

НЗУ



«НАЦИОНАЛЬНАЯ КОМПАНИЯ «ҚАЗАҚСТАН ТЕМІР ЖОЛЫ»  
АССОЦИАЦИЯ ВУЗОВ РК  
КАЗАХСКАЯ АКАДЕМИЯ ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
ИМ. М.ТЫНЫШПАЕВА

# МАТЕРИАЛЫ

МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ  
КОНФЕРЕНЦИИ

«НАУКА И ИННОВАЦИИ  
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ  
ТРАНСПОРТЕ»

ТОМ 3



АЛМАТЫ  
2007





«ҚАЗАҚСТАН ТЕМІР ЖОЛЫ» ҰЛТТЫҚ КОМПАНИЯСЫ»  
АКЦИОНЕРЛІК ҚОҒАМЫ

ҚР ЖОҒАРЫ ОҚУ ОРЫНДАРЫ АССОЦИАЦИЯСЫ

«М. ТЫНЫШПАЕВ АТЫНДАҒЫ ҚАЗАҚ КӨЛІК ЖӘНЕ  
КОММУНИКАЦИЯЛАР АКАДЕМИЯСЫ» АКЦИОНЕРЛІК ҚОҒАМЫ

# «ТЕМІР ЖОЛ КӨЛІГІНДЕГІ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ИННОВАЦИЯЛАР»

ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ–ТӘЖІРИБЕЛІК  
КОНФЕРЕНЦИЯСЫНЫҢ

МАТЕРИАЛДАРЫ

*3 ТОМ*

АЛМАТЫ

2007

ББК 39.20-06  
Н 34

Редакция алқасы:

С.А.Алпысбаев – бас редактор, Р.Қ.Сатова – бас редактордың орынбасары, редколлегияның мүшелері: В.З.Васильев, Н.К.Исингарин, Э.П.Исаенко, С.М.Біттібаев, Е.А.Исаханов, М.А.Кобдиқов, С.Е.Бекжанова, Е.Е.Қарсыбаев, В.Г.Солоненко, М.С.Кульгельдинов, Б.А.Белгібаев, Е.Т.Әуесбаев, М.Д.Зальцман, Н.М.Махметова, С.Х.Достанова, Т.Д.Абақанов, М.Б.Имандосова, Т.К.Қойшиев, Ш.Б.Биттеев, И.Т.Өтепбергенов, Н.Т.Смағұлова, Т.Б.Баяхметов, Н.Н.Ыбрышев, А.А.Истаева, С.К.Мырзалы, А.Д.Мұстапаева

Н34 «Темір жол көлігіндегі ғылым және инновациялар»: Халықаралық ғылыми-практ. конф. 6-7 желтоқсан 2007 ж. Алматы: ҚазККА баспасы, 2007.  
Т. 3, - 264 б.: ил. 97.

ISBN 978-601-207-026-2

Мақалаларда көліктің, көлік инфрақұрылымының даму, көлік дәліздерінің қалыптасу, көлік - коммуникациялық кешені үшін мамандар дайындау мәселелері, сонымен қатар мемлекет ішінде және мемлекеттер арасында үйлесімді және ұтымды көлік байланыстарының даму перспективалары, көліктік жүйенің интеграциясы және техникалық дамыту қарастырылған.

Ғылыми және инженер – техникалық қызметкерлер, көлік және техникалық жоғары оқу орындарының студенттері мен оқытушыларына, аспиранттарына, көлік саласындағы кәсіпорындар мен ұйымдардың жетекшілері мен мамандарына арналған.

**ББК 39.20-06**

Подписано в печать 03.12. 07. Формат 84x108<sup>1/8</sup>. Усл.- печ.л.6,0 Уч.-изд.л.8,0  
Тираж 100 экз. Заказ №1471. Отпечатано с оригинала автора.

