

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство транспорта и коммуникаций
Республики Беларусь
Белорусский национальный технический университет
Департамент «Белавтодор»
Факультет транспортных коммуникаций
ГП «БелдорНИИ»



**ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ,
СТРОИТЕЛЬСТВА
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ДОРОГ, МОСТОВ И ПОДЗЕМНЫХ
СООРУЖЕНИЙ**

Материалы
Международной научно-практической конференции,
посвященной 90-летию Белорусского национального технического
университета
21–22 октября 2010 г.
г. Минск

В 2 частях

Часть 2

**СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ
И МЕХАНИЗАЦИЯ ДОРОЖНЫХ РАБОТ**

Минск
БНТУ
2010

УДК 625.7/.8+625.745.1+624.035.4 (082)

ББК 39.311.я43

П 27

Редакционная коллегия:

доктор технических наук, профессор И.И. Леонович
(ответственный редактор);

доктор технических наук, профессор А.В. Вавилов;

кандидат технических наук, доцент И.Н. Вербило;

кандидат технических наук, доцент С.Е. Кравченко;

доктор технических наук, профессор Г.П. Пастушков

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Белорусского
государственного технологического университета Н.П. Вырко;

доктора технических наук, профессора

Белорусского национального технического университета Я.Н. Ковалев,

В.Н. Яромко, В.В. Яцкевич;

кандидат технических наук, доцент, директор ГП «БелдорНИИ»

В.К. Шумчик

В сборнике представлены доклады ученых и специалистов Республики Беларусь, России, Украины и Литвы, вошедшие в программу научно-практической конференции «Перспективные направления проектирования, строительства и эксплуатации дорог, мостов и подземных сооружений», г. Минск, БНТУ. 21 – 22 октября 2010 г.

ISBN 978-985-525-428-3 (Ч.2)

© БНТУ, 2010

ISBN 978-985-525-429-5

*Международная научно-практическая
конференция, посвященная 90-летию
Белорусского национального
технического университета*

Предисловие

В программе Международной научно-практической конференции «Перспективные направления проектирования, строительства и эксплуатации дорог, мостов и подземных сооружений» предусмотрено проведение пленарного заседания и трех секций: автомобильные дороги, мосты и подземные сооружения, строительные машины и механизация дорожных работ. Всего 75 докладов. Доклады по двум первым направлениям включены в сборник «Автомобильные дороги, мосты и подземные сооружения», часть 1. По третьему направлению, в настоящий сборник «Строительные машины и механизация дорожных работ», включено 17 докладов. Авторами их являются четыре доктора технических наук и семь кандидатов технических наук. Доклады охватывают широкий круг вопросов по конструкции машин, математического моделирования гидроприводов, диагностирование грузоподъемных кранов, эксплуатации технических средств, используемых в настоящее время в общегражданском, промышленном, дорожном и мостовом строительстве.

Обсуждение докладов будет проведено при непосредственном участии под руководством Антона Владимировича Вавилова доктора технических наук, профессора, заведующего кафедрой «Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование».

Принятые на секции решения несомненно будут способствовать активизации работ в области дорожностроительного машиностроения, повышению уровня технического обслуживания, содержания и ремонта различных видов дорожных машин, используемых в современном строительстве, совершенствованию подготовки инженерных и научных кадров для интенсивно развивающихся отраслей экономики Республики Беларусь.

Председатель оргкомитета
заслуженный деятель науки и техники БССР,
доктор технических наук, профессор кафедры
«Строительство и эксплуатация дорог» БНТУ И.И. Леонович

УДК 621.876

ВОЗМОЖНОСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЛИФТОВ

Антоневич А.И., канд. техн. наук, доцент

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Введение

Территория Республики Беларусь имеет выгодное географическое положение и удобный рынок для поставки сюда лифтов, кроме того РБ является одним из крупных производителей данной техники. Лифтостроение является одной из отраслей промышленности, характеризующейся большой динамикой развития и рентабельностью, но вместе с тем в ней наблюдается и достаточно жесткая конкуренция производителей. Мировой рынок лифтов представлен следующими фирмами [1]: ОТИС (США), конструкции лифтов которой производят в России, Японии, Украине; *KONE* (Финляндия); Шиндлер (Швейцария); Карачаровский механический и Щербинский лифтостроительные заводы (Россия); Могилевский завод лифтового машиностроения (Беларусь); *Shenyang Brilliant Elevator Co., Ltd* (Китай); ТИСЕН (Германия); Пилава (Польша); Изамет (Болгария); *Mitsubishi* (Япония) и др. Современные темпы развития техники, приводят к тому, что продукция быстро морально устаревает, а также изменяются традиционные понятия в данной области, это и обуславливает данный анализ существующих конструкций лифтов, систем управления и тенденций их развития. В зависимости от привода лифты бывают [2, 3]: электрические, гидравлические и пневматические.

Гидравлические лифты уступают лифтам с электрическим приводом, но позволяют разрешать сложные и технологические решения, например: круглая (в горизонтальном сечении) кабина; полное отсутствие шахты; вход и выход на сопредельных стенках. К отличительным особенностям гидравлических лифтов [4] относят: плавность хода, точность остановки, возможность прямого воздействия

цилиндра при небольшой высоте подъема, а также уникальная возможность установки лифта при наличии одной капитальной (несущей) стенки. Лифты оснащены системой аварийного опускания и открывания при внезапном отключении электроэнергии. Гидравлические лифты используют при небольшой высоте подъема и имеют сложную систему тросов и гидравлических цилиндров, для них не требуются машинного помещения.

Пневматические вакуумные лифты [3] легче в установке, обслуживании и управлении, чем обычные лифты. Они не требуют земляных работ по оборудованию шахты и установку направляющих для лифта и противовеса. Воздушное давление сверху и снизу лифта и есть ключ к движению. Не надо строить специальную шахту и под ней помещения для подъемного механизма. Все устройство – высокая прозрачная труба из поликарбоната, в которой ходит подъемная кабина – поршень, а сверху укрепляется небольшой вакуумный насос высотой не более 30 см. Поршень, плотно прилегающий к шахте – это потолок кабины, изготовленной, в основном, из алюминиевого сплава. Так компания «*Daytona Elevator*» (США) [3] специализируется на производстве вакуумных лифтов для коттеджей. Данные лифты монтируются в 2 – 3 этажных небольших домах. Двери закрываются герметично, а сама кабина вентилируется снизу. Если нужно ехать вниз, клапан наверху шахты понемногу впускает воздух в зону разрежения, плавно регулируя скорость спуска. На спуск не затрачивается энергия. Скорость движения лифта – 0,2 м/с, а грузоподъемность – 210 кг. Двери могут на разных этажах открываться как в одну сторону, так и в противоположную. Во время входа в лифт и выхода из него, кабина фиксируется дополнительными механическими стопорами. Главное преимущество лифта – минимальная переделка дома, небольшая стоимость и быстрая установка. Надежность лифта – высокая, в нем невозможно застрять между этажами или упасть вниз. В лифте установлен датчик разгерметизации и тормоз, смонтированный на крыше кабины. Если отключается электричество, то клапан автоматически закрывается и кабина медленно движется вниз. Единственным заметным недостатком конструкции можно назвать высокий уровень шума – 87 дБ, что сравнимо с весьма шумным пылесосом.

Электрические лифты могут быть [2]:

а) с тяговым приводом, когда канаты лифта двигаются благодаря трению в ручьях приводного шкива лебедки;

б) привод с жесткой кинематикой, когда кабина лифта подвешивается к канатам или цепям, приводимым в движение другими способами, а не трением (например, барабанный привод);

с) привод с линейным индукционным двигателем (LIM), где движущая сила действует непосредственно на кабину или противовес лифта;

д) привод *Schindler Mobile®*: объединяющий свободно стоящие конструкции колонн и кабину, оборудованную автономным приводом.

Наибольшее распространение на сегодняшний день получили распространение лифты с тяговым приводом.

Рынок лифтов представлен следующими типами: пассажирскими (обычными, без машинного помещения, без противовесов и машинного помещения); больничными; грузовыми; панорамными; обзорными; автомобильными; сервисными; скоростными и коттеджными. Следует отметить, что из перечисленных многие также могут быть выполнены как с машинным помещением и без него, например грузовые.

Законодателями в лифтостроении являются такие фирмы, как ОТИС, *KONE*, Шиндлер, *Mitsubishi*.

Так, фирма «ОТИС» существует на мировом рынке с 1982 г. [5]. Именно в Америке впервые был изобретен ловитель, который сделал фактически безопасным пользование лифтами. В 1903 г. был разработан безредукторный электрический лифт. Мировой рынок обязан данному производителю таким нововведениям как: панорамным, высокоскоростным, лифтам с двумя кабинами и с перемещением по горизонтали. Создание Эфелевой башни во Франции было бы не возможно, без наклонного лифта, произведенное фирмой «ОТИС». В 2000 г. появилась модель GeN2 (от английского «второе поколение») – это поистине революционная разработка. Экологически чистый лифт без машинного помещения, не требующий масла, с высоким уровнем комфорта и низким уровнями шума и вибрации. В GeN2 используется армированный полиуретановый ремень, который значительно прочнее стального каната и с большим сроком службы. Запатентованная компанией ОТИС система *Pulse* непрерывно отслеживает состояние стальных канатов

полиуретанового ремня. Малоинерционная лебедка с синхронным двигателем на постоянных магнитах обеспечивает экономию электроэнергии, снижение эксплуатационных расходов и большую точность остановки лифта на этажной площадке. Поскольку лебедка крепится на направляющих, которые крепятся на уровне каждого этажа, усилия передаются на дно приямка лифта, что снижает нагрузки на стены лифтовой шахты и тем самым оптимизировать затраты на ее строительство. GeN2 Comfort имеет грузоподъемность до 1000 кг (13 человек), максимальную высоту подъема 45 м (максимальное число остановок – 16) и скорость 1 м/с. По сравнению с гидравлическими лифтами и электрическими с редукторными лебедками лифт имеет значительно меньшие уровни вертикальной, горизонтальной вибраций, и шума. В данной модели установлена инфракрасная защита дверного проема.

Компания «ОТИС» расходует около 100 миллионов долларов ежегодно на новые разработки, что и обуславливает ее постоянную лидирующую позицию в мировом лифтостроении. Фирма оказывает максимальные удобства клиентам, так можно заказать проект лифта по интернету даже для дома на бумаге.

Компания «KONE» является мировым лидером: объем производства 2-ой в Европе и 3-ий в мире. Компания выпускает пассажирские лифты для жилых зданий *EcoDom*, использующие привод *KONE EcoDisk®* и требующие малое машинное помещение наверху шахты. Лифты без машинного помещения *MonoSpace* используют безредукторный привод *EcoDisk*. Лифты без противовесов и машинного помещения *MaxiSpace* могут иметь кабину на треть большую, чем обычные лифты, расположенные в таких же по размерам шахтах. Механизм подъема – *KONE PowerDisk™* и инновационные гибкие тросовые блоки с тросами высокой прочности. *KONE PowerDisk™* - компактный двигатель, который весит 70 кг. Скоростной лифт *MiniSpace* грузоподъемностью до 3200 кг и скоростью подъема 6 м/с имеет высоту подъема до 180 м. Супер Лифт *Alta* грузоподъемностью до 10 тонн, скоростью до 17 м/с и высотой подъема до 500 м, оборудован двухроторным двигателем с минимальным потреблением энергии. Возможно двухпалубное исполнение лифта. Панорамный лифт *KONE* изготавливается на базе *MonoSpace* и *MiniSpace*. Обзорные лифты *KONE* имеют стоимость в 1,5-2 раза меньше панорамных и бывают двух типов: с застекленной только задней частью кабины

и/или частично двери; с застекленной одной, двух или трех стеной(ами) и/или частично двери. Грузовые лифты *TranSys* имеют грузоподъемность от 1000 до 5000 кг и скорость подъема до 1,6 м/с. Сервисный (малогрузовой) лифт изготавливается на 2 – 5 этажей и имеет грузоподъемность: 5, 50, 100 и 250 кг. Кабины исполняются в проходном варианте (загрузка и разгрузка из противоположных сторон). Автомобильные лифты грузоподъемностью до 10000 кг, скоростью до 4 м/с и «неограниченной» высотой подъема имеют возможность управления водителем непосредственно из кабины машины. Для коттеджей *KONE* выпускает следующие модели: *EcoDom* (дешевый – массового производства), *MonoSpace* – без машинного помещения, автомобильный лифт, грузовые лифты, пассажирские подъемники без приямка. Основные достижения фирмы находятся в разработке уникальных лебедок. Революцией в лифтостроении явился привод *EcoDisk*, не требующий для лифта машинного помещения, потребляющий 60% электроэнергии по сравнению с обычным, имеющий частотное управление и упрощенное сервисное обслуживание, обеспечивающий плавное и бесшумное движение, обладающий регулируемым пуском и высокой точностью останова, комфортностью и безопасностью, простым в использовании. Он характеризуется: малыми оборотами двигателя; высоким быстродействием и динамикой; широким диапазоном изменения частоты вращения; возможностью использования во взрывоопасной и агрессивной среде; большой перегрузочной способностью и сроком службы; КПД – более 90 %; низким перегревом двигателя. Компания «KONE» является лидером в области электропривода лифтов.

Компания «Шиндлер» [5] создала первый в мире лифт без машинного помещения, который не имел канатов и традиционного подъемного оборудования. Движение в лифте осуществлялось за счет колес, которые прижимали его к стенкам шахты. В результате площадь кабины возросла на треть по сравнению с обычными. Модель *Schindler 5300* выполнена с приводными ремнями, т.е. это лифт 2-го поколения. Компания «Шиндлер» характеризуется революционными разработками в области управления. Фирмой была разработана система *Miconic 10TM*, обеспечивающая оптимизацию движения. Пассажир вводит на площадке этаж назначения перед входом в кабину лифта. Система управления отправляет конкретную кабину и сообщает пассажиру, к какой лифтовой площадке он должен подойти.

В результате пассажиры группируются вместе, и тем самым минимизируется количество остановок на пути. Таким образом, обеспечивается оптимальное движение групп лифтов и снижается энергопотребление. Система *Schindler ID* предназначена для идентификации пассажира по магнитной карточке, которую он вводит на панели при входе в кабину и тем самым обеспечить доступ на тот или иной этаж. *SchindlerMobile®* [2] включает свободно стоящую конструкцию вертикальной направляющей стойки и самодвижущееся средство, установленное на кабине лифта. Эта уникальная лифтовая система не нуждается ни в машинном помещении, ни в жесткой шахте, как в типовой конструкции лифтов. Передача шума в здание незначительная. Ключевыми компонентами данной конструкции являются две свободно стоящие полые алюминиевые колонны с особыми ходовыми поверхностями для направления кабины вдоль вертикальной траектории. Каждая колонна сбоку поддерживается звукоизолирующими кронштейнами, прикрепленными только к одной стене наверху и к плите пола. Самодвижущееся средство состоит из пассажирской кабины, частотно-регулируемого привода и микропроцессорной системы управления. Часть системы состоит из приводных колес с приводным блоком и не приводных колес, расположенных с противоположной стороны колонн, с пружинным механизмом прижатия для создания достаточного сцепления колес фрикционного привода. Этот простой принцип облегчает кабине движение вверх и вниз вдоль колонн без подвесных канатов. Лифт имеет два противовеса, связанные с рамой кабины подвесными канатами, которые двигаются внутри стоек и направляются роликовыми башмаками. Привод состоит из асинхронного электродвигателя, механического редуктора, дискового тормоза и преобразователя частоты. Редуктор представляет собой волновую передачу, отличающуюся высокой эффективностью, низким уровнем шума, небольшими габаритами.

Линейный индукционный привод (*LIM*) – довольно новая революционная разработка в лифтовой технологии [2]. Могут применяться две основные концепции привода LIM: двигатель линейной индукции составляет часть конструкции противовеса, а механическая связь между кабиной и противовесом осуществляется посредством подвесных канатов, огибающих не приводной шкив наверху шахты. Другой подход к новой концепции – безканатный лифт с приводом *LIM* предложен корпорацией *Mitsubishi Electric*,

как эффективное решение вертикального транспорта, для сверхвысотных зданий будущего. Инженеры *Mitsubishi* предлагают систему из нескольких лифтов, движущихся в одной шахте. Линейный двигатель имеет плоскую форму. Статор состоит из четырех частей симметрично расположенных в шахте вдоль направляющих. Вторая роторная часть 2 двигателя представлена постоянным магнитом, закрепленным на боковых стенках кабины.

Самые быстрые и интеллектуальные лифты производят в Японии две промышленные корпорации *Mitsubishi Electric* и *Toshiba Elevator and Building Systems* [6]. По сравнению с обычными при создании этих лифтов конструкторам приходится решать много сложных задач: преодоление сопротивления воздуха в шахте; подавление вибраций разнообразного происхождения и шума; плавный, но быстрый разгон; надежные аварийные системы. Огромной проблемой становится трос, имеющий собственную резонансную частоту колебаний и постоянно меняющуюся по мере разматывания/сматывания. Кабина и противовес выполняются обтекаемыми. Герметичная кабина оборудуется системой кондиционирования, контролирующей давление воздуха внутри кабины и уменьшающая «декомпрессионный» дискомфорт при быстром перемещении по вертикали. Устанавливаются кремниез-азотные керамические тормозные устройства, выдерживающие тысячеградусный нагрев. Гидравлический демпфер на дне шахты имеет ход сжатия 6 м. Специальный подавитель вибрации троса учитывает не только движение лифта, но и колебания самого здания. Система управления меняет не только скорость лифта, но следит за ускорением/замедлением лифта и расставляет лифты по этажам при отсутствии вызовов. Система, предохраняющая пассажира от защемления дверьми, выполнена на базе лазерных технологий.

Отечественные лифты отличаются невысокой стоимостью и средними техническими скоростями. В данной отрасли стоит задача производства лифтов для новых зданий не выше 9 этажей, а также для замены отслуживших свой ресурс лифтов для домов старой постройки. Появление зданий этажностью от 12 до 40 этажей и выше, ставит следующую задачу перед лифтостроителями. Для решения 1-ой задачи требуются низкоскоростные лифты (0,5 – 1м/с) стандартной грузоподъемностью. В настоящее время еще используются конструкции, имеющий двухскоростной привод и лифтовой червячный редуктор. К преимуществам старых лифтов, имеющих

релейно-контакторную схему управления, следует отнести: надежность, простоту в обслуживании, возврат электроэнергии обратно в сеть – при работе двигателя в режиме рекуперативного торможения. К недостаткам – плохие энергетические показатели (завышенная мощность двигателя) и устаревшие конструктивные решения. Отсутствие регулирования динамических процессов при пуске и торможении приводят к большим скачкам тока и продолжительности переходного процесса. Все это приводит к завышению мощности приводного двигателя и как следствие к плохим энергетическим показателям. Кроме того при переходе на низкую скорость движения лифта К.П.Д двигателя падает на 30%. Применение микропроцессорных систем управления (станции УЛ) позволило снизить потребление электроэнергии самой станцией; осуществить диагностирование работы лифта; дало возможность последующей модернизации и оставило возможность рекуперации энергии. К недостаткам следует отнести нерегулируемый привод, интенсивный износ механической части, необходимость дополнительного охлаждения двигателя, невысокую скорость перемещения кабины, сложную для понимания обслуживающим персоналом схему управления, плохие энергетические показатели. В настоящее время на отечественных лифтах применяют редукторную лебедку с асинхронным двигателем и преобразователем частоты. Это позволяет [7] использовать более дешевый односкоростной асинхронный двигатель; увеличить срок службы и надежность лебедок – за счет идеального разгона и торможения, и тем самым снижения динамических нагрузок; обеспечить снижение энергопотребления за счет снижения токов при разгоне и торможении двигателя; уменьшить износ тормозных колодок, так как тормоз здесь в основном используется для удержания кабины; обеспечить большую точность остановки; увеличить комфортность для пассажиров, более плавное движение кабины; повысить $\cos \varphi$; понизить уровень шума. К недостаткам следует отнести возрастание стоимости, удорожание обслуживания вследствие необходимости привлечения высококвалифицированного обслуживающего персонала; отсутствии на некоторых частотных приводах возможности возврата энергии в сеть. Так, в частотном приводе «Магнус», используемом для привода дверей кабины, для удержания дверей в закрытом состоянии, постоянно затрачивается электрическая мощность, что является экономически необоснованным. Кроме того, в основном

применяется векторный (бездатчиковый) частотный привод, поэтому есть вероятность сбоя предварительных уставок и необходимость последующего репрограммирования параметров привода. Поэтому необходимо применение частотных приводов с возможностью рекуперации энергии и возможность перенастройки параметров (адаптации) в процессе работы электропривода; необходимость набора защит от перегрузок. Что касается двигателя, то для работы с безредукторными лебедками лучшим является синхронный двигатель с возбуждением от постоянных магнитов: имеющий лучший по сравнению с асинхронным двигателем К.П.Д. при низких скоростях движения и меньшие весо-габаратные характеристики; для привода синхронного двигателя необходим опять же частотный привод меньшей стоимости и мощности [8].

Заключение

Современные конструкции лифтов обусловлены существующими тенденциями развития лифтостроения:

- Применение новых конструкционных материалов;
- Совершенствование конструкции и дизайна кабин и оборудования посадочных площадок;
- Совершенствование конструкции всех систем оборудования лифта с целью снижения уровня шума и вибрации в здании и в кабине лифта; отслуживших свой ресурс
- Повышение надежности устройств, обеспечивающих безопасное применение лифтов;
- Совершенствование систем привода;
- Совершенствование систем управления;
- Снижение энергопотребления.

Для улучшения характеристик отечественных лифтов:

- Следует использовать безредукторные лебедки с частотным приводом синхронного двигателя с возбуждением на постоянных магнитах, что приведет к снижению энергопотребления и повышению надежности работы привода;
- Для тихоходных (до 1 м/с) лифтов для зданий небольшой этажности до 16 этажей в качестве тяговых элементов кабины и противовеса использовать армированный полиуретановый ремень, что снизит: весо-габаритные показатели лебедки; уровень вибраций и шума

и тем самым улучшит комфортность езды на лифте; повысит точность остановки лифта на этажной площадке;

- Для привода двигателя использовать датчиковый частотный привод с возможностью рекуперации электроэнергии в сеть, что приведет к снижению энергопотребления.
- Для лифтов со скоростью выше 1м/с и для зданий от 17 до 40 этажей в качестве тяговых элементов использовать канаты;

Литература

1. Портал [Электронный ресурс]. – [Б.г.]. – Режим доступа: <http://tehportal.com.ua>. – Дата доступа: 04.05.2010.

2. Яновски, Любомир. Проектирование механического оборудования лифтов / Любомир Яновски; перевод И.А.Иноземцевой; под ред. С.Д. Бабичева: научный редактор Г.Г. Архангельский. – Москва: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2005. – 333 с.

3. Daytona Elevator [Electronic resource]. – Florida, 2004. – Mode of access: <http://www.daytonaelevator.com>. – Date of access: 04.05.2010.

4. Гидравлические лифты: учебн. пособие для вузов по специальности «Механизация и автоматизация стр-ва» направление подгот. дипломир. специалистов «Стр-во» / Г.Г.Архангельский, С.Д. Бабичев, М.А. Ваксман, В.С.Котельников; под ред. Г.Г. Архангельского. – Москва: Изд-во Ассоц. строит. вузов, 2002. – 346 с.

5. Лифт-Википедия [Электронный ресурс]. – [Б.г.]. – Режим доступа: ru.wikipedia.org/wiki/лифт. – Дата доступа: 08.05.2010.

6. MEMBRANA|Быстрейшие лифты. Часть...[Электронный ресурс]. – М.,[Б.г.]. – Режим доступа: <http://www.membrana.ru/articlrs/technic/2004/05/13/161800.html/>. –Дата доступа: 08.10.2010.

7. Пожаров, Д.И. Возможности совершенствования электропривода лифта / Д.И. Пожаров // Светотехника и элетроэнергетика. – 2009. – № 2. – С. 23–27.

8. Виноградов А., Бездатчиковый электропривод подъемно-транспортных механизмов / А. Виноградов, А. Сибирцев, С. Журавлев // Силовая электроника. – 2007. – № 1. – С. 79–84.

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Бракоренко Д.Д., доцент

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

В дорожном строительстве свыше 30 % перевозок без перегрузок осуществляется наиболее мобильным и массовым видом транспорта. На этот транспорт приходится более 80 % перевозок грунта, строительных материалов, длинномерных грузов, строительных конструкций, технологического оборудования и строительных машин.

В процессе эксплуатации техническое состояние машины ухудшается и надежность ее снижается вследствие усталости, износа и коррозии деталей. Износ и коррозия приводят к появлению биения и стуков в сопряженных деталях и повышению динамических нагрузок. Условия и характер работы деталей изменяется, снижается работоспособность и ухудшаются эксплуатационные свойства машины.

