угловой жесткостью c_y . К геометрическому центру колеса приведена условная масса транспортного средства, которая в начале торможения обладает кинетической энергией, подлежащая гашению. В начальный момент, при блокировке колеса, его геометрический центр смещается относительно пятна контакта O_1 на величину тангенциальной деформации X . Достигнув своего максимального значения, колесо подвергается угловой деформации на величину максимального значения φ_{max} .

Вышеизложенный процесс упругой деформации возможен, при условии, что $c^r > c_y$. Причем, для надежного исключения скольжения пятна контакта, величина угловой жесткости колеса выбирается таким образом, что колесо раньше подвергается угловой деформации, чем происходит скольжения пятна контакта колеса относительно опорной поверхности.

Таким образом, в начальный момент времени колесо обладает кинетической энергией равной

$$T = \frac{M \cdot V_0^2}{2}, \quad (1)$$

где M - условная масса поступательного движения; V_0 - поступательная скорость массы перед началом торможения колеса.

В начальный момент торможения часть кинетической энергии частично переходит в потенциальную энергию угловой деформации колеса, которая равна:

$$U = \frac{c_y^2 \cdot \varphi^2}{2}. \quad (2)$$

Преобразование части кинетической энергии массы M в потенциальную энергию U ограничена предельной величиной деформации, которая не должна превышать установленного допустимого значения. Например, устанавливаем допустимую угловую де-

формацию равную $\varphi=0,17$ рад. Тогда коэффициент угловой жесткости определяется из условия:

$$c_y = \frac{M \cdot g \cdot \varphi_{cy} \cdot r}{\varphi}, \quad (3)$$

где φ_{cy} - коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; g - ускорение свободного падения; r - радиус качения колеса. Формулу (3) можно использовать при низких значениях коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Величина угловой деформации, для исключения скольжения пятна контакта должна обеспечить условие

$$U=T. \quad (4)$$

В последующем необходимо проверить условие на предмет того, чтобы время нарастания деформации было больше времени максимального нарастания момента тормозного механизма, т.е.

$$t_d > t_T. \quad (5)$$

Условие (5) проверяется решением дифференциального уравнения вращательного движения вида

$$J \cdot \ddot{\varphi} = -F_T \cdot r + \varphi \cdot c_y, \quad (6)$$

где $F_T = M \cdot g \cdot \varphi_{cy}$ - тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью.

При значительных значениях коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью условие исключения скольжения пятна контакта в начале экстренного торможения запишется в виде:

$$T = (c_y \varphi^2 + c_r X^2) / 2. \quad (7)$$

Рассмотрим возможность практической реализации конструкции тормоза, обеспечивающего преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию упругой деформации

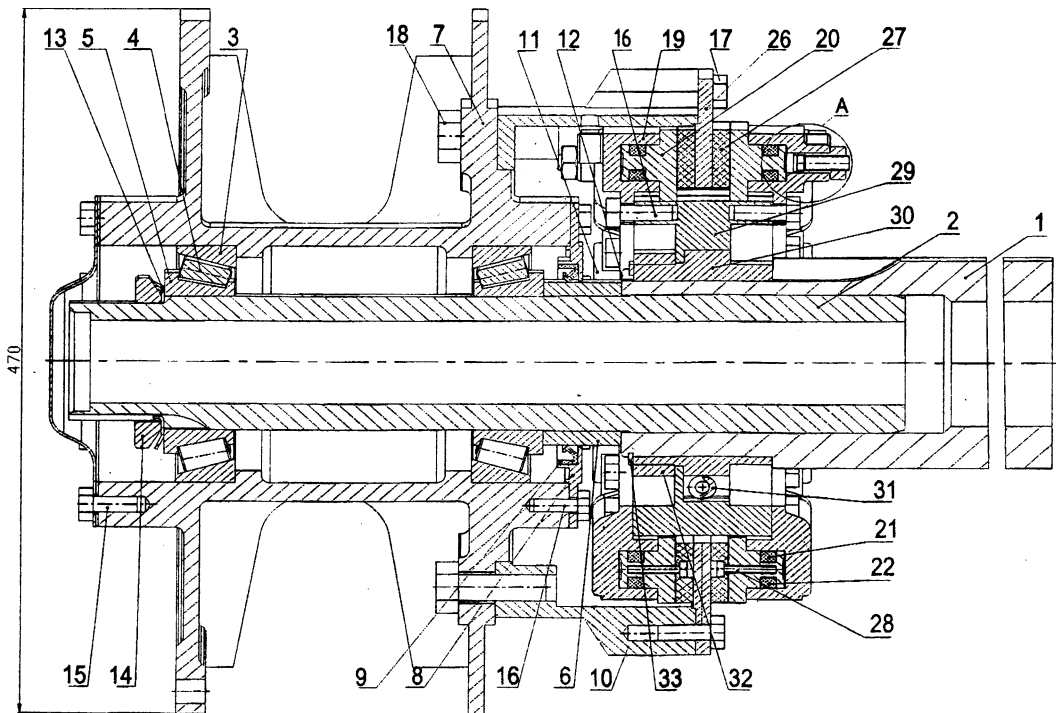


Рис. 3. Конструкция тормозного механизма с преобразованием кинетической энергии в потенциальную энергию упругой деформации

гой деформации.

На рис. 3 представлена разработанная оригинальная конструкция дискового тормозного механизма с преобразователем кинетической энергии.

Вся конструкция размещается непосредственно на оси, состоящей из трубы оси 1, полуоси 2, втулки 6, ступицы 7 крышки манжеты 8 и манжеты 9. Собственно дисковый тормозной механизм содержит барабан 10, прикрепленный с одной стороны болтами 18 к ступице 7 колеса транспортного средства. С другой стороны к барабану 10 прикреплен болтами 17 тормозной диск 26. С обеих сторон тормозного диска 26 расположены фрикционные накладки 27, прикрепленные винтами 28 к поршням 20, расположенным с уплотнительными кольцами 21 и 22 в полостях исполнительных цилиндров 19. При этом поршни 20 контактируют боковыми поверхностями пазов по направляющим, расположенным на внешней поверхности суппорта 29. В свою очередь исполнительные цилиндры 19 прикреплены болтами 16 к обоим торцевым поверхностям внешнего суппорта 29. Суппорт 29 расположен на внутреннем суппорте 30 с возможностью углового перемещения. При этом между внешним 29, и внутренним 30 суппортами в специальных пазах размещены пружины 31, внутри одной из которых установлен датчик 34 фактически реализуемого тормозного момента (рис. 4).

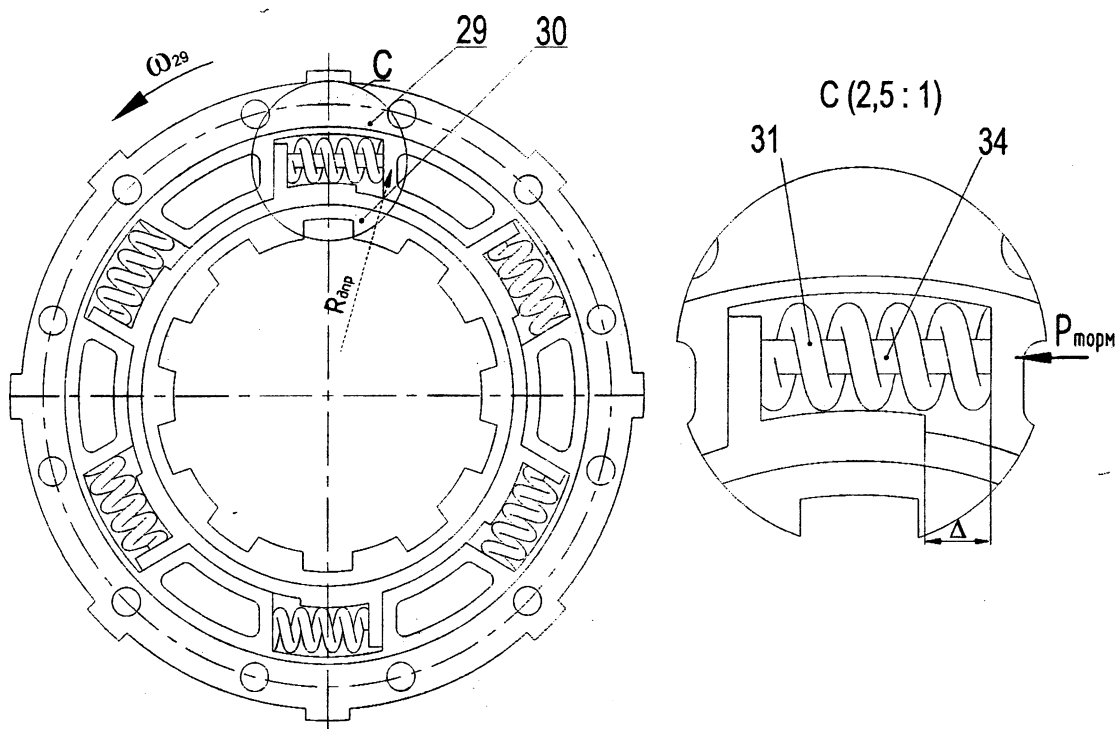


Рис. 4. Суппорт в сборе с упругими элементами и датчиком фактически реализуемого колесом тормозного момента

Тормоз работает следующим образом.