ISBN 978-601-207-026-2 - Т.3  
978-601-207-028-6



«М.Тынышпаев атындағы Қазақ  
көлік және коммуникациялар академиясы» АҚ, 2007



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
«НАЦИОНАЛЬНАЯ КОМПАНИЯ «КАЗАХСТАН ТЕМІР ЖОЛЫ»  
АССОЦИАЦИЯ ВУЗОВ РК  
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
«КАЗАХСКАЯ АКАДЕМИЯ ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
ИМ. М.ТЫНЫШПАЕВА»

МАТЕРИАЛЫ  
МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ  
КОНФЕРЕНЦИИ  
«НАУКА И ИННОВАЦИИ  
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ»

*3 ТОМ*

АЛМАТЫ  
2007

ББК 39.20-06

Н 34

Редакционная коллегия:

С.А.Алпысбаев – главный редактор, Р.К.Сатова - заместитель главного редактора, члены редколлегии: В.З.Васильев, Н.К.Исингарин, Э.П.Исаенко, С.М.Биттибаев, Е.А.Исаханов, М.А.Кобдилов, С.Е.Бекжанова, Е.Е.Карсыбаев, В.Г.Солоненко, М.С.Кульгельдинов, Б.А.Бельгибаев, Е.Т.Ауесбаев, М.Д.Зальцман, Н.М.Махметова, С.Х.Достанова, Т.Д.Абаканов, М.Б.Имандосова, Т.К.Койшиев, Ш.Б.Биттеев, И.Т.Утепбергенов, Н.Т.Смагулова, Т.Б.Баяхметов, Н.Н.Ибришев, А.А.Истаева, С.К.Мырзалы, А.Д.Мустапаева

Н 34 «Наука и инновации на железнодорожном транспорте»: Междунар. науч.-практ. конф. 6-7 декабря 2007 г. г. Алматы: Изд-во КазАТК, 2007.  
Т. 3, - 264 с.: ил. 97.

ISBN 978-601-207-026-2

В статьях рассмотрены проблемы развития транспорта, транспортной инфраструктуры, формирования транспортных коридоров, подготовки кадров для транспортно-коммуникационного комплекса, а также перспективы развития гармоничных и благоприятных внутригосударственных и межгосударственных транспортных связей, вопросы технического развития и интеграции транспортных систем.

Предназначен для широкого круга научных и инженерно-технических работников, аспирантов и студентов транспортных и технических ВУЗов, руководителей и специалистов транспортных предприятий и организаций.

ББК 39.20-06

Подписано в печать 03.12.07. Формат 84x108<sup>1/8</sup>. Усл.-печ.л.6,0 Уч.-изд.л.8,0  
Тираж 100 экз. Заказ №1471. Отпечатано с оригинала автора.

ISBN 978-601-207-026-2 - Т.3  
978-601-207-028-6

АО «Казахская академия  
Транспорта и коммуникаций  
им. М.Тынышпаева, 2007

**Куанышев Б.М.** - д.т.н., главный инженер АО «Локомотив» (Казахстан, Астана)

**Ибраев Ж.С.** - к.т.н., доцент КазАТК (Казахстан, Алматы)

**Танкеев Ж.А.** - директор Ремонтного локомотивного депо ТОО «Алтын Орда 2004» (Казахстан, Астана)

## ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА НА ПОТРЕБЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Известно, что затраты электроэнергии на тягу будут минимальными при движении поезда по перегонам с постоянной скоростью, а любое изменение режима движения потребует дополнительные затраты при таких же условиях эксплуатации.

Для исследования влияния неравномерности движения на потребление электроэнергии поездом рассмотрим в качестве примера движение грузового поезда на горизонтальном участке пути в двух, условно принятых, режимах.

Предположим, что в первом случае поезд движется с постоянной скоростью 60 км/ч весь участок пути, а во втором случае - со средней скоростью 60 км/ч, но одну часть пути 3,33 км проходит со скоростью 40 км/ч, а вторую часть 8,66 км - 80 км/ч /1/. Расчеты показывают, что в первом случае составляющая, связанная с преодолением основного сопротивления движению ниже, на 8% /1/. Это объясняется увеличением влияния составляющей сопротивления воздушной среды от скорости. Но, кроме этого, во втором случае требуется дополнительная энергия на разгон состава, которая определяется изменением кинетической энергии поезда.