Например, при изнашивании деталей механизма газораспределение двигателя ухудшаются условия впуска в цилиндры воздуха и выпуска из них отработанных газов, что влечет за собой снижение мощности и экономичности двигателя.

На интенсивность изнашивания оказывает влияние большое число факторов, которые можно условно разделить на две группы: на уровень которых транспортные предприятия не могут воздействовать и на уровень влияния которых могут воздействовать.

Наибольший интерес для строительно-дорожных предприятий представляют факторы второй группы. Рассмотрим наиболее существенные из них.

Задача состоит в том, чтобы каждый раз, когда машина в результате старения становится неработоспособной, проводить необходимый комплекс воздействий, в той или иной мере восстанавливающих ее работоспособность. Эти воздействия заключаются

в техническом обслуживании и ремонте машины. При техническом обслуживании выполняют необходимые очистительно-моечные, крепежные, смазочные, регулировочные и другие работы, связанные с предупреждением отказов; при ремонте восстанавливают или заменяют изношенные детали.

Известно, что межремонтный срок службы дорожно-строительных машин далеко не одинаков. Эта разница зависит не только от разнообразия условий эксплуатации, но и от качества ремонта и технического обслуживания. Повышение качества требует, прежде всего, соблюдения установленных правил технического обслуживания. Высокая культура технической эксплуатации – одно из важнейших условий улучшения работы и продления срока службы машин. Соблюдать его можно только при глубоком знании закономерностей изменения состояния машин, обусловленных, в основном, процессом изнашивания деталей в условиях эксплуатации.

Детали машин и механизмов изнашиваются вследствие многих вредных воздействий, возникающих при трении сопряженных поверхностей.

Изнашивание – процесс изменения формы и размеров детали или ее разрушения под действием различных факторов (главным образом трения).

При работе машины на сухих грунтовых дорогах вместе с топливом, маслом и воздухом в ее агрегаты попадает большое количество пыли, что приводит к интенсивному изнашиванию деталей двигателя, особенно деталей цилиндропоршневой группы, втулок, шкворневых соединений и др.

Современные воздухоочистители при правильной эксплуатации задерживают до 98,99 % пыли, содержащейся в воздухе, и только 1,2 % поступает с воздухом в цилиндры двигателей. Поэтому воздухоочистители необходимо всегда содержать исправными, проверять состояние фильтрующих элементов и качество масла.

Повышение долговечности двигателя во многом зависит от поддержания оптимального теплового режима в процессе работы.

Наибольшее влияние на тепловой режим двигателя оказывает температура окружающей среды.

При снижении температуры нагрева двигателя до 80 °С интенсивность износа стенок цилиндра резко возрастает вследствие

изменения условий трения, конденсации паров воды и продуктов неполного сгорания, смывания смазки со стенок цилиндров.

Термостат или устройство для отключения вентилятора, жалюзи и шторки перед радиатором системы отключения, масляный радиатор в системе смазки способствует поддержанию оптимального теплового режима двигателя, снижает износ его деталей и повышает топливную экономичность.

Для контроля температурного режима двигателя на машинах должны быть исправные указатели температуры охлаждающей жидкости. При этом необходимо систематически проверять правильность показаний приборов.

Режим работы двигателя в процессе эксплуатации зависит от технических приемов управления машиной. Мастерство управления оказывает большое влияние на срок службы агрегатов и механизмов машины.

Для машин на пневмоходу большое влияние на срок службы оказывает перегрузка шин. Она может быть не только следствием общей перегрузки машины, но и результатом неправильного расположения груза в кузове, а также перевозки длинномерных грузов без прицепа.

На надежность технического состояния тягово-транспортной машины и расход топлива влияют и другие эксплуатационные факторы: длина езды, состояние дороги, время года, температура и др.

Приспособление машины к определенным условиям работы, предусмотрительность машиниста и расчетливое вождение уменьшают, а иногда и полностью устраняют отрицательное влияние неблагоприятных условий эксплуатации.

Огромное влияние на износ агрегатов тягово-транспортной машины и расход топлива оказывает качество топлива и смазочных материалов, применение их в соответствии с конструктивными особенностями машины, климатическими и сезонными условиями.

Резко ухудшают эксплуатационные свойства машины несоблюдение периодичности и низкое качество выполнения работ по техническому обслуживанию.

Правильной регулировкой механизмов и агрегатов машины можно снизить расход топлива на 20 %.

Нарушение давления воздуха в шинах резко снижает срок их службы и безопасность движения машины.

Как повышение, так и особенно понижение давления по отношению к нормальному уменьшает пробег шины. Например, незаметное по внешнему виду шины снижение давления на 10 % почти на столько же уменьшает ее пробег, а повышение давления на 10 и 20 % снижает пробег шины соответственно на 5 и 10 %.

Наблюдения показывают, что неправильная и несвоевременная регулировка приборов системы питания, зажигания, газораспределительного механизма значительно ухудшают экономичность и снижают мощность двигателя.

Приведенные примеры не исчерпывают всего многообразия случаев влияния эксплуатационных факторов на надежность тягово-транспортной машины в эксплуатации. Однако они убедительно показывают, что высококачественное и своевременное выполнение технического обслуживания позволяет значительно улучшить техническое состояние машины, повысить срок ее службы, снизить затраты на эксплуатацию и повысить безопасность движения.

Одним из важнейших в настоящее время эксплуатационных факторов является топливная экономичность машины.

По результатам опытов, проведенных в НИИАТ (Москва) изношенные двигатели, поступившие в капитальный ремонт в рабочем состоянии, при испытаниях показали повышенный на 20 % расход топлива. После замены и регулировки на них приборов питания расход топлива оказался повышенным только на 4...6 %.

Система питания при нарушении отдельных регулировок может быть причиной повышения до 30 % расхода топлива.

Большинство неисправностей при правильной организации технического обслуживания тягово-транспортной машины можно своевременно устранить или предупредить и тем самым свести к минимуму их вредное влияние на техническое состояние машины.

Опыт показывает, что путем совершенствования организации труда и производства затраты рабочего времени на текущий ремонт можно снизить примерно на 55 %.

Большое влияние на частоту тягово-транспортных машин, а следовательно, и на простой в ремонте оказывает влияние квалификация работающих на этих машинах.

Существующая система технического обслуживания предусматривает единую периодичность выполнения регулировочных операций за топливной аппаратурой. Практика эксплуатации показывает,

что существующая периодичность без учета интенсивности использования и загрузки машины зачастую не отвечает возросшим требованиям использования новой техники.

В настоящее время наука и практика располагают многочисленными методами определения периодичности технического обслуживания машин. Практическое их применение обуславливается назначением машин, механизмов, систем, а также достигнутой при этом надежностью.

Литература

1. Строительные машины: учеб. для вузов по спец. ПГС / Д.П. Волков [и др.]; под общ. ред. Д.П. Волкова. – М.: Выш. шк., 1988. – 319 с.
2. Шумик, С.В. Основы технической эксплуатации автомобилей / С.В. Шумик. – Минск: Выш. шк., 1981. – 280 с.
3. Тракторы / Я.Е. Белоконь [и др.]; под общ. ред. Я.Е. Белоконя. – Киев: Урожай, 1987. – 504 с. – (Пособие для сел. ПТУ).

УДК 631.311

О СОЗДАНИИ КОРЧУЮЩЕГО АГРЕГАТА ДЛЯ МЕЛИОРАТИВНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА

*Вавилов А.В., д-р техн. наук, профессор,
Быков В.Е.*

**Белорусский национальный технический университет
(г. Минск, Республика Беларусь)**

Введение

Укреплению экономического потенциала нашей страны в значительной степени способствует всемерное развитие агропромышленного комплекса и его главного звена – сельского хозяйства. Большое значение при этом придается повышению устойчивости сельскохозяйственного производства. В достижении этой цели значительная роль принадлежит мелиорации земель, которая, в сочетании с механизацией и химизацией сельского хозяйства, обеспечивает повышение плодородия земель, наиболее рациональное

использование сельскохозяйственных угодий, материально-технических и трудовых ресурсов.

В связи с возрастающими объемами мелиоративного строительства в нашей стране в последнее время вызывает необходимость активизации деятельности по созданию более совершенной, высокопроизводительной и экономичной мелиоративной техники, средств автоматизации водохозяйственных сооружений, машин и оборудования, специально предназначенных для ремонта и эксплуатации мелиоративных систем. Большая роль в выполнении объемов работ отводится комплексной механизации работ.

Основа механизации и автоматизации – это машины, применение которых облегчает труд, повышает производительность, способствует снижению себестоимости и улучшению качества работ, ускоряет темпы строительства, обеспечивает выполнение больших объемов работ в короткий срок.

Механизация мелиоративных работ и проблемные вопросы.

Для производства мелиоративных и водохозяйственных работ применяют как мелиоративные, так и строительные машины. В настоящее время мелиоративное производство страны располагает большим количеством и разнообразием таких машин. Среди них: экскаваторы, бульдозеры, скреперы, катки, автогрейдеры, подъемные краны, каналоочистители, машины для орошения, каналокопатели и большое количество других типов машин, в том числе средств малой механизации.

Недостаточное финансирование эксплуатационных работ в мелиорации привело к тому, что ранее созданные мелиоративные системы перестали давать прежний эффект в аграрном секторе. Физически и морально устарел парк мелиоративных машин, поэтому для поддержания мелиоративных систем на должном уровне необходимо создание и применение новой эффективной техники.

На кафедре «Строительные и дорожные машины» БНТУ такая работа проводится, начиная с создания системы машин для комплексной механизации под современные технологии в мелиорации. Для того чтобы создаваемые технические средства были конкурентоспособны, идет поиск их значительного удешевления. Основными путями снижения себестоимости машин, на наш взгляд, являются: создание многофункциональных машин на базе отечественных

шасси, высокий процент унификации на межотраслевом уровне, снижение их материалоемкости и т.д.

Целесообразным представляется установка на базовую машину легкосъёмного манипуляторного оборудования для монтажа на него так же легкосменяемых рабочих органов различного функционального назначения.

Рабочее оборудование предназначается для выполнения конкретной полезной работы и изготавливается применительно к требованию того или другого вида работ.

Рабочее оборудование реализует мощность двигателя, потребляет усилия и скорости, развиваемые двигателем и преобразованные трансмиссией применительно к условиям работы, выполняемой машиной.

Известно большое количество самых разнообразных работ, выполняемых в мелиоративном строительстве, и каждой выполняемой работе соответствует свой рабочий орган с определенными, оптимальными для данной работы скоростями, усилиями, траекторией, а также со специфическими размерами и формой.

Однако, если для каждого вида работ создавать специальную машину, то перед народным хозяйством стала бы невыполнимая задача изготовления огромного количества типов машин.

Поэтому в народном хозяйстве стремятся изготавливать небольшое количество базовых машин различной мощности (тракторы, автомобили, экскаваторы и др.), и, вместе с тем, большое количество сменного рабочего оборудования к этим машинам (например, трактор успешно работает с рабочим оборудованием бульдозера, скрепера, трубоукладчика и т. д.).

Машины для подготовки земель к освоению.

В мелиоративном строительстве при подготовке земель к освоению выполняют следующие виды работ: очистку от кустарников, деревьев, корчевание и сбор пней; сбор, погрузку и транспортировку растительности, очистку от камней и корневых остатков, выравнивание полей, первичную вспашку, разделку пласта, вспашку поверхности, прикатывание болотно-торфяных почв и т.д.

Машины для подготовки земель к освоению делят на следующие подгруппы: кусторезы – для срезания древесно-кустарниковой растительности; корчевальные машины – для сплошного удаления растительности, подборки, собирания, погрузки и транспортирования

снятой растительности и камней; универсальные рамы с набором сменных рабочих органов; камнеуборочные; специальные плуги; специальные бороны; почвообрабатывающие фрезы; сельскохозяйственные катки; выравниватели (планировщики) осушаемых земель.

Корчевальные машины удаляют пни, кустарник и мелколесье вместе с корневой системой.

Корчевка пней требуется, если они мешают проведению полевых работ или освоению земельного участка. Кроме того, пни, находящиеся рядом со здоровыми деревьями, зачастую представляют опасность. Они являются источником спор дереворазрушающих грибов, местом для зимовки и размножения стволовых вредителей. Причем при удалении деревьев необходимо сразу корчевать и пни, пока не начался процесс гниения для предотвращения заражения здоровых деревьев болезнями от гниющих пней.

По способу корчевания машины и орудия модно разделить на следующие подгруппы: с канатной тягой; машины корчующие пни зубьями или рычагами с комбинированным движением – поступательным перемещением и подъемом; машины корчующие пни зубьями или крюками с поступательным перемещением, машины с грайферным захватом; комбинированные.

Современные корчеватели удаляют пни путем разрыва корней толкающим усилием трактора с одновременным приложением вертикального усилия, создаваемого гидроцилиндрами подъема и поворота отвала. При корчевании, сгребании и транспортировании выкорчеванной (или срезанной кусторезами) древесины эти машины перемещают в валы и кучи значительно (до 300 тонн/га) количества почвы. Большое количество почвы остается на пнях, образуются большие подпневые ямы. Поэтому необходима последующая планировка площади.

Очевидно, что при выполнении подготовительных работ, как в мелиоративном, так и в дорожном строительстве, корчевание пней, а также удаление крупных камней, является одним из энергоемких процессов. Использование широко известных корчевателей циклического действия приводит не только к большим энергозатратам, но и к уничтожению плодородного слоя почвы, который должен быть сохранен. Более рациональным является использование сменных рабочих органов к строительным машинам многоцелевого назначения.

Разработки кафедры СДМ БНТУ

Кафедрой СДМ БНТУ разработан сменный корчующий рабочий орган (СКРО) к гидравлическому экскаватору 4-й размерной группы. СКРО состоит из блока ножей, производящего операции корчевки (извлечения) пня и при необходимости предварительного подрезания боковых корней, приводимого в действие от гидроцилиндра ковша и упора с амортизатором, выполняющих функции удержания рабочим органом выкорчеванного пня и обеспечения удобства разгрузки.

Опытный образец СКРО при испытаниях обеспечил производительность корчевки, равную 45 – 100 шт./ч., что в 1,5 – 2,5 раза выше, чем показатели традиционных корчевателей и бульдозеров за счет корчевания группы пней с одной стоянки.

СКРО можно также с успехом использовать для проведения погрузочно-разгрузочных работ.

Замена ковша на СКРО может производиться машинистом экскаватора самостоятельно и за короткое время.

СКРО требует значительно меньше затрат на изготовление и эксплуатацию, чем корчеватели и бульдозеры.

Достоинства предлагаемой конструкции: простота изготовления, малая масса, высокая производительность и экономическая эффективность.

Этот метод удаления пней имеет массу преимуществ перед традиционным корчеванием:

- не наносится ущерба элементам ландшафта (растениям, газону и проч.), т.к. нет необходимости выкапывать траншею вокруг пня (как при корчевании);
- исключается опасность повреждения корней соседних деревьев (что неизбежно при корчевании пней);
- сроки работ сокращаются во много раз;
- имеется возможность удалить пень в крайне стесненных условиях - непосредственной близости от строений, дорожек, деревьев и т.д.;
- максимально упрощается последующий процесс декорирования места удаленного пня (после удаления остается маленькая ямка).

В настоящее время в связи с поступающими запросами от эксплуатирующих организаций на кафедре СДМ БНТУ ведутся работы по созданию СКРО к гидравлическим экскаваторам 3-й размерной группы, выпускаемых ОАО «Кохановский экскаваторный завод»,

а также СП «Святовит» ООО и достаточно широко применяемых в мелиоративном строительстве. Так, например, экскаватор ЭО-3223 – одноковшовый, гидравлический, полноповоротный на гусеничном ходу. Он является универсальной машиной, которая может использоваться как при выполнении мелиоративных работ, для работы на слабых грунтах, так и в промышленном, гражданском, сельском строительстве, благодаря сменным тракам шириной от 600 до 900 мм с использованием имеющихся сменных рабочих органов (8 видов).

Рабочее оборудование циклического действия состоит из стрелы длиной 4,5 м, рукояти длиной 1,8–4,5 м и ковшей емкостью до 0,8 м³.

Комбинируя стрелу с различными рукоятями и ковшами, можно получить различные глубины, радиусы резания и производительности экскаватора. Специально для ремонта (очистки) широких каналов изготавливается рабочее оборудование – удлиненная обратная лопата, состоящая из стрелы длиной 6 м, рукояти длиной 4,5 м и очистного ковша шириной 2 м, емкостью 0,32 м. куб.

По нашему мнению в качестве сменного рабочего органа к данному экскаватору кроме традиционной лопаты может быть с успехом использован и корчеватель.

Заключение

Применение СКРО к экскаваторам, как 3-й, так и 4-й размерной группы и их использование в мелиоративном строительстве позволит не только повысить производительность и качество выполняемых работ, но и снизить себестоимость как самих работ, так и применяемых машин и оборудования.

Литература

1. Купченко, А.И. Механизация мелиоративных и водохозяйственных работ: учебное пособие / А.И. Купченко, А.В. Вавилов. – Мозырь: РИФ «Белый ветер», 2000. – 288 с.
2. Мелиоративные и строительные машины / Б.А. Васильев [и др.]. – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Агропромиздат, 1986. – 431с.
3. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад [и др.]; под общ. ред. Г.Е. Листопада. – М.: Агропромиздат, 1986. – 688 с.

**ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ – ГЛАВНАЯ
ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ ЛЮБОЙ СТРОИТЕЛЬНОЙ
И ДОРОЖНОЙ МАШИНЫ**

Вавилов А.В., д-р техн. наук, профессор

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Республика Беларусь располагает достаточно мощным производственным потенциалом строительного, дорожного, подъемно-транспортного и коммунального машиностроения, продукция которого в значительной степени удовлетворяет потребности страны в средствах механизации. Для разработки, производства, эксплуатации и ремонта современных машин и оборудования нужны квалифицированные инженерные и научные кадры. Готовят специалистов высшей квалификации для данного направления на соответствующих кафедрах в трех университетах республики – Белорусском национальном техническом в Минске, Белорусско-Российском в Могилеве и Белорусском государственном университете транспорта в Гомеле. Старейшей среди них является кафедра «Строительные и дорожные машины» БНТУ.

Коллектив кафедры СДМ занимается разработкой научных основ создания конкурентоспособной, энерго- и ресурсосберегающей строительной техники, прогнозированием ее развития на перспективу. Разработаны методология проектирования и производства многофункциональных машин, системный подход формирования их комплексов; методы выбора эффективных вариантов механизации под перспективные технологии строительного комплекса; требования к комплексам машин, обеспечивающих мировой уровень реализации технологических процессов; методы экономического проектирования машин и технологических комплексов. Заложены технологические основы создания нового поколения машин для выполнения самых трудоемких подготовительных работ в строительном комплексе, обеспечивающих сохранение и рациональное использование природных ресурсов.

Разработанная методология предусматривает, в частности, внесение метода кооперационного сотрудничества между разноподчиненными предприятиями, который в мире получил название субконтракции. Его сущность состоит в следующем: контрактор-завод поручает нескольким предприятиям (субконтракторам) производство деталей и комплектующих, необходимых для производства конечного продукта, В субконтрактных отношениях окончательный потребитель машин и оборудования является третьей стороной, стоящей вне рамок договорных отношений между контрактором и субконтрактором.[1].

В роли субконтрактора, как правило, выступают малые и средние специализированные предприятия. В Республике Беларусь есть машиностроительные предприятия, которые уже сегодня выполняют функции субконтракторов.

Так, Минский ПКТИ выпускает редукторы – составные части механических трансмиссий строительных машин; завод «Строймаш» осваивает выпуск гаммы гидроцилиндров, которые реализуются многими машиностроительными предприятиями, и т.д.

Для контрактора важнейшей задачей является концентрация усилий и ресурсов на стратегических направлениях. Это сокращает сроки постановки на производство новых машин, повышает производительность труда и конкурентоспособность предприятия, сокращает запасы комплектующих на складах и ускоряет оборачиваемость средств в производстве.

Субконтракторы имеют невысокие издержки производства за счет более меньшей чем в крупных компаниях, оплаты труда работников, меньших размеров и простоты структуры управления. Широкое применение вышеуказанного метода будет содействовать производству субконт-ракторами унифицированных узлов общего назначения, которые найдут применение на различных типах машин, а значит, облегчится процесс их эксплуатации.

Таким образом, внедрение описанного выше метода кооперационного сотрудничества между белорусскими машиностроительными предприятиями, производящими технические средства, в том числе и для строительного комплекса, позволит им достичь высокой эффективности производства благодаря разделению труда, специализации, рациональному использованию имеющихся мощностей

и оптимизации использования всех ресурсов, а значит, существенно снизить затраты на создание машин.

При внедрении метода субконтракции актуальными являются вопросы создания качественно новых видов машин, а также широкой модернизации существующих машин и установок для обеспечения и автоматизации работ в строительном комплексе республики.

Не менее важно повышение грузоподъемности и надежности машин при одновременном значительном снижении их металлоемкости благодаря применению новых кинематических схем, более совершенных методов расчета, использованию рациональных облученных профилей проката, новых материалов, а также профессиональной технологии машиностроения (новые методы термообработки, нанесение упрочняющих покрытий и др.). Отметим, что надежность – это понятие комплексное. Оно включает в себя не только безотказность и долговечность, но и ремонтпригодность, сохраняемость, т.е. свойства, определяющие эффективность использования техники в заданных условиях эксплуатации.

Актуально на этапе создания машин увеличение их производительности вследствие применения широкого регулирования скоростей механизмов, автоматического, полуавтоматического и дистанционного управления с использованием микропроцессорной и электронно-вычислительной техники как для управления работой машин, так и для расчетов и проектирования; создание специальных захватных и других подъемных агрегатов, а также улучшение условий труда благодаря применению установок для охлаждения и очистки воздуха в кабинах и других мероприятиях.

В Беларуси уже определила ряд предприятий, выпускающих подъемно-транспортные и строительные машины, которые успешно выполняют функцию подрядчиков, выпуская качественно новые виды техники. Так, СП ЗАО МАЗ-МАН выпускает фронтальный погрузчик ВМЕ-1560 грузоподъемностью 1,5 т с вырывным усилием 3000 кг, высокая проходимость которого достигается применением ведущих мостов с самоблокирующимися дифференциалами итальянского производства. На машине установлен двигатель Минского моторного завода. По маневренности погрузчик не уступает лучшим зарубежным образцам аналогичной грузоподъемности. Высокую маневренность погрузчика в режиме движения «вперед –

назад» при загрузке обеспечивает трансмиссия с полным реверсом в диапазоне рабочих передач. Высота загрузки и вылета ковша позволяют загружать большегрузные самосвалы. Максимальный угол погрузки 60 ° по горизонтали обеспечивает быструю разгрузку ковша и наилучшую ее очищаемость. Высокая заполняемость ковша достигается большим углом поворота.

Для выполнения различных видов работ к погрузчику предлагается быстросменное навесное оборудование. Быстросменность достигается за счет применения в навесной системе адаптера, к которому легко присоединяется любое навесное оборудование: вилы грузовые, челюстной захват, стрела крановая и др.

Комфортабельная современная кабина этого погрузчика отвечает всем нормам безопасности. Полное застекление по всему периметру (безопасными вклеенными стеклами) обеспечивает круговой обзор. Кабина выполнена с объемной вентиляцией, фильтрацией и подогревом подаваемого в нее воздуха; с теплопоглощающими стеклами, электроомывателем лобового стекла, открывающимися боковыми окнами и люком на крыше для еще лучшего обзора.

Интерьер кабины выполнен с использованием формованных шумопоглощающих элементов и литых ковров. Эффективная система вентиляции и отопления создает комфортные условия для работы оператора. По заказу могут устанавливаться кондиционер, автомагнитола. В кабине – современный щиток приборов с указателями, информирующими о работе погрузчика, рулевое управление с гидроусилителем. Трансмиссия – с пятиступенчатой механической коробкой передач, оснащенная узлом быстрого реверсирования направления движения с электрогидравлическим приводом и микропроцессорным управлением. Это техническое решение позволяет существенно облегчить управление трансмиссией при частой смене направления движения. Все вышеперечисленные комплектующие поступают на предприятие-контрактор СП ЗАО МАЗ-МАН от различных заводов-субконтракторов.

Применение метода субконтракции позволило этому же предприятию быстро и с наименьшими затратами перестроиться на выпуск аналогичных погрузчиков ВМЕ-1565, но уже большей грузоподъемности (2000 кг) и с вырывным усилием 3500 кг.