При торможении рабочее тело под давлением поступает через штуцер 23 в полости исполнительных цилиндров 19. Вследствие нарастания давления поршни 20, перемещаясь по направляющим шлицам внешнего суппорта 29, сжимают вращающийся тормозной диск 26, связанный со ступицей колеса 7. Возникающий в месте контакта фрикционной накладки 27 и тормозного диска 26 момент трения воспринимается внешним суппортом 29, который имеет возможность углового перемещения относи-

тельно неподвижного внутреннего суппорта 30. При этом часть кинетической энергии транспортного средства преобразуется в потенциальную энергию упруго сжатых пружин 31, и поворот внешнего суппорта 29 относительно внутреннего суппорта 30 вызывает уменьшение первоначального зазора Δ (см. рис. 4). Остальная часть кинетической энергии в пятне контакта колеса с опорной поверхностью дороги преобразуется в тепловую. Изменение величины зазора Δ регистрируется датчиком 34. При известных упругих характеристиках пружин 31 и геометрических параметрах тормозного механизма возможно определение фактически реализуемого колесом тормозного момента.

При растормаживании давление рабочего тела в исполнительных цилиндрах 19 снижается, за счет потенциальной энергии упруго деформированных уплотнительных колец 21 и 22 поршни 20 с фрикционными накладками 27 перемещаются от тормозного диска 26. Между поверхностями тормозного диска 26 и фрикционными накладками 27 образуется зазор. При этом сила прижатия фрикционных накладок к тормозному диску уменьшается, упруго деформированные пружины 31 возвращают внешний суппорт 29 в исходное положение.

Моделирование процесса торможения мобильной машины с разработанным дисковым тормозным механизмом проводилось для двух случаев качения колес по опорной поверхности:

- сухой асфальт ($\varphi = 0,75$);
- гололед ($\varphi = 0,12$).

В первом и во втором случаях начальная скорость торможения мобильной машины составляла $V_0 = 11,11$ м/с, жесткость упругих элементов суппорта $c = 216000$ Н·м/рад, коэффициент демпфирования суппорта $\mu = 50$ Н·м·с/рад.

В первом случае колесо блокировалось за время $t = 0,067$ с. При этом внешний суппорт поворачивался на угол $\psi = 4,113^\circ$.

Во втором случае колесо блокируется за $t = 0,186$ с, угол поворота внешнего суппорта - $\psi = 0,663^\circ$.

Установлено, что зависимость угла поворота суппорта при торможении на сухом асфальте носит явно выраженный колебательный характер, частота колебаний составляет $f = 18...35$ Гц. При этом затухание колебаний внешнего суппорта происходит через $t = 0,02...0,03$ с после наступления блокировки колеса.

УДК 629.113-598.001.66

Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРОВАНИЯ СИДЕНЬЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

*Белорусский государственный аграрнотехнический университет,
НИРУП "Белавоттракторостроение" НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

Создание совершенной системы подрессоривания сиденья колесного трактора, является частью общей проблемы автоматизации сельскохозяйственного процесса, которая может дать значительный технико-экономический эффект.

Сиденья современных серийных тракторов имеют серьезные недостатки. Они копируют сиденья автомобилей, хотя условия работы этих машин и конструкции подвески имеют разительные отличия. Исследованиями установлено, что частота

собственных колебаний кузова автомобиля равна $1-2$ Гц, а частота колебаний рамы трактора составляет $3-7$ Гц. Приведенные частоты колебаний представляют собой частоты возмущающих воздействий для системы поддрессоривания сиденья колесной машины.

При размещении сиденья на тракторе или автомобиле стараются его расположить в зоне максимальной комфортабельности (вблизи центра масс машины). Однако на тракторах, в силу их конструктивных особенностей, трудно выполнить данное условие размещения сиденья.

Современные исследования систем поддрессоривания ведутся в двух направлениях:

анализ и синтез пассивных систем поддрессоривания;

анализ и синтез активных систем поддрессоривания, предусматривающих автоматическую регулировку характеристик подвески сиденья.

При изменении дорожных условий, или же вне дорог характеристики пассивной подвески сиденья неизменны и единственным средством повышения качества его функционирования является изменение скорости движения, что и осуществляется водителем, обычно, в сторону уменьшения. Это, в свою очередь, приводит к снижению технико-экономических показателей и мобильности колесных машин. Активная система поддрессоривания лишена этих недостатков. Однако, его основным недостатком является высокая стоимость системы.

Теоретический анализ эффективности функционирования как пассивных, так и активных систем поддрессоривания основывают на исследованиях математических моделей колебательных систем. Обычно, колебательную систему представляют в виде модели Ньютона (рис.1), состоящую из поддрессоренной массы 1, упругого элемента 2 (несущий элемент подвески сиденья), элемента диссипации колебательной энергии 3 (амортизатор). Такая колебательная система непосредственно воспринимает возмущающее воздействие $f(t)$ от остова трактора 4.

Представленная классическая колебательная система Ньютона, может иметь различные исполнения, имеется в виду варианты включения в систему упругих элементов и элементов диссипации энергии (амортизаторы).

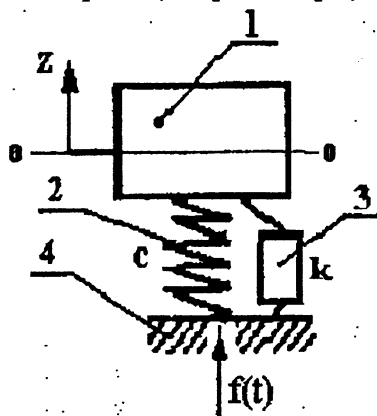


Рис. 1. Математическая модель системы поддрессоривания сиденья водителя колесного трактора

Основной характеристикой пассивной колебательной системы является частота собственных колебаний, зависящих от коэффициента жесткости упругих элементов и коэффициента вязкого сопротивления амортизатора.

Дифференциальное уравнение такой системы имеет вид:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + k^2z + f(t), \quad (1)$$

$$\text{где } 2n = \frac{\alpha}{m}; \quad k = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Общее решение однородного дифференциального уравнения (1) зависит от характеристик системы.

При $n < k$ решение уравнения имеет вид:

$$z = Ae^{-nt} \sin(\sqrt{k-n} \cdot t + \varphi),$$

где амплитуда и частота собственных колебаний равны:

$$A = \sqrt{z_0^2 + \frac{(\dot{z}_0 + nz_0)^2}{k^2 - n^2}}, \quad \text{tg} \varphi = \frac{z_0 \sqrt{k^2 - n^2}}{\dot{z}_0 + nz_0}, \quad k_c = \sqrt{k^2 - n^2}.$$

Период колебаний, рассматриваемой системы равен:

$$T_c = \frac{2\pi}{k_c}$$

При $n > k$, $n = k$ имеет место аperiодическое движение.

Общее решение однородного дифференциального уравнения при аperiодических движениях имеет вид:

$$z = e^{-nt} (C_1 e^{\sqrt{n^2 - k^2} t} + C_2 e^{-\sqrt{n^2 - k^2} t})$$

Таким образом, при $t \rightarrow \infty$ $z \rightarrow 0$.

При постоянных значениях k , t и n , данная колебательная система, представляет собой линейную систему и имеет одну резонансную частоту k_c . Неэффективность использования данного варианта колебательной системы состоит в том, что у разных людей массы различны, поэтому частота k_c , амплитуда, ускорения перемещения также различны.