Для равнозначных условий поддержания скорости при входе на участок (10 км) и выходе с него, а так же идеализированности разгона поезда, считая его мгновенным (кинетическая энергия не зависит от пройденного пути), рассчитаны дополнительные затраты энергии из-за неравномерности движения ( $\Delta V$ ) и представлены на рисунке 1. Расчеты проводились для реальных в эксплуатации средних значений скорости на перегоне ( $V_n$ ); изменение затрат электроэнергии ( $\Delta E$ ) показывается в сравнении с минимальными затратами.

Из рисунка 1 видно, что при максимальной неравномерности скорости движения на участке  $\Delta V = 45$  км/ч увеличение затрат энергии в эксплуатационных условиях может достигать 35%.

Анализ распределение причин торможения указывает, что наибольшее количество торможений осуществляют машинисты при движении на перегонах с ограничениями скорости. Из них примерно в пятидесяти процентах случаев торможения обусловлены условиями движения на перегонах, а в остальных - связаны с выработанным за многие годы работы стилем управления поездом.

Любое применение тормозных средств ведет к потере имеющейся в поезде энергии, но дает возможность нагона времени при опозданиях. Исследуем энергетические и временные потери (на прямом горизонтальном участке) на основе трех характерных стилей движения поезда на перегонах с ограничениями скорости: I - в режиме выбега без потребления электроэнергии; II - часть пути в режиме тяги, часть на выбеге, а затем снижение скорости до разрешенной с помощью тормозов; III - движение в режиме тяги с постоянной скоростью до места с ограничением скорости, а затем торможение (рис. 2).

Путь, пройденный поездом на выбеге, определяется при помощи уравнения энергобаланса решаемого относительно пути для элементарных отрезков, на которых основное сопротивление движению вагонов ( $w_{cj}$ ) принимается одинаковым для некоторого расчетного интервала скорости движения /1/

$$L_B = \sum_{j=1}^n (V_{nj}^2 - V_{kj}^2) / 254 \cdot w_{0j} \quad (1)$$

где  $V_{nj}, V_{kj}$  - начальная и конечная скорости движения на  $j$ -ом элементарном отрезке пути.

Время и тормозной путь считаются для равнозамедленного движения. Полученные режимы движения отображены на рисунке 2.

Разница во времени движения между реализованным I и III режимом составляет 330 секунд, в то время как удельные энергозатраты в III режиме составляют 230 кДж/т при их отсутствии в I.

