© П.И. Тарасов, Е.В. Фефелов, А.Г. Журавлев, 2006

УДК 622.684:629.114

П.И. Тарасов, Е.В. Фефелов, А.Г. Журавлев

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

Семинар № 19

С течением времени запасы нефти истощаются и как следствие уменьшается производство нефтепродуктов при увеличении их стоимости и потребности в них. При этом современная техника совершенствуется в направлении повышения топливной экономичности, а открытые горные работы понижаются (рис. 1). Теоретически удельный расход топлива дизельного двигателя можно снизить до 156 г/(кВт·ч) при достигнутом к настоящему времени значении 190 г/(кВт·ч) [1]. При стремлении создать экономичный и недорогой дизельный двигатель существует ряд других способов снижения удельного расхода топлива на транспортную работу [2], среди которых можно выделить следующие:

- ✓ технологические
  - использование автотранспорта в рациональных горнотехнических условиях;
  - применение оптимальных уклонов карьерных автодорог;
  - совершенствование покрытий карьерных автодорог;
- ✓ конструктивные
  - применение двигателей с отключаемыми цилиндрами;
  - использование перспективных видов топлива;
  - применение комбинированных энергосиловых установок;
  - использование рекуперируемой энергии торможения;
- ✓ организационные
  - совершенствование нормирования расхода топлива;
  - проведение систематической диагностики двигателя;
  - внедрение автоматизированных систем управления автотранспортом.

Для рационального использования дизельного топлива необходимо разработать мероприятия, в частности научно-обоснованные нормы расхода топлива карьерными автосамосвалами, приборы для диагностики двигателя и электропривода, позволяющие оперативно снять требуемые характеристики и устранить неисправности, а также устройства, предотвращающие хищение топлива.

Методики определения и нормирования расхода топлива разрабатывали многие институты, научные организации и предприятия, среди которых следует выделить Санкт-Петербургский горный институт (Технический университет), Уральский горный университет, ИГД им. Д.А. Кунаева (Казахстан, г. Алматы), Институт горного дела УрО РАН, ПО «БелАЗ», Навоийский ГМК, ОАО «Якутуголь».

Принципиальная оценка методов нормирования расхода топлива карьерным автотранспортом дается исходя из того, насколько полно и объективно эти методы отражают в нормах основные условия транспортного процесса:

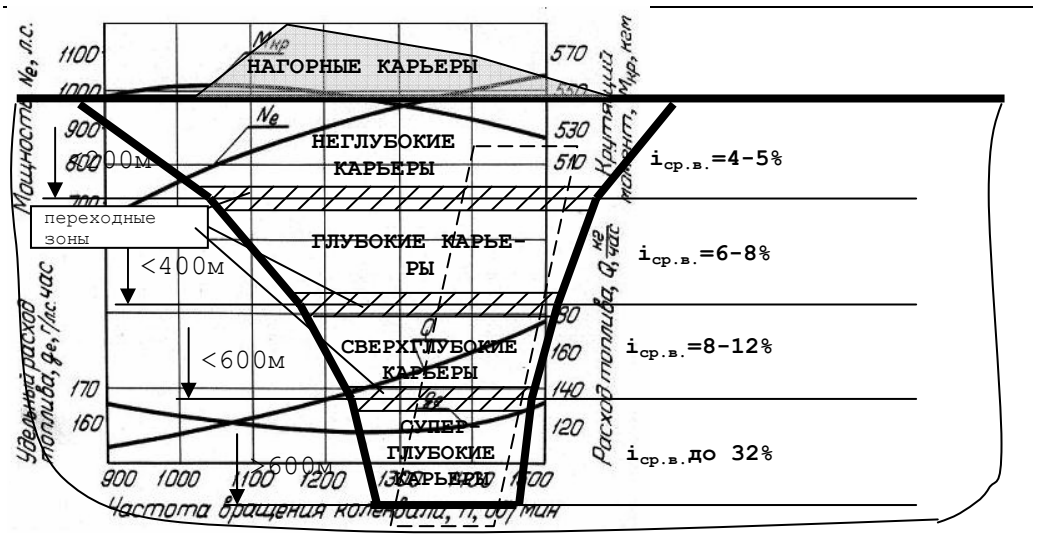


Рис. 1. Систематизация карьеров с применением мобильного транспорта на колесном и гусеничном ходу по условиям эксплуатации

- экономичность работы двигателя и трансмиссии;
- вес горной массы и степень использования грузоподъемности;
- скорость движения на всех участках транспортного цикла;
- факторы, определяющие сопротивление движению автосамосвала;
- расход топлива на вспомогательных операциях транспортного цикла и дополнительные внутригаражные расходы.

Для разработки норм расхода топлива карьерным автотранспортом применяются различные известные методы.

Статистический метод позволяет определять нормы расхода топлива на основании отчетно-статистических данных по фактическому расходу материалов в целом за значительный период времени и при большом количестве автотранспортных средств. Отчетные данные отражают прошедший этап, и потому норма, определяемая по этим данным, не может ориентировать исполнителей на более эффективное использование материалов, а также не позволяет изыскивать пути снижения его расхода. Этим методом пользуется ряд горнодобывающих предприятий (Навоийский ГМК, ОАО «Якутуголь») [3].

Статистические нормы не позволяют анализировать затраты топлива, в которых отражаются условия эксплуатации автотранспорта, его состояние и условия технического обслуживания, а также организацию транспортного процесса.

Аналитический метод позволяет установить зависимость и степень влияния на расход топлива основных конструктивных параметров автосамосвала и горнотехнических условий эксплуатации. Точность расчета зависит, в основном, от того, насколько условия, принимаемые в расчетах, соответствуют фактическим. Однако разнообразие и сложность учета горнотехнических и дорожных условий эксплуатации карьерных автосамосвалов не позволяет достоверно аналитическим путем определить расход топлива на транспортирование горной массы.

В связи с этим аналитический метод рационально использовать для выявления тенденций в изменении расхода топлива от различных факторов. Указанное позволяет теоретически определить диапазон изменения расхода топлива на выполнение транспортной работы в зависимости от горнотехнических и других условий эксплуатации.

На аналитическом методе основаны методики СПГГИ (ТУ), УГГУ и ПО «БелАЗ». По методике проф. А.А. Кулешова (СПГГИ) [1] расход топлива на транспортную работу определяется при совершении работы груженым автосамосвалом по горизонтали и вертикали. Но при этом не учитывается степень использования мощности двигателя и зависимость удельного расхода топлива двигателя от частоты вращения, т.е. от режима работы двигателя.

В методике определения расхода топлива, разработанной специалистами ПО «БелАЗ», применяются формулы классической теории автомобиля с учетом особенностей эксплуатации [4]. Но при этом не учтены такие значимые факторы, как расстояние транспортирования, расход топлива на вспомогательных операциях, сложность трасс и др.

Нормирование расхода топлива по методике УГГУ, основанной на использовании современных информационных технологий [5], невозможно ввиду отсутствия топливоизмерительной и другой аппаратуры, позволяющей получить исходные данные для последующих расчетов, необходимых для разработки научно-обоснованных норм расхода топлива. Данная методика в целом полезна только для планирования и учета расхода топлива, поскольку использование системы глобального позиционирования GPS позволяет отслеживать положение в пространстве карьерного автосамосвала, а не измерение его расхода топлива.

Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Экспериментальный метод позволяет определить расход топлива при непосредственном его измерении с помощью специальной аппаратуры. В состав экспериментальных исследований могут входить эксперименты в условиях, максимально приближенных к реальным, а также стендовые испытания, проводимые в стандартных условиях. Но в этом случае, даже при сочетании экспериментальных и стендовых измерений, не всегда представляется возможным охватить весь диапазон горнотехнических, сезонно-клима-тических, организационных и других условий работы автомобиля.