Успешным контрактором в Беларуси является и машиностроительное предприятие «Святовит», выпускающее универсальный

экскаватор-планировщик с набором быстросъемного рабочего оборудования: захвата, удлинителя стрелы, ковшей и др. Таким образом, методология проектирования и производства строительной техники, предлагаемая кафедрой СДМ, получила путевку в жизнь.

Однако цена на высококачественную белорусскую технику, о которой уже сказано, остается достаточно высокой, что мешает ее приобретению строительными организациями при обновлении машинных парков, которые сегодня серьезно изношены.

Разработанные в университете технологические основы создания нового поколения машин для выполнения трудоемких подготовительных работ в строительном комплексе, обеспечивающих сохранение и рациональное использование природных ресурсов, явились предпосылкой к созданию технических средств для получения топлива из удаляемой при этом растительности.

Дело в том, что основу подготовительных работ в строительном комплексе составляют работы по расчистке строительных площадок, полос отвода автомобильных дорог и т.д. от нежелательной древесно-кустарниковой растительности, которая при этом уничтожается. Предложено эту растительность собирать, измельчать, перерабатывать в топливную щепу и использовать в качестве топлива на специально переоборудованных котельных.

Таким образом, появились рубильные машины, которые не только измельчают срезанную древесную растительность, но и по мере наполнения их бункера топливной щепой перезагружают ее в съемные контейнеры топливовозов, которые, собрав эти контейнеры, заполненные щепой, отвозят к котельным. Благодаря такому подходу выигрывает энергетика и экология республики.

У нас уже несколько лет функционирует сектор «Подъемные сооружения», сотрудники которого помогают эффективно эксплуатировать грузоподъемные машины и оборудование, проводят диагностику кранов, а также содействуют их ремонту и модернизации.

В последнее время на кафедре стало уделяться внимание созданию технических средств для получения тепловой энергии от солнца. Такие разработки содействуют созданию так называемых энергоэффективных домов, прежде всего усадебного типа.

Заключение

Научно-производственная деятельность кафедры «Строительные и дорожные машины» направлена на решение важнейшей задачи

народно-хозяйственного комплекса республики – создание конкурентоспособных технических средств для строительства.

Литература

1. Вавилов, А.В. Субконтракция и лизинг при производстве и реализации подъемно-транспортных и дорожно-строительных машин в Беларуси / А.В. Вавилов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2008. – № 2. – С. 16–17.

2. Вавилов, А.В. Выбор машин и оборудования для заготовки топливной щепы в Белоруссии / А.В. Вавилов // Строительные и дорожные машины. – 2009. – № 8. – С. 20–22.

УДК 620.179

МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Гарост М.М., Козлов А.В.

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Для металлоконструкций грузоподъемных кранов (ГПК) характерны усталостные повреждения, приводящие к отказам техники и вызывающие аварийные ситуации. В связи с этим актуальной задачей является своевременное диагностирование усталостных повреждений металлоконструкций машин. Особенно остро эта проблема стоит при использовании ГПК со сверхнормативным сроком службы. После окончания нормативного срока службы для решения вопроса о возможности дальнейшей эксплуатации ГПК производится экспертиза промышленной безопасности. Критерием достижения предельного состояния крана в целом считают выработку ресурса несущей конструкции. Это объясняется тем, что предельный износ других, менее долговечных элементов машины (канатов, колес, тормозов и пр.) восстанавливается путем замены или ремонта.

Продление срока эксплуатации крана возможно в том случае, если выполнены следующие условия:

- конструкция не имеет повреждений, параметры которых превышают допустимые пределы (эти пределы указаны в нормативных документах);

- расчетный остаточный ресурс превышает срок очередного обследования;

- заключение эксперта не содержит отрицательных выводов.

Важнейшим методом установления реального состояния ГПК пока остаются их техническое диагностирование и экспертное обследование, результаты которых позволяют установить реальное состояние машин на данный момент и определить риск их опасности. При оценке технического состояния ГПК с целью продления срока их службы один из важнейших видов работ – проверка металлоконструкций.

В процессе эксплуатации они подвергаются циклическому нагружению, чаще всего в них возникают следующие дефекты: скрытые дефекты в сварных швах; сквозные трещины в сварных швах; поверхностные трещины в сварных швах; скрытые сквозные трещины в основном металле; нескрытые сквозные трещины в основном металле; расслоение металла; износ (механический или коррозионный).

В практике технического диагностирования металлоконструкций ГПК из большого числа известных методов неразрушающего контроля используют следующие: визуальный (ВК), визуально-оптический (ВОК), ультразвуковой (УЗК), вихретоковый (ВТК), магнито-порошковый (МПК), капиллярный (КК), радиографический (РГК) и радиоскопический (РСК).

Визуальный и визуально-оптический методы контроля основаны на способности человеческого глаза различать неоднородность отраженного от объекта светового потока. Скрытые дефекты, а также утончение металла в результате механического или коррозионного износа ВК или ВОК не выявляются, поэтому такие методы неразрушающего контроля применяют лишь для предварительной оценки технического состояния обследуемой конструкции.

В настоящее время широкое применение находят неразрушающие магнитные методы контроля в промышленности, в частности, измеряя коэрцитивную силу H_c , определяют физико-механические свойства металлоизделий. С помощью магнитных методов также оцениваются остаточные механические напряжения [1], степень

пластической деформации в ферромагнитных изделиях, накопление усталостных повреждений в процессе эксплуатации оборудования [2]. Например, в [3] экспериментально установлено, что с увеличением степени пластической деформации, а значит и уровня остаточных механических напряжений, растет H_c . При этом наблюдается однозначная связь между максимальным напряжением σ_{\max} в цикле и величиной H_c в разгруженном состоянии, что свидетельствует о возможности контроля остаточных напряжений путем измерения величины H_c .

В качестве основного контролируемого магнитного параметра выбрана величина коэрцитивной силы H_c , так как она практически всегда связана с пластической деформацией ε_{pl} при статическом и циклическом нагружении металлоконструкций в процессе длительной эксплуатации.

По своей природе H_c и ε_{pl} являются взаимосвязанными физическими параметрами, возрастающими при малоцикловом нагружении, как можно видеть при анализе магнитных и деформационных петель гистерезиса (рис.1). При этом коэрцитивная сила H_c и амплитуда необратимой деформации ε_{pl} могут быть определены через аналогичные выражения

$$H_c = B/E + (B/K)^{1/n}, \quad (1)$$

где B – остаточная индукция;

K – циклический коэффициент напряжения;

n – циклический коэффициент упрочнения.

$$\varepsilon_{pl} = \sigma/E + (\sigma/K)^{1/n}, \quad (2)$$

где σ – амплитуда нагружения ($\sigma = \sigma_a$);

E – модуль упругости.

При наличии устойчивых корреляционных зависимостей по величине коэрцитивной силы H_c можно вести контроль уровня пластической деформации ε_{pl} и прогнозировать остаточный ресурс металлоконструкций в процессе эксплуатации ГПК.

На практике все виды сталей, применяемых в производстве ГПК, относятся к классу разупрочняемых ($n < 1$), а величина H_c меняется в диапазоне 2 – 20 А/см для сталей типа СтЗ, ВстЗсп5, ВстЗпс4, сталь 20, сталь 65 Г.

Изменение материала в зонах концентраций напряжений контролируют также методом акустической эмиссии (АЭ) [4]. Опасность дефекта при этом характеризуется не его размером, а скоростью накопления повреждений. В процессе АЭ контроля выявляются развивающиеся и склонные к развитию дефекты, проявляющиеся в процессе изменения нагрузки, определяется их местоположение и оценка их опасности. Для проведения АЭ контроля может использоваться цифровая АЭ система «A-Line 32D» с преобразователями акустической эмиссии (ПАЭ) типа GT-200 [3].

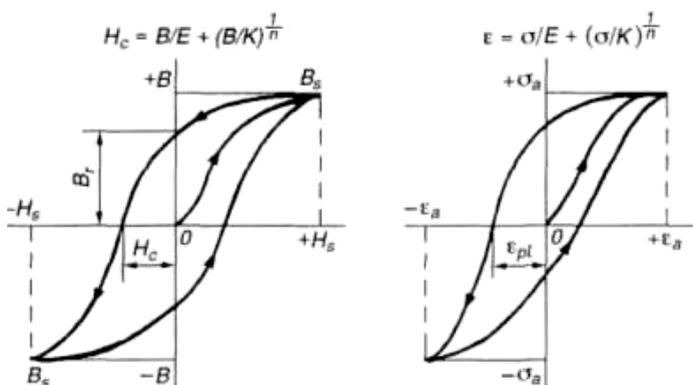


Рис. 1. Магнитная и деформационная петли гистерезиса при малоцикловом нагружении:

B_r – остаточная индукция; K – циклический коэффициент напряжения;
 ϵ_{pl} – остаточная деформация; σ_a – амплитуда нагружения;
 n – циклический коэффициент упрочнения

ПАЭ устанавливается на зачищенную до металлического блеска поверхность объекта контроля через контактную смазку и крепится магнитными держателями.

В ходе диагностирования обеспечивается 100 % АЭ-контроль основного металла и сварных соединений конструкции. С целью минимизации помех АЭ-диагностика должна проводиться на неподвижной машине вдали от источников механических шумов.

Метод АЭ позволяет качественно оценить состояние болтовых соединений несущих элементов ГПК. К основным преимуществам метода АЭ относится обеспечение стопроцентного контроля всей металлоконструкции за один цикл измерений, а также оценка качества болтовых соединений. Применение метода АЭ позволяет регистрировать места как развивающихся дефектов, так и потенциальных дефектов еще на стадии их зарождения, что дает возможность оценить накопленные повреждения металлоконструкций в результате длительной эксплуатации и гарантирует достоверное выявление дефектов.

В Курганском государственном университете (Россия) разработан метод применения металлических пленок, который позволяют определять степень усталости и ресурс сварных конструкций [2]. Он основан на регистрации микросдвигов, которые передаются с поверхности эксплуатируемой конструкции на высокочувствительную пленку. Пленка работает благодаря роду ее металла, в упругопластической области, в то время как металл конструкции – в упругой и упругопластических областях. В местах действия максимальных микросдвигов на поверхности пленки появляются отдельные линии скольжения. С увеличением продолжительности циклического воздействия происходит непрерывный процесс возникновения и роста линий скольжения, которые в совокупности приводят к появлению единичных вытянутых темных пятен размером до 0,01 мм, постепенному их объединению в группы, схожие по внешнему виду с трещинами. Развитие линий скольжения на поверхности пленки отображает процесс накопления усталостных повреждений в металле конструкции до момента возникновения трещин.

Пленки обладают свойствами интегральности, поэтому их используют как датчики накопления усталостных повреждений (ДНУП). Пленки требуемой формы и размеров наклеивают на зачищенную до металлического блеска поверхность конструкции. Съем полезной информации с ДНУП осуществляют оптическим методом.

Снятые с конструкции ДНУП подвергают лабораторному обследованию под микроскопом. Состояние темных пятен ДНУП фотографируют. Информации с двух-трех мест на ДНУП достаточно для диагностики усталостного повреждения.

Для обеспечения безопасной эксплуатации мостовых кранов с истекшем нормативным сроком службы предлагается экспериментально новый метод оценки остаточного ресурса металлоконструкций с использованием пленочных ДНУП. Он учитывает фактическое накопление усталостных повреждений до начала появления трещин как в основном металле, так и в локальных зонах сварных соединений.

К недостаткам метода можно отнести то, что для его реализации на мостовых кранах требуется примерно год.

Известен метод диагностирования состояния металлоконструкций с помощью углеродных волокон [5]. Предлагаемый метод диагностирования напряженно-деформированного состояния (НДС) металлоконструкции основан на ручной пропитке углеродного волокна (способного реагировать изменением своего электрического сопротивления на изменение внешней нагрузки) связующим. Данную технологическую операцию производят непосредственно по месту, когда заранее неизвестно, какая потребуется длина углеродного волокна. При ручной пропитке невозможно обеспечить равномерное распределение связующего между элементарными нитями, большие включения которого приводят к снижению прочности и значительному разбросу электрофизических свойств микроуглепластика.

Предлагаемый способ рекомендуется для диагностирования металлоконструкций машин и строительных сооружений в режиме реального времени. Способ обеспечивает получение своевременной и достоверной информации, что позволит более точно планировать срок эксплуатации конструкции и проведение ремонтно-восстановительных работ.

Литература

1. Попов, Б.Е., Магнитная диагностика металлургических кранов / Б.Е. Попов, Е.А. Левин // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 1. – С.17–21.

2. Экспериментально-расчетный метод прогнозирования остаточного ресурса металлоконструкций мостовых кранов с использованием металлических пленок / Троценко Д.А. [и др.] // Безопасность труда в промышленности. – 2006. – № 1. – С. 25–28.

3. Сызранцев, В.Н., Измерение технических деформаций и прогнозирование долговечности деталей по показаниям датчиков

деформаций интегрального типа / В.Н. Сызранцев, С.Л. Голофаст. – Новосибирск: Наука, 2004. – 206 с.

4. Кузьмин, А.Н., Акустико-эмиссионная дефектоскопия грузоподъемных механизмов / А.Н. Кузьмин, С.Ю. Филиппов // Технология машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 36–38.

5. Новый метод диагностирование дорожно-строительной техники с использованием углеродных волокон / Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 10. – С. 26–28.

УДК 69.002.5 – 82

МОДУЛЬНЫЕ ДОЗИРУЮЩИЕ СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Котлобай А.Я., канд. техн. наук, доцент,
Котлобай А.А.*

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Введение

При создании гидравлических приводов ходового и рабочего оборудования мобильных строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин реализуются требования синхронизации движения гидравлических моторов привода ряда потребителей. Эта задача решается применением в контурах потребителей делителей потока. Делитель потока обеспечивает работу контуров потребителей с различными параметрами рабочего процесса.

Структурные схемы модульных дозирующих систем

Предложено принципиальное техническое решение деления потока рабочей жидкости насоса, состоящее в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей. Насос многомоторного привода работает каждый дискретный промежуток времени с контуром одного потребителя, и последовательно подключается к контуру каждого потребителя гидросистемы. Нагрузочные режимы различных контуров не оказывают взаимного влияния.

Для дискретизации потока жидкости используются промежуточные устройства с малыми объемами, периодически заполняемые насосом, и опорожняемые в контур последовательно каждого потребителя. Такие устройства могут быть реализованы на основе технических решений поршневых возвратно-поступательных гидромашин [1].

Рассмотрим структурные схемы модульных дозирующих систем и алгоритм их работы.

Под модулем, в общем случае, понимаем совокупность гидроагрегатов, обеспечивающих работу гидравлического контура одного потребителя.

Модульная дозирующая система с гидравлическим управлением (рис. 1) [2] включает модули 1, 2, 3. Каждый из модулей обслуживает контур одного потребителя 4, 5, 6 и состоит из модуля дозирования 7, 8, 9 и гидрораспределителя управления 10, 11, 12.

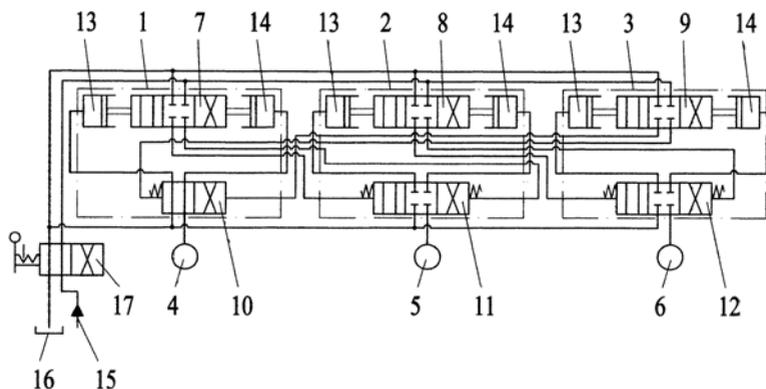


Рис. 1. Модульная дозирующая система с гидравлическим управлением

Один подводящий канал гидрораспределителя управления каждого модуля связан с напорной магистралью 15 источника давления и баком 16 гидросистемы.

При работе модульной дозирующей системы в режиме «Деление потока» рабочая жидкость из напорной магистрали 15 подается через гидрораспределитель управления 10 в полость 13 модуля дозирования 7 и вытесняется из полости 14 в напорную магистраль потребителя 4. При крайней позиции модуля дозирования 7

гидрораспределитель управления 11 переводится в первую позицию. Аналогично жидкость последовательно поступает в полости 13 модулей дозирования 8, 9 и вытесняется из полостей 14 в напорные магистрали потребителей 5, 6.

Далее гидрораспределитель управления 10 переводится во вторую позицию, и жидкость последовательно поступает в полости 14 модулей дозирования 7, 8, 9 и вытесняется из полостей 13 в напорные магистрали потребителей 4, 5, 6. По окончании цикла последовательной подачи рабочей жидкости из полостей 13 в напорные магистрали потребителей 4, 5, 6 гидрораспределитель управления 10 возвращается его в первую позицию, и цикл последовательной работы дозирующих модулей 1, 2, 3 продолжается, как описано выше.

При работе модульной дозирующей системы в режиме «Суммирование потоков» рабочая жидкость последовательно поступает из напорных магистралей потребителей 4, 5, 6 через гидрораспределители управления 10, 11, 12 в полости 14 модулей дозирования 7, 8, 9 и сливается из полостей 13 в бак 16. Гидрораспределитель управления 10 переводится во вторую позицию, рабочая жидкость последовательно поступает из напорных магистралей потребителей 4, 5, 6 в полости 13 модулей дозирования 7, 8, 9 и сливается из полостей 14 в бак 16. Гидрораспределитель управления 10 возвращается в первую позицию, и цикл последовательной работы дозирующих модулей 1, 2, 3 продолжается, как описано выше.

Последовательная работа дозирующих модулей обеспечивает независимость работы различных контуров потребителей.

Модульная дозирующая система позволяет изменять количество модулей в соответствии с потребностями гидросистемы.

Структура модульных дозирующих систем при оснащении модулей дополнительными гидрораспределителями позволяет реализовать алгоритм работы с одновременной закачкой и сливом рабочей жидкости по контурам потребителей [3], регулирования расхода рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей [4].

Широкие возможности по реализации алгоритмов дозирования предоставляют модульные дозирующие системы с электромагнитным управлением. В модульной дозирующей системе (рис. 2) [5] поршни связаны между собой штангами, на которых установлены магниты 18. На корпусах модулей дозирования 7, 8, 9 установлены по три геркона 19, 20, 21, взаимодействующих в крайних

и промежуточных позициях поршней с магнитными полями магнитов 18. Сигналы герконов 19, 20, 21 поступают в блок управления 22, обеспечивающий электропитание катушек электромагнитов двухпозиционных гидрораспределителей переключения 23.

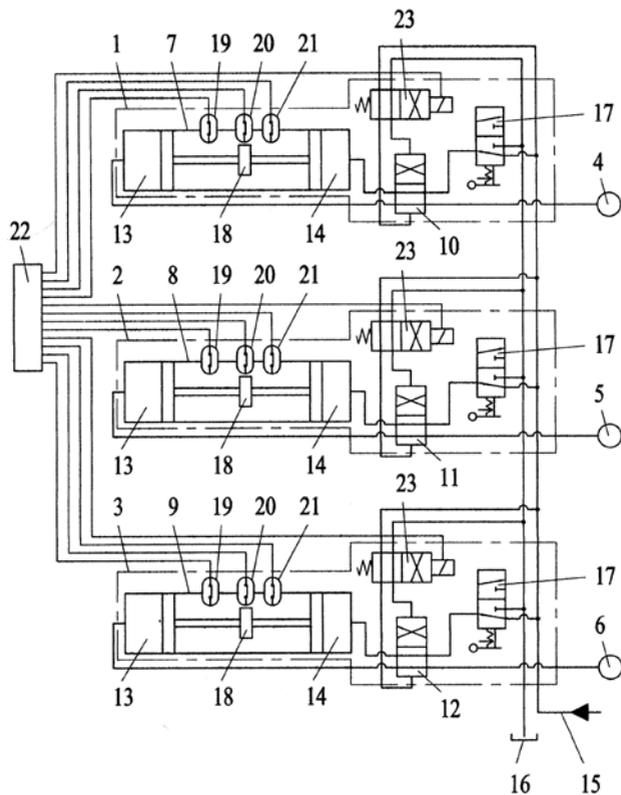


Рис. 2. Модульная дозирующая система с электромагнитным управлением

При работе дозирующей системы в режимах «Деление потока» и «Суммирование потоков» всех модулей 1, 2, 3 рабочая жидкость периодически поступает в полости 14, 13, и далее – в полости потребителей 4, 5, 6, либо сливается в бак 16. При крайних положениях поршней магнитные поля магнитов 18 и герконов 19, 20, 21 взаимодействуют, и сигнал поступает в блок управления 22,

изменяющий режим питания катушек электромагнитов гидрораспределителей переключения 23.

Модульная дозирующая система позволяет обеспечить три уровня объемов рабочей жидкости, подаваемой гидроцилиндром дозирования за один ход поршня. Объем жидкости пропорционален ходу поршня. Минимальный ход поршня равен расстоянию между герконами 20, 21; средний – расстоянию между герконами 19, 20; максимальный – расстоянию между герконами 19, 21.

При разном давлении в напорных магистралях потребителей поршни перемещаются поочередно. Блок управления 22 не меняет режим питания обмоток электромагнитов гидрораспределителей переключения 23, пока поршни всех дозирующих модулей не займут крайнее однозначное положение.

При необходимости деления на потоки с разными расходами, и суммирования потоков с разными расходами изменяются хода поршней гидроцилиндров дозирования.

Также, для создания режимов работы модульной дозирующей системы с различными расходами рабочей жидкости по контурам потребителей возможно изменение частоты включения электромагнитов гидрораспределителей переключения 23 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, что достигается включением соответствующего режима гидрораспределителем переключения 17 соответствующего блока.

Заключение

Построение структуры модульных дозирующих систем обеспечивает реализацию:

- независимости работы контуров потребителей при дискретно синхронном расходе рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей;
- модульного изменения числа контуров потребителей в соответствии с потребностями реализуемого гидропривода;
- дискретно синхронной подачи рабочей жидкости в напорные магистрали ряда контуров потребителей, и одновременный слив

рабочей жидкости из напорных магистралей потребителей, возможность выключения контуров потребителей;

– ступенчатого регулирования параметров расхода рабочей жидкости между контурами потребителей.

Литература

1. Котлобай, А.Я. О создании гидравлических модульных дозирующих систем приводов машин / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай, Д.В. Маров // Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та. – 2005. – № 2. – С. 14–18.

2. Гусеничная машина: пат. 375 Респ. Беларусь, МПК7 В 60G 17/04 / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № u 20010055; заявл. 13.03.01; опубл. 30.12.01 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2001. – № 4. – С. 208.

3. Делитель-сумматор потока: пат. 1055 Респ. Беларусь, МПК7 F 15B 11/22 / В.М. Пилипенко, А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай; заявитель Научно-исследовательское и проектно-технологическое унитарное предприятие «Институт НИПТИС». – № u 20030003; заявл. 03.01.03; опубл. 30.12.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 4. – С. 296.

4. Модульная дозирующая система: пат. 779 Респ. Беларусь, МПК7 F 15B 11/22 / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № u 20020129; заявл. 30.04.02; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1. – С. 219.

5. Модульная дозирующая система: пат. 1474 Респ. Беларусь, МПК7 F 15B 11/22 / А.Я. Котлобай, А.А. Котлобай; Д.В. Маров; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № u 20030535; заявл. 16.12.03; опубл. 30.09.04 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2004. – № 3. – С. 250.

ДИСКРЕТНЫЙ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Котлобай А.Я., канд. техн. наук, доцент,
Котлобай А.А.*

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Введение

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, специализированных высокопроизводительных машин большой единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций. Эффективность работы такой машины напрямую зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции.

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 дорожно-строительной отрасли перспективным типом передачи мощности от двигателя к рабочему оборудованию строительных и дорожных машин является объемный гидропривод. Недостатком гидравлических приводов является сложность деления потока мощности на несколько потребителей.

Дискретизация потока рабочей жидкости

При выборе принципа объемного деления потока рабочей жидкости возможно техническое решение, состоящее в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей.

Дискретизация потока рабочей жидкости достигается фиксацией времени связи насоса с контурами последовательно всех потребителей. Эта задача решается посредством установки в цепи гидролиний связи насоса с рядом потребителей дискретного гидрораспределителя, подключающего насос последовательно в контур каждого потребителя на малое, точно фиксированное время.

Дискретный гидрораспределитель может быть реализован по пути создания гидромашин роторного типа.

