



УДК 622.73

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ВСТРОЕННОЙ СИСТЕМЫ ТОРМОЖЕНИЯ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

Лукиенко Леонид Викторович

докт. техн. наук, зав. кафедрой

ФГБОУ ВО Тульский государственный педагогический университет

им. Л.Н. Толстого

Аннотация

В статье представлены результаты стендовых испытаний встроенной системы торможения очистного комбайна с электроприводом механизма подачи на базе двигателя постоянного тока и бесцепной системой подачи.

Ключевые слова: очистной комбайн, встроенная система торможения, бесцепная система подачи, стендовые испытания.

THE RESULTS OF TESTING INTEGRATED BRAKING SYSTEM OF SHEARER LOADER

Leonid V. Lukienko

Doct. Techn. Sc., Head of the Department

Tula State Lev Tolstoy Pedagogical University

ABSTRACT

The article presents the results of bench tests of the integrated braking system of a shearer loader with an electric haulage mechanism based on a DC motor and a chainless haulage system.

Keywords: shearer loader, integrated braking system, chainless haulage system, bench tests.

Введение. Тормозные устройства комбайна 1КШЭ установлены на предпоследнем валу редуктора механизма подачи. Конструктивной особенностью механизма подачи комбайна 1КШЭ является применение на нём двух электродвигателей постоянного тока ДРК-27.

Привод колеса движителя от электродвигателей осуществляется посредством пяти пар зубчатых колёс, расположенных в каждом из центральных редукторов. На пятом валу трансмиссии механизма подачи смонтировано тормозное устройство, состоящее из стакана, тормоза, дисков наружных и внутренних, опорных дисков и деталей для сборки. Все детали тормоза смонтированы в корпусе, в котором выполнены восемь ступенчатых расточек для установки плунжеров. Плунжеры с торцевой стороны имеют сферически выполненные

поверхности, которыми они воздействуют на диски, с наружной стороны на большом диаметре - канавки под резиновые кольца, а с другой стороны - отверстия для установки пружин.

Пружины в рабочем положении поджимаются крышкой, которая крепится к корпусу болтами, стопорящимися от самоотвинчивания проволокой. Для прохода жидкости гидросистемы на рабочую поверхность каждого плунжера в корпусе выполнены радиальные отверстия, которые соединены проточкой. В крышке тормоза запрессована втулка, в отверстии которой скользит подпружиненный указатель для визуального контроля срабатывания тормоза, а также для выявления износа дисков. Чем больше истираются диски, тем глубже утоплен торец указателя относительно торца втулки.

Внутренние диски установлены на шлицах вала, между ними расположены диски, наружные шлицы которых входят в пазы стакана, фиксируемого от проворота штифтом. При отсутствии давления в гидросистеме плунжеры тормоза передают общее усилие пружин на опорный диск, который сжимает набор чередующихся внутренних и наружных дисков. В этот момент вал тормоза оказывается заторможенным. Неподвижным будет и колесо движителя БСП, связанное с валом тормоза через приводную шестерню движителя и пару зубчатых колёс.

Гидросистема тормозного устройства запитана от насоса 50НР14 через золотниковую секцию гидроблока, в линии которой установлено реле давления РДС-1М, которое по электрической схеме связано с тумблером направления и включения механизма подачи. Управление тормозом осуществляется с переносного пульта управления, а в аварийных ситуациях - автоматически. После выбора направления движения для перемещения комбайна включается одно из положения датчика скорости и при наличии давления в линии управления 3 МПа срабатывает реле РДС-1М и 1РП2, управляющее золотниковой секцией тормоза. Масло от насоса 50НР14 через золотниковую секцию поступает под плунжера тормоза, диски растормаживаются и комбайн начинает перемещаться с заданной скоростью. Для остановки комбайна отключается 1РП2 золотниковой секции и РДС-1М, давление масла в тормозной системе падает до 0. Пружины действуют на плунжера и сжимают диски плавно стопоря редуктор и движитель БСП, т.е. комбайн в целом.

Целью работы было проведение стендовых испытаний встроенной системы торможения очистного комбайна с электроприводом постоянного тока и бесцепной системы подачи для разработки предложений по повышению эффективности работы встроенных тормозов.