Основные принципиальные недостатки рассмотренных методов ограничивают применение каждого из них в отдельности и не позволяют объективно устанавливать научно-обоснованные и прогрессивные нормы расхода топлива для карьерного автотранспорта, а также изыскивать резервы снижения затрат топлива на транспортирование горной массы.

В ИГД УрО РАН были проведены исследования автосамосвалов грузоподъемностью 27–180 т на ряде карьеров АК «Алроса», на карьерах Башкирского, Качарского, Соколовско-Сарбайского, Печенганикель, Полтавского, Северного, Ковдорского и других горно-обогатительных комбинатах России и стран СНГ, которые показали, что расход топлива относительно ряда факторов сравнительно просто и достаточно точно определяется экспериментальным методом, но значительно сложнее аналитическим способом. И, напротив, ряд факторов не поддается экспериментальному определению или требует проведения сложных и трудоемких работ. На основе исследований была разработана специальная

экспериментально-аналитическая методика. Она представляет собой сочетание рассмотренных выше методов, которые при совместном использовании позволяют аналитические расчеты уточнить опытными данными, а экспериментальные данные обосновать теоретически. Окончательные результаты исследований проверяются и корректируются на основе статистического анализа расхода топлива на горнодобывающих предприятиях за длительный период времени.

Учет фактического расхода топлива транспортными средствами в настоящее время остается большой проблемой. Горнотехнические, климатические и организационные условия эксплуатации карьерных автосамосвалов предопределяют значительные колебания режимов работы двигателя. Конструктивные особенности двигателей автосамосвалов обеспечивают подачу топлива к насосу высокого давления в объеме, значительно большем, чем необходимый, при этом избыток сливается в бак, что повышает диапазон изменения расхода топлива. Соотношение минимального и максимального расхода топлива в трубопроводах для двигателей автосамосвалов БелАЗ достигает 1:40 - 1:60.

Учет фактического расхода топлива карьерными автосамосвалами связан с рядом требований, предъявляемых к топливоизмерительной аппаратуре:

1. Необходимость определения количества топлива, находящегося в топливном баке.

2. Необходимость в расходомере, который позволяет определить расход топлива в любой промежуток времени, при любых горнотехнических условиях, в которых эксплуатируется карьерный автосамосвал.

3. Наличие на автосамосвале аппаратуры, которая позволила бы регистрировать горнотехнические и сезонно-климатические условия эксплуатации, определяющие расход топлива карьерными автосамосвалами, без которых применение расходомеров не имеет смысла.

4. Применяемые расходомеры должны иметь срок службы, равный сроку службы автомобиля или его двигателя.

5. Затраты на применение расходомеров должны быть меньше, чем сэкономленное топливо.

При проведении испытаний на топливную экономичность карьерных автосамосвалов различной грузоподъемности Институтом горного дела УрО РАН было испытано более 20 конструкций расходомеров различных приборостроительных заводов. Испытания показали, что существующие расходомеры обеспечивают высокую точность измерения в узком диапазоне расходов (соотношение минимального и максимального расходов составляет 1:10 – 1:15).

Для исследования топливной экономичности автосамосвалов в грузовом направлении, в основном, использовались тахометрические расходомеры, которые наиболее подходят для эксплуатации на карьерных автосамосвалах. К тахометрическим относятся расходомеры, имеющие подвижной элемент, скорость движения которого пропорциональна объемному расходу топлива. По виду подвижного элемента тахометрические расходомеры подразделяются на турбинные, шариковые, роторно-шаровые и камерные.

В топливных системах автосамосвалов могут быть применены турбинные преобразователи расхода с аксиальной и тангенциальной турбинкой. Их существенные достоинства – быстродействие, высокая точность и большой диапазон измерения. Погрешность турбинного расходомера составляет 0,5–1,5 % в зависимости от точности примененного

первичного преобразователя. Основной недостаток турбинных расходомеров – изнашивание опор вследствие воздействия механических примесей, содержащихся в дизельном топливе. Кроме того, с увеличением вязкости вещества диапазон линейной характеристики уменьшается [6], что особенно существенно в зимний период.

Если в качестве подвижного элемента используется шарик, непрерывно движущийся по кругу, то такой расходомер является шариковым. Непрерывное движение по кругу обеспечивается или винтовым направляющим аппаратом, закручивающим поток, или тангенциальным подводом измеряемого вещества. Несомненное преимущество шариковых расходомеров перед турбинными – простота конструкции и возможность измерения расхода загрязненного топлива, обусловленная отсутствием изнашиваемых подшипников. Но диапазон измерения у шариковых расходомеров меньше, а погрешность несколько выше. Изнашивание шара и дорожки качения приводит к отрицательной погрешности. Кроме того, их показания сильно зависят от вязкости жидкости.

В камерных расходомерах подвижные элементы приходят в движение (непрерывное или периодическое) под давлением измеряемой жидкости и при этом отмеривают определенные объемы или массы измеряемого вещества. Они отличаются большим разнообразием подвижных элементов, которые дают наименование разновидностям этих приборов: роторные, поршневые, дисковые, лопастные и т.д. По сравнению с турбинными и шариковыми расходомерами они могут обеспечить большую точность (погрешность измерения ±0,2 %) и больший диапазон измерения. Кроме того, камерные расходомеры пригодны для измерения расхода жидкости практически любой вязкости. Но они чувствительны к загрязнениям и механическим примесям.

Большее распространение получили ролико-лопастные расходомеры, которые могут быть использованы на стендовом оборудовании в качестве образцового метрологического средства. Для ролико-лопастных расходомеров характерны бесшумность в работе, малая инерционность вращающихся частей, долговечность, надежность; погрешность измерения составляет 0,1–0,3 %. Но содержащиеся в топливе механические примеси негативно влияют на подвижные части расходомера.

Все большее применение находят ультразвуковые расходомеры, но широкого распространения они не получили в силу высокой стоимости. Ультразвуковые расходомеры обычно служат для измерения объемного расхода, потому что эффекты, возникающие при прохождении акустических колебаний через поток жидкости, связаны со скоростью последнего. Но путем добавления акустического преобразователя, реагирующего на плотность измеряемого вещества, можно осуществить и измерение массового расхода. Приведенная погрешность ультразвуковых расходомеров составляет 0,5–1 %. Существующие расходомеры очень разнообразны как по устройству первичных преобразователей, так и по применяемым измерительным схемам.

Для ввода акустических колебаний в поток и для приема их на выходе из потока необходимы излучатели и приемники колебаний – главные элементы первичных преобразователей ультразвуковых расходомеров. Работа излучателей, преобразующих переменное электрическое напряжение в акустические (механические) колебания той же частоты, основана на обратном пьезоэлектри-

ческом эффекте. На прямом пьезоэлектрическом эффекте работают приемники, преобразующие акустические колебания в переменные электрические напряжения. Преобразователь ультразвукового расходомера состоит из отрезка трубы, на котором установлены два или четыре пьезоэлектрических элемента.

Принцип действия расходомеров переменного перепада давления основан на зависимости расхода от перепада давления, создаваемое сужающим устройством, которое установлено в трубопроводе [6]. В состав расходомера входят: преобразователь расхода, создающий перепад давления; дифференциальный манометр, измеряющий этот перепад, и соединительные трубки между преобразователем и дифманометром. При необходимости передать показания расходомера на значительное расстояние к указанным трем элементам добавляется вторичный преобразователь перемещения подвижного элемента дифманометра в электрический и пневматический сигнал, который по линии связи (провода или трубки) передается к вторичному измерительному прибору.