Дискретный гидрораспределитель роторного типа

При равномерном вращении ротора 1 дискретного гидрораспределителя относительно центральной оси в распределяющей втулке 3 корпуса 4 рабочая жидкость насоса поступает в полости продольных каналов 2 ротора 1, и периодически, в полости рабочих камер 5, 6, 7, связанных через каналы в корпусе 4 с напорными магистралями потребителей (рис. 1) [1].

Определим выражения, описывающие работу дискретного гидрораспределителя. Геометрические параметры в относительном виде

$$a_1 = \frac{\gamma}{\theta_j}; a_2 = \frac{\alpha}{\gamma}; b_1 = \frac{\beta_1}{\theta_j}; b_i = \frac{\beta_i}{\theta_j}; b_n = \frac{\beta_n}{\theta_j}$$

где θ_j – угол поворота ротора 1, в течение которого совершается полный цикл подачи рабочей жидкости в контуры потребителей

$$\theta_j = \sum_{i=1}^n \beta_i + n\gamma = \frac{2\pi}{K},$$

где K – коэффициент дискретизации;

$\beta_1, \beta_i, \beta_n$ – центральный угол отводящего канала распределительной втулки;

$1, \dots, i, \dots, n$ – номер и число рабочих камер;

γ – центральный угол перешейков между рабочими камерами

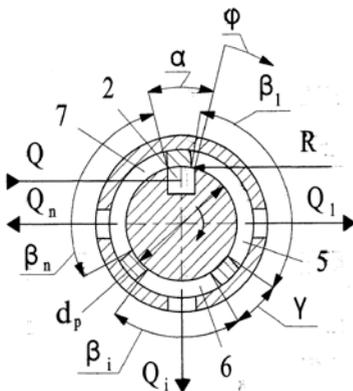


Рис. 1. Схема дискретного гидрораспределителя:
 1 – ротор; 2 – продольный канал;
 3 – распределительная втулка;
 4 – корпус; 5, 6, 7 – рабочая камера;
 Q, Q_1, Q_i, Q_n – подача рабочей жидкости насоса, по магистралям потребителей; R – горизонтальная составляющая гидродинамических сил

При вращении ротора 1 в распределительной втулке 3 площадь F_i каждого из отводящих каналов дискретного гидрораспределителя изменяется по времени t от нуля до заданной величины F_{\max} (рис. 2).

Время t_{pj} j -го цикла подачи рабочей жидкости по всем отводящим каналам

$$t_{pj} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \frac{\theta_j}{\omega} = \frac{2\pi}{\kappa\omega},$$

где t_{pij} – время j -го цикла подачи рабочей жидкости в канал i -го потребителя, $t_{pij} = t_0 + t_{\Sigma ij}$;

t_0 – время перекрытия смежных рабочих камер;

$t_{\Sigma ij} = (t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij})$ – суммарное время открытого положения рабочей камеры i -го потребителя;

$t_{1ij}, t_{2ij}, t_{3ij}$ – время открытия, открытого положения, закрытия рабочей камеры i -го потребителя;

$j = 1 \dots \kappa$ – номер цикла подачи рабочей жидкости по всем отводящим каналам;

ω – частота вращения ротора

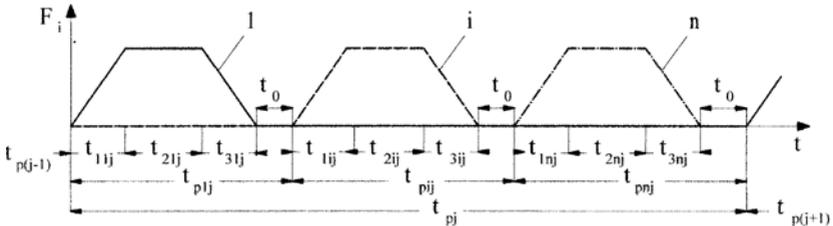


Рис. 2. Геометрические параметры дискретного гидрораспределителя:

1 – $F_1(t)$, 2 – $F_i(t)$, 3 – $F_n(t)$ – площадь первого, i -го, n -го отводящего канала; t – время

Время перекрытия смежных рабочих камер 5, 6, 7 агрегата дозирования

$$t_0 = \frac{\alpha - \gamma}{\omega} = \frac{2\pi a_1 (a_2 - 1)}{\kappa \omega}.$$

Время t_{1ij} изменения площади проходного сечения каналов $F_i(t) = 0 \div F_{\max}$, и t_{3ij} $F_i(t) = F_{\max} \div 0$

$$t_{11j} = t_{31j} = t_{1ij} = t_{3ij} = t_{1nj} = t_{3nj} = t_{1n\kappa} = t_{3n\kappa} = \frac{2F}{d_p h \omega \kappa},$$

где d_p – диаметр ротора;

h – длина рабочей камеры 5, 6, 7

$$t_{2ij} = \frac{2\pi[1 - na_1(1 - a_2)]k_{Qi}}{\omega \kappa \sum_{i=1}^n k_{Qi}} - \frac{4F}{d_p h \omega \kappa},$$

где k_{Qi} – коэффициент, $k_{Qi} = \Delta V_i / \Delta V_1$;

ΔV_i – дискретный объем рабочей жидкости, поступающий в напорную магистраль i -го потребителя за время $t_{\Sigma ij}$, $\Delta V_i = Q t_{\Sigma ij} = 2\pi(b_i + a_1 a_2)Q / \omega \kappa$;

Q – подача насоса;

F – условным проход магистральной насоса

Изменение геометрических параметров отводящих каналов дискретного гидрораспределителя по времени описывается выражениями

$$\sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij}, F_i = 0,5d_p h \omega \kappa;$$

$$\sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij}, F_i = F;$$

$$\sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{1ij} + t_{2ij} < t \leq \sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{\Sigma ij}, F_i = F - 0,5d_p h \omega \kappa;$$

$$\sum_{i=1}^{i-1} t_{pij} + t_{\Sigma ij} < t \leq t_{pj} + \sum_{i=1}^{i-1} t_{pi(j+1)}, F_i = 0.$$

Ротор дискретного гидрораспределителя вращается равномерно при достаточной мощности двигателя привода ротора. Момент M_δ на валу двигателя привода ротора определяется выражением

$$M_\delta = M_{mp} + Rr_p,$$

где M_{mp} – момент трения, возникающий при вращательном движении ротора агрегата дозирования;

r_p – радиус ротора.

Суммарная горизонтальная составляющая гидродинамических сил R , действующих на ротор, определяется с учетом положения ротора для диапазонов времени

$$2\pi \left[\sum_1^{i-1} b_i + a_1(i-2+a_2) + m \right] / \omega k < t \leq 2\pi \left(\sum_1^i b_i + ia_1 + m \right) / \omega k$$

$$R = \frac{2F_i |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \operatorname{sgn}(\Delta p_i) \cos \left[69^\circ + 42^\circ \left(\frac{\omega k}{a_1 a_2 + b_i - 2\xi} \right) t \right].$$

$$2\pi \left(\sum_1^i b_i + ia_1 + m \right) / \omega k < t \leq 2\pi \left[\sum_1^i b_i + a_1(i-1+a_2) + m \right] / \omega k$$

$$R = \frac{2F_i |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \operatorname{sgn}(p_n - p_i) \cos 111^\circ + \frac{2F_{(i+1)} |\Delta p_{(i+1)}|}{\sqrt{\zeta}} \operatorname{sgn}(\Delta p_{(i+1)}) \cos 69^\circ.$$

где p_n, p_i – давление в полости насоса, исполнительного гидроцилиндра, $\Delta p_i = p_n - p_i$.

Относительная погрешность параметров подачи рабочей жидкости по магистралям потребителей может быть определена по выражению

$$\varepsilon = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{Q_i}{Q k_i} - 1 \right|,$$

где ε – параметров подачи рабочей жидкости по магистралям потребителей;

k_i – коэффициент подачи, $k_i = t_{pij} / t_{pj}$

Заключение

1. Предложен принцип деления потока рабочей жидкости насоса многомоторного гидропривода, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей.

2. Определены основные математические выражения, позволяющие рассчитать конструктивные параметры дискретного гидрораспределителя роторного типа.

Литература

1. Модульная дозирующая система: пат. 3674 Респ. Беларусь, МПК7 F 15B 11/22 / В.А. Коробкин, А.Я. Котлобай, А.Н. Ивановский, Ю.А. Андрияненко, Б.А. Луцков, А.А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № u 20060846; заявл. 13.12.06; опубл. 30.06.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 3. – С. 216.

УДК 69.002.5 – 82

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Котлобай А.Я., канд. техн. наук доцент,
Котлобай А.А.*

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Введение

Применение делителей потока рабочей жидкости насоса в объемном многомоторном гидроприводе рабочих органов технологического оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин позволит уменьшить удельный вес механических передач в кинематической цепи привода. Такая задача может решаться

применением делителей потока рабочей жидкости насоса. Разработан принцип деления потока рабочей жидкости насоса, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей.

Математическая модель гидропривода

Динамическая схема двухмоторного привода представлена на рис.

1.

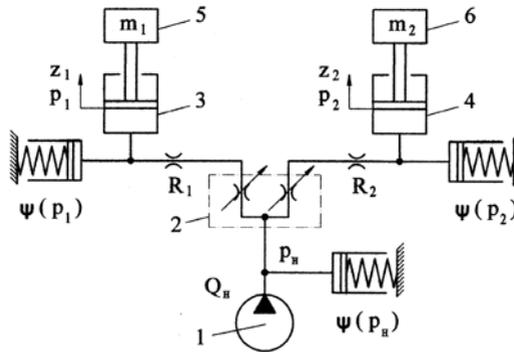


Рис. 1. Динамическая схема двухмоторного привода:
1 – насос; 2 – дискретный гидрораспределитель (ДГ);
3, 4 – исполнительный гидроцилиндр; 5, 6 – груз

Переходные процессы при работе насоса 1 с исполнительными гидроцилиндрами 3, 4 и двухпоточным дискретным гидрораспределителем описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= (F_1 p_1 - P_1 - P_{mp1} \operatorname{sgn} \dot{z}_1) / m_1 \\ \ddot{z}_2 &= (F_2 p_2 - P_2 - P_{mp2} \operatorname{sgn} \dot{z}_2) / m_2 \\ \dot{p}_n &= \left[Q_n - \sum_{i=1}^{n-2} F_{oi} \sqrt{\frac{2|\Delta p_i|}{\rho}} \operatorname{sgn}(\Delta p_i) \right] / \phi(V_{en} + fl_n) \\ \dot{p}_1 &= \left[F_{o1} \sqrt{\frac{2|\Delta p_1|}{\rho}} \operatorname{sgn}(\Delta p_1) - F_1 \dot{z}_1 \right] / \phi(F_1 z_1 + fl_1) \\ \dot{p}_2 &= \left[F_{o2} \sqrt{\frac{2|\Delta p_2|}{\rho}} \operatorname{sgn}(\Delta p_2) - F_2 \dot{z}_2 \right] / \phi(F_2 z_2 + fl_2) \end{aligned} \right\} , (1)$$

где z_1, z_2 – координата поршня исполнительного цилиндра;

F_1, F_2 – площадь поршня исполнительного цилиндра;
 m_1, m_2 – масса поднимаемого груза и подвижных частей,
 приведенная к поршню;

P_{mp1}, P_{mp2} – сила трения;

P_1, P_2 – сила сопротивления массы поднимаемого груза;

p_n, p_1, p_2 – давление в полости насоса, исполнительного гидроцилиндра, $\Delta p_1 = p_n - p_1; \Delta p_2 = p_n - p_2$;

Q_n – подача насоса;

ϕ – коэффициент податливости рабочей жидкости;

V_{2H} – объем гидравлического гасителя в цепи насоса;

k – показатель политропы;

f – площадь проходного сечения всех гидролиний;

l_n – длина гидролиний, соединяющих насос с гидравлическим гасителем и ДП;

l_1, l_2 – длина трубопровода от ДП до исполнительного гидроцилиндра;

ρ – плотность рабочей жидкости;

ζ – коэффициент местного сопротивления

При работе дискретного гидрораспределителя изменяются площади отводящих каналов $F_{\partial i} = f(t)$ (рис. 2).

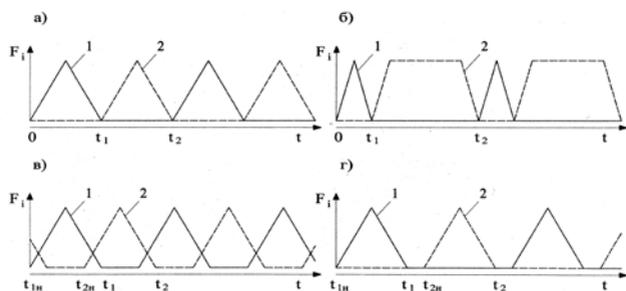


Рис. 2. Параметры дискретного гидрораспределителя:

1 – $F_{\partial 1}(t)$, 2 – $F_{\partial 2}(t)$ – площадь первого, второго отводящего канала;

t – время; t_{iH}, t_i – время открытия и закрытия каналов i -го потребителя

При нулевом перекрытии каналов $t_{2н} = t_1$ и $t_{1н} = t_2$ (см. рис. 2, а, б) в интервалах времени $0 - t_1$: $F_{\partial 1} = f_1(t)$, $F_{\partial 2} = 0$; и $t_1 - t_2$: $F_{\partial 1} = 0$, $F_{\partial 2} = f_2(t)$. Дискретный гидрораспределитель запирает один из каналов в течение расчетного времени, при открытом втором. При положительном перекрытии каналов (см. рис. 2, в) в интервалах времени $t_{2н} - t_1$ и $t_{1н} - t_2$ оба канала одновременно открыты $F_{\partial 1} = f_1(t)$ и $F_{\partial 2} = f_2(t)$. Существует дифференциальная связь между напорными магистралями потребителей. Отрицательное перекрытие каналов (см. рис. 2, г) приводит к запираанию обоих каналов в интервалах времени $t_2 - t_{1н}$ и $t_1 - t_{2н}$. Точность деления потока рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей максимальная. Изменение подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей достигается изменением параметров каналов 4, 5, приводящим к изменению значений интервалов времени $0 - t_1$ и $t_1 - t_2$ (см. рис. 2, б).

Реализация дискретного гидрораспределителя

Дискретный гидрораспределитель может быть выполнен как роторная гидромашина. Дискретный гидрораспределитель реализован в виде отдельного агрегата, установленного в напорной магистрали насоса [1] (рис. 3).

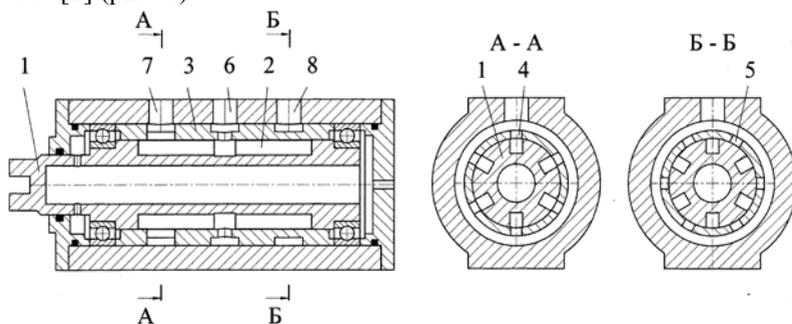


Рис. 3. Дискретный гидрораспределитель

Рабочая жидкость через канал 6 корпуса поступает в полости продольных пазов 2 ротора 1, откуда, периодически, через каналы

4, 5 распределительной втулки 3, – в магистрали потребителей, подключенные к каналам 7, 8 корпуса.

Изменение числа потоков достигается изменением числа групп продольных каналов распределяющей втулки, и каналов подключения контуров потребителей.

Предложены варианты привода ротора:

- дискретный гидрораспределитель устанавливается на фланец насоса. Ротор выполнен в виде силовой муфты, соединяющей валы насоса и привода;

- дискретный гидрораспределитель устанавливается в рациональном месте трансмиссии, с приводом ротора от любого вала;

- для привода ротора дискретный гидрораспределитель оснащается гидромотором, либо электрическим двигателем [3].

Дискретный гидрораспределитель может модульно наращиваться, обеспечивая одновременное дозирование различных потоков рабочей жидкости, оснащаться системами автоматического выключения при изменении режима работы гидросистемы.

Решение системы дифференциальных уравнений (1) в программе Mathcad 11 проводилось для двухпоточного дискретного гидрораспределителя, установленного в напорной магистрали насоса. Анализ работы двухмоторного привода показал:

- обеспечивается независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок;

- увеличение дискретизации потока рабочей жидкости и частоты вращения ротора дискретного гидрораспределителя уменьшает неравномерность давления в напорных магистралях потребителей;

- параметры продольных пазов ротора и каналов распределительной втулки выбираются из условия отсутствия перекрытия;

- объем гидравлического гасителя $V_{гн}$ должен быть минимальным, что предполагает установку дискретного гидрораспределителя возле насоса.

Перспективным может оказаться оснащение шестеренных (рис. 4), аксиально-поршневых насосов дискретным гидрораспределителем.

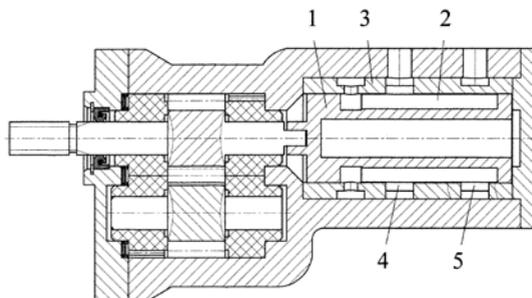


Рис. 4. Двухпоточный шестеренный насос

Рабочая жидкость качающего узла насоса поступает в полости продольных пазов 2 ротора 1, и периодически через каналы 4, 5 распределительной втулки 3 – в магистрали потребителей.

Реализация предложенной схемы гидравлического дискретного гидрораспределителя позволит уменьшить число насосов при создании гидравлических систем приводов ходового и технологического оборудования многофункциональных машин большой единичной мощности, исключить из системы приводов механические агрегаты, упростить разработку технологической машины, снизить ее стоимость.

Заключение

1. Использование дискретного гидрораспределителя в многомоторном приводе рабочих органов многофункциональных дорожно-строительных машин обеспечивает независимость работы контуров исполнительных гидромоторов.

2. Реализация предложенного принципа дискретизации потока рабочей жидкости насоса позволяет создать агрегаты дозирования объемного типа, обеспечивающие необходимое число потоков и параметры подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей.

3. Рациональным является объединение насоса и дискретного гидрораспределителя в единый насосный агрегат.

4. Увеличение дискретизации потока рабочей жидкости насоса положительно сказывается на параметрах работы многомоторного гидропривода.

**КАЧЕСТВЕННОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
ОСВИДЕТЕЛЬСТВОВАНИЕ – ЗАЛОГ БЕЗАВАРИЙНОЙ
РАБОТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА**

Передня Л.И., канд. техн. наук, доцент

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Аварийность грузоподъемных кранов в последние годы приобрела устойчивую тенденцию роста. На первое место в причинах аварии кранов выдвигается человеческий фактор. Обслуживающий персонал, ответственные специалисты, работники контролирующих органов определяют «лицо» крана, его надежность и безаварийность эксплуатации.

Безопасная эксплуатация кранов поддерживается благодаря проведению технических освидетельствований, технических обслуживаний и ремонтов (ТО и Р), а для кранов с истекшим сроком службы, и технического диагностирования (ТД).

Требования по качественному функционированию системы технического обслуживания и ремонта грузоподъемных машин отражены в [1] и других нормативных документах. Регламентированы также срок, порядок и объем работ по диагностированию соответствующими документами. Система ТО и Р предусматривает контроль только технического состояния крана. Система осуществляется владельцем крана и, практически, за исключением проверки наличия графиков ТО и Р, выполняемых инспектором технадзора, никем не контролируется, что приводит к тому, что капитальный ремонт чаще всего вообще не проводится.

Система технического диагностирования применяется только для кранов, отработавших нормативный срок службы, раз в 2-3 года и на практике, как и в первом случае, оценивает лишь техническое состояние крана и кранового пути, не рассматривая вопросы ведомственного надзора, условий установки и эксплуатации крана на объекте.

Системы ТО, Р и ТД охватывают ограниченную область вопросов, определяющих безопасную эксплуатацию грузоподъемных кранов.

Техническое освидетельствование, как вид контроля, имеет более широкую область применения и имеет целью [2] установить, что кран и его установка соответствуют требованиям Правил и паспортным данными, находится в состоянии, обеспечивающим его безопасную работу. Известно, что предусмотренные Правилами, частичные технические освидетельствования (ЧТО) должны проводиться не реже одного раза в 12 месяцев, а полное техническое освидетельствование (ПТО) – не реже одного раза в 3 года.

Как можно видеть, технические освидетельствования по кругу контролируемых показателей и частоте проведения могут и должны оказывать наибольшее действие на безаварийную эксплуатацию кранов.

Техническое освидетельствование по своему назначению предусматривает необходимость проведения контроля не только технического состояния крана, крановых путей, грузозахватных приспособлений и тары, но и условий установки и эксплуатации кранов на объекте, контроля функционирования системы ТО и Р, а также ведомственного контроля.

Основные требования по техническому освидетельствованию кранов определены Правилами [2]. Они содержат требования по видам освидетельствования, периодичности и срокам проведения, основному объему и видам выполненных работ при техническом освидетельствовании.

Практика участия автора в работе комиссий по определению технических причин аварий кранов позволяет заключить, что техническое освидетельствование во многих случаях проводится формально, а в ряде случаев и вовсе отсутствует. Частично это может объяснить отсутствием конкретных нормативных методических указаний по проведению технических освидетельствований и системы отчетности по их проведению.

Правила, содержащие только общие требования по техническому диагностированию, указывают, что ТД должно проводиться согласно руководству по эксплуатации крана, а при отсутствии в руководстве соответствующих указаний – согласно Правилам. Предприятия-изготовители и разработчики эксплуатационной документации зачастую записывают в руководствах по эксплуатации фразу о том, что техническое освидетельствование следует проводить в соответствии с Правилами. К сожалению, нередки случаи,

когда у владельца крана руководство по эксплуатации отсутствует. В первую очередь это относится к кранам со значительным сроком эксплуатации, для которых этот документ утерян. И если наличие паспорта крана проверяется инспектором технадзора, то наличие руководства, как правило, инспектор не требует. Проводящий техническое освидетельствование в этих случаях руководствуется только своим опытом и требованиями Правил. Правила регламентируют при полных технических освидетельствованиях необходимость проведения осмотра, статических и динамических испытаний, а при частичных освидетельствованиях только осмотра. В Правилах не оговорено, что в объем осмотра должны входить испытания механизмов, тормозов, гидро- и электрооборудования, приборов и устройств безопасности с грузом и без груза на крюке, проверки функционирования системы технического обслуживания и ремонта, системы надзора владельца крана за безопасной эксплуатацией кранов.

При освидетельствовании приборов и устройств безопасности производится их визуальный осмотр и проверяется работа. Проверка работы ограничителей рабочих движений не требует особых знаний и умений. Проверка же относительно новых для владельцев кранов технических устройств, таких как координатная защита и регистратор параметров, должна проводиться подготовленными специалистами. Кроме того, проверка функционирования устройств защиты от опасного приближения к линии электропередач и координатной защиты требует наличия специальной площадки для испытаний. Имитаторы ЛЭП у владельцев крана отсутствуют.

Считываемая с регистраторов параметров информация исходя из потребительских свойств прибора по замыслу их разработчиков, в дальнейшем должна использоваться в направлении повышения безопасности эксплуатации крана. Так, например, известная фирма Demag, входящая в число мировых лидеров по продаже грузоподъемных кранов, в эксплуатационной документации на кран при ежегодных проверках лебедок, кроме проверки условия масла в редукторе, цвета масла, наличия твердых посторонних предметов в редукторе, проверки тормозов и шлицевого соединения «двигатель-тормоз-редуктор» предусматривает необходимость определения использованной части теоретического срока службы лебедки

на основании данных регистратора параметров. Это позволяет своевременно направить лебедку в капитальный ремонт.

Следует обратить внимание на то, что имена эта цель и преследовалась при оснащении кранов ограничителями грузоподъемности, в состав которых входят и регистраторы, впервые разработанные фирмой.

Техническое освидетельствование приборов безопасности, и в частности регистраторов параметров и координатной защиты, как наиболее сложных из них, должно проводиться при всех видах освидетельствования с дальнейшим использованием полученных результатов в целях повышения безопасной эксплуатации кранов.