Эффективность рассматриваемой системы зависит от того, в каком соотношении находится частота ω с частотой f низкочастотных колебаний основания, т.е. подрессоренной части (остов машины), и $\omega_{\text{чел}}$ - собственной частотой сидящего человека. При выполнении условий $k_c = f_c$ (f_c - частота воздействия со стороны остова трактора) колебания на сиденье усиливаются.

Для качественного анализа данной системы исследуем переходный процесс при единичном воздействии. Для исследования переходного процесса при единичном воздействии используем преобразование Лапласа. Тогда дифференциальное уравнение (1) при нулевых начальных условиях и единичном возмущении (импульсное ударное воздействие на сиденье) имеет вид:

$\ddot{z} + 2nz + kz = h\sigma_0(t)$, где h - амплитуда воздействия, (t) - единичная функция Хевисайда. В частности единичную функцию Хевисайда можно представить в виде 1, т.е. вместо $f(t) = \sigma_{0(t)}$ писать $f(t) = 1$:

$$\sigma_0 = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0, \\ 1 & \text{при } t \geq 0. \end{cases} \quad f(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0, \\ 1 & \text{при } t \geq 0. \end{cases} \quad (1^*)$$

С учетом единичной функции Хейвисайда уравнение (1) запишем в виде:

$$\ddot{z} + 2nz + k^2z = h\sigma_0(t). \quad (2)$$

Для нулевых начальных условий: t_0, z_0 и \dot{z}_0 , а изображение единичной функции в виде $\sigma_0(t) \leftarrow \frac{1}{p}$, то уравнение (1) имеет вид:

$$(p^2 + 2np^2 + k^2) \cdot Z(p) = \frac{h}{p} \quad (3)$$

где $p = s + iw$ некоторый комплексный параметр.
Уравнения (3) решим относительно $Z(p)$, получим:

$$Z(p) = h \frac{1}{p(p^2 + 2 \cdot n \cdot p + k^2)}$$

Считая, что $n < k$, после формальных преобразований получим:

$$Z(p) = \frac{h}{k^2} \left[\frac{1}{p} - \frac{p+n}{(p+n)^2 + k^2 - n^2} - \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \cdot \frac{\sqrt{k^2 - n^2}}{(p+n)^2 + k^2 - n^2} \right] \quad (4)$$

Полученное решение представляет собой изображение оригинала функции $Z(t)$.

С помощью таблицы изображений и теоремы смещения находим оригинал $Z(t)$ в виде:

$$Z(t) = \frac{h}{k^2} \left[1 - e^{-nt} \left(\cos \sqrt{k^2 - n^2} t + \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \cdot \sin \sqrt{k^2 - n^2} t \right) \right] \quad (5)$$

Первый член уравнения (5) дает установившееся движение, т.е. в данном случае характеризует новое положение статического равновесия, колеблющейся массы. Второй и третий член описывают затухающие колебания массы около нового положения статического равновесия, т.е. описывают переходный процесс. Следовательно, колебания носят характер гармонических колебаний с затуханием около положения статического равновесия. Кроме того, невозмущенное движение около положения статического равновесия является устойчивым.

Рассмотрим колебательную систему, основанную на модели Максвелла (рис.2). Колебательная модель Максвелла от предыдущей отличается наличием дополнительной обобщенной координаты Z_2 за счет упругого элемента 5. Последовательное соединение упругого элемента 5 с элементом диссипации 4 создает эффект релаксации демпфирования, который присутствует во всех нелинейных подвесках. Например, пневмогидравлическая подвеска из-за присутствия эффекта релаксации демпфирования обладает способностью гашения колебаний в широком диапазоне частот.

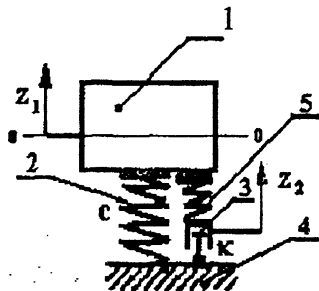


Рис. 2. Колебательная модель с релаксацией демпфирования

Дифференциальное уравнение колебательной системы имеет вид:

$$m \ddot{z} + \alpha z(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + cz_1 = f(t) \quad (6)$$

Для качественного анализа положим, что $f(t) = A \cdot \sin \omega t$.

Элемент диссипации энергии 3 и упругий элемент 5 соединены последовательно. Поэтому сила сопротивления элемента диссипации равна силе сжатия упругого элемента 5, т.е.

$$\alpha(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = c_1 \dot{z}_1. \quad (7)$$

Таким образом, рассматриваемая колебательная система описывается системой двух уравнений (6) и (7) или одним уравнением третьего порядка вида:

$$\ddot{z} + \frac{c_1}{\alpha} \cdot \dot{z}_1 + \frac{c_1 + c_2}{\alpha \cdot m} \cdot \dot{z}_1 + \frac{c_1 \cdot c_2}{\alpha \cdot m} \cdot z = \frac{\omega \cdot c_1}{m} \cdot A \cdot \cos \omega t + \frac{c_2}{\alpha \cdot m} \cdot A \cdot \sin \omega t$$

Правая часть последнего уравнения может быть записана в виде одной гармонической функции $A \cos(\omega t + \alpha) + B \sin(\omega t + \alpha) = C \sin(\omega t + \alpha)$, где $C = \sqrt{A^2 + B^2}$ - амплитуда, $\alpha = \text{arctg}(A/B)$ - фазовый угол. Переписав правую часть последнего дифференциального уравнения в виде одной гармонической функции, удобно применить к этому уравнению метод гармонического импеданса для нахождения установившейся реакции колебательной системы. Для этого

введем комплексное возмущение $c_1 \cdot A \cdot e^{i \omega t}$, а соответствующие комплексные переменные запишем в виде $\bar{A}_1 \cdot e^{i \omega t}$ и $\bar{A}_2 \cdot e^{i \omega t}$, где \bar{A} и \bar{A}_2 - комплексные амплитуды. Подставив эти величины в уравнения (6) и (7) получим систему двух линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных \bar{A}_1 и \bar{A}_2 :

$$\begin{cases} -m \omega^2 \bar{A}_1 + i \omega \alpha (\bar{A}_1 - \bar{A}_2) + c_2 \bar{A}_1 = c_1 \bar{A}_1, \\ i \omega \alpha (\bar{A}_1 - \bar{A}_2) = c_2 \bar{A}_1, \end{cases}$$

Полученную систему уравнений решаем методом Крамера, получим

$$\bar{A}_1 = \frac{c_1 \cdot A_2 \cdot (c_2 + i \cdot \omega \cdot \alpha)}{c_2(c_1 - m\omega^2) + i \cdot \omega \cdot \alpha(c_1 + c_2 - m\omega^2)},$$

$$\bar{A}_2 = \frac{c_1 \cdot i \cdot \omega \cdot \alpha \cdot \bar{A}_1}{c_2(c_1 - m\omega^2) + i \cdot \omega \cdot \alpha(c_1 + c_2 - m\omega^2)}.$$

Из двух последних уравнений можно найти действительные амплитуды \bar{A}_1 и \bar{A}_2 и фазовые углы φ_1, φ_2 .

Формулы для этих величин не приводятся ввиду их громоздкости. Зная действительные амплитуды и помня, что имеем синусоидальное возмущение, запишем установившиеся реакции системы в виде:

$$z_1 = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1),$$

$$z_2 = A_2 \sin(\omega t + \varphi_2).$$

Таким образом, включение в подвеску элементов релаксации позволит избежать резонансные частоты колебаний. Области гашения частот зависят от соответствующих подборов характер

На основании изложенного можно сделать вывод о том, что наличие в пассивной системе поддресоривания системы релаксации демпфирования позволит смещать зону резонансных частот. Смещение зависит от заданной резонансной частоты собственных колебаний системы поддресоривания.

ВИБРАЦИИ В ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ АВТОМОБИЛЕЙ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Рассмотрены актуальные вопросы условий возникновения вибрационных процессов и скрипа тормозов при экстренном торможении автомобиля.

Рассматривая возникновения вибрационных явлений в тормозных механизмах, многие авторы связывают причину с изменениями коэффициента трения в фрикционных парах [1]. А для устранения скрипа тормозов предлагают применять дисковые герметизированные тормозные механизмы, обладающие большой жесткостью [2]. Повышение жесткости элементов тормозного механизма обосновывают тем, что недостаточная жесткость влечет за собой неравномерный износ барабана и накладок колодок, создающих условия для возникновения скрипа тормозов.