На автосамосвалах в основном применяются поплавковые уровнемеры, устанавливаемые в топливном баке. Они сохраняют работоспособность во всех климатических зонах, но имеют низкую точность и используются только для измерения объема топлива, находящегося в топливном баке. Применяемые в качестве штатной бортовой аппаратуры на зарубежных автосамосвалах [7] и рассмотренные выше расходомеры не обеспечивают достаточную точность на всех режимах работы двигателя и не позволяют производить поверку (метрологический контроль) в условиях горнодобывающего предприятия.

Таким образом, в настоящее время не существует расходомеров, выпускаемых отечественной промышленностью, полностью пригодных (по цене, надежности, возможности поверки в условиях горнодобывающего предприятия и т.д.) для установки на весь параметрический ряд карьерных автосамосвалов. Они могут использоваться для проведения научных исследований и разработки норм расхода топлива, но не применимы для учета и контроля расхода топлива при эксплуатации автосамосвалов.

Для проведения экспериментальных исследований ИГД УрО РАН разработан комплект устанавливаемых на автосамосвале расходомеров, позволяющих производить регистрацию расхода топлива во всем диапазоне его изменения. При этом каждый из расходомеров работает только на определенном нагрузочном режиме двигателя, когда расход топлива изменяется в незначительных пределах, что позволяет производить измерения с высокой точностью.

Регистрация мгновенного расхода топлива при движении автосамосвала в грузовом направлении производится тахометрическим расходомером (турбинным, шариковым, лопастным и т.д.).

Для измерения расхода топлива при движении автосамосвала в порожняковом направлении и на маневровых операциях использовались тахометрические и поршневые расходомеры. Переключатель, установленный в схеме, позволяет изменять диапазон измерения в интервале 5-30 и 10-60 л/ч. Расходомер подключается на время измерения оператором с помощью трехходового крана.

В эксплуатационных условиях дополнительный расход топлива вызывается работой автосамосвала в пунктах погрузки и разгрузки, на которых автосамосвал совершает движение передним ходом, а путь, пройденный за это время, не входит в расстояние транспортирования. Маневрирование автомобиля и про-

стой под погрузкой также вызывают дополнительный расход топлива. Для его определения применяется мерная емкость с градуированной шкалой, которая включается оператором посредством трехходового крана.

Мерная емкость применяется также при выполнении специальных заездов на контрольном участке при определении контрольного расхода топлива и регистрации расхода топлива за определенное время (расстояние), а также при работе двигателя на холостых оборотах.

Таким образом, разработанный комплект аппаратуры, благодаря применению трех различных расходомеров, позволяет регистрировать расход топлива во всем диапазоне его изменения с допустимой максимальной погрешностью 2 %. Обработка результатов эксперимента позволяет выявить статистические характеристики расхода топлива при движении в грузовом и порожнем направлении, при маневровых операциях в забое экскаватора, на отвале и перегрузочных пунктах.

Проведенный анализ условий работы дизельного двигателя при эксплуатации автосамосвалов на современных глубоких карьерах показал, что двигатель работает практически на двух режимах. В грузовом направлении – в нагрузочном режиме при относительно постоянном максимальном расходе топлива. На всем протяжении пробега порожнего автосамосвала от отвала до забоя (протяженность которого с увеличением глубины карьера значительно сокращается) – на холостых или близких к ним оборотах. В этих условиях можно применять упрощенный метод измерения фактического расхода топлива (рис. 3), используя при этом только два расходомера различных по конструкции.

Использование существующих современных тахометрических расходомеров в качестве регистратора расхода топлива на автосамосвалах (для разработки норм расхода топлива или применения на автосамосвале в качестве штатного устройства) невозможно либо нецелесообразно из-за отсутствия возможности его тарировки и поверки при длительном сроке эксплуатации.

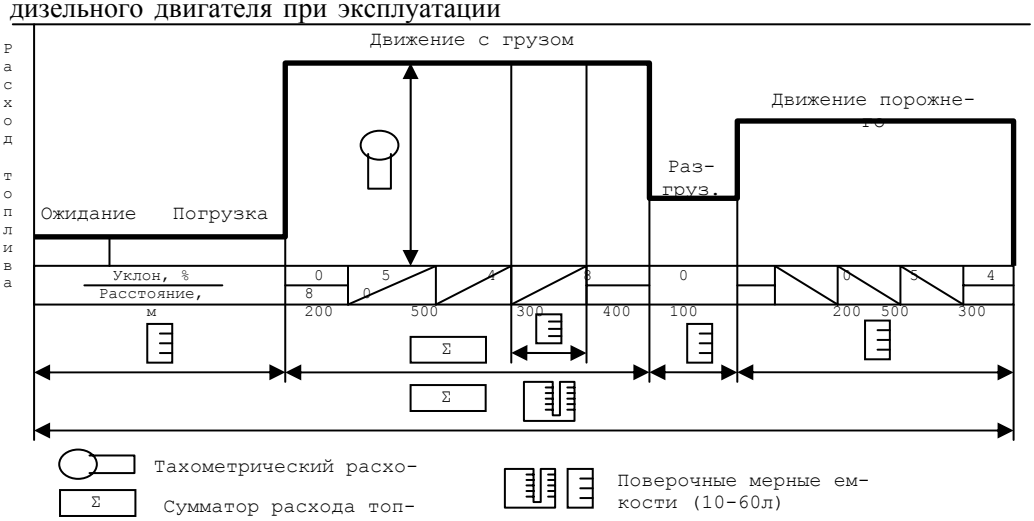


Рис. 3. Схема упрощенного измерения расхода топлива на автосамосвалах БелАЗ по операциям транспортного цикла на глубоких горизонтах карьеров

Замер только расхода топлива без регистрации параметров, определяющих этот расход (величины продольного уклона, степени загрузки, количества поворотов на трассе, и т.д.), не позволяет всесторонне анализировать полученные данные и, на наш взгляд, нецелесообразно.

Для измерения объема топлива, находящегося в топливных баках карьерных автосамосвалов, в ИГД УрО РАН разработаны специальные устройства, которые позволяют дискретно измерять расход топлива на протяжении всего периода эксплуатации автосамосвала с возможностью поверки в любой период времени.

В разработанной конструкции определение расхода топлива достигается путем измерения разности уровней топлива в топливном баке. От штатного она отличается тем, что длина потенциометра и высота топливного бака равны. Это позволяет в несколько раз повысить точность измерения благодаря высокой разрешающей способности датчика. Обмотка потенциометра навивается на один из штоков устройства, который крепится к верхней крышке топливного бака (рис. 4), для упрощения конструкции в датчике совмещены поплавок и потенциометр. Блок-схема устройства для измерения расхода топлива приведена на рис. 5.

Применение рассматриваемого устройства на карьерных автосамосвалах позволяет автоматически производить учет и контроль расхода топлива на произведенную работу, а также включать это устройство в автоматизированную систему уп-равления карьерным автотранспор-том.

Разработанное устройство зависимо от конструкций и конфигурации топливных баков. Это необходимо учитывать при тарировке датчиков уровня топлива. Первичные датчики не взаимозаменяемы для карьерных автосамосвалов различной грузоподъемности.