С каждым годом конструкция изготавливаемых кранов совершенствуется, становятся сложнее и приборы безопасности. Техническое освидетельствование их также требует специальных знаний. Никаким директивным документом не определяется форма отчетности по техническим освидетельствованиям. Пользуясь отсутствием конкретных требований и нормативных документов на техническое освидетельствование владельцы кранов зачастую проводят техническое освидетельствование формально, не в полном объеме, без какой-либо отчетности, ограничиваясь записью в паспорте крана, например «Проведено частичное техническое освидетельствование», а эксперты проводящие полное техническое освидетельствование – постановкой штампа в паспорте крана. В условиях либерализации общества владельцами кранов становятся не только небольшие предприятия, но и частные лица. Возможности проведения качественных технических освидетельствований у них – минимальные. Все это в конечном счете приводит к росту аварийности.

В соответствии с ранее действующими правилами Гостехнадзора СССР техническое освидетельствование выполнялось силами владельца крана. По нынешним Правилам частичное освидетельствование по-прежнему проводят владельцы крана, а полные – экспертные службы технадзора. Если передача функции проведения полных технических освидетельствований экспертной службе технадзора обосновывалась большей сложностью их проведения, а также ответственностью за качество проведения, то и проведение частичных технических освидетельствований тоже должно быть делегировано экспертной службе, так как испытание крана грузом при проверке тормозов, механизмов, ограничителей грузоподъемности,

координатной защиты, устройств защиты от опасного приближения к линии электропередач являются не менее опасной с точки зрения их выполнения, чем проведение статических и динамических испытаний, которые при частичных освидетельствованиях не проводятся. Целесообразно рассмотреть вопрос о проведении всех видов освидетельствования экспертным службам.

В том, что частичное техническое освидетельствование проводит владелец крана, а полные – эксперт технадзора, заключается организационная сложность и особая ответственность, поскольку владелец крана должен контролировать собственные службы, в первом случае, а технадзор – свою экспертную службу, во втором случае.

Для качественного проведения технических освидетельствований грузоподъемных кранов, представляющих собой наиболее действенный рычаг снижения аварийности кранов, необходимо разработать нормативный документ для проведения технических освидетельствований, регламентирующий объем проверок, методические указания по выполнению проверок и форму акта технического освидетельствования, которая могла бы быть проконтролированной и которая заставит выполняющих освидетельствование обращать внимание на все аспекты технического освидетельствования. В итоге такой документ даст возможность повысить безопасность эксплуатации кранов и снизить их аварийность.

Литература

1. Краны грузоподъемные. Капитальный, полнокомплектный и капитально-восстановительный ремонт. Правила выполнения. ТКП 45-1.03-103-2009 (02750) / Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь. – Минск, 2009.

2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов / Утверждены Постановлением Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь 3 декабря 2004 г., № 45.

ЛИНИЯ РАЗВОЗКИ ЖИДКОГО МЕТАЛЛА

Передня Л.И., канд. техн. наук, доцент

Белорусский национальный университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Перевозка жидких металлов и сплавов на современных металлургических предприятиях обеспечивается различными металлургическими кранами – специальными мостовыми электрическими, которые в отличие, от мостовых кранов общего назначения, непосредственно включаются в технологический процесс производства или передела металла и используются не только для подъемно-транспортных, но и технологических операций. Применяются они как на металлургических предприятиях, так и в металлургических цехах машиностроительных заводов [1].

На некоторых машиностроительных предприятиях республики имеются литейные цеха, в которых транспортирование жидкого металла осуществляется подвесным транспортом периодического действия. Развозка металла от плавильных агрегатов к местам формовки (формовочная линия, литейный конвейер и др.) производится подвесными грузовыми тележками, управляемыми из кабины, перемещающейся вместе с тележкой. Жидкий металл перевозится в ковше, размещенном на одной подвесной раме с кабиной управления. Тележка перемещается по двухрельсовому кольцевому пути, рельсы которого прикреплены к нижней полке горизонтального двутавра.

Описанные грузовые тележки относятся к грузоподъемным устройствам и на них распространяются действия требований «Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» (далее по тексту – Правила по кранам). В связи с тем, что данное техническое устройство установлено стационарно, в соответствии с Законом Республики Беларусь «О промышленной безопасности», площадка, на которой оно смонтировано, относится к объектам повышенной опасности.

Опасность эксплуатации подобных устройств связана как с конструкцией грузовой тележки и подвесного пути, на котором

одновременно работают несколько тележек, так и перемещением и в подвешенном состоянии в зоне нахождения персонала цеха, в том числе и несвязанного непосредственно с обслуживанием тележек. Имели место случаи падения тележек, приводившие к тяжелым последствиям.

Проведенный анализ причин падения тележек показал, что они стали возможны из-за ошибок, допущенных при проектировании, из-за отступлений от требований нормативных документов, касающихся конструкции грузовых тележек и рельсовых путей под них, нарушений технологической и производственной дисциплины.

В металлургических цехах заводов с подобными линиями развозки металла и непрерывным циклом работы плавильных участков транспортирование металла (сплава) осуществляют несколько подвесных тележек, доставляя металл к разным местам разлива. Это требует создание сложной системы рельсовых путей, состоящих из прямолинейных и криволинейных участков. Рельсовые пути выполняются в виде кольцевых монорельсов с возможностью переезда с одного кольца на другое. Последнее достигается применением переключаемых стрелок. Конструкция стрелок, механизмы их перевода и система управления должны обеспечивать плавный, без заеданий переезд, быть оборудованы замками, исключающими возможность переезда тележки при незапертом замке, иметь автоматически включаемую блокировку, исключающую сход тележки с рельсов при выезде её на консоль расстыкованного участка пути, быть оборудованными единым выключателем для подачи напряжения на троллеи тележки, на механизмы привода стрелок и электрические аппараты блокировочных устройств и другое.

На существующих линиях развозки металла металлургических цехов с подобной технологией управления стрелками осуществляют машинисты тележек из подвесных кнопочных станций, расположенных вне кабин тележек. Каждой стрелкой можно управлять с нескольких станций. Очередность переезда той или иной тележки определяют машинисты тележек в зависимости от направления перевозки жидкого металла. Электрической схемой управления стрелками не предусмотрено приоритетов. А это создает претензии возможности выезда на расстыкованный участок пути. Такие случаи имели место в республике при эксплуатации подобных линий.

Блокировки, исключая сход тележки с рельса при выезде её на консоль расстыкованного участка пути, на существующих линиях развозки металла выполнены в виде двуплечих неуравновешенных рычагов, шарнирно подвешенных на горизонтальных осях. Блокировки установлены во всех местах расстыковки рельсового пути тележки при переводе стрелки. При отводе стрелки и расстыковке пути рычаг под действием собственного веса занимает вертикальное положение, препятствуя проходу колес тележки. При переводе стрелки на проезд стрелка посредством рычажной системы поднимает рычаг блокировки. Как можно видеть, конструктивное исполнение блокировки обеспечивает принудительный подъем блокирующего рычага, а опускание его – под действием силы тяжести рычага. Последнее является недостатком в работе устройства. В случае несвоевременной смазки узлов трения рычажной системы, а также ремонта, сила тяжести предохранителя может быть недостаточной для преодоления сил трения и опускания предохранительного рычага. Конструкция блокировки требует доработки с обеспечением не только принудительного подъема рычага, но и принудительного опускания его при отведении стрелки.

Безопасная эксплуатация грузовых тележек транспортирующих жидкий металл требует обязательного выполнения нормируемого скоростного режима. Быстрый разгон и торможение могут вызвать не только пробуксовывание и юз, но и расплескивание металла из ковша. Наличие участков рельсового пути со стрелками требует обеспечения возможности их проезда на предельно низкой скорости.

На механизме передвижения грузовых тележек установлены асинхронные электродвигатели переменного трехфазного тока, не позволяющие регулирование скорости в широких пределах. Здесь уместно отметить, что на механизмах металлургических мостовых кранов, как правило, устанавливаются двигатели постоянного тока, обеспечивающие возможность глубокого регулирования частоты вращения вала.

На существующих тележках в кинематической схеме механизма передвижения на первой ступени предусмотрена клиноременная передача. Следует отметить, что в конструкции завода-изготовителя тележек передача отсутствует. К этому следует добавить, что на механизмах кранов, в связи с особенностями их работы, ременные передачи не применяются.

Другим недостатком кинематической схемы механизма передвижения грузовой тележки является одностороннее расположение приводных колес, что приводит к забеганию колес одного рельса относительно другого. Из восьми опорных колес тележки приводными являются только два колеса. Это приводит к уменьшению сцепного веса, увеличения пути разгона и торможения тележки, что неблагоприятно сказывается на работе тележки и линии в целом.

Механизм передвижения тележки следует доработать, обеспечив возможность плавного регулирования скорости при выезде на стрелку, увеличение числа приводных колес тележки.

С целью исключения несанкционированных действий персонала, обслуживающего линию развозки металла, целесообразно оборудовать линию фискальным контролем.

Литература

1. Михеев, В.В. Специальные краны / В.В. Михеев, В.Т. Власов. – Мариуполь, 2004. – 422 с.

УДК 621.867.2

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СОЕДИНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ С ЦЕЛЬЮ ВЫРАВНИВАНИЯ НАГРУЗКИ МЕЖДУ НИМИ

Прушак В.Я., Миранович О.Л.

**ЗАО «Солигорский институт проблем ресурсосбережения
с опытным производством», Республика Беларусь**

Введение

Неравномерное распределение нагрузки между рядами скоб приводит к ограничению прочности и долговечности стыкового соединения, необходимости устанавливать дополнительные «страхующие» ряды скоб, что увеличивает трудозатраты на стыковку. Прочность стыковых соединений с П-образными скобами составляет около 70 % прочности ленты. Поэтому выравнивание нагрузки между рядами скоб конвейерной ленты является важной и актуальной задачей.

Аналитические исследования параметров соединения элементов конвейерной ленты

Рассмотрим возможность выровнять нагрузку между рядами скоб при отсутствии клеявого соединения. Целью выравнивания нагрузки является повышение несущей способности соединения с заданным числом рядов или заданным числом скоб за счет нагружения элементов соединения близкого предельно допустимому. При этом задача выравнивания нагрузки может быть представлена в оптимизационной и алгебраической постановках.

Задача оптимизации заключается в поиске оптимальных значений параметров соединения M_k , I_{mi} , d_k и l_i , обеспечивающих экстремум целевой функции, например, при заданных ограничениях $\sigma_i < [\sigma]$, $S_{mi} < [S_C]$. При условии, что усилия, возникающие в упругих элементах соединения X_1, X_2, \dots, X_{N_p} одинаковы, математическая модель примет вид

$$\left. \begin{aligned} F &= \Omega_1 \sum_i \sum_j (\sigma_i - \sigma_j)^2 + \Omega_2 \sum_i \sum_j \sum_m \sum_k (S_{mi} - S_{kj})^2; \\ X_i N_p &= P, \\ X_1 \left[-C_1 + \sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + (N_p - k) \sum_{i=1}^{k-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + C_k \right] &= P \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{2i}; \\ C_k &= C_1 - \sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) - (N_p - k) \sum_{i=1}^{k-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + N_p \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{2i}, \\ &k = 2, 3, \dots, N_p \end{aligned} \right\}, (1)$$

где M_k – число скоб в k -м ряду,

I_{mi} – число прокладок на участке i ленты m -го конца,

d_k – диаметр ножек скоб k -го ряда,

l_i – расстояние между i и $i+1$ рядами скоб, мм,

σ_i – наибольшие нормальные напряжения в скобах i -го ряда,

$[\sigma]$ – допускаемые нормальные напряжения в скобах,

S_{mi} – наибольшие контактные напряжения взаимодействия скобы i -го ряда с m -м концом ленты,

Ω_1, Ω_2 – весовые коэффициенты,
 P – растягивающее усилие, Н,
 C_k – податливость k -го ряда скоб, м/Н.

При заданном числе скоб M_O к варьируемым параметрам следует добавить число рядов N_P , а к ограничениям – условие $\sum_k M_k = M_O$.

Из формулы (1), 4-я формула, следует, что равномерное распределение нагрузки между рядами можно осуществить путем уменьшения податливости, внутренних рядов скоб по сравнению с крайними рядами. Так для пятирядного симметричного стыка ($\delta_{11} = \delta_{21} = \delta_{14} = \delta_{24}$) и ($\delta_{12} = \delta_{22} = \delta_{13} = \delta_{23}$) податливости рядов скоб должны быть следующими:

$$C_2 = C_4 = C_1 - 3\delta_{11}, C_3 = C_1 - 3\delta_{11} - \delta_{12}, C_5 = C_1.$$

При одинаковых участках ленты между рядами скоб ($\delta_{mi} = \delta_{mj}$ и $m = 1, 2, k = 2, 3, \dots, N_P$) необходимая податливость каждого ряда скоб определяется формулой

$$C_k = C_1 - \left[2 \sum_{j=2}^k (k-j+1) + (N_P - 2k)(k-1) \right] \delta_{11}, \quad (2)$$

Согласно формуле (2) для восьмирядного соединения необходимы следующие податливости рядов

$$C_2 = C_7 = C_1 - 6\delta_{11}, C_4 = C_5 = C_1 - 12\delta_{11}, C_3 = C_6 = C_1 - 10\delta_{11}, C_8 = C_1$$

Формула (2) и приведенные расчеты показывают, что с увеличением числа рядов в соединении разность податливостей средних и крайних рядов скоб также должна увеличиваться. Однако, полное выравнивание нагрузки между рядами возможно только для соединений, число рядов которых N_P удовлетворяет неравенству

$$N_1(N_P-1) = 2N_1 + 2 \left\langle \frac{C_1}{\delta_{11}} \right\rangle, \quad (3)$$

где $N_1 = \frac{N_P}{2}$ для четных N_P и $N_1 = \frac{N_P+1}{2}$ для нечетных N_P .

Изменение податливости рядов скоб целесообразно осуществить изменяя диаметр проволоки скоб, оставляя при этом неизменным число скоб в ряду. Это позволяет выравнять нагрузку не только между рядами, но и между отдельными скобами.

Диаметр проволоки для скобы k -го ряда определим следующим образом:

$$d_k = \left\{ \frac{2 k_g H_1^3}{3\pi E_c M_k} \left/ \left[C_{1-2} \delta \sum_{j=2}^k (k-j+1) - \delta(N_P-2k)(k-1) \right] \right\}^{0,25}. \quad (4)$$

Параметры клеємеханических соединений, обеспечивающие выравнивание усилий и в скобах, и в клее, определяются системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^{N_P} \left(\frac{C_i}{C_{ni}} + 1 \right) &= N_P, \\ C_k - C_1 + \sum_{j=2}^k \left(\frac{C_j}{C_{nj}} + 1 \right) \sum_{i=1}^{j-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + \sum_{j=k+1}^{N_P} \left(\frac{C_j}{C_{nj}} + 1 \right) \sum_{i=1}^{k-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) &= N_P \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{2i}, \\ \sum_{i=1}^{N_P} \left(\frac{C_{ni}}{C_i} + 1 \right) &= N_P, \\ C_{nk} - C_{n1} + \sum_{j=2}^k b_j \sum_{i=1}^{j-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + \sum_{j=k+1}^{N_P} b_j \sum_{i=1}^{k-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) &= N_P \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{2i}, \\ k &= 2, 3, \dots, N_P \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

Выравнивание нагрузки между одинаковыми рядами скоб определяется соотношением податливостей участков ленты

$$\sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} \delta_{1i} + (N_P - k) \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{1i} = k \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{2i} - \sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} \delta_{2i}, \quad (k = 2, 3, \dots, N_P).$$

После преобразований уравнение принимает вид

$$\frac{\delta_{1i}}{\delta_{2i}} = \frac{i}{N_P - i}, (i = 1, 2, \dots, N_P - 1). \quad (6)$$

Выразим податливость через число прокладок I_{1i}, I_{2i} i -го участка

$$\frac{I_{1i}}{I_{2i}} = \frac{N_P - i}{i}, (i = 1, 2, \dots, N_P - 1). \quad (7)$$

Если один конец ленты разделан ступенчато ($I_{2i} = i$), то для выравнивания нагрузки другой конец также должен быть ступенчатым, причем, симметрично первому

$$I_{1i} = (N_P - i).$$

Заключение

1. Число участков ленты, нагрузка между которыми выровнена, не может превышать число прокладок цельной ленты. Поэтому у многорядных соединений на каждом таком участке может размещаться несколько рядов скоб. При этом выровнять нагрузку между рядами скоб каждого участка возможно изменяя диаметр проволоки скоб.

2. Выравнивание нагрузки между отдельными скобами невозможно при одинаковой податливости участков лент между рядами. Проведенные исследования показали, что обеспечить полное выравнивание усилий, воспринимаемых скобами, и усилий взаимодействия скоб с лентой при разделанных или неразделанных концах лент, варьируя только M_k, I_{mi}, d_k невозможно. Либо скобы, либо концы лент, либо те и другие будут нагружены несоответственно их прочности. Большая часть скоб останется недогруженной до предельных напряжений.

3. Разделка концов лент в связи с ограниченным числом прокладок может быть использована для выравнивания нагрузки между группами рядов при условии, что прочность разделанных концов достаточна для длительного сопротивления прорыванию скобами прокладок.

4. Существенно уменьшить неравномерность распределения нагрузки можно применением двух или трех типоразмеров скоб

с податливостями, определяемыми формулой (2) при $k = 2, 3$. Так применение в стыковых соединениях вместо одного двух типоразмеров скоб позволяет уменьшить величину наибольшего усилия в 1,1 – 1,25 раза, трех типоразмеров в 1,15 – 1,35 раза и соответственно увеличить несущую способность соединения на 20 % – 40 %.

Литература

1. Инструкция по выбору, монтажу и эксплуатации конвейерных лент. – М.: НИИРП, 1981. – 75 с.
2. Конвейерные ленты / Ф.А. Махлис [и др.]; под общ. ред. Ф.А. Махлиса. – М.: Химия, 1991. – 169 с.
3. Соппротивление материалов / Г.С. Писаренко [и др.]; под общ. ред. Г.С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1973. – 672 с.
4. Малинин, Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н.Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
5. Исследование прочности и деформативности клеевых соединений конструкционных строительных материалов / А.С. Фрейдин [и др.]; под общ. ред. А.С. Фрейдина. – М.: Стройиздат, 1975. – 71 с.

УДК 621.87

ПНЕВМОКОНТЕЙНЕРНОЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ

Савицкий В.П., канд. техн. наук, доцент

Белорусский национальный технический университет (г. Минск, Республика Беларусь)

При устойчивом грузопотоке сыпучих грузов на расстояние порядка 50 км. альтернативой автосамосвалам может быть двухтрубная пневмоконтейнерная установка, с использованием которой обеспечивается безусловный экономический эффект. В то же время проектирование такой установки связано с решением задачи, имеющей несколько переменных и весьма важно саму установку оптимизировать с целью повышения эффективности работы.

Повышение эффективности работы пневмоконтейнерной двухтрубной установки возможно при использовании программы

расчета по оптимизации параметров пневмоконтейнерных систем, переработанной для современных условий.

Математическое обеспечение

Исходными данными для расчета пневмоконтейнерных систем являются:

- производительность;
- характеристика трассы;
- транспортируемый сыпучий материал.

Выходными данными для оптимизации параметров являются издержки плюс амортизационные отчисления.

При расчете указанных установок существенное влияние на выходные данные оказывает интервал запуска контейнерных составов, который не может быть меньше времени загрузки, разгрузки контейнера. Следовательно, время загрузки необходимо определить и с учетом полученной величины корректировать интервал запуска составов.

В первую очередь рассчитывается коэффициент подвижности транспортируемого материала по формуле

$$ZK=(1.-\text{SIN}(YG))/(1.+ \text{SIN}(YG)),$$

где YG – угол естественного откоса материала

Далее находится давление слоя груза в емкости, используя зависимость

$$P5=RO \cdot G \cdot 0.8 \cdot DK \cdot ZK \cdot 1000,$$

где RO – плотность материала, кг/м³;

G – ускорение силы тяжести, м/с²;

DK – диаметр контейнера, принимается 0.85·DT, здесь DT диаметр трубопровода, м

Скорость истечения груза определяется по формуле

$$FSKI=FLAN \cdot (2 \cdot P5 / (1000 \cdot RO))^{0.5},$$

где FLAN - угол внутреннего трения перемещаемого материала

Следовательно, расход истекающего груза будет равен

$$QM=FSKI \cdot FLK \cdot DK \cdot 0.8,$$

где FLK – длина контейнера, принимается по соотношению $FLK=2.8 \cdot DT$.

Время опорожнения контейнера рассчитывается по формуле

$$TI=FM2/(QM \cdot RO \cdot 1000),$$

где FM2 – масса груза в контейнере, находится как произведение величин $RZ \cdot RO \cdot FO \cdot 1000$;

RZ – коэффициент заполнения;

FO – объем контейнера

С учетом вышеизложенного потребное количество составов за час работы корректируется по зависимости

$$FS=3600./(TN+TI),$$

где TN – начальный интервал движения составов, определяемый конструкцией погрузочно-разгрузочных устройств.

Масса одного состава, если исходить из производительности установки Q, будет равна

$$FM=1250 \cdot Q/FS.$$

Число контейнеров в составе

$$FN2=FM/FM2.$$

Масса состава с грузом

$$FM4=FN2 \cdot (FM2+FM3),$$

где FM3 – масса контейнера.

Спротивление движению состава

$$FK=FM4 \cdot G \cdot FKT \cdot KSK,$$

где FKT и KSK – коэффициенты сопротивления движению и поперечного скольжения ходового колеса.

Время разгона состава

$$TNR=FM4 \cdot FSK/(2 \cdot FK),$$

где FSK – скорость передвижения контейнера.

Длина разгонного участка

$$RL=0.5 \cdot FSK \cdot TNR.$$

Интервал с учетом разгона

$$TN8=TNR - TT,$$

где TT – фактический интервал движения, равный $TT=3.6 \cdot FM/(Q \cdot 1.25)$.

Приведенное математическое обеспечение будет фрагментом перерабатываемой программы ЭВМ по оптимизации параметров пневмоконтейнерных систем для перемещения сыпучих материалов в составах по трубопроводам. Известно, что в двухтрубных системах производительность их зависит лишь от частоты посылки, поэтому показанное уточнение расчетных зависимостей актуально. Использование контейнеров на опорах качения (колесах) со специальными уплотнительными устройствами позволяет реализовать известные принципы работы пневмопочты для экономически эффективного решения проблемы транспортирования массовых грузов по трубопроводам.

Апробация программы реализована для пневмоконтейнерной установки по перемещению щебня с длиной трассы 49 км, производительностью – 280 т/ч. В проекте использован диаметр трубопровода $DT=1,22$ м, интервал пуска 384 секунды, в составе 8 контейнеров, два пневмовоза. С учетом коэффициента заполнения 0,85 масса груза в контейнере будет равна 3801 кг. Угол естественного откоса материала принят 0,77 радиан, угла внутреннего трения принят 0,4 радиана.

Масса состава получена величиной 60818 кг. Одновременно движущихся составов в грузовой ветви, – 29. Критерий Рейнольдса, – 450335, коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода 0,0589, потери давления в грузовой ветви 287449.2 Па. Мощность воздуходушных агрегатов находится в пределах 3213,1 кВт.

Получены следующие результаты, см. таблицу.

Издержки плюс амортизационные отчисления в безразмерных параметрах

Скорость движения, м/с	0,5	3,0	5,5	8,0	10,5	13,0	15,5
\tilde{I}	0,68	0,48	0,47	0,50	0,58	0,73	1

В верхней строчке таблицы приведена скорость движения составов контейнеров.

В нижней строчке, критерий \tilde{I} , издержки плюс амортизационные отчисления, в безразмерных параметрах. Получена оптимальная скорость 5,5 м/с. Такая установка спроектирована для скорости движения контейнеров 10,5 м/с, т.е. без учета параметров, получаемых из переработанной программы оптимизации пневмоконтейнерных систем, по которой принят трубопровод с диаметром 1,22 м. Эффективность уменьшилась на 23 %.

Известно, что при использовании труб с $DT \geq 1000$ мм возникают проблемы по обеспечению устойчивости стенок. В то же время критерий \tilde{I} находится в следующей зависимости от безразмерного диаметра d

$$\tilde{I} = \alpha \cdot d + \beta,$$

где α и β – постоянные величины.

Поэтому далее рассмотрены параметры установок с диаметрами $DT < 1000$ мм.

Оптимальный вариант определился с $DT = 400$ мм, при найденной ранее скорости движения 5,5 м/с.

В этих условиях число контейнеров в составе, – 11; составов в одной ветви, – 296; фактический интервал пуска оказался равным 30 с. Получен критерий $\tilde{I} = 0,37$.

Таким образом, показана высокая значимость по использованию переработанной программы оптимизации параметров пневмоконтейнерных систем для транспортирования грузов по трубопроводам.

Литература

1. Савицкий, В.П. Направления по совершенствованию пневмоконтейнерных установок / В.П. Савицкий // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фізіка-тэхнічных навук. – 1994. – С. 41–44.