Результаты и их обсуждение. Кроме гидромеханических тормозов, комбайн имеет и регулируемое динамическое торможение (рабочее), обеспечивающее безопасное управление при движении машины вниз с заданной скоростью. При испытаниях, проведённых на стенде с регулируемым углом наклона, фиксировались следующие параметры: скорость перемещения комбайна, тормозной путь, давление, развиваемое насосом управления тормозом, время срабатывания тормозных устройств, усилия торможения. На стенде были смонтированы 13 секций конвейера СП301 с навесным оборудованием и рейкой 2УКПК. Регистрация параметров проводилась на быстродействующий самопишущий прибор Н-327-5. В качестве первичных приборов для регистрации давления были использованы датчики давления МД-Т. Для регистрации

скорости использовался датчик скорости ДС-81 с отметчиком пути конструкции ИГД им. А.А. Скочинского. Величина тока двигателей механизма подачи снималась с шунта 75mV на 200А. Этот сигнал преобразовывался с помощью преобразователя тока Е-856/1.

Техническая характеристика тормозного устройства очистного комбайна 1КШЭ: Рабочее давление жидкости растормаживания, МПа - 3; Суммарное усилие пружин тормоза на сжатие, Н -36000; Удельное давление в тормозных дисках, МПа - 0.63; Количество пружин, шт -8; Усилие рабочее на одну пружину, Н -4500; Рабочая среда - масляная ванна; Система управления - ручная, автоматическая; Масса комбайна, кг -37000; Количество тормозных устройств -2.

Величина тормозного усилия определялась на горизонтальном участке при стаскивании комбайна гидродомкратом [1], для чего поочерёдно снимались пружины с левого и правого тормозов и проводилось стаскивание машины отдельно с каждым, а затем было определено усилие необходимое для перемещения комбайна без обоих тормозов. Его величина составила - 13.1 тс. Гидродомкрат для определения тормозного усилия был закреплён на реечном ставе с питанием от отдельной маслостанции, оборудованной регистрирующей аппаратурой. Чтобы исключить "закусывание" и дополнительные сопротивления в направляющих при стаскивании, гидродомкрат был установлен таким образом, чтобы обеспечить совпадение векторов сил приложения домкрата и движителя комбайна в обеих плоскостях. Величина тормозного усилия, развиваемого левым тормозом, составила 33.6 тс, правым тормозом - 32.9 тс. Небольшая разница величин усилия тормозов может быть объяснена наличием допуска пружин на сжатие и находится в его пределах.

При испытаниях была дополнительно проверена работа системы защиты (отключение комбайна при выходе из зацепления одного из колёс движителей и срабатывания тормозных устройств). Время срабатывания системы защиты при угле наклона стенда 35 градусов и скорости подачи машины 2...2.5 м/мин составило 8-12 с, при этом величина тормозного пути - 85 мм.

Анализируя результаты испытаний, можно отметить, что наиболее сложным режимом работы тормоза является движение комбайна вниз, так как в этом случае действующая на него скатывающаяся составляющая совпадает с направлением движения, значительно ухудшая условия работы тормоза. На рисунке 1 представлены зависимости пути торможения от начальной скорости торможения при движении вниз. Из рисунка видно, что при малых углах наклона стенда (до 16°) и скоростях движения машины до 7 м/мин наибольшее влияние на путь торможения оказывает угол наклона стенда. При дальнейшем увеличении угла наклона стенда это влияние снижается и определяющим фактором при формировании пути торможения является начальная скорость торможения, т.е. кинетическая энергия, которой обладает комбайн к этому моменту времени. При скоростях перемещения 7-8 м/мин угол наклона стенда и начальная скорость торможения оказывают примерно одинаковое влияние на величину пути торможения.

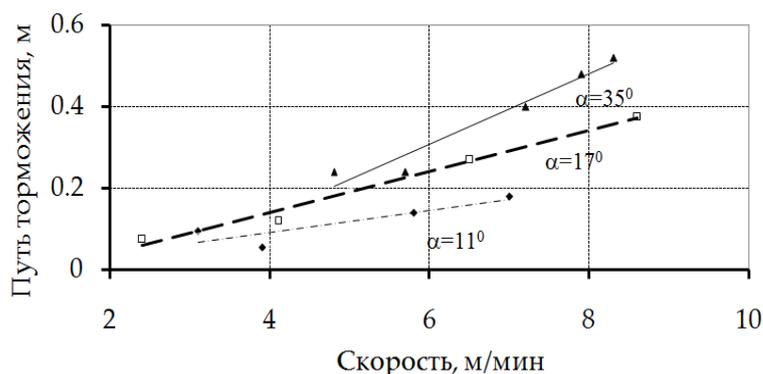


Рисунок 1. Зависимости пути торможения от начальной скорости торможения при движении вниз (комбайн 1КШЭ)