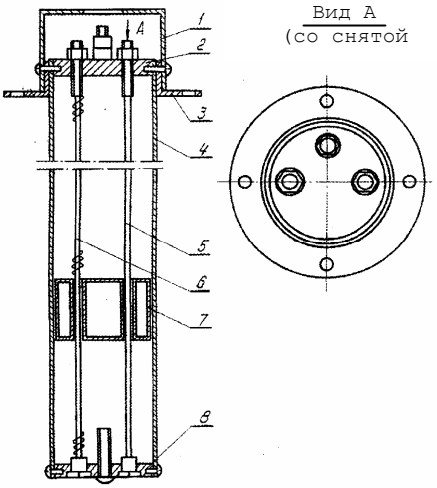


Рис. 4. Датчик уровня топлива: *1* – крышка; *2* – заглушка верхняя; *3* – фланец; *4* – корпус; *5* – токосъемник; *6* – реохорда; *7* – поплавок с контактом; *8* – заглушка нижняя

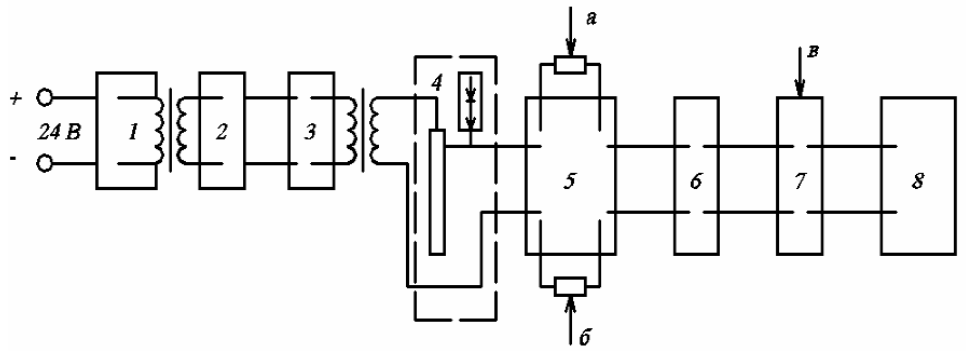


Рис. 5. Блок-схема устройства для измерения расхода топлива: 1 – импульсный стабилизатор; 2 – схемы выпрямителей питания; 3 – генератор напряжения питания потенциометра; 4 – поплавковый потенциометрический датчик уровня топлива; 5 – масштабный усилитель; 6 – выпрямитель; 7 – аналого-цифровой преобразователь; 8 – узел обработки "индикации-информации" о расходе топлива а – регулировка "0" усилителя; б – регулировка коэффициента усиления; в – кнопка "замер" топлива

В настоящее время результаты проведенных исследований во многом устарели по ряду объективных причин (изменились горнотехнические условия, появились новые модели карьерного автотранспорта и т. д.). Исследования, связанные с топливной экономичностью карьерных автосамосвалов, проводимые в последнее время, основаны на использовании практически только одного из традиционных методов (аналитического или статистического). Отсутствие комплексного подхода к решению поставленных проблем создает значительную вероятность получения ошибочных результатов.

Поэтому коллектив авторов предлагает возобновить проведение комплексных испытаний на топливную экономичность карьерных автосамосвалов с учетом достигнутого уровня развития техники и открытых горных работ. Данные испытания должны проводиться совместно следующими предприятиями:

– ПО «Белорусский автомобильный завод»;

– ООО «Уральский дизель-моторный завод»;

– Институт горного дела УрО РАН;

– Санкт-Петербургский горный институт (ТУ);

– горно-обогатительные комбинаты России и стран ближнего и дальнего зарубежья.

В результате данных исследований на безденежной основе каждый участник испытаний получит свои выгоды и преимущества. Так, Белорусский автозавод получит экспериментальные данные по топливной экономичности автосамосвала за транспортную работу, Уральский дизель-моторный завод – данные по топливной экономичности дизельного двигателя, Институт горного дела – экспериментальные данные по расходу топлива для разработки новых дифференцированных норм, горнодобывающее предприятие, на котором будут проводиться комплексные испытания, – научно-обоснованные нормы расхода топлива. При этом ИГД УрО РАН берет на себя обязательства по координации всех действий предприятий-участников испытаний и готовит аппаратуру для проведения исследований, в том числе и топливоизмерительную.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов И.В.* Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы. – СПб.: 2004.
2. *Тарасов П.И.* Исследование влияния горнотехнических факторов на расход топлива карьерным автотранспортом. Дисс. ... канд. тех. наук. Свердловск, 1982
3. *Медведев В.М., Новиков С.М.* Опыт совершенствования учета расхода топлива и работы карьерных самосвалов в АТА ОАО «Якутуголь»//Энергосбережение на карьерном автомобильном транспорте. Материалы международного научно-технического семинара, 24 – 26 июля 2003 г. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2003.
4. *Карьерная* техника ПО «БелАЗ»: Справочник/Под ред. П.Л. Мариева, К.Ю. Анистратова. – М.: ООО «КА технокомплект», 2005.
5. *Ильбульдин Д.Х., Симанов Е.В., Лель Ю.И., Николаев Н.А.* Совершенствование нормирования расхода топлива карьерными автосамосвалами на основе современных информационных технологий// Проблемы карьерного транспорта. Материалы VIII Международной научно-практической конференции 20 – 23 сентября 2005 г. – Екатеринбург: УрО РАН, 2005 г.
6. *Кремлевский П.П.* Расходомеры и счетчики количества: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989.
7. *Тарасов П.И.* (ИГД Минчермета СССР). Экономия топлива при эксплуатации карьерных автосамосвалов: обзор/ ЦНИИЭИ уголь – М.: 1987.

Коротко об авторах

Тарасов П.И., Фефелов Е.В., Журавлев А.Г. – ИГД УрО РАН.

© В.В. Зотов, 2006

УДК 622.673.1:622.673.6

В.В. Зотов

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА КАНАТНОГО И РЕЗИНОТРОСОВОГО ТЯГОВЫХ ОРГАНОВ ПОДЪЁМНЫХ УСТАНОВОК

Семинар № 19

Развитие подземной добычи полезных ископаемых требует совершенствования горной техники и, в частности, модернизации шахтного подъёма. Повышение его технических и экономических показателей может быть достигнуто на основе использования прогрессивных научно-техни-ческих решений. Одним из таких решений может стать замена подъёмных канатов одно- и многоканатных подъёмных установок (рис. 1, *а*) резинотросовыми конвейерными лентами.

Такое техническое решение позволит уменьшить диаметры приводных шкивов (барабанов), а значит, габариты и массу подъёмной машины, снизить передаточное отношение её привода, момент инерции последнего, а также уменьшить динамические моменты при запуске и реверсировании привода.

Снижение габаритов подъёмной машины влечёт уменьшение габаритов конструкций копра, что приведёт к сокращению капитальных расходов на его строительство, сокращает стоимость узлов подъёмной машины – приводного шкива, редуктора, электродвигателей, системы управления.

Масса подъёмных машин подъёмных установок оказывает существенное влияние на капитальные затраты при проектировании и строительстве подъёмных установок.

Применение резинотросовых лент взамен стальных канатов позволит сократить и эксплуатационные затраты. Несущие тросы резинотросовых лент защищены от коррозии обкладками и не требуют смазки, в то время как тяговые органы канатных подъёмных установок должны регулярно наполняться смазкой. В противном случае сокращается срок службы канатов, особенно в обводнённых шахтах. Для обеспечения высокого коэффициента сцепления канатов с поверхностью шкивов трения многоканатных подъёмных установок смазка должна быть фрикционной. Применение резинотросовых лент позволит исключить в процессе эксплуатации смазку канатов, увеличить надёжность и срок службы тяговых органов, а также сократить число их перенавесок.