УДК 69.002.5-82

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОАППАРАТОВ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Смоляк А.Н., канд. техн. наук, доцент

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Введение

Интенсивное развитие гидропривода в качестве интеллектуальной приводной технологии в настоящее время все более ярко проявляется в области строительных и дорожных машин. Мировые лидеры производства электрической (электронной), гидравлической и пневматической приводной техники реализуют приводы от персональных компьютеров, все ближе подходят к полноценной автоматизации технологических процессов.

Например, автогрейдеры и бульдозеры оснащаются автоматическими системами стабилизации положения отвала, одноковшовые экскаваторы и погрузчики обеспечиваются системами автоматической корректировки траектории движения ковша, асфальтоукладчики, бетоноукладчики, работают в режиме совмещения движений

рабочих органов при соответствующей корректировке их положения при заданных параметрах и т.д.

В гидроприводах строительных и дорожных машин, оснащенных автоматическими следящими системами за положением рабочих органов, преобразование электрического управляющего сигнала в гидравлический осуществляется при помощи гидрораспределителей с реверсивными золотниками с электрическим или электрогидравлическим приводом [1].

Для успешного выбора из существующей номенклатуры гидроаппаратов, представленных на мировых рынках, а также для проектирования конкурентоспособных устройств автоматического управления, необходимо рассмотреть группу задач по определению статических и динамических характеристик устройств, выбору средств демпфирования, обеспечивающих нужную интенсивность затухания колебаний запорных элементов при переходных процессах, оптимизацию времени их быстроедействия [2].

Определение величины транспортного запаздывания элементов управления гидроаппаратов в исполнительных устройствах строительных и дорожных машин

Важной задачей при исследовании характеристик гидроаппаратов для автоматического управления рабочими органами строительных и дорожных машин является определение частных и суммарной величин транспортного запаздывания в исполнительных устройствах гидропривода.

Современные автоматизированные гидроприводы строительных и дорожных машин включают дросселирующие гидрораспределители с двухступенчатой электрогидравлической системой управления обеспечивающей плавное и реверсивное движение рабочих органов, а также управление режимами разгрузки насосов [3].

Анализ работы гидроприводов в составе мобильных строительных и дорожных машин проводился на основе имитационного моделирования рабочих процессов с использованием метода конечных элементов с привлечением современных программных продуктов САПР.

В системах с высокой точностью управления к гидроприводам предъявляется требование обеспечить малые фазочастотные и амплитудно-частотные искажения в области малых сигналов, соответствующих десятым долям миллиметра. В этой области изменения управляющих сигналов существенное влияние на движения выходных звеньев гидродвигателей оказывают такие нелинейные факторы, как зазоры между сопрягаемыми поверхностями, утечки рабочей жидкости, отклонения геометрических размеров дросселирующих окон от номинальных и другие технологические параметры.

Динамические характеристики систем автоматической стабилизации рабочих органов строительных и дорожных машин – устойчивость, точность, быстроедействие – существенно зависят от величины

транспортного запаздывания в передаче управляющего сигнала от электрического и электронного регулятора к гидродвигателям приводов рабочих органов.

В нелинейных системах с релейным трехпозиционным законом регулирования транспортное запаздывание золотников гидрораспределителей часто является препятствием для повышения точности позиционирования и стабилизации, поэтому для определения предельных возможностей как существующих, так и вновь проектируемых гидроприводов необходимы данные по величинам транспортного запаздывания.

Суммарное транспортное запаздывание в исполнительном устройстве автоматизированной землеройно-транспортной машины может быть представлено в виде

$$t_{\text{сум}} = t_{\text{зр}} + t_{\text{пз}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{ц}} \text{ с,} \quad (1)$$

где $t_{\text{зр}}$ – время срабатывания реверсивного золотника гидрораспределителя;

$t_{\text{пз}}$ – время срабатывания управляемого переливного золотника,

$t_{\text{тр}}$ – транспортное запаздывание гидравлического сигнала в трубопроводах;

$t_{\text{ц}}$ – время протекания переходного процесса в гидроцилиндре привода рабочего органа (отвала или ковша) до начала перемещения штока.

Для двухступенчатого гидрораспределителя с электрогидравлическим управлением второй ступенью при помощи управляющего золотника, время срабатывания реверсивного золотника в общем виде может быть записано:

$$t_{\text{зр}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \text{ ,} \quad (2)$$

где t_1 – время протекания переходного процесса в электромеханической системе магнита до начала изменения переходного сечения 1-й ступени;

t_2 – время рабочего хода золотника 2-й ступени;

t_3 – время протекания переходного процесса в гидромеханической системе управления 2-й ступенью до начала изменения проходного сечения основного золотника;

t_4 – время рабочего хода 2-й ступени.

На основе полученных в результате обработки серии имитационных экспериментов средних значений составляющих рабочего процесса гидрораспределителей системы автоматического регулирования составлена диаграмма, наглядно иллюстрирующая рабочий цикл золотников (рис. 1).

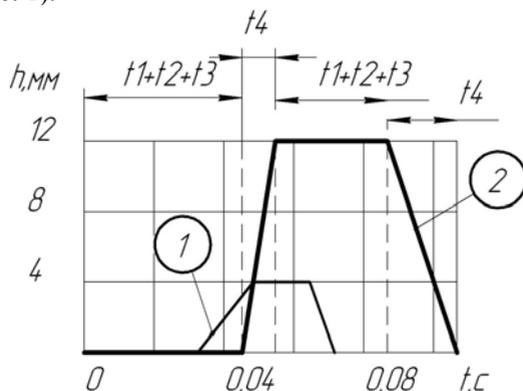


Рис. 1. Диаграмма перемещения h золотников гидрораспределителя в период рабочего цикла: t – время перемещения золотников, с; 1 – управляющий золотник; 2 – основной золотник гидрораспределителя

Дополнительно исследовалось влияние установившейся скорости перемещения штока гидроцилиндра на суммарное транспортное запаздывание $t_{\text{сум}}$ системы рабочий орган дорожно-строительной машины – гидродвигатель.

Скорость перемещения выходных звеньев гидродвигателей рабочего оборудования дорожно-строительных машин варьировалась в пределах от 0,01 до 0,04 м/с с двукратным запасом относительно скорости входного воздействия в системе объемного гидропривода. Рассматриваемая зависимость для принятых схем исполнительных устройств, приведенная на рисунке 1, позволяет оценить долю транспортного запаздывания в исполнительном устройстве в общем запаздывании передачи сигнала управления от регулятора автоматической системы к рабочему органу землеройно-транспортной машины, а также установить время срабатывания золотника гидрораспределителя с учетом влияния параметров линии управления.

Для рассмотренного случая при длине линии управления $l=2$ м и внутреннем диаметре трубопровода $d=4$ мм величина транспортного запаздывания гидравлического сигнала в трубопроводе составит $t_{пз}=0,025-0,035$ с.

Снижение быстродействия исполнительных устройств на малых скоростях (расходах рабочей жидкости в гидроприводе) может быть связано с увеличением составляющей $t_{ц}$ из-за наличия молекулярного воздуха в гидросистеме.

Выводы

1. В схемах исполнительных устройств систем автоматизированных гидроприводов рабочих органов дорожно-строительных машин при малых расходах рабочей жидкости целесообразно применять золотниковые гидрораспределители с автоматическим управлением, позволяющие повысить быстродействие систем, точность и одновременно снизить их стоимость.

2. Резервы совершенствования золотниковых гидрораспределителей систем управления заложены в снижении электромеханической постоянной времени приводного электромагнита и постоянной времени второй ступени для золотника управления при отключении электрического сигнала управления.

3. При условии применения в гидроприводах дросселирующих гидрораспределителей с электрогидравлическим управлением желательно, чтобы время перемещения управляющего золотника не зависело от параметров работы основной гидросистемы. Для этого сила электромагнита должна значительно превышать максимальную силу давления рабочей жидкости в линии управления и силу трения между золотником и корпусом.

4. Данные частотного анализа по быстродействию золотников в гидрораспределителях могут быть использованы при проектировании новых и совершенствовании существующих систем автоматического управления для дорожно-строительных машин, а также при разработке методики и оборудования для ускоренных испытаний.

Литература

1. Вавилов, А.В. Повышение уровня автоматизации строительных машин – гарант их конкурентоспособности / А.В. Вавилов, А.Н. Смоляк // Строительная наука и техника. – 2008. – № 3 (18). – С. 74–78.

2. Вавилов, А.В. Анализ динамики и минимизация времени переходных процессов в гидроприводе малогабаритной многофункциональной дорожно-строительной машин / А.В. Вавилов, А.Н. Смоляк // Вестник КГТУ. Выпуск Транспорт: сб. науч. тр. – Красноярск, 2001. – С. 166–171.

3. Смоляк, А.Н. К вопросу совершенствования автоматизации управления строительными и дорожными машинами с гидравлическим приводом /А.Н.Смоляк // Вестник БНТУ. – 2007. – № 2. – С. 9–12.

УДК.539.316-601.751

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТАНКА ДЛЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ВИТКОВ ШНЕКОВ ИЗ ПЛОСКИХ РАЗВЕРТОК

*Скоробогатый В.А.,
Новиков Д.П., студент*

**Белорусский национальный технический университет
(г. Минск, Республика Беларусь)**

Введение

В настоящее время рабочие органы дорожно-строительных машин (бульдозеры, скреперы, транспортеры, разгрузчики, погрузчики др.) содержат шнеки, которые представляют собой прямые геликоиды, что значительно снижает область их рационального использования. Предложенная работа позволяет расширить область применения указанных шнеков, а именно преобразовать их из транспортирующих в режуще-транспортирующие. Данная работа предлагает способ и приспособление для изготовления таких новых шнеков, а также помогает научиться определять параметры такого приспособления с целью практического использования при изготовлении в промышленности на основании предложенной методики.

Обычный шнек винтового конвейера представляет поверхность, которая получена движением образующей перпендикулярной оси шнека и совершающей одновременно поступательное и вращательное движение [5]. Использование такого шнека для рабочих органов землеройно-транспортных машин весьма ограничено, так как его

угол резания α составляет около $\alpha \leq 90^\circ$ и он не может разрабатывать грунт, а только транспортировать [4]. Исследованиями установлены и построены эвольвентный и конволютный шнеки [1], [2] у которых угол наклона образующей с осью составляют углы соответствующие углам резания землеройно-транспортных машин.

При необходимости можно изготовить шнеки с любым нужным углом резания. Таким образом, он превращается из транспортирующего в режуще-транспортирующий, что значительно расширяет область его рационального использования. Построение таких шнеков и их разверток подробно рассмотрено в указанных работах с использованием правил и приемов начертательной геометрии [5].

Изготовление таких шнеков производится из разверток листового материала (рис. 1) и (рис. 2) путем их формирования до необходимых размеров [3] посредством специального винтового приспособления, принцип действия которого рассмотрен в представленной работе.

Заготовку винта устанавливают на цилиндрическом корпусе (трубе) между двумя гибочными вальками, с винтообразными пазами противоположного направления, и в которые входит указанная заготовка, диаметрально противоположными частями обода.

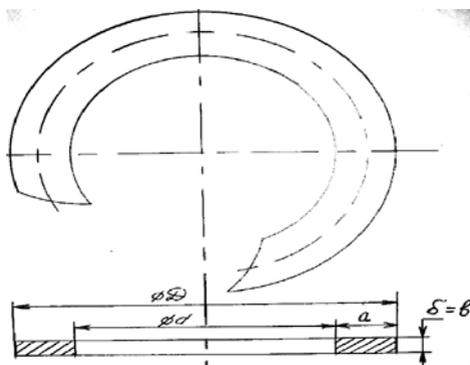


Рис. 1

Процесс формирования витка происходит путем сообщения напряжений и перемещений плоской развертке шнека, в результате действия которых появляются пластические деформации. Указанные напряжения растяжения и перемещения вызваны в любом

поперечное сечение развертки лопасти шнека результирующей внутренней силой P и моментом M (рис. 2).

Полная сила в сечении параллельна оси шнека, а плоскость момента M совпадает с плоскостью пары сил P . Нормальное поперечное сечение развертки лопасти развернута по отношению к этой плоскости на угол α . Раскладываем момент и силу на составляющие относительно осей, связанных с сечением находим.

$$M_k = P \frac{D}{2} \cos \alpha ; M_{изг} = P \frac{D}{2} \sin \alpha ; P_{ос} = P \cos \alpha ; F_t = P \sin \alpha . \quad (1)$$

Для того чтобы определить осевое перемещение λ , прикладываем к концам развертку единичные силы и находим возникающие при этом внутренние силовые факторы. Они определяются выражениями (1), уменьшенными в P раз:

$$M_{к1} = \frac{D}{2} \cos \alpha ; M_{изг1} = \frac{D}{2} \sin \alpha ; P_{ос1} = \cos \alpha ; F_{t1} = \sin \alpha .$$

Для определения перемещений в развертке необходимо написать четыре интеграла Мора из шести [6].

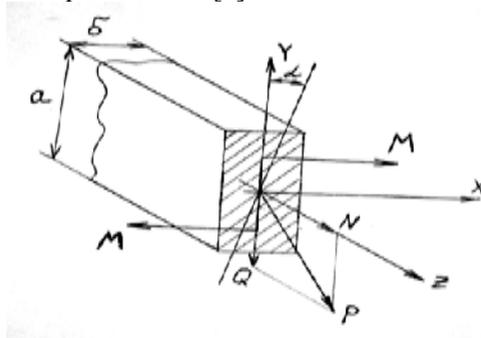


Рис. 2

Однако перемещения, обусловленные нормальной и поперечной силами, как и для всякого стержня малы, а вследствие малости угла α малым будет и осевое перемещение, связанное с изгибом витков.

$$\text{Поэтому } \lambda = \int_e \frac{M_k M_{к1} dz}{GI_k}, \quad (2)$$

где GI_k – жесткость витка на кручение.

$$\text{Подставим } \cos \alpha \approx 1, \text{ получим } \lambda = \frac{P D^2}{4 G I_k} \ell, \quad (3)$$

где ℓ – полная длина рабочей части витка, $\ell \approx \pi D$

$$\text{Получаем } \lambda = \frac{P \pi D^3}{4 G I_k}. \quad (4)$$

Поскольку виток развертки работает в основном на кручение, то

$$\text{напряжение } \tau_{\max} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{P D}{2 W_k}, \quad (5)$$

где $W = \alpha \delta^2 a$ (см. рис. 2) – момент сопротивления прямоугольного поперечного сечения развертки, составляющие которого приведены в таблице.

$\frac{\delta}{a}$	1	1,5	1,75	2	3	4	6	8	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,313

Для получения необходимых размеров режущо-транспортирующего шнека с параметрами d , D и S развертка должна иметь соответственно размеры d' , D' и S , которая затем формируется под воздействием внешней нагрузки [3]. При использовании для формообразования валов с винтообразными пазами на развертку будут действовать силы соответствующие винтовой или червячной передаче F_t , F_o , F_r , окружная, осевая и радиальная. Поперечное сечение развертки будет деформироваться под воздействием F_o осевой силы. Для указанных сил можем записать следующее соотношение из (рис.3) $F_o = F_n \sin \alpha$;

$$F_r = F_n \cos \alpha .$$

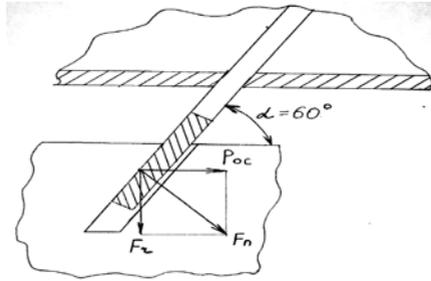


Рис. 3

$$M_{\text{вр}} = F_0 \cdot \frac{D_B}{2} = F_n \frac{D_B}{2} \sin \alpha ; M_{\text{изг}} = F_t \frac{D_B}{2} = F_n \frac{D_B}{2} \cos \alpha$$

При перемещении развертки шнека на $\lambda = D = S$ равенство (4) будет

$$\text{иметь вид } S = D = \frac{F_0 \pi D^3}{4GI_k} = \frac{F_0 \pi D^2}{4GI_k} = 1 . (6)$$

Следовательно получаем неизвестное F_0

$$F_0 = \frac{4GI_k}{\pi D^2} = F_n \sin \alpha . (7)$$

И соответственно неизвестное F_n

$$F_n = \frac{4GI_k}{\pi D^2 \sin \alpha} . (8)$$

На основании полученных значений F_n определяем окружную силу для формирования развертки

$$F_t = F_n \cdot f_{\text{тр}} ,$$

где $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения витка по валу, $f_{\text{тр}} = 0,11-0,18$.

Например, для изготовления шнека $D \leq 0,6\text{м}$ из листа толщиной $\delta \leq 6\text{мм}$ соотношение $\frac{a}{\delta} = \frac{160}{6} = 26,666$. По приведенной таблице

коэффициент $\alpha = \beta = 0,333$, а момент сопротивления и момент инерции

$$W_k = \alpha \delta^2 a ,$$

$$I_k = \beta \delta^3 a = 0,333 \cdot 0,006^3 \cdot 0,16 = 2,16 \cdot 10^{-7} = 3,456 \cdot 10^{-8} = 1,150848 \cdot 10^{-8} .$$

При угле наклона к образующей оси шнека $\alpha = 60^\circ$ для стали с модулем упругости $E = (1,9-2,15) \cdot 10^{11}$, Па, и модулем сдвига $G = (7,8-8,3) \cdot 10^{10}$, Па,

$$F_n = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10 \cdot 1,15 \cdot 10}{\pi \cdot 0,6^2 \cdot 0,86} = \frac{3200 \cdot 1,15}{3,14 \cdot 0,36 \cdot 0,86} = 3783,52 \text{ Н},$$

где $\sin \alpha = \sin 60^\circ = 0,86$.

$$M_{\text{вр}} = F_t \cdot \frac{D_{\text{в}}}{2} = \frac{0,6}{2} \cdot 3783,5 = 1135,05 \text{ Н·М}.$$

Для определения мощности привода вала примем его угловую скорость, как для машин аналогичного типа, например станка для гибки арматуры, так как в обоих процессах скорость деформирования металла должна выполняться с одинаковой скоростью составляющей

$$20-40 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

$$N = M_{\text{вр}} \cdot \omega = 1135,05 \cdot \frac{3,14 \cdot 4}{3} = 4754,5 \text{ Вт}.$$

При вращении двух валков мощность увеличивается в два раза $2N = 2 \cdot 4754,5 = 9509 \text{ Вт}$.

Заключение

В результате проведенных исследований получена методика и рассмотрен конкретный пример станка для формообразования витков шнеков. Станок должен иметь двигатель привода, мощность которого не превышает 10 кВт при частоте вращения рабочего вала в пределах 20–40 об/мин.

Литература

1. Новиков, А.А Математические и программные агрегаты визуализации геликоидов в гомологии /А.А. Новиков, Д.П. Новиков, В.А. Скоробогатый // Наука образованию, производству, экономике: материалы Шестой Международной науч.-техн. конф.: в 3 т. / БНТУ; редкол.: Б.М. Хрусталеv [и др.]. – Минск, 2008. – Т.2. – С. 180–181.

2. Скарабагаты, У.А. Пабудова складаных геаметрычных паверхняў на пракладзе эвальвенчага і канвалютных гелікаідаў / У.А. Скарабагаты, А.К. Тарашкевіч // Наука – образованию,

производству, экономике: материалы Шестой Международной науч.-техн. конф.: в 3 т. / БНТУ; редкол: Б.М. Хрусталеv [и др.]. – Минск, 2008. – Т.2. – С. 181.

3. Скарабагаты, У.А. Дэфармаванне разгортак для атрымання рэзпльна-транспартавальных шнэкаў / У.А. Скарабагаты // Наука – образованию, производству, экономике: материалы Седьмой Международной науч.-техн. конф.: в 3 т. / БНТУ; редкол.: Б.М. Хрусталеv [и др.]. – Минск, 2009. – Т.2. – С. 233.

4. Храма, Л.А. Отвал бульдозера с винтошнековым интенсификатором / Л.А. Храма, Р.Н. Кроль // Строительные и дорожные машины. – 2009. – № 9. – С. 30–33.

5. Технические развертки изделий из листового материала / Н.Н. Высоцкая [и др.]. 2-е изд. доп. и перераб. – Ленинград: Машиностроение, 1968. – 271 с.

6. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – 9-е изд., перераб. – М.: Наука, 1986. – 512 с.

УДК 625.7/8:005.93+625.08

ВЫБОР КОМПЛЕКТА МАШИН ДЛЯ ЗАГОТОВКИ ТОПЛИВНОЙ ЩЕПЫ ИЗ ДРЕВЕСНО-КУСТАРНИКОВОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ В ДОРОЖНОЙ ОТРАСЛИ

Соколовский Ю. В.

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Введение

К настоящему времени в Республике Беларусь протяженность автомобильных дорог составляет более 85,7 тыс. километров. Работы по удалению нежелательной древесно-кустарниковой растительности являются обязательной частью комплекса мер по их содержанию и эксплуатации. Помимо ежегодной вырубке кустарника они включают в себя рубки ухода (санитарные, прореживающие, возобновительные, реконструкционные и специальные), которые являющиеся эффективным методом содержания придорожных насаждений. Если при ежегодной вырубке кустарника по приблизительной

оценке может образовываться до 40 тыс. м³ древесины [1], то объемы древесины образующейся при рубках ухода пока являются неучтенными. Это можно утверждать и о древесных отходах, образующихся при строительстве новых и расширении уже имеющихся дорог. В большинстве случаев данные отходы не находят применения, сжигаются или вывозятся для захоронения на свалку. Вместе с тем при переработке в щепу они могут использоваться в качестве топлива для энергоустановок, работающих на биомассе, что позволит снизить потребление традиционных видов топлива (газ, мазут, уголь). Для решения данной задачи необходима техника и технология, позволяющие осуществлять данный процесс, а также методика их подбора.

Заготовка щепы из древесно-кустарниковой растительности

Для заготовки топливной щепы на объектах дорожной отрасли предлагается использовать мобильные рубильные машины, оборудованные бункерами-перегрузчиками и контейнерные щеповозы, со сменными контейнерами, позволяющие исключить простои техники под погрузкой.

Заготовка топливной щепы при расчистке полосы отвода автомобильных дорог производится следующим образом (рис. 1).

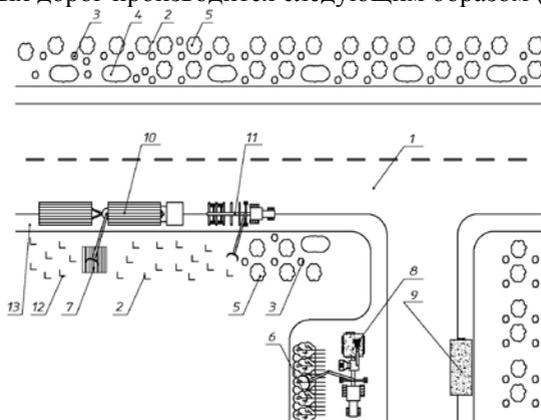


Рис. 1. Расчистка полосы отвода автомобильных дорог:

- 1 – автомобильная дорога; 2 – полоса отвода дороги; 3 – мелкие деревья;
- 4 – кустарник; 5 – крупные деревья; 6 – куча мелких деревьев; 7 – дрова;
- 8 – рубильная машина МР-25; 9 – контейнер для топливной щепы;
- 10 – сортировоз; 11 – форвардер (или валочно-пакетирующая машина с тележкой); 12 – пни; 13 – обочина дороги

Деревья и кустарниковая растительность на полосе отвода автомобильных дорог срезаются бензопилой или кусторезами. При преимущественно древесной растительности (маломерные деревья) возможна полная механизация работ с применением валочно-пакетирующей машины с лесовозным прицепом (тележкой) или иной мобильной техники с валочно-пакетирующим оборудованием. В остальных случаях ее использование возможно с последующим срезанием оставшейся кустарниковой растительности кусторезами или бензопилами.

Крупных деревья раскряжеваются на чураки и складываются в штабеля. Тонкомерные деревья, сучья, ветки складываются отдельно в кучи для подсушки и переработки в щепу. При значительном запасе древесины на полосе отвода, кучи получаются большими, если же запас древесины незначительный, то мелкие кучи желательно свозить в более крупные форвардером (погрузочно-транспортной машиной), в этом случае при переработке деревьев на щепу возрастает производительность рубильной машины.

Применение валочно-пакетирующей машины с лесовозным прицепом позволяет производить сбор непосредственно при срезании древесно-кустарниковой растительности с последующей разгрузкой в кучи. Укладку древесных отходов в кучи следует по возможности осуществлять в одном направлении, что упрощает их переработку.