В работе [2] было показано, что определяющую роль при формировании пути торможения играет кинетическая энергия вращающихся масс элементов привода механизма подачи. Добиться исключения этого фактора можно отключением электродвигателя механизма подачи от кинематической цепи редуктора в момент начала торможения [3]. Таким образом, можно существенно снизить путь торможения для тяжёлых машин.

На рисунке 2 представлена диаграмма распределения времени и усилия торможения, полученная при анализе записей давления на тормозе.

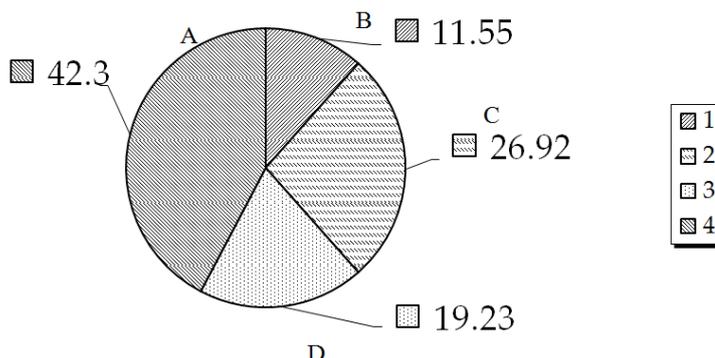


Рисунок 2. Диаграмма распределения времени и усилия торможения для комбайна 1КШЭ

1-Подготовительный период торможения (участок АВ); 2- Период основного торможения (участок ВС); 3- Период эффективного торможения (участок CD); 4- Заключительный период торможения (участок DA).

Начало торможения происходит в точке А. Затем в течение 1,5 секунд длится период подготовительного торможения, во время которого давление уменьшается по линейному закону, а усилие торможения возрастает и к концу этого периода составляет 7,1% от максимального. При этом скорость движения к концу этого периода уменьшается на 14,3%.

По окончании подготовительного периода торможения начинается период основного торможения (точка В), который составляет 26,92% от общего времени торможения. В течение этого периода давление на тормозе уменьшается по гиперболическому закону, а усилие возрастает и к концу периода составляет 85,7% от максимального. Скорость движения комбайна за это время уменьшается на 66,7%.

Период эффективного торможения начинается в точке С и составляет 19,23% от общего времени торможения. При этом кривая давления при торможении выполаживается и изменяется по линейному закону. Усилие торможения возрастает и к концу этого периода составляет 92,9% от максимального. При этом скорость движения машины падает до 0 и комбайн останавливается.

Заключительный период торможения начинается в точке D и составляет 42,3% (5,5 с.) от общего времени торможения. За это время происходит полное затягивание тормоза. Развиваемое им усилие достигает максимального значения. Машина при этом не двигается. Таким образом, заключительный период торможения практически идёт в "запас" вместе с запасом по усилию торможения, предусмотренным [4], увеличивая эффективность работы системы торможения.

В качестве критерия сравнения эффективности встроенных тормозных устройств различных очистных комбайнов может быть использована удельная энергия, развиваемая тормозом:

$$\delta = A/m, \quad (1)$$

где $A = \frac{M \cdot S \cdot u}{r}$ - работа торможения; M - расчётный момент торможения; m - масса комбайна; S - путь торможения (определяется по осциллограммам); u - передаточное число от тормоза до колеса движителя ЗРСП; r - радиус окружности, на которой расположены центры профилей зубьев колеса движителя (рис.3).