С увеличением грузоподъёмности подъёмной установки, а значит, диаметра канатов и диаметров проволок, возрастают напряжения в них от изгиба. В канатных подъёмных установках требуется выдерживать регламентированные Правилами безопасности соотношения между диаметром барабана (шкива) и каната (для многоканатного подъёма $D/d > 120$), что обуславливает значительные размеры подъёмных машин, а следовательно, и их массу. Масса одних только многоканатных подъёмных машин без редуктора и электродвигателя может со-

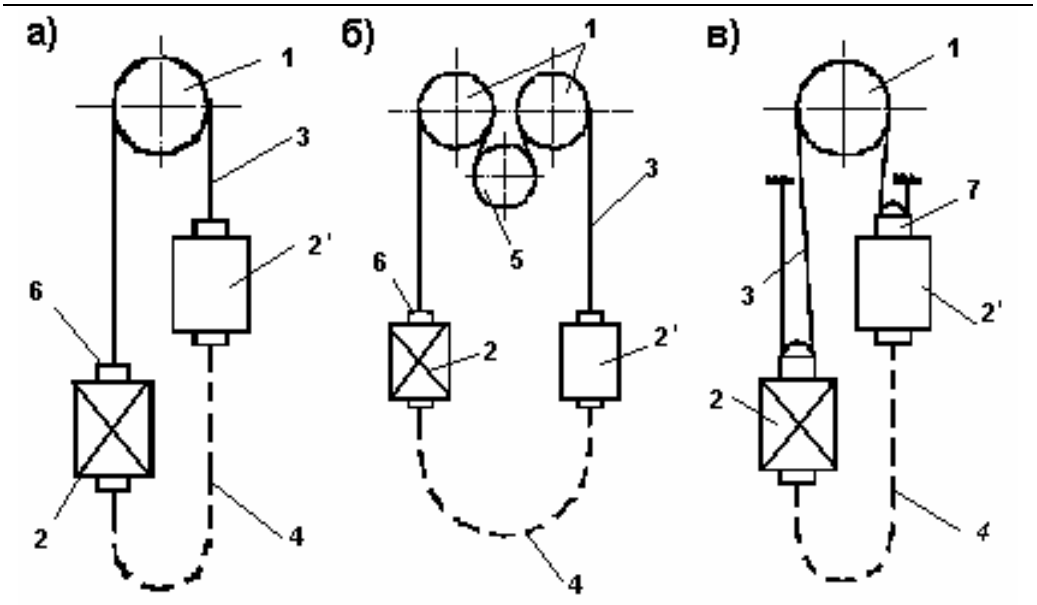


Рис. 1. Схемы подъёмных установок: *1* - приводной барабан (шкив); *2 и 2'* – подъёмные сосуды, гружёный и порожний; *3* - головные канаты или ленты, *4* - уравновешивающие канаты или ленты; *5* - обводной барабан; *6* – подвесное устройство; *7* – подвесное устройство с подвижным барабаном (шкивом)

ставить 170 т. Диаметры канатоведущих органов могут достигать 7 м.

В резинотросовых лентах диаметры тросов не превышают 12 мм, поэтому напряжения на изгиб тросовой основы лент будут ниже. В связи с этим для подъёмных установок с ленточным тяговым органом значения диаметров барабанов подъёмных машин не превысят 2,5 м.

Применение резинотросовых лент вместо канатов подъёмных установок уменьшит и нагрузки от кручения тросов, так как все тросы основы ленты расположены с уравновешиванием их на скручивание. Это позволит рассмотреть возможности выбора более рационального запаса прочности резинотросовых тяговых органов. Распределение нагрузки между большим числом тросов резинотросовых лент может способствовать увеличению грузоподъёмности подъёмных установок.

Уменьшение диаметров приводных и отклоняющих шкивов за счёт замены канатов резинотросовыми лентами даст возможность реализовать многобарабанный привод (рис. 1, *б*) и схемы с подвижными шкивами (рис. 1, *в*), что снизит нагрузку на тяговые органы и, соответственно, уменьшит расчётную разрывную прочность лент.

Достаточно сложным представляется осуществление крепления подъёмного сосуда к ленте, что связано с выравниванием нагрузок между её тросами. Неравномерность их нагружения может быть обусловлена неточностями изготовления лент, различным первоначальным натяжением их тросов, изменениями толщины обкладок и т.д.

Следует особо отметить возможность неустойчивого движения ленты на при-

водных и направляющих барабанах (шкивах). Поэтому необходимо наличие специальных устройств – центрирующих роликов на обеих ветвях ленты.

Уменьшение диаметров приводных барабанов (шкивов) при использовании ленточного тягового органа требует применения направляющих шкивов для разнесения подъёмных сосудов в стволе по его сечению. Минимальные размеры диаметров приводных барабанов без установки отклоняющих шкивов для двухконцевого скипового подъёма приведены в табл. 1. Эти диаметры превышают расчётные значения диаметров барабанов из условия допустимых напряжений изгиба тросов ленточного тягового органа.

На рис. 2 представлены графики диаметров D канатоведущих органов подъёмных машин одноканатных и с резинотросовыми лентами в зависимости от грузоподъёмности $Q_{гр}$ подъёмных установок при высоте подъёма H = 500 м.

Таблица 1

№ п.п.	Грузоподъёмность скипа $Q_{гр}$, т	Минимальный диаметр D приводного шкива, м
1	8,5-9,3	2,1
2	13-17,5	2,25
3	21-30	2,8
4	50	3,6

Следует отметить, что с увеличением грузоподъёмности установок с резинотросовыми лентами диаметр барабана подъёмной машины может оставаться постоянным. Грузоподъёмность ленты можно изменять за счёт ширины ленты, а на канатных подъёмных установках это осуществляется выбором каната соответствующего диаметра.

Недостатком резинотросовых лент при их использовании в качестве тягового органа шахтных подъёмных установок является значительная их погонная масса по сравнению с канатами.

Исследования [2, 3] показали нерациональность использования в подъёмных установках готовых лент для конвейерного транспорта из-за большой толщины их обкладок, что вызвано в основном необходимостью защиты тросовой основы лент в связи с их взаимодействием с транспортируемым грузом.

При применении конвейерных лент на подъёмных установках толщину обкладок можно уменьшить. В соответствии с рекомендациями [3] минимальная толщина ленты может выбираться исходя из условия обеспечения адгезии резиновой матрицы с тросами основы ленты и с учётом небольшой толщины специ-

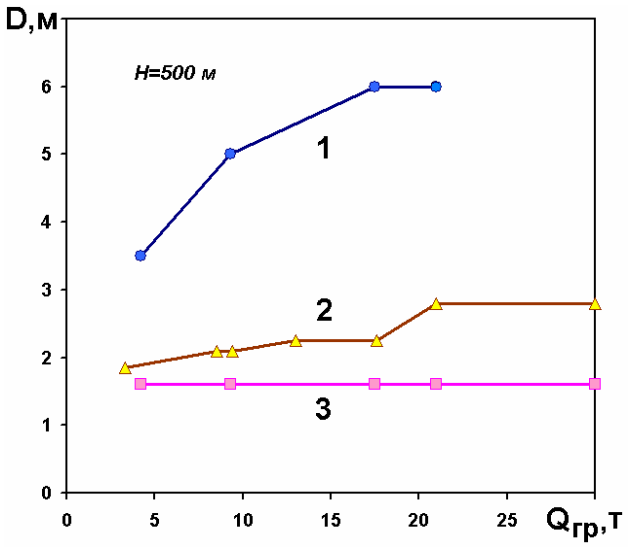


Рис. 2. Диаметры канатоведущих органов D одноканатных 1, многоканатных 2 и ленточных 3 подъёмных установок в зависимости от их грузоподъёмности $Q_{гр}$

Таблица 2

№ п.п.	Тяговый орган	Уравнение
1	Канаты	$p_к = 0{,}0086\ F_р - 0{,}1383$
2	КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА	$p_л = 0{,}0089\ F_р + 15{,}246$
3	КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА (с минимальной толщиной обкладок)	$p_л = 0{,}0085\ F_р + 5{,}403$
4	TRANSPORTGUMMI	$p_л = 0{,}0082\ F_р + 11{,}459$
5	WOLBROM	$p_л = 0{,}1962\ F_р^{0{,}695}$