Во время изучения характера изменения опорных реакций тормозных колодок [3], в случае возникновения скрипа тормозов, отмечено увеличение этих реакций до 120% от номинального значения. При этом давление в гидроприводе оставалось неизменным. С ростом опорных реакций колодок наблюдалось и увеличение тормозного момента от номинального значения тормоза. Результат, представленный в работе [3], на взгляд автора, является весьма важными для выяснения условий и характера возникновения вибрационных явлений в тормозных механизмах. Увеличение опорных реакций колодок и момента были подтверждены натурными испытаниями экстренного торможения автомобиля ВАЗ 2108, полученными нами (рис.1).

Из рис.1 видно, что максимальные моменты M_1 - момент на переднем дисковом тормозе, M_2 - на заднем барабанном тормозе автомобиля ВАЗ 2108 имеют максимальные значения в начальный период экстренного торможения. Анализ же статических стендовых испытаний тормозных механизмов, проведенных нами, показал, что, действительно, предельное значение моментов тормозов меньше максимальных моментов тех же тормозов, полученных при натурных испытаниях (рис.1).

Объяснить существенное превышение момента тормоза при натурных испытаниях от его номинального невозможно обосновать характером закона распределения удельных давлений по длине накладок тормоза [4]. Попытаемся обосновать это явление на основе возникновения ударного импульса в контакте колес с опорной поверхностью при экстренном торможении автомобиля.

В процессе экстренного торможения автомобиля на колесо действует тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью. За короткий интервал времени Δt тормозная сила в контакте колеса возрастает от нуля до максимума. В силу мгновенного возрастания тормозной силы ускорение поступательного перемещения автомобиля существенно возрастают. При этом в контакте колеса с опорной поверхностью возникает значительный ударный импульс, вызывающий увеличение опорных реакций колодок тормоза и тормозного момента.

На рис. 1 также видно, что максимум момента достигается раньше, чем колеса автомобиля входят в состояние блокировки. Этот факт свидетельствует о том, что значительная величина ударного импульса, возникшая в контакте колеса с опорной поверхностью, заставляет прокрутиться тормозной барабан относительно колодок тормоза, вызывая скрип тормозов и уменьшая при этом коэффициент трения (динамическое трение) накладок о барабан (диск). Затем, в результате частичной

диссипации кинетической энергии автомобиля и релаксации демпфирования в фрикционных парах тормоза происходит полная блокировка колеса.

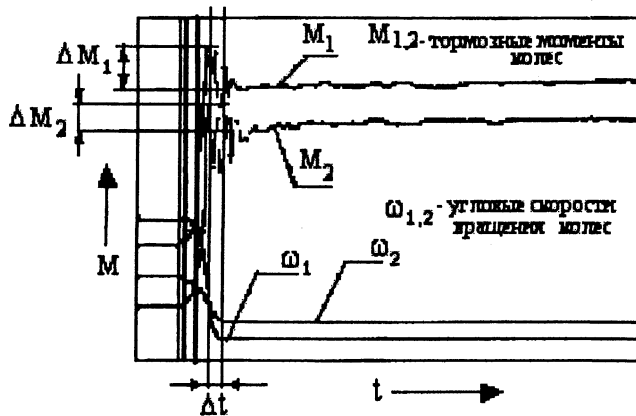


Рис. 1. Осциллограмма записи параметров процесса торможения автомобиля ВАЗ 2108

Из осциллограммы записи тормозных моментов (рис.1) видно, что на коротком интервале времени тормозные моменты имеют колебательный характер. Причем характер этих колебаний до настоящего времени не достаточно исследован.

Придем к рассмотрению группы сил, действующих в процессе торможения на тормозящее колесо.

Так, в начальный период времени оператор машины, воздействуя на привод, производит формирование тормозного момента в механизме тормоза, который относится к внутреннему силовому фактору. Формируемый тормозной момент вызывает реакцию в контакте колеса с опорной поверхностью. Однако реакция опорной поверхности не адекватна формируемому моменту, а зависит от коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. В контакте колеса с опорной поверхностью происходит формирование фактически реализуемого тормозного момента, представляющего собой внешний силовой фактор. В то же время, если формируемый момент превышает реализуемый момент по сцеплению, то происходит скольжение пятна контакта тормозящего колеса. И наоборот, если фактически реализуемый момент больше формируемого, происходит относительное скольжение фрикционных пар тормоза. Очевидно, от закона относительного перемещения пятна контакта зависит и фактически реализуемый тормозной момент. Возможное изменение знаков производных коэффициента сцепления при скольжении и колебательный характер изменения моментов (рис.1) позволяют сделать предположение об автоколебательном процессе в пятне контакта колеса.

Представим упрощенную модель автоколебательного процесса, определяющего относительное перемещение корпуса автомобиля при экстренном торможении в виде

$$\ddot{X}_0 + k^2 \cdot (X'_0 + \delta) = \varphi_{\text{сц}} \cdot g,$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ - коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; k - частота собственных колебаний тормозной механической системы, представляющего собой автомобиль с упруго-диссипативными связями; g - ускорение свободного падения;

$\delta = \frac{1}{k^2} (\alpha_p \cdot |\dot{X}'_0|^{1/2} - \beta \cdot g) \cdot \dot{X}'_0$ - представляет собой дельта функцию. Система имеет

равновесное смещение $\frac{\varphi_{-b} \cdot g}{k^2}$. Следовательно, начало координат фазовой плоскости смещено на указанную величину. Средняя абсцисса также равна $X'_0 = \frac{\varphi_{-b} \cdot g}{k^2}$. Фазовая диаграмма продольных колебаний автомобиля представлена на рис.2.

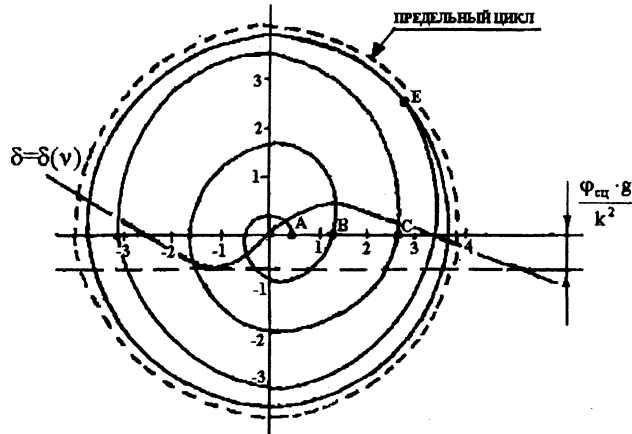


Рис. 2. Фазовый портрет колебаний автоколебаний тормозной силы

В общем случае, траектория предельного цикла не зависит от начальных условий и от любых последующих возмущений движению. Если начальные условия таковы, что исходная фазовая точка лежит вне предела цикла, то фазовая траектория будет двигаться снаружи спирали, приближаясь к траектории предельного цикла. Т.е. фазовая траектория описывает установившийся автоколебательный характер. Для принятых исходных данных траектория предельного цикла приближена к траектории круга. Установившееся движение имеет синусоидальный характер, а частота автоколебаний близка к частоте собственных колебаний. Однако в зависимости от нелинейной характеристики шин и коэффициента сцепления траектория предельного цикла может существенно отличаться от окружности. Экспериментальные исследования шин свидетельствуют о том, что диссипативные силы вязкого сопротивления могут быть пропорциональны степенной функции скорости. Следовательно, возможность возникновения автоколебаний не исключается.

Из изложенного следует: 1) при экстренном торможении автомобиля, в некотором интервале времени реализуемый момент значительно превышает формируемый момент тормоза, вызывая относительное скольжение фрикционных пар относительно барабана/диска тормоза, вызывая тем самым скрип. Отметим, что при низком коэффициенте сцепления скрип тормозов не наблюдается; 2) статическая деформация элементов тормоза при экстренном торможении автомобиля по опорной поверхности с высоким коэффициентом сцепления колеса, настроена на высокую частоту собственных колебаний, совпадающей с частотой автоколебаний реализуемого момента (силы). В результате система колодка-барабан/диск представляет колебательную систему, настроенную на звуковую частоту. Экспериментальные данные показывают, что частота собственных колебаний элементов тормоза с износом тормозных колодок возрастает.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев Г.Ф. О трении и износе фрикционных пар при вибрационных нагрузках. // Теоретические и прикладные задачи трения износа и смазки машин. -1982. - №25. -С. 8-15; 2. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. -М.: Машгиз, 1962.