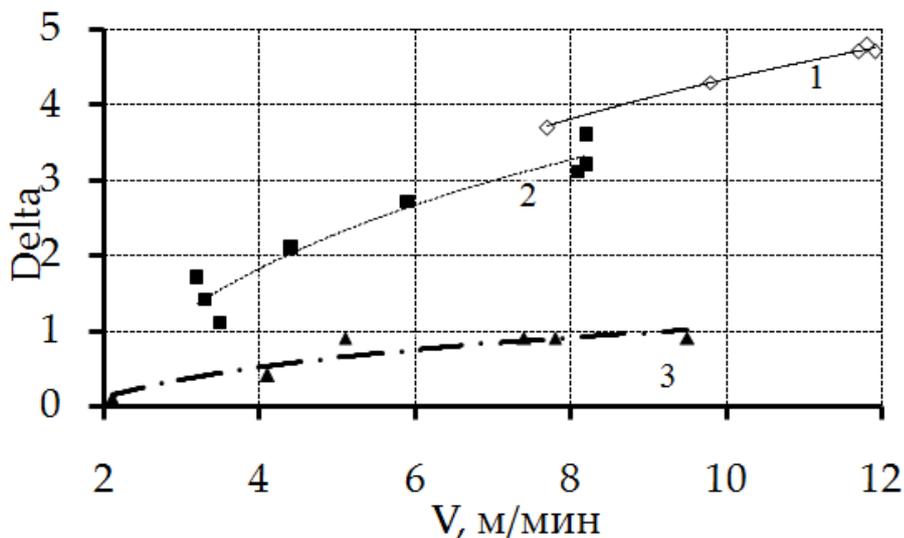


Рисунок 3. Зависимость удельной энергии торможения от начальной скорости комбайна

1 - Торможение комбайна КШ1КГУ без участия трансмиссии; 2 - Торможение комбайна 1КШЭ; 3 - Торможение комбайна КШ1КГУ с участием трансмиссии.

Полученный характер графиков свидетельствует о том, что при торможении большую роль играют потери в трансмиссии и элементах привода. Так, при штатном торможении для остановки комбайна 1КШЭ его тормозным устройствам необходимо развивать удельную энергию торможения на 90,6% большую, чем тормозным устройствам комбайна КШ1КГУ. Подтверждением служит то, что имитация разгерметизации силовой

гидросистемы на комбайне КШ1КГУ приводит к увеличению удельной энергии торможения до 3,63 - 4,85 Н*м/кг. Это на 34% больше, чем удельная энергия торможения для тормозных устройств комбайна 1КШЭ.

Следует отметить, что потенциальная энергия комбайна 1КШЭ лишь на 34% больше потенциальной энергии, которой обладает комбайн КШ1КГУ. То есть, весомую роль в торможении 1КШЭ играет кинетическая энергия машины, значительной частью которой обладает высокооборотный ротор электродвигателя механизма подачи.

Проверка результатов экспериментов по критерию Кохрена подтвердила их воспроизводимость при уровне значимости $\alpha = 0,05$, что позволяет при статистическом исследовании результатов использовать аппарат регрессионного анализа.

Анализ записей тока, потребляемого двигателями механизма подачи комбайна 1КШЭ, показывает незначительную динамичность процессов протекающих в электродвигателях механизмов подачи. При фиксированном положении задатчика скорости вариация потребляемой мощности не превышает 7%, причём частота колебаний составляет 0,5-0,6 Гц, что вероятно, соответствует частоте пересопряжения рабочих пар движителей.

При растормаживании сила тока, потребляемого двигателями механизмов подачи комбайна, достигает 80-85 А. При этом комбайн находится в состоянии покоя от 3 до 8 с, хотя давление в гидросистему управления подано, плунжеры тормозов отжаты, и только затем начинается движение.

Можно отметить, что время растормаживания прямо пропорционально скорости торможения в предыдущем опыте (рис. 4).

Для комбайна 1КШЭ $t_p = 1,027 + 0,618 \cdot v \pm 0,07$, коэффициент корреляции составляет $r = 0,976 \pm 0,0158$, его надёжность $\mu = 61,7$, что удовлетворяет необходимым требованиям;

Для комбайна КШ1КГУ $t_p = 0,409 + 0,117 \cdot v \pm 0,1$, коэффициент корреляции $r = 0,698 \pm 0,142$, его надёжность $\mu = 4,91$, что удовлетворяет условиям теоремы Ляпунова и свидетельствует о достаточной надёжности полученного значения коэффициента корреляции.

Сравнивая функции $t_p = f(v)$, представленные на рис. 5, можно отметить, что на растормаживание комбайна 1КШЭ требуется в среднем в три раза больше времени, чем для КШ1КГУ.