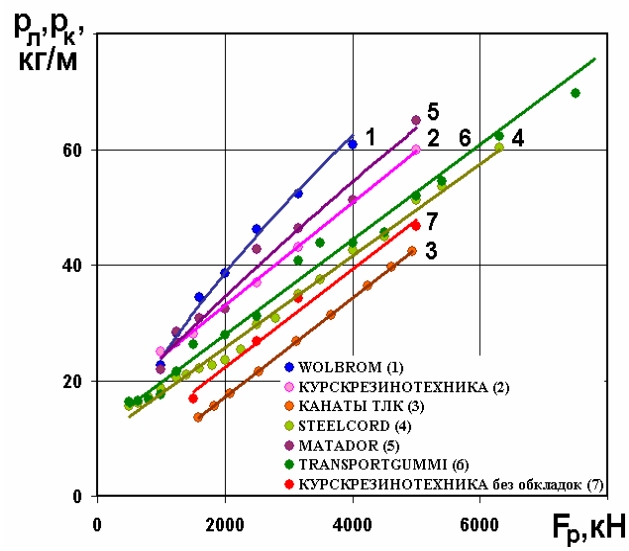


Рис. 3. Зависимости погонной массы тяговых органов $p_л$ и $p_к$ от их разрывной прочности $F_р$

ального резинового слоя, предназначенного для защиты ленты от внешних воздействий, определяемых условиями эксплуатации.

Применение лент с минимальной толщиной обкладок позволит, в свою очередь, расширить область применения ленточных подъёмных установок по высоте за счёт увеличения рабочей длины ленты без стыковых соединений, что на сегодняшний день составляет 250-300 м (длина ленты в транспортном рулоне, имеющем ограниченные габариты и транспортную массу). Фирма Metso Minerals [4] предлагает новый способ изготовления лент и транспортирования их в специальных контейнерах, позволяющих вместить ленту без соединительных стыков длиной до 800 м.

На рис. 3 и в табл. 2 для сравнения приведены зависимости погонной массы резинотросовых лент $p_л$ шириной 1 м и канатов $p_к$ от их разрывной прочности $F_р$. Как видно из графиков, производимые конвейерные ленты обладают большей погонной массой, чем канаты.

Наиболее широкий диапазон прочностей охватывают ленты TRANSPORTGUMMI и MATADOR. Они же имеют наименьшие из рассмотренных лент значения погонной массы. Кроме лент с рекомендуемыми для конвейерного транспорта обкладками были рассмотрены ленты КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКИ с минимальной толщиной обкладок, что значительно снижет массу ленты. Например, при разрывной прочности $F_р$ =5000 кН/м с тонкими обкладками 1 м^2 ленты может быть легче на 12 кг, то есть на 20 %.

На основе приведенных в табл. 2 аппроксимирующих зависимостей были определены соотношения погонных

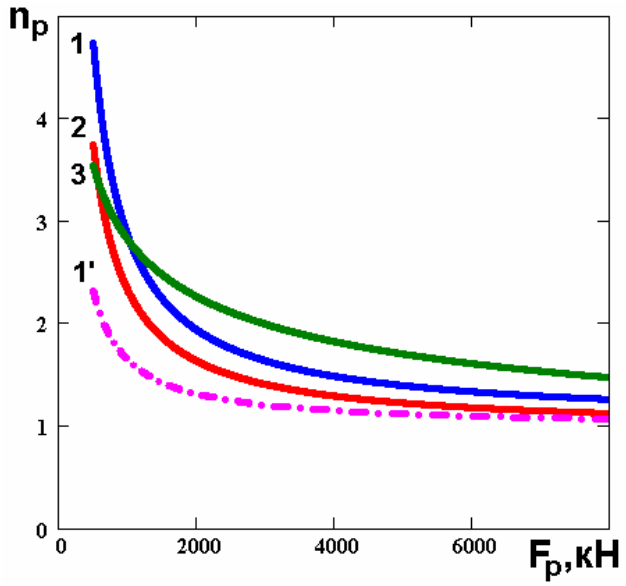


Рис. 4. Зависимости n_p от разрывной прочности F_p для лент: *1* и *1'*- КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА со стандартной и уменьшенной толщиной обкладок; *2* - TRANSPORTGUMMI; *3* - WOLBROM

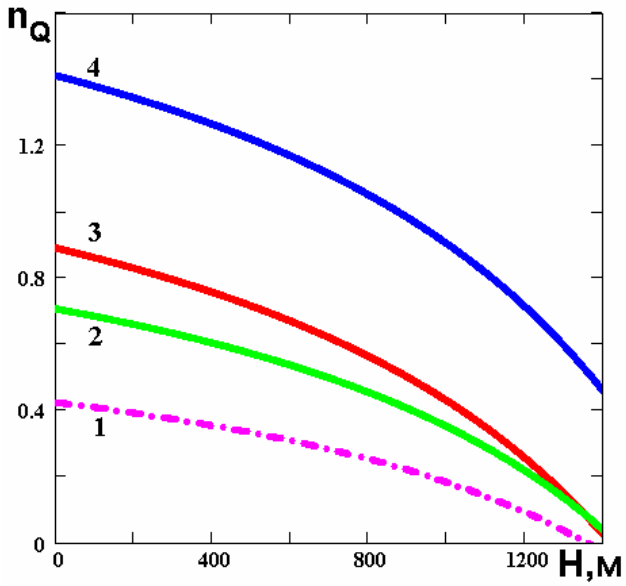


Рис. 5. Зависимости n_Q от высоты подъёма H для лент КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА: *1* – РТЛ-1500; *2* – РТЛ-2500; *3* – РТЛ-3150; *4* – РТЛ-5000

масс резинотросовых лент и канатов $n_p = p_л/p_к$ при их одинаковой разрывной прочности.

Из графика (рис. 4) видно, что при большой разрывной прочности параметр n_p стремится к 1. При этом наиболее легкими являются ленты TRANSPORTGUMMI, а наиболее тяжелыми – ленты WOLBROM. При использовании же стандартных лент КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА масса тягового органа по сравнению с канатами увеличивается на 50-20 % при разрывном усилии свыше 4000 кН. При минимальной толщине резиновых обкладок ленты её погонная масса с ростом разрывного усилия приближается к погонной массе канатов. Поэтому для подъёмных установок с ленточными тяговыми органами необходимо выбирать ленты с максимальными разрывными прочностями.

Повышение массы ленточного тягового органа по сравнению с канатным проявляется меньше при применении подъёмных установок со шкивами трения на неглубоких шахтах.

При решении вопроса выбора тягового органа (ленты или каната) имеет значение соотношение масс полезного груза $n_Q = Q_{ар}^{л} / Q_{ар}^{к}$, где $Q_{ар}^{л}$ и $Q_{ар}^{к}$ – полезные грузоподъёмности лент и канатов соответственно. На рис. 5 приведены зависимо-

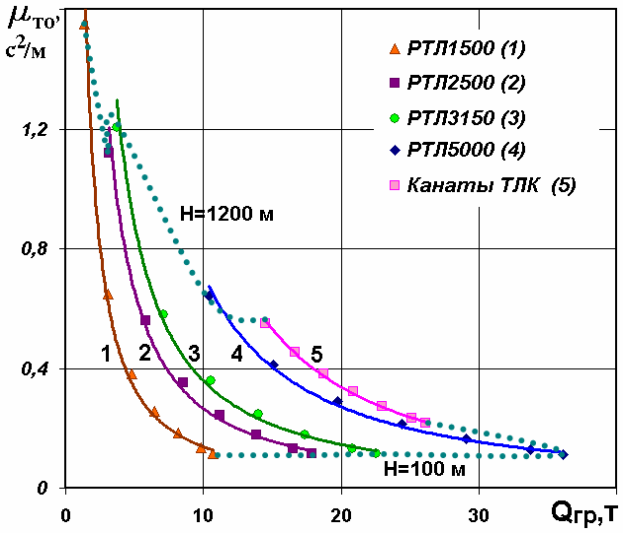


Рис. 6. Зависимости массивности тягового органа $\mu_{то}$ от грузоподъёмности $Q_{гр}$ подъёмной установки

сти параметра n_Q от высоты подъёма Н, рассчитанные для канатов типа ТЛК максимальной прочности и типоряда лент КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА шириной В = 1м.