-327с.; 3. Дюбек К.Л. Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов/ К.Л. Дюбек, И.А. Левин, Л.Т. Гапоян// Автомобильная промышленность. - 1972. - № 7.- С. 16-18.; 4. Мамити Г.И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. -Мн.: Дизайн ПРО, 1997. - 111 с.

УДК 629.113-598.001.66

Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

*Белорусский государственный аграрнотехнический университет,
НИРУП "Белавтотракторостроение" НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

При определении параметров демпфирования в динамических системах возможны два подхода: приведение всех видов трения в системе к линейно-вязкому или использования существующих, готовых нелинейных моделей трения.

Первый подход используется, если при расчетах динамических систем ограничиваются исследованиями линейных дифференциальных уравнений. Однако при этом необходимо учитывать то, что приведенные коэффициенты вязкого демпфирования в общем случае зависят от частоты колебаний, которое затрудняет их использование в математических моделях колебательных систем, имеющих многочастотные, гармонические возмущения (полигармонические возмущения). Этот аспект наиболее важен при исследовании переходных процессов, где возможны автоколебательные процессы.

Второй подход является более точным, хотя и более сложным, и позволяет исследование колебательных систем, с использованием ПЭВМ, при произвольных возмущениях.

Таким образом, наиболее важной задачей стоящей перед расчетчиком является идентификация трения в элементах динамической системы. Обычно идентификацию производят на основе эксперимента или же ориентируются на результаты проведенных исследований других авторов [1].

Большинство авторов силу трения в элементах конструкции машин представляют в виде

$$R = -b|q|^k |q|^n \operatorname{sign} \dot{q}, \quad (1)$$

где b, k, n – постоянные неотрицательные величины; q – обобщенная координата.

Таким образом, основная задача определения R сводится к определению постоянных неотрицательных величин, входящих в формулу (1).

При экспериментальном способе определения b, k, n , производят исследования затухающих колебаний, упругими элементами которых являются исследуемые детали, т.е. сам метод основан на рассмотрении одномассовой колебательной модели.

Вычисляя по полученным экспериментальным кривым значения логарифмического декремента λ и его зависимость от амплитуды A и частоты колебаний ω [2]. Считая трение в системе малым, можно определить тем самым и характер зависимости относительного рассеивания энергии $\psi \approx 2\lambda$ от A и ω .

С другой стороны, для одномассовой колебательной системы с массой m коэффициент жесткости упругого элемента $c=1/e$ и малым трением, изменяющегося по закону (1), $\Psi = |W|/\Pi$, где

$$W = \int_0^T R \cdot \dot{q} \cdot dt - \text{ работа сил трения } R \text{ за период колебаний } T = 2\pi / \sqrt{c/m}; \Pi = 0,5c \cdot A^2 -$$

максимальная энергия колебаний; c - упругая податливость детали.

Выражение R , W , Ψ , λ и вспомогательной величины h , коэффициент пропорциональны коэффициенту трения b и шести видов трения приведены в работе [2]. В работе [3] также приведены формулы для определения диссипативной функции $\Phi = (\partial\Phi/\partial\dot{q} = -R)$ и коэффициенты пропорциональные коэффициентам трения, приведенные к линейному коэффициенту трения b_n . b_n подсчитываются исходя из равенства работ за период T нелинейных и эквивалентных линейных сил трения.

$$\text{Значения } J(k, n) = \int_0^{2\pi} \cos^k \varphi \cdot \sin^{n+1} \varphi \cdot d\varphi, \text{ представляет собой коэффициент}$$

пропорциональный мере инертности детали, от которого зависит коэффициент трения [4].

Некоторые значения $J(k, n)$ приведены в работе [1].

Обрабатывая полученные при эксперименте значения Ψ, ω и A с помощью методов регрессионного анализа, соотносят трение в исследуемой детали с той или иной моделью и получают h, k, n (k и n – необязательно целые числа), либо некоторую совокупность таких троек h, k, n (k и n – целые), если в представлении величины ψ в виде многочлена по степеням ω и A нельзя ограничиться лишь одним членом. Далее определяют коэффициент b или совокупность таких коэффициентов, соответствующих различным значениям k и n .

При использовании экспериментальных данных других авторов для подсчета коэффициента трения в какой-либо детали (соединения) над аналогичными деталями (соединениями) можно применять формулы, приведенные в работе. В частности, для трения, удовлетворяющего условию $k+n=1$, коэффициент трения $b = 0,125h_{ан}$, где $h_{ан}$ соответствует h для аналогичной детали.

Под аналогичным понимают детали, сделанные из того же материала, имеющего такой же характер нагружения (например, кручение или растяжение-сжатия) и условия нагружения (например, усилие затяжки, условия смазки и т.д.) и лишь минимальные отличия от рассматриваемой (например, только по размерам и формам).

При редуцировании динамической системы параметры демпфирования следует вычислять по формуле, полученной на основании равенства диссипативных функций и приведенной системы

$$b_i^{np} = b_i^{ucx} / u_{i,np}^{k+n+1}$$

В зависимости от постановки задачи исследований вычисление коэффициентов трений требует упрощения в расчетах сложных динамических систем, как колесные машины.

В настоящее время существует много различных методов [4], которые упрощают расчеты коэффициента трения, но наиболее распространенными являются методы парциальных частот и обобщенный матричный метод [8]. Оба этих метода основаны на замене парциальных подсистем, в результате чего число масс динамической системы уменьшается. Процесс упрощения целесообразно проводить до тех пор, пока отношение максимальной парциальной частоты динамической системы и верхней границы рассматриваемого частотного диапазона остается больше 2...2,5 [5].

В работах [4,6] приведены расчетные формулы для определения моментов инерции, коэффициентов податливости и демпфирования при упрощениях динамической системы. Ввиду наличия у колесной машины плоскости продольной симметрии в динамической системе трансмиссии можно уменьшить число масс за счет сложения элементов системы, принадлежащих разным бортам [7]. Это правомочно, если движение колесной машины происходит по дорожному профилю, симметричному относительно плоскости продольной симметрии колесной машины. При этом параметры элементов эквивалентной системы будут представлять сумму соответствующих параметров левого и правого бортов:

$$J_{\text{экв}} = J_l + J_n; \quad \frac{1}{e_{\text{экв}}} + \frac{1}{e_l} = \frac{1}{e_n}; \quad \sqrt{}; \sqrt{} b_{\text{экв}} = b_l + b_n.$$

В результате динамическая система трансмиссии может быть приведена в наиболее благоприятных случаях к однокольцевой или даже к рядной системе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Полунгян А.А. и др. Методы учета рассеивания энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях// Вестник машиностроения. 1990, №6. С. 12-16; 2. Решетов Д.Н., Левин Э.М. Демпфирование колебаний в деталях станков// Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов. М.: 1958. С. 45-86; 3. Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Методы учета рассеивания энергии в механических системах при полигармонических возмущающихся воздействиях// Вестник машиностроения. 1990. №7. С. 37-39; 4. Ривин Е.И. Динамика приводов станков. М.: Машиностроение, 1966. 204 с.; 5. К вопросу о выборе числа степеней свободы расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины/ А.А. Полунгян, Ф.Х. Бурумкулов, А.Б. Фоминых и др.// Изв. Вузов. Машиностроение. 1969. № 1. С. 165-170; 6. Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Методы учета рассеивания энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях// Вестник машиностроения. 1990. №7. С. 37-39; 7. К вопросу о выборе числа степеней свободы расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины/ А.А. Полунгян, Ф.Х. Бурумкулов, А.Б. Фоминых и др.// Изв. Вузов. Машиностроение. 1969. № 1. С. 165-170); 8. Банах Л.Я. Упрощение расчетных схем динамических систем// Колебания и динамическая прочность элементов машин. М.: Наука, 1968. - 912 с.

УДК 621

Благодарный В.М., Василко К., Андрейчак И. **Приводы малых ветряных электростанций**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 6 - 10.

Выполнен анализ мирового развития ветряных электростанций и намечены пути по улучшению привода малой ветряной электростанции. - Ил. 4, Библиогр. 8.

УДК 621

Благодарный В.М., Павленко Р. **Червячные редукторы пониженной виброактивности**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 10 - 14.

Описаны возможные способы конструирования упругоподатливых червячных колес и червяков для снижения динамических нагрузок, возникающих в редукторах, работающих в условиях реверса и частых пусков и остановов. - Ил. 4, Библиогр. 4.