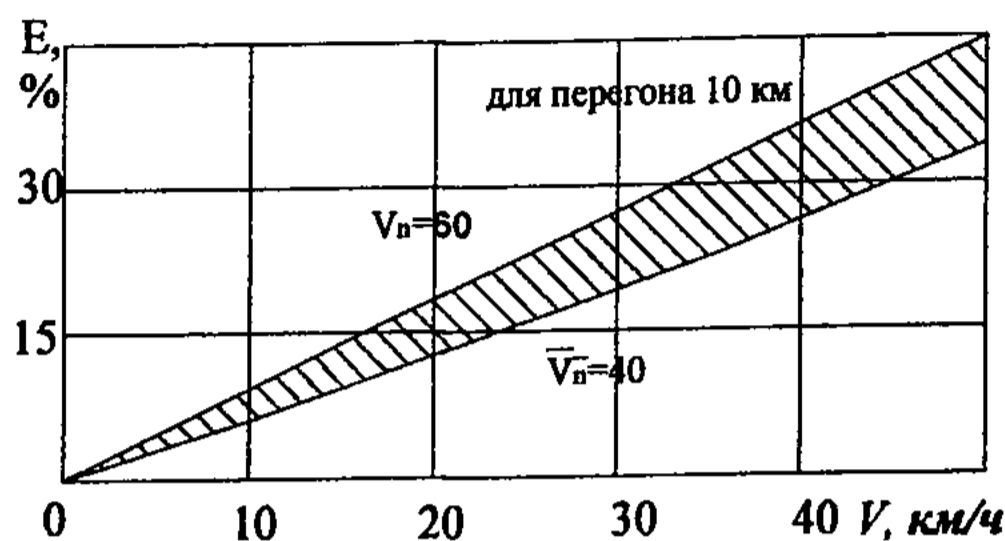


Рисунок 1. Увеличение затрат электроэнергии поездом

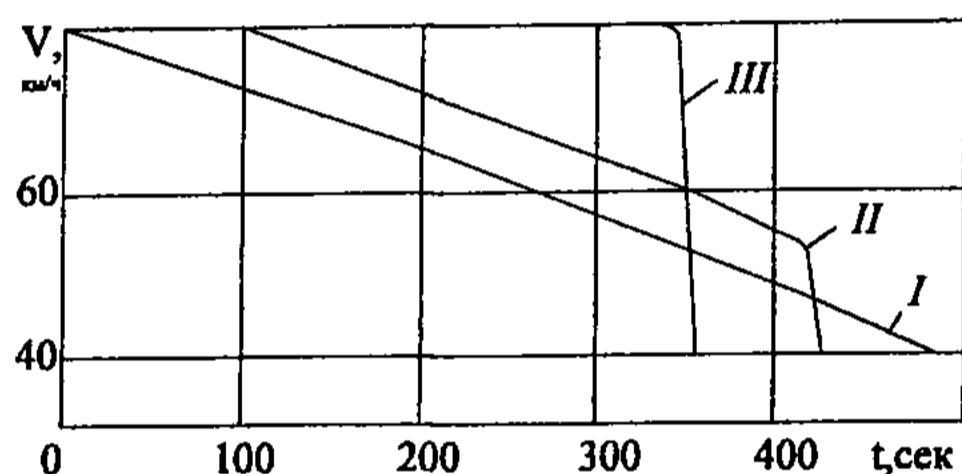


Рисунок 2. Способы подъезда к ограничению скорости

В эксплуатации нагоны времени (для выполнения графика движения) считаются «экономики» времени и приравниваются (для стимулирования машинистов) к экономии электроэнергии. Из рис. 3 видно, что такая «экономия» приводит к дополнительному перерасходу электроэнергии; каждая последующая минута «нагонного» времени требует все больших энергозатрат. К примеру, для «экономии» 2 минут времени на участке 8 км грузовому поезду (4000 т) потребуется дополнительно затратить 120 кВтч электроэнергии.

В эксплуатации кроме потери энергии поездом из-за вынужденного снижения скорости (при ее ограничении) имеются потери, которые можно избежать. Экспериментальные поездки и изучение скоростемерных лент показывают, что в 80% случаев управление поездом при подходе к месту с ограничением скорости осуществляется с пониженной скоростью (в сравнении с допустимой).

Это обусловлено двумя основными причинами: намеренной перестраховкой машиниста (не превышения скорости) и погрешностью показаний скоростемера.

Локомотивный скоростемер имеет такое устройство, что погрешность его показаний связана с износом бандажа колесной пары. Его механизм спроектирован на среднеизношенный диаметр бандажа, который изменяется в эксплуатации в пределах 1250...1160 мм (для электровозов однофазного переменного тока). Исследования показывают, что примерно третью часть всего времени работы локомотива до смены колесной пары показание скорости занижено.

Для возможных значений снижения скорости при торможениях  $s(\Delta V)$ , изменяющихся в пределах 5...10 км/ч, и ограничений скорости  $(V_0)$  - 40...70 км/ч при

крайне неблагоприятных условиях движения дополнительные потери могут составлять до 0,4% от всей потребляемой электроэнергии поездом на тяговом участке.

Перестраховки при торможениях перед ограничениями скорости более характерны для молодых машинистов и менее - для опытных, но их существование продиктовано контролем и требовательностью к выполнению установленных ограничений при управлении локомотивом.