Дрова, сложенные в штабеля, собираются и вывозятся сортиментовозами к потребителям или на стационарный объект для переработки в топливную щепу.

Древесные отходы, уложенные в кучи, перерабатываются на топливную щепу мобильной рубильной машиной (Беларус МР-25) с бункером-перегрузчиком. При наполнении щепой собственного бункера рубильная машина высыпает щепу в контейнер контейнерного щеповоза на базе автомобиля (МАЗ-6501А3 без прицепа или с прицепом) или трактора (ПК-12) установленный на придорожной площадке или обочине.

Контейнерный щеповоз осуществляет погрузку контейнеров на себя и (или) прицеп с последующей доставкой щепы потребителям.

При производстве щепы из древесных отходов следует учесть, что процесс сбора их форвардером с последующей вывозкой к месту складирования и переработкой в щепу является весьма затратным, в виду низкой плотности древесных отходов.

Однако исследования показали, что он является оправданным, в виду снижения производительности рубильной машины при частых переездах с места на место при сборе малых куч древесных отходов. Так перемещение на расстояние до 500 м вызывает снижение производительности, по сравнению с работой непосредственно возле кучи отходов, до 33,3 % и увеличение себестоимости переработки древесины в топливную щепу по сравнению с работой на месте на 15,9 %. При этом использование форвардера на подвозке на расстояние до 1,5 км позволяет уменьшить себестоимость заготовки в 1,6 раза.

Правильный выбор энергоресурсосберегающего комплекта машин невозможен без соответствующей методики, позволяющей из множества вариантов комплектов машин выбрать оптимальный.

Методика выбора оптимального комплекта машин

Данная методика включает в себя ряд последовательных шагов, позволяющих выбрать эффективные комплекты машин для заготовки топливной щепы из древесно-кустарниковой растительности [2]:

- 1) анализ объекта дорожной отрасли;
- 2) выбор вариантов механизации;
- 3) определение технико-экономических показателей технических средств;
- 4) определение потребности в технических средствах по рассматриваемым вариантам;
- 5) выбор оптимального комплекта машин.

Анализ объекта дорожной отрасли производится на предмет наличия древесного сырья пригодного к использованию в качестве топлива с целью определения всего имеющегося потенциала. Он осуществляется на основании имеющихся сведений о ежегодно проводимых работах, данных экологической службы, сведениях об образующихся отходах и позволяет определить вид, объем и параметры образующегося древесного сырья, возможные объекты поставки, условия и расстояния доставки древесного топлива.

Данные полученные в результате анализа систематизируются, наносятся на карту района для получения визуального отображения сети объектов производства и потребления древесного топлива, производится корректировка расстояния доставки древесного топлива.

Выбор вариантов механизации служит для определения возможных к применению комплектов машин с учетом среды и условий

работы, а также сложившихся и возможных к применению технологических процессов заготовки древесного топлива. На данном этапе осуществляется определение наиболее целесообразных вариантов механизации заготовки топливной цепи, так как номенклатура технических средств для ее заготовки может быть весьма широка, и перебрать все возможные варианты зачастую не представляется возможным. При этом исследуются условия работы и различного рода ограничения, выполняется анализ существующих технологических процессов и передовой мировой опыт, производится оптимизация существующих технологических процессов или разработка новых. Анализируются имеющиеся у дорожно-эксплуатационной организации средства механизации и существующие технические средства.

Выбор средств и вариантов механизации осуществляется:

- 1) на основании техники имеющейся у дорожно-эксплуатационной организации (для обеспечения ремонтпригодности и взаимозаменяемости технических средств);
- 2) на основании имеющегося опыта эксплуатации техники;
- 3) в соответствии с рекомендациями по рациональной области использования техники и эффективной области применения машин.

Определение технико-экономических показателей технических средств выполняется для выявления взаимосвязей и количественных закономерностей в комплектах машин для последующего сравнения вариантов механизации по нескольким критериям.

В качестве данных показателей выступают [3, 4] сменная и годовая эксплуатационные производительности, себестоимость машино-часа и машино-смены техники, стоимость 1 км пробега для подвижного состава автомобильного транспорта, капитальные затраты на технику. В связи с необходимостью экономии энергоресурсов и использования энергоресурсосберегающих комплектов машин в качестве дополнительного показателя используемого при последующем сравнении вариантов механизации может использоваться удельная энергоёмкость. На этом этапе также определяются критерии (удельные приведенные затраты, годовой экономический эффект, срок окупаемости и т.д.) и способ оптимизации.

На этапе определения потребности в технических средствах осуществляется решение транспортно-логистической задачи, с определением количества машин по рассматриваемым вариантам.

Выбор оптимального комплекта машин осуществляется на основании сравнения их технико-экономических показателей с учетом выбранного способа оптимизации. Для этого производится определение технико-экономических показателей комплектов машин, определение значений критериев оптимизации с их последующим сравнением и выбором комплекта машин с помощью принятого способа оптимизации.

Заключение

Использование сводимой нежелательной древесно-кустарниковой растительности на объектах дорожного строительства поможет обеспечить энергосбережение за счет замены традиционных видов топлива.

Эффективная заготовка из древесных отходов, образующихся на объектах дорожной отрасли, невозможна без соответствующих машин (мобильная рубильная машина, контейнерный автощеповоз, валочно-пакетирующая машина с тележкой) и соответствующей технологии.

Выбор комплектов эффективных комплектов машин должен осуществляться на основании соответствующей методики, предложенной в данной статье.

Литература

1. Соколовский, Ю.В. О создании комплекса машин и оборудования для заготовки топлива из ДКР, удаляемой с объектов строительного комплекса / Ю.В. Соколовский // Наука – образованию, производству, экономике: материалы Четвертой Международной научно-технической конференции. Секция «Строительные и дорожные машины». – Минск: БНТУ, 2006. – С. 224–227.

2. Вавилов, А.В. Выбор комплектов машин для заготовки топливной щепы из удаляемой нежелательной растительности с объектов строительного комплекса / А.В. Вавилов, М.Н. Пашковский, Ю.В. Соколовский // Наука – образованию, производству, экономике: материалы Седьмой Международной научно-технической конференции. Секция «Строительные и дорожные машины». – Минск: БНТУ, – 2008. – 104 с.

3. Баловнев, В. И. Оценка эффективности механизации строительства / В. И. Баловнев // Механизация строительства. – 2005. – № 11. – С. 16–17.

4. Вавилов, А.В. Экономическое проектирование технологических машин строительного комплекса / А.В. Вавилов, Д.В. Маров, А.Я. Котлобай. – Минск: Стринко, 2003. – 98 с.

УДК 625.7/8:005.93+625.08

КОНКУРЕНТОСПОСОБНЫЕ ОПАЛУБОЧНЫЕ СИСТЕМЫ

Черепанов И.М., Хагуш Е.И.

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Бетон занимает видное место во всех областях строительства, с ним неразрывно связаны опалубочные системы. Опалубка необходима, для придания пластичной свежееуложенной бетонной смеси определенной формы и выдержки бетона в течении нескольких суток или недель до достижения им достаточной прочности. Опалубка является вспомогательной конструкцией, она должна быть устойчивой, чтобы ее можно было использовать многократно. При установке опалубке и при ее распалубавании надо предусматривать средства механизации, которые позволяли бы выполнять эти операции механизировано и быстро, без повреждения самой опалубки.

Опалубочные системы должны соответствовать СТБ 1110-98 «Опалубка для возведения монолитных бетонных и железобетонных конструкций. Классификация и общие технические требования» СН и П 3-15-76 «Бетонные и железобетонные конструкции»

Опалубки, входящие в опалубочную систему, должны иметь низкую материалоемкость и в первую очередь металлоемкость, должны выполняться из недефицитных материалов, иметь невысокую стоимость, простую конструкцию и быть удобными в эксплуатации.

Существуют три вида опалубочных систем:

- опалубка стеновая (для возведения стен и фундаментов);
- опалубка потолочная (для возведения потолков и перекрытий);
- опалубка колонн (для возведения колонн, шахт лифтов).

По типуажу опалубка подразделяется на: мелкощитовую, крупнощитовую и специальную. Мелкощитовая опалубка предназначена

для бетонирования монолитных конструкций различных размеров и конфигураций. Например, для стен, потолков, фундаментов. При этом обеспечивает высокое качество лицевых поверхностей. Палуба выполняется из водостойкой фанеры. В состав мелкощитовой опалубки входят опалубочные щиты, доборные щиты, угловые соединительные и крепежные элементы, шарнирные углы, навесные подмости, телескопические подкосы, монтажные уголки.

Основные технические характеристики:

- размерный модуль элементов опалубки, мм – 300, 600, 900, 1200;
- максимальная масса щита, кг – 65;
- несущая способность, кПа ($\text{тс}/\text{м}^2$) – 60 (6,0);
- оборачиваемость циклов опалубки, раз – 80 – 100;

Крупнощитовая опалубка предназначена, для возведения стен, колонн, диафрагм жесткости и других конструкций зданий и сооружений из монолитного бетона и железобетона.

Основные технические характеристики:

- размерный модуль элементов опалубки:
по вертикали, мм – 300
по горизонтали – без ограничений размера;
- палуба – водостойкая фанера;
- расчетная оборачиваемость поддерживающих элементов, раз – 200;
- несущая способность, кПа ($\text{тс}/\text{м}^2$) – 65 (6,5);
- максимальная масса щита (3000*1200 мм), кг – 165.

Специальная опалубка предназначена для возведения шахт лифтов в строящихся зданиях, резервуаров, башен и т.д.

Радиус кривизны регулируется за счет угла наклона вставок.

Основные технические характеристики:

- радиус кривизны, м – 2,5 – 5;
- палуба – водостойкая фанера или стальная;
- оборачиваемость опалубки, раз – 200 – 400;
- несущая способность, кПа ($\text{тс}/\text{м}^2$) – 60 (6,0).

Критериями при выборе того или иного вида опалубки является: ее назначение (в зависимости от этого и выбирается тип опалубки), эффективность и экономичность, определяющаяся ее стоимостью в сочетании с оборачиваемостью и частотой применения, а также трудовыми затратами.

На стройках Республики Беларусь из отечественных опалубок применяются опалубочные системы ГП «Стройтехпрогресс», ООО «Фаркон», ООО «Модостр», «Монолит-2», НТЦ «Стройопалубка». Невысокое качество отечественных опалубок говорит о том, что они изготавливаются на заводах металлоконструкций. А для изготовления высококачественных опалубок требуется специальное технологическое оборудование.

Специальное технологическое оборудование включает в себя: сборочные столы (стапеля) позволяющие производить сборку щитов различных размеров и конфигураций.

Вспомогательное оборудование:

- гильотинные ножницы, предназначенные для резки заготовок различной длины, ширины и толщины;
- гибочное оборудование, предназначенное для получения заготовок различной конфигурации;
- кондуктора, предназначены для установки в них заготовок и получения щитовой опалубки различной конструкции и размеров;
- сварочное оборудование, предназначено для сварки отдельных элементов в готовую продукцию. Сварочное оборудование работает в полуавтоматическом режиме;
- токарное и фрезерное оборудование, предназначено для изготовления отдельных элементов опалубки;
- крановое оборудование, предназначено для перемещения готовой продукции к месту покраски и складирования.

На сегодняшний день в Республике Беларусь нет таких специализированных заводов, поэтому высококачественную опалубку приходится приобретать за рубежом из Германии, Франции, Италии. Стоимость 1м² отечественной опалубки дешевле импортной в 3 раза, а значит стоимость строящегося жилья не дешевеет, а дорожает.

Наряду с белорусской опалубкой в республике Беларусь широко используется опалубка фирм «PERI», «NOE» (Германия), «Outinord» (Франция), «FAREZINI» (Италия).

Анализируя технологические процессы использования опалубочных систем хотелось бы остановиться и предложить следующие актуальные вопросы:

1. Хранение опалубочных систем на строительных объектах:

- контейнерный метод хранения щитовой опалубки и ее составляющих, с одновременным сбором их в опалубочную систему.

2. Применение грузозахватных устройств, для установки опалубочных систем и их демонтажа:

- разработка и изготовление грузозахватных устройств, для возведения и демонтажа опалубки стеновой;

- разработка грузозахватных устройств, для возведения и демонтажа опалубки потолочной;

- разработка грузозахватных приспособлений, для возведения и демонтажа опалубки колонн;

- разработка грузозахватных приспособлений, для возведения и демонтажа опалубки шахт лифтов.

Насущная необходимость в снижении затрат ручного труда на строительной площадке привела в последние годы к разработке новых видов строительной техники, а также новых грузозахватных средств. Традиционно для этого применяются тросы, цепи, траверсы. В последнее время предпринимаются попытки внедрения автоматизированных устройств. Однако эффективность их не является высокой, прежде всего из-за необходимости применения различных сенсоров, чувствительных к сложным условиям строительной площадки. Одним из возможных путей решения данной проблемы является применение грузозахватных средств, способных приспособляться к размерам, массе и особенностям поверхности подлежащего перемещению строительного элемента (стеновой опалубки, потолочной опалубки, опалубки колонн и шахт лифтов).

Применение таких грузозахватных приспособлений позволит значительно сократить ручной труд, повысит уровень механизации строительного комплекса.

Литература

1. Матвеев, В.В. Примеры расчета такелажной оснастки / В.В. Матвеев – Л.: Стройиздат, Ленинградское отделение, 1965. – 214 с.

2. Временная инструкция по проектированию, изготовлению и эксплуатации монтажных приспособлений. – Минск, 1976. – 56 с.

3. Опалубка для возведения монолитных бетонных и железобетонных конструкций. Классификация и общие технические требования: СТБ 1110-98. – Минск, 1998. – С. 26–28.

4. Бетонные и железобетонные конструкции монолитные: СНиП III-15-76. – Минск, 1976. – 33 с.

УДК 621.87

ТЕЛЕЖКИ ВЫВОЗА И ВОЗВРАТА ГОТОВОЙ ПРОДУКЦИИ ЗАВОДОВ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Шавель А.А., канд. техн. наук, доцент

Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

Для вывоза и возврата готовой продукции в формовочные цеха заводов ЖБИ применяют тележки, передвигающиеся по рельсовым путям. Эти тележки бывают самоходные, т.е. привод ходовых колес тележки установлен на самой тележке, и с канатной тягой.

Привод тележек с канатной тягой выполняют по двум схемам:

1. Два, три витка каната наматываются на барабан тяговой лебедки. Концы каната закрепляются на тележке. При вращении барабана лебедки одна ветвь тягового каната сматывается с барабана, а другая наматывается - тележка перемещается в ту или иную сторону в зависимости от направления вращения барабана. Тяговое усилие на канат от барабана передается за счет сил трения между барабаном и канатом, т.е. в приводе тележки применяется канатная передача.

Канатная передача ограничивает величину передаваемого момента и предохраняет все элементы привода от поломок в случае перегрузки.

2. На барабан тяговой лебедки наматывается два каната (см. рис. 1), каждый из которых одним концом крепится к барабану, а другим концом к тележке. При вращении барабана один канат наматывается на барабан, а другой сматывается с барабана. Также как и в первом случае, тележка перемещается в ту или иную сторону в зависимости от направления вращения барабана.

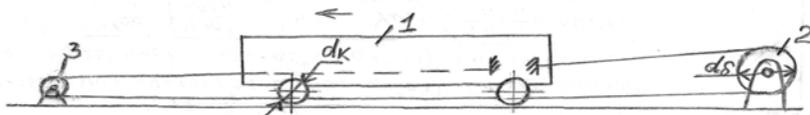


Рис. 1. Схема привода тележки с канатной тягой:

1 – тележка; 2 – барабан тяговой лебедки; 3 – отводной блок

В этом приводе отсутствует предохранительный элемент, ограничивающий величину передаваемого крутящего момента, что может привести к разрушению элементов привода (канатов и деталей их крепления, деталей крепления обводного блока и т.п.) при перегрузках, вызванных попаданием посторонних предметов под колеса тележки, неправильным наматыванием каната на барабан или его сматыванием.

Обрыв каната или разрушение деталей крепления обводного блока может привести к аварии и травмированию обслуживающего персонала.

Определим состав привода тележки и установим параметры, по которым следует его рассчитывать.

Величину усилий в канатах определим для следующих случаев:

- 1 – при установившемся движении тележки в условиях нормальной эксплуатации;
- 2 – при трогании тележки;
- 3 – при попадании посторонних предметов под колеса тележки;
- 4 – при ненормальном наматывании (смотывании) канатов на (с) барабан (а).

Расчет усилий в канатах выполним для конкретной конструкции тележки, параметры которой:

G_T – вес тележки, $G_T = 57000\text{Н}$;

G_r – вес груза, $G_r = 600000\text{Н}$;

D_k – диаметр ходового колеса, $D_k = 560\text{ мм}$;

$d_{ц}$ – диаметр цапфы ходового колеса, $d_{ц} = 100\text{ мм}$;

V – скорость движения тележки, $V = 0,3\text{ м/с}$;

t_p – время разгона тележки, $t_p = 3\text{ с}$;

d_b – диаметр барабана лебедки, $d_b = 380\text{ мм}$;

μ_y – коэффициент трения подшипников, приведенный к цапфе колеса. Для подшипников качения $\mu_y = 0,015$;

f – коэффициент трения качения, $f = 0,5$ мм;

k_p – коэффициент, учитывающий трение реборд, $k_p = 2,0$;

α – уклон пути, $\alpha = 0,001$;

q_k – вес 1 м каната, $q_k = 12$ Н;

d_k – диаметр каната, $d_k = 18$ мм.

1. При установившемся движении тележки 1 (см.рис. 1) влево на канат, набегаящий на барабан 2 будет действовать сила F_H , определяемая по формуле

$$F_H = (F_{тр} + F_y + F_{пр}) / \eta_{бл},$$

где $F_{тр}$ – сила сопротивления от трения в ходовых частях тележки;

F_y – сила сопротивления от уклона пути;

$F_{пр}$ – сила сопротивления от провисания хвостовой ветви тягового каната;

$\eta_{бл}$ – КПД обводного блока, $\eta_{бл} = 0,96$.

Сила сопротивления от трения в ходовых частях тележки на прямолинейном участке пути:

$$F_{тр} = (\dot{G}_r + \dot{G}_T)$$

$$\frac{\mu_c \cdot d_c + 2f}{D_k} k_p = (600000 + 57000) \cdot \frac{0,015 \cdot 100 + 2 \cdot 0,5}{560} \cdot 2 = 5860 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления от уклона пути

$$F_y = (\dot{G}_r + \dot{G}_T) \cdot \alpha = (600\ 000 + 57\ 000) \cdot 0,001 = 657 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления от провисания хвостового каната определяется по формуле

$$F_{пр} = q_k \cdot \frac{\ell^2}{8h},$$

где ℓ – длина хвостового каната, $\ell = 30$ м;

h – провисание каната, $h = 0,3$ м.

$$F_{пр} = 12 \cdot \frac{30^2}{8 \cdot 0,3} = 4500 \text{ Н}.$$

Тогда

$$F_H = (5\,860 + 657 + 4\,500) / 0,96 = 11\,476 \text{ Н}.$$

2. При трогании тележки натяжение набегающего на барабан каната определяется по формуле

$$F_H = F_H + \frac{F_{ин}}{\eta_{бл}},$$

где $F_{ин}$ – сила инерции масс тележки,

$$F_{ин} = \frac{G_{Г} + G_{Т}}{g} \cdot \frac{V}{t_p} = \frac{600000 + 57000}{9,81} \cdot \frac{0,3}{3,0} = 6700 \text{ Н}.$$

Тогда

$$F_H = 11\,476 + \frac{6700}{0,96} = 18\,455 \text{ Н}.$$

3. При попадании посторонних предметов под одно переднее колесо (в направлении движения), колесо блокируется и скользит по рельсу.

В этом случае сила сопротивления от трения в ходовых частях тележки определяется по формуле

$$F_{тр} = \frac{3}{4}(G_{Г} + G_{Т}) \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2f}{D_k} \cdot k_p + \frac{1}{4}(G_{Г} + G_{Т}) \varphi_{сц} \cdot k_p,$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом

При условии попадания под колеса песка, бетона и т.п. $\varphi_{сц} = 0,2$.

Тогда

$$F_{тр} = \frac{3}{4}(600000 + 57000) \frac{0,015 \cdot 100 + 2 \cdot 0,5}{560} \cdot 2 + \\ + \frac{1}{4}(600000 + 57000) \cdot 0,2 \cdot 0,2 = 70000 \text{ Н}$$

$$F_H = (70\,000 + 657 + 4\,500) / 0,96 = 78\,290 \text{ Н}.$$

4. При ненормальном наматывании каната на барабан, например, когда набегающая ветвь навивается вторым слоем, усилие натяжения ветви определяется по формуле:

$$F_H = (F_{тр} + F_{укл} + F_{упр}) / \eta_{бл},$$

где $F_{\text{упр}}$ – упругая сила от деформации хвостового каната.

Упругая сила определяется по формуле

$$F_{\text{упр}} = c \cdot \Delta x ,$$

где c – коэффициент жёсткости хвостового каната;

Δx – упругая деформация хвостового каната.

Коэффициент жёсткости каната определяется выражением

$$c = \frac{E_{\kappa} \cdot A_{\kappa}}{\ell} ,$$

где E_{κ} – модуль продольной упругости каната,

$E_{\kappa} = (1,1 - 1,2) \cdot 10^5$ МПа;

A_{κ} – «металлическая» площадь поперечного сечения каната.

Для каната диаметром 18 мм по ГОСТ 2688-80 $A_{\kappa} = 158,82$ мм².

Тогда

$$c = \frac{1,2 \cdot 10^5 \cdot 158,82}{30 \cdot 10^3} = 635 \text{ Н/мм} .$$

Упругую деформацию определяем по формуле, см. рис. 2, для одного оборота барабана:



Рис. 2

$$\Delta x = \ell + \Delta \ell - (s + \Delta s),$$

где $\Delta \ell$ – длина одного витка каната наматываемого на барабан;

$\Delta \ell = \pi (d_{\text{б}} + 2d_{\text{к}}) = 3,14 \cdot (0,38 + 2 \cdot 0,018) = 1,306$ м;

Δs – длина одного витка каната, сматываемого с барабана,

$\Delta s = \pi \cdot d_{\text{б}} = 3,14 \cdot 0,38 = 1,193$ м;

s – длина хвостового каната.

$$s = \ell + 8 \frac{h^2}{3q_k \cdot \ell} = 30 + 8 \frac{0,3^2}{3 \cdot 1,2 \cdot 30} = 30,007 \text{ м} .$$

Тогда

$$\Delta x = 30 + 1,306 - (30,007 + 1,193) = 0,106 \text{ м} ,$$

$$F_{\text{упр}} = 635 \cdot 106 = 67\,310 \text{ Н},$$
$$F_{\text{н}} = (5\,860 + 657 + 67\,310) / 0,96 = 76\,903 \text{ Н}.$$

Сравнивая полученные величины сил от натяжения тягового каната $F_{\text{н}}$, видно, что всякое нарушение нормальных условий эксплуатации (попадание посторонних предметов под колёса тележки, нарушение нормальной укладки канатов на барабан, вызывает резкое увеличение, в 4 и более раз, сопротивления передвижению, что может привести к поломке деталей привода тележки.

Заключение

Для исключения вредного влияния указанных факторов на безопасную эксплуатацию тележек необходимо:

1. Тележки оснащать предохранительными щитками, препятствующими попаданию посторонних предметов под ходовые колёса и устанавливаемыми перед каждым ходовым колесом. Зазор между щитком и головкой рельса, по которому движется ходовое колесо, не должен превышать 10 мм.

2. В приводе барабана тяговой лебёдки устанавливать или предохранительную муфту или ременную передачу, рассчитанных на передачу максимальных пусковых нагрузок в условиях нормальной эксплуатации.

3. Обеспечить постоянный контроль оператора, управляющего лебедкой, за процессом наматывания и сматывания канатов на (с) барабан (а).

Литература

1. Езерский, Н.В. Механическое оборудование заводов сборного железобетона / Н.В. Езерский, Б.Ф. Кулик. – М.: Высшая школа, 1977. с 240 с.

2. Дроздов, Н.Е. Механическое оборудование заводов сборного железобетона / Н.Е. Дроздов, М.И. Журавлев. – М.: Стройиздат, 1975. – 302 с.

3. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.