УДК 629.114-587

Ванцевич В.В., Дубовик Д.А., Андреев А.Ф., Кабанов В.И., Брижанев В.М. **Ступенчатая характеристика привода ведущих колес внедорожных машин**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 14 - 18.

Предложена ступенчатая характеристика привода ведущих колес внедорожной машины, обеспечивающая блокирование привода в тяжелых условиях эксплуатации и симметричное распределение крутящего момента между колесами при движении машины по усовершенствованным опорным покрытиям. Разработаны метод распределения крутящего момента между ведущими колесами и конструктивная схема межколесного дифференциала повышенного трения для внедорожной машины. Приведены результаты экспериментальных исследований опытных образцов разработанного дифференциала. - Ил. 2, Библиогр. 7.

УДК 621.01

Халамонский М.Г. **Диагностирование гидравлических систем**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 19 - 27.

Получены результаты, которые подтверждают предпосылку об измеряемой неравномерности движения штока от его технического состояния (степени износа штока и уплотнения). Обоснована необходимость проведения углубленных исследований с целью по-

лучения зависимостей, необходимых для построения математических, диагностических моделей элементов гидравлических систем. Дальше в исследованиях надо разделить неравномерность движения штока вытекающую из внутренних утечек от неравномерности движения штока вытекающей из внешних утечек. – Ил. 11., Библиогр. 6.

УДК 631.431

Орда А.Н., Гирейко Н.А. **Выбор параметров ходовых систем сельскохозяйственной техники**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 28 - 32.

Рассмотрена методика расчета параметров ходовых колес сельскохозяйственной техники со щадящим воздействием на почву. – Ил. 1, Табл. 1, Библиогр. 9.

УДК 621.88.024

Кузьмин А.В. **Тяговая способность транспортных средств с шаговым движением**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 32 - 35.

Показано, что, с точки зрения тяговой способности преимущества устройства с шаговым движением очевидны. Следует также иметь в виду, что условия сцепления с грунтом затормаживаемых колес описываемого устройства лучше, чем у устройства с приводными колесами. Это связано с тем, что последние при недостаточном сцеплении с грунтом буксуют, выбрасывая его из-под себя и все больше и больше в него углубляясь. Заторможенные же колеса шагового устройства при недостаточном сцеплении перемещаются назад, уплотняя грунт и создавая там дополнительный упор, используемый при последующей попытке движения вперед. – Ил. 1., Библиогр. 2.

УДК 621.88.024

Кузьмин А.В. **О моделировании и некоторых характеристиках поперечных механических волн**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 35 - 42.

На основании проведенных исследований, автор пришел к утверждению, что волна фиксирует и переносит в другое место среды на пути своего распространения тот сгусток массы среды, который получился при ее возникновении, то есть она переносит то состояние среды (характеризующееся избытком или недостатком массы), которое появилось в ней в результате волнообразования. Подчеркнем, что это характерно как для одиночных (одногорбых) волн, так и для симметричных волн гармонического типа наподобие описанных здесь. Этот процесс можно наблюдать и в других средах, в частности в жидкостях. – Ил. 3., Библиогр. 1.

УДК 621.833

Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т., Ткаченко В.Н. **К вопросу проектирования планетарных передач**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 42 - 43.

Представлен подход к выбору параметров планетарных передач на этапе их проектирования, позволяющий учесть качественные показатели их работы графо-аналитическим методом. – Библиогр. 6.

УДК 681.527.3

Строк Е.Я., Горавский С.Л. **Расчет параметров двухкаскадного перепускного клапана с электрическим управлением в режиме разгрузки насоса постоянной подачи**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 43 - 46.

Описывается конструкция компонента гидронавесной системы управления рабочими органами мобильных машин – двухкаскадного перепускного клапана с электрическим управлением. Приведена методика расчета параметров перепускного клапана в режиме разгрузки насоса постоянной подачи, причем для обеспечения высокой точности вычислений расчет выполнен с использованием метода итерации по одному из рассматриваемых параметров. – Ил. 2, Библиогр. 2.

УДК 629.114.2

А. Т. Скойбеда, А. М. Статкевич. **Выбор коэффициента запаса и темпа включения муфты привода ВОМ малогабаритных энергонасыщенных тракторов при работе с энергоемкими машинами**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 47 - 51.

Рассмотрены динамические процессы в приводе ВОМ энергонасыщенных тракторов и обоснованы параметры включения муфты привода ВОМ при работе с энергоемкими сельхозмашинами а также даны рекомендации по выбору динамических параметров рабочих органов сельхозмашин. – Ил. 3, Библиогр. 3.

УДК 629.114

Скойбеда А.Т., Альгин В.Б., Калина А.А. **Методика выбора рациональных параметров системы динамической защиты приводов рабочих органов комбайнов**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 51 - 56.

В качестве исполнительного устройства системы динамической защиты рабочих органов предложена двухрядная кулачковая муфта предельного момента, обеспечивающая: бесшумное срабатывание и демпфирование динамических нагрузок; управляемый разрыв потока мощности до начала торможения вальцов; блокировку от случайного повторного включения прямого движения; автоматическую защиту привода от перегрузок. – Ил. 5, Библиогр. 7.

УДК 621.825.5

Калина А.А. **Моделирование воздействия зеленой массы на питающий аппарат комбайна**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 56 - 59.

Одним из основных путей снижения нагруженности и повышения надежности приводов рабочих органов является защита деталей приводов от перегрузок. Наиболее эффективным методом защиты приводов считается разъединение его частей при помощи предохранительных устройств, в качестве которых в большинстве комбайнов используются кулачковые или шариковые муфты. – Ил. 2, Библиогр. 4.

УДК 623.005: 629.114.2

Атаманов Ю.Е., Таяновский Г.А.. **Проблемные вопросы проектирования двухпоточной трансмиссии колесного трактора**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 59 - 63.

Рассмотрены некоторые аспекты проектного выбора параметров двухпоточной трансмиссии тракторного агрегата, предложена структурно-функциональная схема системы автоматического управления его моторно-трансмиссионно-двигательной установкой. – Ил.1., Библиогр. 4.

УДК 621.01

Семеняко Ф., Н. Метлюк Н., Мыстковский А. **Влияние дифференцирующих устройств на динамические характеристики следящих пневматических приводов**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 64 - 69.

Рассмотрена математическая модель пневматической системы. Дана оценка влияния дифференцирующих устройств на динамические характеристики пневматических приводов. Приведены результаты моделирования.– Ил. 7., Библиогр. 3.

УДК 621.2

Бойко С.А., Королькевич А.В. **О выборе параметров гидравлической системы управления механизмами трактора**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 69 - 72.

Разработана методика расчета гидравлических потерь, быстродействия систем управления КПП, ВОМ, ПВМ позволяющая провести оптимизацию параметров узлов и конструктивных элементов системы управления, быстродействие системы управления с учетом утечек и гидравлических сопротивлений, рассчитать разветвленные потоки по расходам и давлениям в любой точке гидросистемы. - Ил. 2., Библиогр. 3.

УДК 621.825. 44. 004

Бондаренко А.Г., Шпилевский В.И. **Рациональное предварительное натяжение зубчатых ремней**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 72 - 75.

Рассмотрены вопросы выбора рационального значения величины предварительного натяжения ремня в зубчато – ременной передаче. – Ил.1., Табл.1., Библиогр. 5.

УДК 69.002.5 – 82

Леонович И.И., Котлобай А.Я., Котлобай А.А. **О модернизации структуры многомоторных приводов технологических машин**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 75 - 82.

Модульные дозирующие системы позволяют реализовать многомоторный гидравлический привод ходового и рабочего оборудования мобильных строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин. Модульная дозирующая система обеспечивает режим работы, при котором часть модулей работает в режиме закачки рабочей жидкости в напорные магистрали потребителей, а часть – в режиме слива жидкости из контуров потребителей. - Ил. 3., Библиогр. 4.

УДК 621.83.06

Лустенков М.Е. **Мотор-редуктор с двухступенчатой планетарной шариковой передачей**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 83 - 88.

Рассмотрены вопросы создания мотор-редуктора на базе планетарной передачи с промежуточными телами качения в зацеплении. Приведена конструкция редуцирующего узла, рассмотрен алгоритм определения основных геометрических параметров передачи. – Ил.1, Табл.1, Библиогр. 6.