По сравнению с самыми мощными канатами типа ТЛК лента РТЛ-5000 обеспечивает большую грузоподъёмность при одноканатном подъёме. Остальные ленты такого преимущества при принятой ширине не имеют. Следует отметить, что коэффициент запаса прочности для лент принимался более высокий (m = 7), чем это рекомендуется ПБ для канатных подъёмных установок.

Таким образом, по грузоподъёмности резинотросовые ленты не уступают канатам, а при небольших глубинах могут их даже превосходить. Однако с увеличением высоты подъёма начинает сказываться относительно большая погонная масса резинотросовых лент, поэтому целесообразность применения подъёмных установок с лентами будет только при облегчённых лентах, например, за счёт замены металлических тросов каркаса лент тросами из синтетического волокна, что уже предлагается компаниями [4].

Следует также отметить, что по сравнению с одноканатными подъёмными установками недостаток завышенной массы ленты при статических нагрузках может быть нивелирован в динамических режимах. Дело в том, что в подъёмных установках с ленточным тяговым органом эксплуатационная длина тягового органа короче как минимум на высоту подъёма ввиду того, что эта часть канатов наматывается на барабан. Поэтому общая масса тягового органа подъёмных установок с резинотросовыми лентами будет меньше, что сократит и маховые моменты на перемещение тягового органа.

Для сравнения тяговых органов удобно пользоваться их массивностью:

$$\mu_{то} = \frac{p \cdot L}{g \cdot Q_{гр}},$$

где L – полная длина тягового органа, м; p – погонная масса тягового органа, кг/м.

На рис. 6 приводятся зависимости массивности тягового органа $\mu_{то}$ от их грузоподъёмности $Q_{гр}$. Зависимости определены для высот подъёма от 100 (нижняя граница) до 1200 м (верхняя граница). Из графика видно, что по сравнению с канатами все ленты имеют меньшую массивность в области высокой грузоподъёмности $Q_{гр}$ = 20-40 т и небольших высот подъёма Н = 100-400 м.

Заключение

Применение резинотросовых ленточных тяговых органов вместо канатов может обеспечить подъёмным установкам некоторые преимущества:

- Уменьшение габаритов, массы и массивности элементов подъёмной машины;
- Снижение капитальных и эксплуатационных расходов на шахтном подъёме;
- Увеличение ресурса тяговых органов подъёмных установок;
- Применение высокопроизводительных подъёмных установок со шкивами трения на неглубоких шахтах Н = 100-400 м.

В то же время резинотросовым лентам присущи следующие недостатки:

- Возможность неустойчивого движения ленты на приводных и направляющих барабанах;
- Необходимость выравнивания нагрузки между тросами основы ленты;
- Высокая погонная масса резинотросовых лент.

При проектировании подъёмных установок с ленточными тяговыми органами следует учитывать необходимость устройств, центрирующих движение ленты на приводном барабане, и подвесных устройств подъёмных сосудов с возможностью выравнивания нагрузки между тросами ленты. Использование схемы подъёмной установки со шкивом трения позволит уменьшить массивность тягового органа. При этом рекомендуется использовать ленты высокой разрывной прочности с уменьшенной толщиной обкладок лент.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Каталоги* компаний КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА, MATADOR, CONTITECH, TRANSPORTGUMMI, WOLBROM, BRIDGESTONE.
2. *Зотов В.В.* Определение области использования подъёмных установок с ленточным тяговым органом//Горный информационно-аналитический бюллетень, № 10 – Москва, Издательство МГГУ, 2005 г., с. 277 – 280.
3. *Колосов Л.В.* Рациональные параметры высокопрочных резинотросовых канатов//Изв. Вузов. Горный журнал. – 1989 г. №2, с. 105-109.
4. *Пальке Ю., Гюнтер Р.* Расширение сферы применения вертикальных конвейерных систем Flexowell® («Флексовелл») и Pocketlift® («Покетлифт») за счёт использования высокопрочных элементов из стали и кевлара, работающих на растяжение // Горный журнал. – 2003 г. №1, с. 48-49.

Коротко об авторах

Зотов В.В. – ассистент, кафедра «Горная механика и транспорт», Московский государственный горный университет.

© С.В. Назаренко, К.Д. Давтян, Г.Л. Левковский, В.Д. Христолюбов,

УДК 62-761:539.4

С.В. Назаренко, К.Д. Давтян, Г.Л. Левковский,
В.Д. Христолюбов, Б.Ю. Давиденко

ПРОЧНОСТНАЯ ОЦЕНКА МНОГОСЛОЙНЫХ ОБЛИЦОВОЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Семинар № 19

Прочностной расчет образцов облицовочных изделий по результатам испытаний производится в соответствии с формулами, приведенными в ГОСТ 30629-99. При этом имеется в виду, что материал образца представляет собой однородную изотропную среду. В то же время в указанном стандарте отсутствуют специальные формулы для расчета многослойных облицовочных изделий, получивших довольно широкое применение.

Некоторые виды распространенных многослойных облицовочных изделий показаны на рис. 1. Эти изделия представлены двумя видами. Первый вид - изделия, включающие облицовочный слой – плиту из природного камня и приклеенную к облицовочному слою упрочняющую основу (пластину) из стекловолоконной сетки. Второй вид - изделия, включающие облицовочный слой – плиту из природного камня и приклеенную к облицовочному слою упрочняющую основу из алюминиевых сот. Алюминиевые соты – это коробчатая конструкция, состоящая из склеенных между собой верхней пластины из стеклопластика, шестигранных ячеек из сплава на основе алюминия и нижней пластины из стеклопластика.

Для прочностной оценки многослойных изделий применим два метода: расчетно-экспериментальный и экспериментальный.

Первоначально рассмотрим расчетно-экспериментальный метод.

В указанном методе исходным действием является нахождение положения нейтральной оси сечения. Это положение определяется с помощью статического момента, который будем вычислять относительно нижнего края (тыльной стороны) изделия.

Примем допущение, согласно которому элементы сечения будем рассматривать выполненными из одного материала. Поэтому для нахождения статического момента используем площади сечения отдельных элементов.