К ВЫБОРУ КОЛИЧЕСТВА ВЕДУЩИХ КОЛЕС МНОГООСНЫХ МАШИН

Яцкевич В.В.¹, д-р техн. наук, профессор,

Зелёный П.В.², канд. техн. наук, доцент,

Щербакова О.К.³, Миркитанов В.И.⁴, д-р техн. наук, профессор

^{1, 2, 3}Белорусский национальный технический университет

(г. Минск, Республика Беларусь)

⁴ОГУ (г. Оренбург, Россия)

В современных конструкциях мобильных тягово-транспортных машин широкое распространение получили многоосные ходовые системы. Конструктивно они могут быть выполнены в виде единого многоосного привода одной машины, как, например, тягачей МАЗ, МЗКТ, КамАЗ, КРАЗ или же в виде ходовой системы тягача и прицепа, соединенных в автомобильный или тракторный поезд. Для увеличения проходимости большегрузных автомобилей в сложных дорожных условиях число приводных осей увеличивают от двух до четырех. Так, автомобили КамАЗ-63501 грузоподъемностью 16 т и полной допустимой массой 26,9 т и МАЗ-543М грузоподъемностью 22,2 т и полной массой 43,5 т выполнены по колесной формуле 8 х 8. Автомобили КамАЗ 65201 грузоподъемностью 30 т и полной массой 41 т и Урал 6563 имеют колесную формулу 8 х 4. Модели автомобилей КрАЗ грузоподъемностью от 13,1 до 21 т охватывают всю гамму колесных формул 6 х 4, 6 х 6 и 8 х 4.

Тяговые машины используются также в качестве энергетических средств безрельсовых поездов. Количество осей в поездах возрастает до десяти. Для агрегатов такого типа колесная формула требует уточнения с учетом общего количества колес и количества ведущих. Тогда по аналогии с общепринятыми обозначениями тракторные и автомобильные поезда соответствуют схемам, у которых первые цифры обозначают общее количество колес, а последующие количество ведущих колес (двигателей). Так, тракторные поезда могут быть выполнены по схемам 10×4, 16×6, 20×8 (обозначены на рисунках), а автомобильные также соответственно (рис. 1).

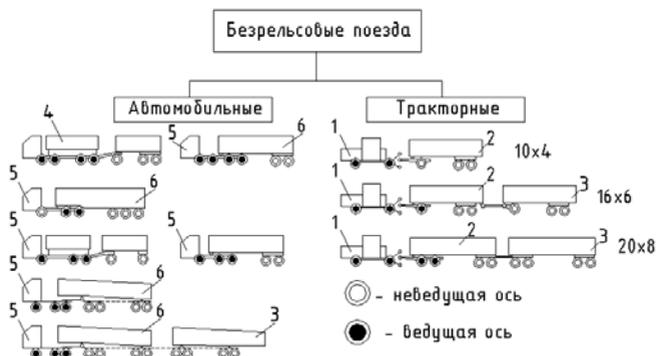


Рис. 1. Компонентные схемы автомобильных и тракторных поездов повышенной проходимости: 1 – трактор; 2 – сдвоенный полуприцеп; 3 – прицеп; 4 – автомобиль; 5 – седельный тягач; 6 – седельный полуприцеп

Таблица 1

Удельные показатели многоосных ходовых систем

Показатели:	КАМА З 6522	МАЗ 543М	8-осное шасси	КрАЗ 63221	К-701 + 2 прицепа 03ТП
Полная масса, т	33,1	43,5	93,0	31,8	54,0
Грузоподъемность, т	22,75	22,2	60	21000	27,5
Колесная формула	6x6	8x8	16x16	6x6	16x4
Число осей	3	4	8	3	8
Полная масса на ось, т	11,0	10,9	11,6	10,6	6,75
Грузоподъемность оси, т	7,6	10,9	1,16	7,0	3,44
Коэффициент грузо - подъемности G/M _п	0,68	0,51	0,64	0,66	0,51
Конструктивная масса на приводную ось, т	3,45	5,28	4,12	3,6	3,3 (2,7*)

С учетом работы тракторных поездов в полевых и сложных условиях проселочных дорог возникает необходимость в полном или частичном приводе осей прицепов. Максимальная проходимость достигается при полном использовании сцепного веса и привода на все колеса по типу многоосных колесных тягачей. Сдерживающим фактором в этом случае выступает усложнение конструкции привода,

рост его металлоемкости, увеличение стоимости, снижение механического к.п.д. привода. Кроме того, для универсальных машин в условиях движения по дорогам с твердым покрытием вследствие кинематического несоответствия колес возникает явление «паразитной» мощности, которая приводит к повышенному износу шин, дополнительной нагрузке на детали трансмиссии, а следовательно, и дополнительному расходу топлива.

Грузоподъемность прицепов G , их собственная M_C и полная M_{Π} массы связаны корреляционными зависимостями:

$$G = 7095 + 2,33 M_C; G = 1061 + 0,767 M_{\Pi}; M_C = 1043 + 0,111 M_{\Pi} .$$

Второе уравнение является более предпочтительным исходя из коэффициента множественной корреляции (0,907) и критерия Фишера (41,5). Тогда прогнозируемая полная масса для шести базовых моделей большегрузных (грузоподъемность более 10 т) тракторных прицепов образует параметрический ряд от – 13,5 до 40,3 т., а максимальная полная масса тракторного поезда с учетом массы тягача может достигать 75...80 т.

Современные транспортные поезда на базе колесных тракторов представляют собой блочно-модульные конструкции. Трактор выполняет функцию энергетического, а прицепы – транспортного модулей. Между ними расположен разъемно-соединительный блок шарнирного типа с тремя степенями свободы, обеспечивающий механическую, гидромеханическую или комбинированную догрузку ведущих колес тягача. Здесь понятие «модуль» означает составную часть агрегата, законченную в монтажном и функциональном отношении [1].

Количество осей прицепного состава тракторного поезда:

$$n = M - G / [g] ,$$

где M – полный вес прицепного состава;

G – догрузка ведущих колес тягача;

$[g]$ – допустимая нагрузка на ось.

Теоретически обоснованный ряд базовых прицепов по грузоподъемности на основании статистической обработки параметров 360 моделей мирового парка включает 11 их типоразмеров грузоподъемностью от 4 до 29 т.

Конструкция прицепов типоразмерного ряда реализована на практике и используется в народном хозяйстве как транспортное средство высокой проходимости в условиях дорог и бездорожья.

Так, грузоподъемность тракторного поезда на базе трактора К-701 в составе со сдвоенным полуприцепом ОЗТП – 8573 и прицепом ОЗТП-8572 достигла 27,5 тонн при общем количестве приводных и ведомых осей равном семи (рис. 2). Полная масса такого тракторного поезда составляет 54 т, что сопоставимо или превышает полную массу большегрузных многоосных автомобилей, работающих в условиях дорожной сети.



Рис. 2. Тракторный поезд конструкции ОЗТП

Влияние числа осей на эффективность ходовой системы определим в соответствии с рекомендациями [1 - 4]. Предположим, что ожидаемая проходимость машины с различным числом подключаемых в ведущий режим осей должны иметь одну конечную вероятность, стремящуюся к единице; во всех испытаниях вероятность проходимости одна и та же. Вследствие независимости событий применена формула:

$$P(A) = 1 - g^n,$$

где $P(A)$ – вероятность проходимости машины,
 g – вероятность её застревания.

В качестве примера рассмотрена машина, имеющая восемь приводных осей, которые можно включать поочередно. Вероятность того, что проходимость как событие появится хотя бы один раз в восьми независимых в совокупности испытаниях равна 0,98, т.е. $P(A) = 0,98$. Этот случай соответствует работе всех восьми приводных осей. Например, требуется определить вероятность появления события (проходимости) в одном испытании, т.е. при движении машины только с одной ведущей осью. По принятому допущению

ожидаемая вероятность события $P(A) = 0,98$. При числе осей равным восьми: $0,98 = 1 - g^8$, или $g^8 = 0,02$.

Отсюда $g = \sqrt[8]{0,02} = 0,6132$, а искомая вероятность проходимости многоосной ходовой системы с одним ведущим мостом: $P = 1 - g = 1 - 0,6132 = 0,387$.

Аналогичным образом определяем вероятность проходимости ходовой системы при подключении других приводных осей (1, 2, 3 и т.д., рис. 3).

Из зависимости $P = f(n)$ видно, что по мере подключения приводных осей ведущих мостов интенсивность роста вероятности проходимости последовательно снижается: 2-й – на 61 %, 3-й – на 23 %, 4-й – на 10 %, 5-й – на 6 %, 6-й – на 4 %, 7-й – на 2 %, 8-й – на 1,3 %.

Таким образом, снижение общего числа ведущих осей при том же уровне вероятности проходимости приводит к уменьшению эффективности подключения каждой последующей ведущей оси. Так, для 4-осной ходовой системы подключение второй оси увеличивает вероятность проходимости на 39 %, третьей – на 10 %, четвертой – на 3,4 %. Для двухосной ходовой системы подключение второй оси в ведущий режим увеличивает вероятность проходимости на 14 %. Результаты расчетов согласуются с практикой создания и эксплуатации тягово-транспортных машин. Известны модели одноосных тягачей типа МоАЗ, машины с колесной формулой 4 x 2 относят к классу нормальной проходимости; 4x4 и 6x6 – повышенной; 8x8 – высокой. Вместе с тем конструкция привода приводных осей

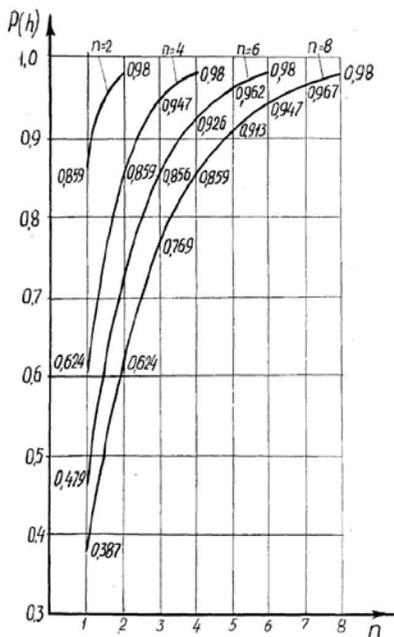


Рис. 3. Зависимость вероятности проходимости от числа ведущих осей довых систем

предусматривает возможность их отключения в хороших дорожных условиях (режим резервирования). В каждом конкретном случае количество приводных осей не должно быть избыточным, а для многоосных машин – не более шести–семи.

На основе проведенного анализа можно заключить, что максимальный эффект ведущих осей многоосной ходовой системы проявляется в тяжелых дорожных условиях с малой вероятностью проходимости, где их количество может достигать 100 %. В дорожных условиях с высокой вероятностью проходимости (на уровне 0,98 и выше) эффективность ведущих осей снижается по мере их подключения и поэтому их число может быть ограничено одной. В промежуточных по проходимости условиях соотношение количества ведущих и ведомых осей может быть определено путем идентификации дорожных условий путем приведения коэффициентов сцепления (трение скольжения) и сопротивления движения (трение качения) к общему критерию – предельным значениям вероятностей проходимости мобильных многоосных машин. Для этого требуется наличие базы достоверных экспериментально-статистических данных в достаточном объеме.

Литература

1. Ксеневиц, И.П. О движении информации, энергии и массы в жизненном цикле артефактов. Критерий устранения избыточности / И.П. Ксеневиц // Приводная техника. – 2004. – № 4, 5. – С. 2–11.
2. Белоусов, Б.Н., Колесные транспортные средства особой большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Б.Н. Белоусов; под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.: с ил.
3. Янч, Э. Прогнозирование научно-технического прогресса / Э. Янч. – М.: Прогресс, 1974. – 561 с.
4. Хан, Г., Статистические модели в инженерных задачах / Г. Хан, С. Шапири. – М.: Мир, 1979. – 335 с.

О ПОВОРОТЕ КОЛЕСНЫХ МАШИН С МИНИМАЛЬНЫМ РАДИУСОМ

*Яцкевич В.В., д-р техн. наук, профессор,
Зелёный П.В., канд. техн. наук, доцент,
Щербакова О.К.*

Белорусский национальный технический университет (г. Минск, Республика Беларусь)

Универсальные колесные тракторы широко используются в качестве энергетического средства при создании мобильных строительных машин. Одной из распространённых особенностей строительного производства являются геометрические ограничения на движения мобильных машин – машинно-тракторные агрегаты – на загонах в стесненных условиях строительных площадок.

Кинематика обычных машин с рулевой трапецией и базовых колесных тракторов не обеспечивает такой минимальный радиус поворота по двум основным причинам:

- компоновка трактора и рулевая трапеция не позволяет осуществить поворот передних колес на углы более 45 ... 50 град;
- учитывая особенности привода универсальных колесных тракторов, на повороте передний мост работает в ведомом забегающем режиме, а большой угол поворота его колес в таком случае является причиной значительного бульдозерного эффекта, в то время как реакции грунта на них, обеспечивающие поворот трактора, с увеличением угла поворота колес уменьшаются. Также имеет место значительное боковое скольжение, наряду с уводом, и увеличение действительного радиуса поворота по сравнению с теоретическим, особенно в неблагоприятных условиях по сцеплению колес с грунтом.

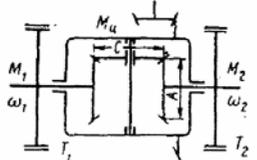
Для уменьшения радиуса поворота до минимальных значений используется прием затормаживания внутреннего колеса с учетом свойств дифференциального привода ведущих задних колес. Однако эти свойства не реализуются в полной мере из-за несоответствия одновременной комбинации кинематического и силового способов поворотов из-за указанных выше ограничений. Поэтому для поворота

с минимальным радиусом необходим переход только на силовой способ за счет дифференциального механизма с обеспечением кинематики поворота посредством дополнительного колеса ролярного типа.

Характеристика дифференциального механизма поворота приведена в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика дифференциального механизма поворота [1]

Механизм поворота	Показатели	
	кинематические	динамические
<i>Дифференциальные механизмы [$v' = v$]</i>		
<p>Простой дифференциал</p> 	$u_D = \frac{A}{C} \frac{C}{A} = -1$ $\rho = 0,5B \frac{v_2 - v_1}{v_2 + v_1} \geq 0,5B$ $v_2 = \frac{\rho + 0,5B}{\rho} v$	$M_1 = 0,5M_{\Pi} - M_T$ $M_2 = 0,5M_{\Pi}$ $M_{\Pi} = \frac{BM_T}{2r_K} u_G = BP_2$ $M_T = 2P_2 \frac{r_K}{u_G} \leq \varphi G \frac{r_K}{u_G}$ $k_3/k_2 = 1 + 2v$

Преимущества дифференциального механизма поворота заключается в простоте и компактности конструкции, в малом времени срабатывания. Недостатки сводятся к большому тормозному моменту, снижению касательной силы тяги, перегрузке двигателя, резкому повороту и неустойчивости прямолинейного движения.

Дифференциальный механизм поворота обеспечивает минимальный радиус $R=B/2$, где B – колея трактора.

Таким образом, при обеспечении движения трактора серийной массовой компоновки с минимальным радиусом (необходимость, обусловленная технологическими условиями строительного производства), его поворотливость надо признать недостаточной. В связи с этим предлагается конструкция с 5-ым навесным колесом, которая улучшает поворачиваемость трактора во время выполнения технологических операций с использованием навесного орудия и сокращает непроизводительные затраты времени.

Указанная задача решается тем, что универсальный колесный трактор, содержащий остов, несущую его ходовую систему, состоящую из расположенных попарно спереди и сзади трактора четырех колесных движителей, причём передняя пара движителей

установлена с возможностью поворота в горизонтальной плоскости для направления движения трактора, а задняя – снабжена дифференциальным приводом вращения и отдельными тормозами, два установленных на остова механизма навешивания технологических машин и орудий с управляемыми гидравлическими приводами их подъёма и опускания, один из которых – основной – расположен сзади, а второй – дополнительный – спереди, снабжён опорным колесом, установленным на дополнительном механизме навешивания (рис.1).

Опорное колесо установлено на дополнительном механизме навешивания с возможностью свободного вращения в вертикальной и поворота в горизонтальной плоскостях, причём оси вращения и поворота колеса скрещиваются под прямым углом.

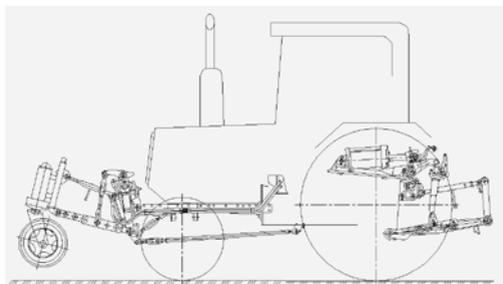


Рис. 1. Схема трактора с дополнительным опорным колесом

На рис. 2 схематически проиллюстрирован поворот трактора с использованием дополнительного колеса и обозначением сил, действующих на трактор при повороте. Поворот трактора осуществляется вокруг точки в центре давления (пятно контакта с поверхностью поля), т.е. вокруг заторможенного левого колеса. При перемещении вниз опорного колеса, оно приподнимет над опорной поверхностью переднюю пару управляемых колес.

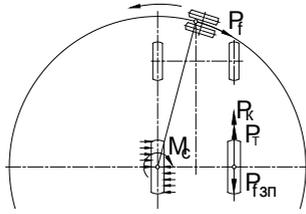


Рис. 2. Кинематическая схема поворота трактора с опорным колесом
 P_f – сила сопротивления качения опорного колеса; P_T – сила тяги заднего правого колеса; $P_{Зп}$ – сила сопротивления качению заднего правого колеса; P_K – касательная сила тяги заднего правого колеса; M_c – момент сопротивления повороту заторможенного заднего левого колеса

Для универсально-пропашного трактора обычной конструкции массой 3000кг (распределение этой массы по передним и задним колесам как 1/3 и 2/3), движущегося по грунтовой поверхности коэффициент сцепления обоих колес с почвой $\varphi=0,4$. В этом случае правое заднее колесо при повороте способно развивать силу тяги:

$$P = \frac{G_{cy}}{2} \cdot \varphi; H,$$

где G_{cy} – сцепная сила, численно равная силе тяжести, приходящейся на задние ведущие колеса, Н.

$$G_{cy} = \frac{2G}{3} = \frac{2mg}{3}; H,$$

где G – сила тяжести трактора, Н;

m – масса трактора, кг;

g – ускорение свободного падения 9,81 м/с².

Так как заднее левое колесо заторможено, то сила тяги его $P=0$. $P_f = G_{Tn} \cdot f_n$, $P_K = G_{Tn3} \cdot \varphi$; $\dot{I}_{\dot{N}} = G_T \cdot \varphi_{\dot{n}} = 2746,8 \dot{I} \cdot \dot{i}$
 $\varphi = 0,4$ для рыхлой почвы [3].

Таким образом, уравнение движения трактора с опорным колесом при заторможенном левом колесе следующее:

$$M_C + P_{f5} \cdot L = (P_K - P_{33}) \cdot B, P_K = P_{f33} + \left(\frac{M_C + P_{f5} \cdot L}{B} \right) 0,7\varphi \cdot G_T.$$

Соблюдение этого условия обязательно, так как в противном случае трактор развернуться не сможет. Второй вариант поворота приведен на рис. 3. Данный поворот вокруг середины задней оси осуществляется за счет вращения задних колес в противоположенных направлениях. В этом случае радиус поворота $R=0$.

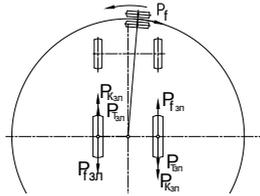


Рис. 3. Схема поворота трактора при вращении колес в противоположных направлениях

$$P_{f5} \cdot L = \left(P_{f\zeta\dot{\gamma}} - D\hat{E}\zeta\dot{I} \right) \cdot \frac{\hat{A}}{2} - \left(D_{f\zeta}\ddot{\nu} - D\hat{E}\zeta\ddot{E} \right) \cdot \frac{\hat{A}}{2}.$$

Ещё меньшим радиус поворота будет, если остановить движитель задней пары, расположенный с противоположенной направлению поворота стороне трактора, а другой движитель этой пары привести во вращение в обратном направлении, характерном движению назад (рис. 4).

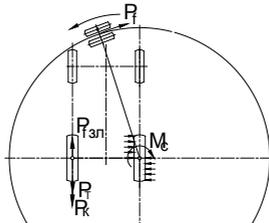


Рис. 4. Схема поворота трактора при движении задним ходом с заторможенным колесом

$$M_C + P_{f5} \cdot L = (P_K - P_{33}) \cdot B, \quad P_K = P_{f33} - \left(\frac{M_C + P_{f5} \cdot L}{B} \right) < 0,7\varphi \cdot G_T$$

Данные зависимости позволяют проанализировать значения плеча L (радиуса поворота), из которого видно, что при увеличении его длины M_C увеличивается, тем самым на изменение направления движения прикладываются меньшие усилия. Для того чтобы

определить, какая же длина будет оптимальной для установки опорного колеса, помимо теоретических расчетов необходимо провести испытания. Устройство можно использовать при выполнении такой энергоемкой технологической операции как перемешивание строительных материалов, характеризующей частыми поворотами на захватках с необходимым минимальным радиусом поворота и отсутствием орудий на переднем навесном механизме. Обычный трактор совершит такой круговой поворот с минимальным радиусом не может, так как для выполнения рабочего хода в обратном направлении он должен лечь на тот же курс по только что проложенном последнем следе рыхлителя, без дополнительного маневрирования. И на это необходимы дополнительные непроизводительные затраты времени. Представленная конструкция существенно минимизирует все вышеперечисленные недостатки на операциях, требующих сокращения времени на повороты.

Литература

1. Анилович, В.А. Конструирование и расчет сельскохозяйственного трактора / В.А. Анилович, Ю.Т. Водолажченко. – М.: Машиностроиздат, 1976. – 456 с.
2. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Гуськов, В.В. Тракторы. Теория: в 8 ч. / В.В. Гуськов. – Минск: Вышэйш. школа, 1977. – Ч. II. – 384 с.

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ «СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗАЦИЯ ДОРОЖНЫХ РАБОТ»

1. <i>Антоневич А.И.</i> Возможности совершенствования лифтов...	4
2. <i>Бракоренко Д.Д.</i> Влияние эксплуатационных факторов на техническое состояние тягово-транспортной машины.....	14
3. <i>Вавилов А.В., Быков В.Е.</i> О создании корчующего агрегата для мелиоративного строительства.....	18
4. <i>Вавилов А.В.</i> Эксплуатационная надежность – главная характеристика работы любой строительной и дорожной машины..	24
5. <i>Гарост М.М., Козлов А.В.</i> Методы диагностирования грузоподъемных кранов.....	29
6. <i>Котлобай А.Я., Котлобай А.А.</i> Модульные дозирующие системы гидравлических приводов технологических машин.....	35
7. <i>Котлобай А.Я., Котлобай А.А.</i> Дискретный гидрораспределитель гидропривода технологических машин.....	41
8. <i>Котлобай А.Я., Котлобай А.А.</i> Математическое моделирование гидропривода технологических машин.....	46
9. <i>Передня Л.И.</i> Качественное техническое освидетельствование – залог безаварийной работы грузоподъемного крана.....	52
10. <i>Передня Л.И.</i> Линия развозки жидкого металла.....	57
11. <i>Прушак В.Я., Миранович О.Л.</i> Оптимизация параметров соединения элементов конвейерной ленты с целью выравнивания нагрузки между ними.....	60
12. <i>Савицкий В.П.</i> Пневмоконтейнерное транспортирование сыпучих грузов.....	65
13. <i>Смоляк А.Н.</i> Исследование характеристик гидроаппаратов для автоматического управления рабочими органами строительных и дорожных машин.....	70
14. <i>Скоробогатый В.А., Новиков Д.П.</i> Определение параметров станка для формообразования витков шнеков из плоских разверток.....	75

15. Соколовский Ю. В. Выбор комплекта машин для заготовки топливной щепы из древесно-кустарниковой растительности в дорожной отрасли.....	81
16. Черепанов И.М. Конкурентоспособные опалубочные системы.....	87
17. Шавель А.А. Тележки вывоза и возврата готовой продукции заводов железобетонных изделий.....	91
18. Яцкевич В.В., Зелёный П.В., Щербакова О.К., Миркитанов В.И. К выбору количества ведущих колес многоосных машин.....	97
19. Яцкевич В.В., Зелёный П.В., Щербакова О.К. О повороте колесных машин с минимальным радиусом.....	103

Научное издание

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ, СТРОИТЕЛЬСТВА
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ДОРОГ, МОСТОВ
И ПОДЗЕМНЫХ СООРУЖЕНИЙ

Материалы Международной научно-практической конференции,
посвященной 90-летию Белорусского национального
технического университета

В 2 частях

Часть 2

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ
И МЕХАНИЗАЦИЯ ДОРОЖНЫХ РАБОТ

Подписано в печать 09.07.2010.

Формат 60x84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 6,45. Уч.-изд. л. 5,04. Тираж 70. Заказ 697.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.