УДК 621.85.052

Скойбеда А.Т., Авсиевич В.Н., Баханович А.Г. **Зависимость колебательных процессов в зубчато-ременной передаче от эксплуатационных параметров**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 88 - 90.

Представлено влияние силы предварительного натяжения и скорости ремня, окружной силы (нагрузки), передаваемой ремнем на величину колебаний и уровень шума. Показаны способы оптимизации шумоколебательных характеристик. – Ил. 1., Библиогр. 7.

УДК 621.85.052

Скойбеда А.Т., Авсиевич В.Н., Баханович А.Г. **Влияние параметров конструкции зубчато-ременной передачи на колебания в процессе работы**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 90 - 92.

Рассмотрены зависимости величины колебаний от размеров зубьев и ширины ремня, углов перекося осей шкивов зубчато-ременной передачи. Даны рекомендации по снижению виброакустической активности данного типа привода. – Ил. 1, Библиогр. 7.

УДК 621.2

Брилевский О.В., Королькевич А.В., Резвинский В.М., Шевченко В.С. **Согласование режимов работы двигателя и гидрообъемной трансмиссии трактора**// Со-

временные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 92 - 96.

Приведены характеристики двигателя трактора, оснащенного полнопоточной гидрообъемной трансмиссией. Обоснованы преимущества данной схемы трансмиссии при автоматическом регулировании режимов работы двигателя. – Ил. 3.

УДК 625.7.08.004.67

Довгяло В.А., Бочкарёв Д.И., Власенко В.М. **Модернизация универсальной машины для ямочного ремонта асфальтобетонных покрытий автодорог**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 96 - 102.

Рассмотрены существующие технологии и машины для производства ямочного ремонта асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог. Выполнена модернизация универсальной машины для ямочного ремонта с применением эмульсионно-минеральных смесей, включая разработку нового рабочего органа. – Ил. 3, Табл. 1, Библиогр. 3.

УДК 621.85.052

Скойбеда А.Т., Жуковец В.Н., Сонич О.А. **Кинематика колесно-шагающего движителя при опоре на башмаки круглого профиля**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 102 - 106.

Рассмотрена кинематика колесно-шагающего движителя при опоре на башмаки круглого профиля. Приведены результаты расчетов кинематических характеристик. – Ил. 2, Табл. 1, Библиогр. 3.

УДК 621.436.03:621.835-41

Жуковец В.Н. **Обеспечение контактной прочности в кулачковом механизме ТНВД**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 106 – 109.

Рассмотрена задача обеспечения контактной прочности в кулачковом механизме ТНВД. Предложены методы ее решения. – Ил. 1, Библиогр. 4.

УДК 62-235

Шарангович А.И., Брилевский О.В. **Анализ принципиальных схем бесступенчатых трансмиссий, выполненных на основе объемной гидропередачи**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 109 - 113.

Проведен анализ схемных решений бесступенчатых трансмиссий, выполненных на основе гидрообъемной передачи. Обоснованы преимущества и недостатки использования таких передач. – Табл. 1.

УДК 621.88.084

Анохин В.М., Николаенко В.Л., Анохин Е.В. **К расчету клиновых механизмов свободного хода**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 113 - 117.

Дана методика инженерного расчета клиновых МСХ с учетом длительной работы в режиме свободного хода. - Ил. 3, Библиогр. 3.

УДК 629.1.02-529-8+631.3.076-592-8-192

Комяк И.М. **Современные конструкции насосно-аккумуляторных приводов тормозов самоходных колесных сельскохозяйственных машин**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 117 - 124.

Рассмотрены гидравлические схемы современных насосно-аккумуляторных приводов тормозов самоходных колесных сельскохозяйственных машин зарубежных производителей. Приводятся конструкции и описание работы тормозных кранов как для одно-, так и двухконтурных тормозных систем. – Ил. 5, Табл. 1, Библиогр. 7.

УДК 629.113

Рогожин В.Д., Метто А.А. **Совершенствование конструкции тормозных механизмов колесных машин**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 124 - 127.

Приведен анализ влияния термонапряженности на надежность и долговечность тормозных механизмов. Рассмотрены существующие конструкции тормозных механизмов. Предложен путь повышения эффективности тормозных механизмов без снижения надежности и долговечности. - Ил. 2, Библиогр. 5.

УДК 629.113

Корсаков В.В., Захарик Ал.М., Захарик Ан.М, Гологуш А.А., Захарик Ю.М. **Определение нагруженности колесной передачи ведущего моста большегрузного автомобиля**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 127 - 132.

Проведено исследование нагруженности колесной передачи ведущего моста большегрузного автомобиля. В расчетных моделях учитывались различные факторы, дополнительно нагружающие зубья зубчатых колес при передаче крутящего момента. – Ил. 3, Табл. 1.

УДК 629.113-585

Захарик Ю.М., Захарик Ал.М., Захарик Ан.М. **Математическая модель дизельного двигателя**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 132 - 134.

Разработана математическая модель дизельного двигателя. Модель формирует характеристики двигателя в зависимости от задаваемого водителем положения педали управления. Приведены допущения, учитываемые при математическом описании. По-

звolyет исследовать функционирование системы автоматического управления сцеплением. Представленная модель построена по модульному принципу и открыта для дальнейших вложений с целью решения других задач моделирования переходных процессов, путем наращивания базовой структуры дополнительными связями, ограничениями и т.д. – Ил. 2.

УДК 629.113-585

Захарик Ю.М., Захарик Ал.М., Захарик Ан.М., Николаенок С.Л. **Функция предикат в вопросах математического описания работы сцепления**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 134 - 137.

Проведено математическое описание работы сцепления сухого трения автомобиля с использованием функции предикат. В расчетной схеме динамической системы учитывались жесткости механической части привода и ведомых дисков сцепления, силы сухого трения, изменение усилий на нажимной диск при работе сцепления. Приведены допущения, учитываемые при математическом описании. Модель автоматически управляемого сцепления формирует момент трения по усилию на вилке сцепления и позволяет исследовать как процесс включения, так и выключения сцепления. – Ил. 1, Табл. 1.

УДК 621.833.01

Даньков А..М., Родионова С.И. **Теоретическая модель расчета длины пути трения в плавнорегулируемых передачах на базе составных зубчатых колес** // Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 138 - 144.

С учетом особенностей передач с составными полисекторными зубчатыми колесами откорректирован известный алгоритм определения длины пути трения в передачах с цельными зубчатыми колесами. По откорректированному алгоритму определены значения и построены графики изменения указанной длины для точек профилей различных зубьев сектора, а также для точек профиля первого зуба в зависимости от изменения его вылета относительно оси вращения. – Ил. 3, Библиогр. 3.

УДК 629.114.2

Скойбеда А.Т., Сонич О.А. **Управление межколесными и межосевыми связями малогабаритных тракторов тягового класса 0.9**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 144 -147.

Рассмотрены вопросы регулирования (управления) параметров ходовых систем и их тягово-сцепных свойств малогабаритных тракторов тягового класса 0.9 с межколесными и межосевыми связями. – Ил. 3, Библиогр. 6.

УДК 621.664:621.833

Янкевич Н.Г., Хорошавин Д.Г., Сахацкий А.М. **Выбор параметров при проектировании объемных гидромашин героторного типа**// Современные методы проектирова-

ния машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 148 - 151.

Рассмотрены зависимости для определения основных геометрических параметров качающего узла гидромашины героторного типа. Даны рекомендации для выбора числа зубьев ротора насоса из условия обеспечения максимального рабочего объема при фиксированных габаритных размерах. – Ил. 2, Библиогр. 3.

УДК 621.831

Борисенко Л.А., Горшкова А.А. **Обоснование возможности применения внутреннего зубчатого зацепления с малой разностью чисел зубьев колес в планетарных редукторах для мехатронных устройств**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 151 - 157.

Рассмотрены особенности внутреннего зубчатого зацепления с малой разностью чисел зубьев колес. Изложены результаты расчета такого зацепления в случае, когда разность чисел зубьев колес равно единице, полученные при применении одной из известных методик расчета внутреннего зацепления. Предложен новый способ расчета такого зацепления. - Ил. 1, Библиогр. 6.

УДК 629.067

Михальцевич Н.Р. **Особенности управления торможением двухколесных мобильных машин АБС**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 157 - 161.