Найдем статический момент относительно нижнего края изделия:

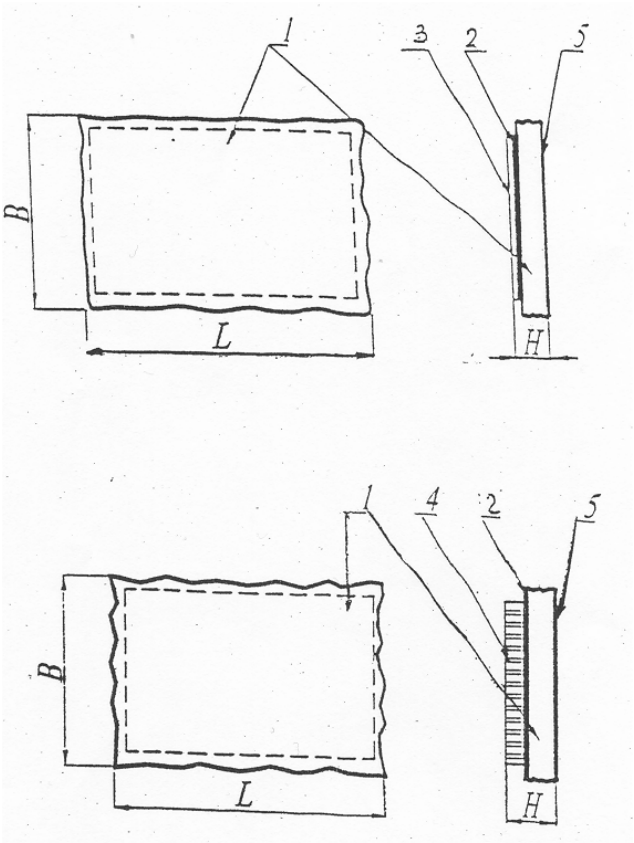
$$S = \sum_{i=1}^{n} F_i y_i . \qquad (1)$$

Найдем площадь сечения:

$$F = \sum_{i=1}^{n} F_i . \qquad (2)$$

Координата центра тяжести сечения:

$$y = \frac{S}{F} . \qquad (3)$$



Некоторые виды многослойных облицовочных изделий: *1* – плита с необрезными гранями (слэб); *2* – слой клея (для пропитки и склеивания); *3* – стекловолоконная сетка; *4* – слой из алюминиевых сот; *5* – лицевая поверхность без клея. Примечание. Помимо указанных на рисунке возможны также следующие варианты изделий: плиты с обрезными гранями; плиты (со стекловолоконной сеткой) с двухсторонней пропиткой клеем.

В формулах (1) и (2) приняты следующие обозначения: F_i - площадь элемента сечения изделия; y_i - координата центра тяжести элемента.

При реально принимаемых размерах элементов сечения смещение центра тяжести всего сечения относительно центра тяжести каменной плиты будет незначительным. Кроме того, надо учесть, что плотность материала пластин и сотовых ячеек существенно меньше плотности камня (при расчете эти плотности были приняты равными). Это уменьшает фактическое смещение центра тяжести. Соответственно расчеты можно с достаточной точностью выполнять, принимая ось, проходящую через центр каменной плиты, в качестве нейтральной.

Далее находим формулу для определения напряжения изгиба. При этом рассматривается следующее расчетное положение, пре-дусмотренное ГОСТ 30629 -99: образец изделия в виде балки, опирающейся на шарнирно-неподвижную и шарнирно-подвижную опо-ры, нагружен силой, приложенной в середине пролета.

В этом случае формула для определения напряжения растяжения (в МПа) имеет вид (на основе общеизвестных положений сопротивления материалов):

$$\sigma_p = \frac{M}{W_p} = \frac{Pl\,y_p}{4J} = \frac{Pl(h_a - 0{,}5h_к)}{4J}, \quad (4)$$

где $M = \frac{Pl}{4}$ - изгибающий момент в опасном сечении (в середине пролета l

Результаты сопоставления расчетно-экспериментального и экспериментального методов

Вид гранита	$h_к$, мм	$h_а$, мм	P, кН	σ_P, МПа	$\frac{\sigma_P}{P}$, $\frac{МПа}{кН}$
Калгувара	12,1	24,1	4,00	200,0	50,00
	12,5	25,1	4,23	221,5	52,36
	12,6	25,0	4,05	210,4	51,95
Мансуровский	8,4	20,1	3,05	161,6	52,98
	8,9	21,6	3,24	185,1	57,13
	9,2	22,0	2,31	133,9	57,97
Емельяновский	11,2	23,8	3,89	196,6	50,54
	11,2	23,8	3,59	181,5	50,56
	11,3	24,0	3,75	191,2	50,99

балки), Н мм; $W_p = \frac{J}{y_p}$ - момент сопротивления сечения, мм^3; P - сосредоточенная нагрузка, вызывающая разрушение образца, Н; l - расстояние между опорами, мм; J - момент инерции сечения, мм^4; y_p - расстояние от нейтральной оси до крайнего волокна в зоне растяжения, мм; $h_а$ - толщина изделия (образца), мм; $h_к$ - толщина каменной плиты, мм. $h_к$

Если в формуле (4) величину P выразить не в $Н$, а в $кН$ (числитель и знаменатель разделить на1000) и подставить расчетное значение J, то получим величину σ_p.

Для различных конструкций можно дать запись в общем виде:

$$\sigma_p = \frac{Pl(h_а - 0,5h_к)}{K}, \qquad (5)$$

где K - величина, имеющая размерность мм^4.

Изложенный метод применим для расчета других видов многослойных облицовочных изделий, содержащих упрочняющую основу из материалов, отличающихся от рассмотренных.

Основное преимущество представленного метода – возможность получения абсолютных значений напряжений в конструкциях, а не каких-либо относительных характеристик.

В то же время следует учитывать, что предложенный метод является приближенным, имеющим оценочный характер. Для его применения в конкретных случаях необходимы некоторые реальные сведения по разрушающей нагрузке P.

Реальные (экспериментальные) сведения по разрушающей нагрузке P позволяют учесть те факторы, которые сложно предусмотреть в расчетной схеме и которые фактически проявляются в процессе разрушения образцов.

При экспериментальном методе оценки прочности во внимание принимаются только величины разрушающей нагрузки P, т.е. относительно точные характеристики.

Сопоставим два метода на примере разрушения образцов с упрочняющей основой из алюминиевых сот.

Расчет по первому методу при этом произведен по формуле (5) при следующих условиях:

l = 200 мм (соответственно ГОСТ 30629-99);

K =60-72 мм^4 (при $h_к$ = 8,5-12,5 мм).

Сопоставим результаты по данным испытаний в сухом состоянии образцов. Как видно из таблицы, для каждого из трех видов испытывавшихся гранитов между σ_p и P поддерживается близкое соотношение. Наибольшая разница, полученная для случая, связанного с мансуровским гранитом, составляет 57,97:52,98 $\approx$ 1,094, т.е. менее 10 %. Это находится в пределах допустимого.

Необходимо отметить, что величины напряжений σ_p, приведенные в таблице, относятся к нижним слоям пластин из пластика. Эти напряжения являются максимальными для рассматриваемых сечений. Они, как правило, находятся в пределах допустимых растягивающих напряжений для используемых пластических материалов. Разрушение образцов происходит в расположенных выше слоях камня, так как каменные материалы плохо воспринимают нагрузки растяжения.

В итоге можно сделать следующие выводы:

1. Между величинами напряжения и разрушающего усилия прослеживается корреляционная зависимость.

2. Рассмотренные два метода - расчетно-экспериментальный и экспериментальный - позволяют оценить процесс разрушения и прочность образцов с достаточно близкой точностью.

Коротко об авторах

Назаренко Сергей Владимирович – кандидат технических наук, первый заместитель генерального директора, ОАО Московский камнеобрабатывающий комбинат»,
Давтян Карлен Давидович – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, ФГУП «ВНИПИИстромсырье»,
Левковский Григорий Лазаревич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ФГУП «ВНИПИИстромсырье»,
Христолюбов Владимир Дмитриевич – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Физика горных пород и процессов», Московский государственный горный университет,
Давиденко Борис Юрьевич – кандидат технических наук, профессор, кафедра «Физика горных пород и процессов», Московский государственный горный университет.

Д И С С Е Р Т А Ц И И

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	*Название работы*	*Специальность*	*Ученая степень*

ЯКУТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ им. М.К. АММОСОВА			
ПОПОВ Владимир Иванович	Математическое моделирование тепломассопереноса в горных породах с использованием диаграммы фазового равновесия	05.13.18	к.т.н.