Это можно объяснить тем, что удельная энергия торможения, развиваемая тормозными устройствами 1КШЭ, значительно больше аналогичной величины для комбайна КШ1КГУ. Соответственно и при растормаживании работа должна быть проделана большая для комбайна 1КШЭ, что и отражают графики.

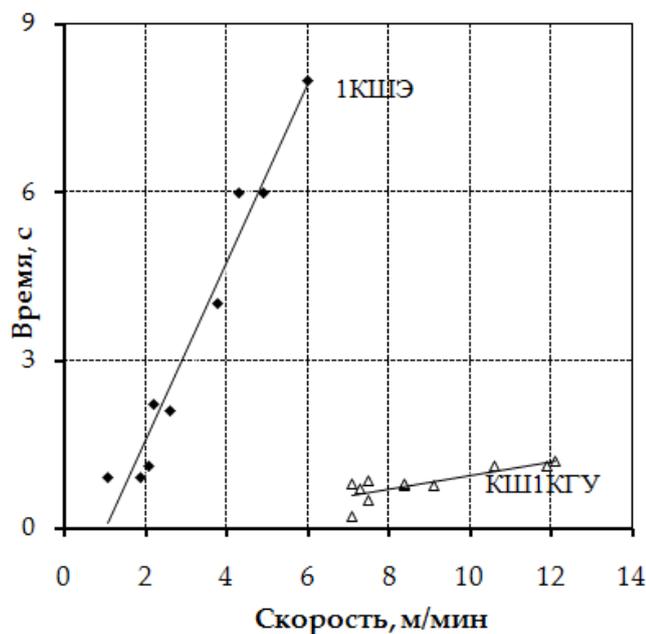


Рис. 4. Зависимость времени растормаживания комбайна от скорости, с которой начиналось торможение в предыдущем эксперименте

Анализ изменения скорости перемещения комбайна 1КШЭ при замедлении свидетельствует о том, что этот процесс может быть представлен как сумма низко- и высокочастотной составляющей. На низкочастотную составляющую с частотой 0,2-0,3 Гц приходится не более 10% всей дисперсии, на высокочастотную - не более 30%. Такое соотношение частотных составляющих в спектре колебаний скорости подачи позволяет принять линейную зависимость замедления комбайна.

Заключение. Анализ результатов проведённых стендовых исследований встроенной системы торможения очистного комбайна с электроприводом постоянного тока механизма подачи позволил установить основные закономерности их работы и предложить в качестве показателя эффективности их работы показатель удельной энергии торможения.

Список литературы

1. Лукиенко Л.В., Натаров В.И., Астахов Н.А. Анализ результатов экспериментальных исследований встроенной системы торможения комбайна 1КШЭ / Комплексная механизация горных работ на шахтах: Сб. науч. трудов/ТулПИ. – Тула. – 1992, С. 25 – 30.
2. Лукиенко Л.В. Анализ влияния механизма подачи на процесс торможения очистного комбайна с БСП / Механизация горных работ на угольных шахтах. Сб. науч. тр. ТулПИ, Тула, 1990.
3. Серов Л.А., Лукиенко Л.В. О повышении эффективности работы встроенных систем торможения очистных комбайнов с электроприводом механизма подачи / Совершенствование техники и технологии ведения горных работ: Сб. науч. трудов / ПНИУИ. – Тула. – 1992, С. 54 – 57.
4. Нормативы по безопасности забойных машин и комплексов. МакНИИ.

References

1. Lukienko L. V., Natarov V. I., Astakhov N. A. Analysis of the results of experimental studies of the integrated braking system of the 1kshe combine / Complex mechanization of mining operations in mines: Collection of scientific works/TulPI. - Tula. - 1992, P. 25-30.
2. Lukienko L. V. Analysis of the influence of the haulage mechanism on the braking process of a shearer loader with CHS / Mechanization of mining operations in coal mines. Sat. nauch. Tr. TulPI, Tula, 1990.
3. Serov L. A., Lukienko L. V. On improving the efficiency of the built-in braking systems of shearer loaders with an electric drive of the haulage mechanism / Improving the technique and technology of mining operations: Collection of scientific works /PNIUI. - Tula. - 1992, P. 54-57.
4. Standards for the safety of facing machines and complexes. MacNII.