Торможение двухколесной техники, особенно с использованием антиблокировочных тормозных систем, связано с рядом проблем. При движении двухколесных транспортных средств практически всегда имеет место движение колеса с боковым уводом, а при криволинейном маневре - дополнительно - с очень большим. Параметры представленные в данных в статье уравнениях определяются аппаратно с помощью датчиков используемых антиблокировочной системой, либо задаются как постоянные величины. - Ил. 1, Библиогр. 1.

УДК 629.067

Михальцевич Н.Р., Иванов В.Г. **Перспективные антиблокировочные тормозные системы для мотоциклов**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 161 - 165.

Анализ научной литературы и технических разработок в области безопасности транспортных средств показывает, что АБС и другие средства активной безопасности для мотоциклов, роллеров и других двухколесных транспортных средств пока не получают достаточного распространения. Однако... .., определяется функциональным назначением машины (кроссовый, спортивный, туристский etc.), а также стоимостными показателями. На основе предлагаемой антиблокировочной системы возможно дальнейшее развитие систем активной безопасности, разработка противобуксовочной системы и интегрированной системы безопасности. - Ил. 3, Библиогр. 2.

УДК 621.833.389

Пашкевич М.Ф., Рогачевский Н.И., Рогачевский С.Н. **Исследование кинематической точности червячных передач качения**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 165 - 170.

Проанализированы изменения передаточного отношения и погрешности угла поворота ведомого звена червячной передачи качения. Определены угловые зазоры между витком винта и входящим в зацепление и выходящим из него подшипниками колеса.

Проведены экспериментальные исследования кинематических погрешностей пружинно-пальцевой, винтовой пальцевой и червячной передачи 1Ч-80. На основе сравнения передач по их кинематической точности сделан вывод о том, что винтовые пальцевые передачи качения по кинематической точности не уступают традиционным червячным передачам. Ил. 5, Библиогр. 3.

УДК 621.777:67/68

Матвеев К.С., Новиков А.К., Голубев А.Н. **Разработка шнекового экструдера для переработки отходов**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 170 - 174.

Рассмотрены вопросы проектирования и разработки конструкции шнекового экструзионного оборудования для переработки отходов производств легкой промышленности. Описаны проблемы, возникающие при проектировании нестандартного экструзионного оборудования для получения композиционных материалов. Приведена и проанализирована конструкция шнекового экструдера, для переработки отходов легкой промышленности, разработанного и изготовленного в УО «ВГТУ». - Ил. 3, Библиогр. 4.

УДК 621.85.052.44

Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. **Прогрессивные конструкции армированных зубчатых ремней**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 174 - 179.

Рассмотрены и проанализированы существующие конструкции и методы армирования приводных зубчатых ремней, позволяющие повысить их несущую способность. В качестве перспективных предлагаются конструкции зубчатых ремней с втулочно-петлевым армированием. - Ил. 2, Библиогр. 26.

УДК 621.85.052.44

Баханович А.Г. **Зубчато-ременные передачи с повышенной плавностью работы и пониженным шумоизлучением**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 179 - 184.

Рассмотрены и проанализированы конструктивные исполнения зубчато-ременных передач с повышенной плавностью работы и пониженным уровнем акустической эмиссии. - Ил. 3, Библиогр. 26.

УДК 621.85.052.44

Баханович А.Г. Перспективы развития научных основ повышения технических характеристик зубчато-ременных передач// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 184 - 189.

Рассмотрены существующие и предлагаются перспективные пути повышения надежности и долговечности зубчато-ременных передач и их взаимосвязь. – Библиогр. 3.

УДК 621.80

Вабищевич А.Г. Компоновка малогабаритной сельскохозяйственной техники// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 189 - 191.

Рассмотрена возможность учета требований к экологической совместимости ходовой системы и рабочих органов средств малой механизации с почвой. Для проектирования СММ предложен метод «открытой формы», учитывающий соотношение форм энергетического средства с рабочими органами. – Библиогр. 1.

УДК 621.833

Марчук А.С. Метод прямого проектирования эвольвентных зубчатых передач// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 192 - 197.

Описываются возможности прямого метода проектирования зубчатых передач. Метод является альтернативой традиционного метода проектирования, использующего понятие исходного контура. В отличие от последнего, метод прямого проектирования исследует возможности непосредственно эвольвентного зацепления, не обращаясь к параметрам образующего его инструмента. - Ил. 3, Библиогр. 4.

УДК 621.88(076)

Кузин Н.А. Аналитический метод расчета расстояний от точек приложения радиальных реакций подшипников к валу до точки приложения сил в зацеплении редуктора и его применение// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 197 - 200.

Применяя аналитический метод определения расстояний от точек приложения радиальных реакций подшипников к валу до точки приложения сил в зацеплении зубчатой или червячной передачи, взятых вдоль оси вала, можно составлять расчетные схемы валов без выполнения компоновки редуктора. Расстояния, необходимые для составления расчетных схем валов, определяем с помощью расчетов, требующих тех же знаний, которые нужны для выполнения компоновки. С помощью этого метода можно существенно интенсифицировать процесс курсового проектирования деталей машин. – Ил. 2, Библиогр. 5.

УДК 681.86.001.

Осоко С.А., Овчаренко Е.Е., Романова Е.В. **Влияние параметров ленточного конвейера на требуемую мощность привода**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 201 - 203.

Представлены математическая модель и результаты компьютерного моделирования требуемой мощности привода ленточного конвейера при различных скоростях перемещения ленты, ширины ленты и формы поперечного сечения рабочей ветви. – Ил. 2, Библиогр. 3.

УДК 629.113

Ким В.А., Сазонов И.С., Скойбеда А.Т. **Дисковый тормоз транспортного средства с преобразователем кинетической энергии**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 204 - 208.

Рассматривается проблема преобразования кинетической энергии поступательно движущейся массы транспортного средства, с целью исключения относительного скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью при экстренном торможении мобильной машины. - Ил. 4.

УДК 629.113-598.001.66

Амельченко Н.П., Амельченко П.А. **Переходные процессы в системе поддрессоривания колесного трактора**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 208 - 212.

Включение в подвеску элементов релаксации позволит избежать резонансные частоты колебаний. Области гашения частот зависят от соответствующих подборов характер. Показано, что наличие в пассивной системе поддрессоривания системы релаксации демпфирования позволит смещать зону резонансных частот. Смещение зависит от заданной резонансной частоты собственных колебаний системы поддрессоривания. – Ил. 2.

УДК 629.114

Ким В.А. **Вибрации в тормозных механизмах автомобилей**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 213 - 216.

Рассмотрены актуальные вопросы условий возникновения вибрационных процессов и скрипа тормозов при экстренном торможении автомобиля. – Ил. 2, Библиогр. 4.

УДК 629.113-598.001.66

Амельченко Н.П., Амельченко П.А. **Идентификация динамических систем**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 3. Проектирование приводов машин. - Мн., 2004. - С. 216 - 218.

При определении параметров демпфирования в динамических системах возможны два подхода: приведение всех видов трения в системе к линейно-вязкому или использования существующих, готовых нелинейных моделей трения. Второй подход является более точным, хотя и более сложным, и позволяет исследование колебательных систем, с использованием ПЭВМ, при произвольных возмущениях. Наиболее важной задачей стоящей перед расчетчиком является идентификация трения в элементах динамической системы. Обычно идентификацию производят на основе эксперимента или же ориентируются на результаты проведенных исследований других авторов. На основании предложенного подхода, динамическая система трансмиссии может быть приведена в наиболее благоприятных случаях к однокольцевой или даже к рядной системе. — Библиогр. 8.

Научное издание

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК
НАУЧНЫХ ТРУДОВ**

Выпуск 2

В 7 томах

Том 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ МАШИН

Научные редакторы тома: член-корреспондент НАН Беларуси, профессор, доктор технических наук **Л.Г. Красневский**; профессор, доктор технических наук **А.Т. Скойбеда**; профессор, доктор технических наук **В.Б. Альгин**; доцент, кандидат технических наук **Л.В. Курмаз**

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

Ответственный за выпуск П.П. Капуста

Технические редакторы: О.А. Курятова, Е.Н. Юркевич, А.Н. Воробей

Подписано в печать 26.11.04. Формат 60x84/8

Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 26,97. Уч. изд. л. 27,85. Тираж 300 экз. Заказ № 461.

**Издательство УП «Технопринт», лицензия № 02330/0056932 от 30.04.2004.
Отпечатано на УП «Технопринт», лицензия № 02330/0133109 от 30.04.2004.
220013, Минск, пр-т Ф. Скорины, 65, корп. 14, оф. 205, тел. 231-86-93**