Для количественной оценки дополнительно потерянной энергии при «переторможениях» проведен расчет для поезда со средней массой 3000 т, по которому построены зависимости (рис. 4).

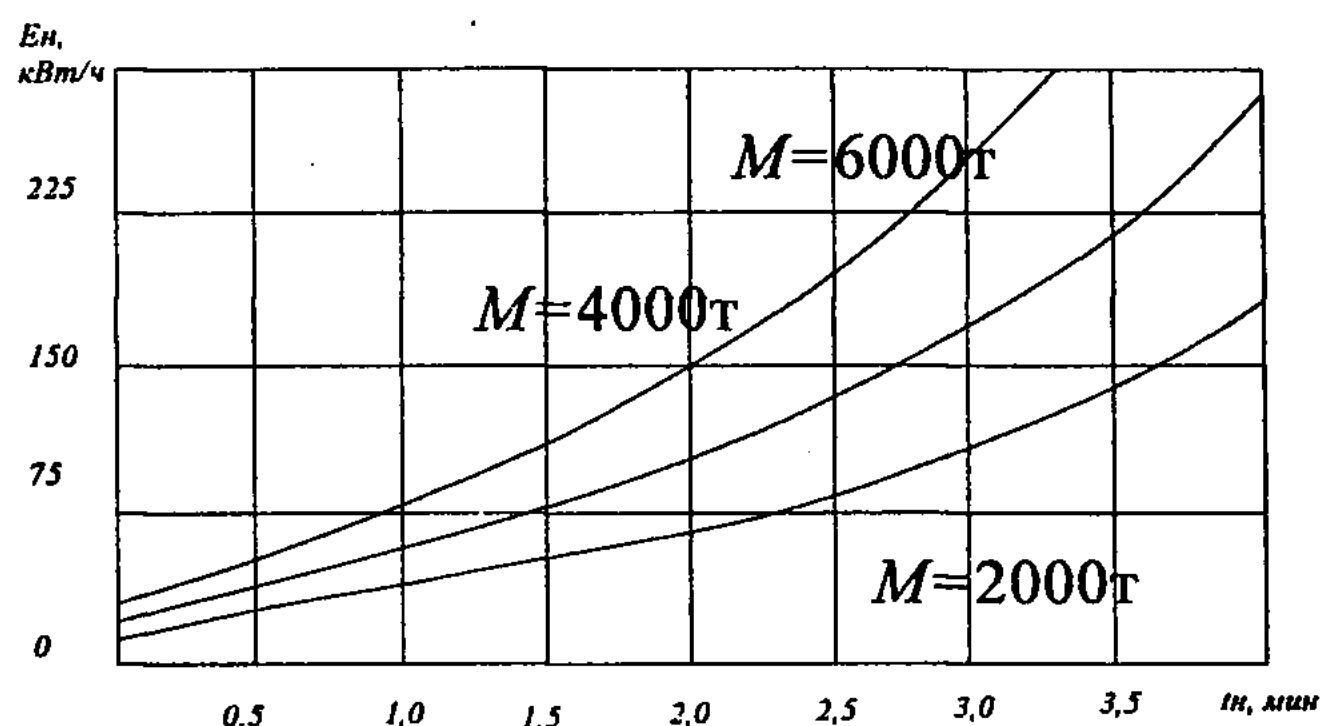


Рисунок 3. Дополнительные затраты электроэнергии при нагоне времени

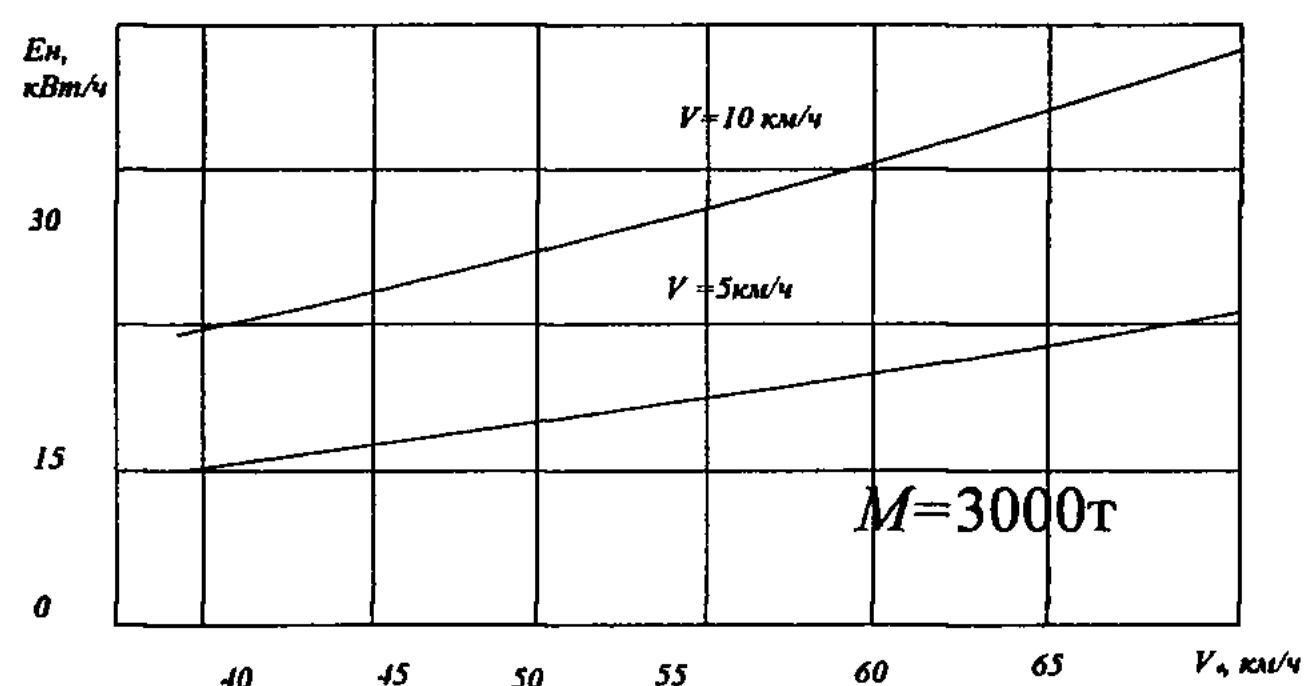


Рисунок 4. Зависимость потерь энергии при различном занижении скорости  $\Delta V$  по отношению к ограничению

#### Выводы

1. Неравномерность движения поезда, вызванная ограничениями скорости, приводит к увеличению энергозатрат на тягу на 35%. Дополнительные потери электроэнергии, связанные с перестраховками машиниста (по превышению разрешенной скорости) и погрешностью локомотивного скоростемера, составляют до 5% от затрат на участке.
2. Сравнительный анализ энергозатрат при реализации поездом различных режимов движения на перегонах с ограничениями скорости позволяет сделать вывод о рациональности применения режима выбега на средних и длинных перегонах, режима торможения при следовании с постоянной скоростью до места с ограничением - на более коротких перегонах.

#### Литература

1. Айзинбуд К.С. О преобразовании управления движения поезда для решения оптимизационных тяговых задач // Повышение эффективности локомотивного хозяйства: Сб. науч. тр. РИИЖТ. -1975. -Вып. ИО: - С. 35-38.



2. Айзинбуд С.Я., Кельперис П.И. Эксплуатация локомотивов. - М: Транспорт; 1990. - 261 с.
3. Алексеев В.А. Парадоксы экономии электроэнергии // Электрическая и тепловозная тяга. - 1991. - №4. - С. 7-8.
4. Астахов П.Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава / Тр. ВНИИЯТ.- М. Транспорт,-1966. – 179 с.
5. Бакланов А.А. Энергетический баланс движения поезда // Взаимодействие подвижного состава и пути: Сб. науч, тр. Омск, 1970. - С. 57-61.

**Биттибаев С.М.** - д.т.н., профессор КазАТК (Казахстан, Алматы)

**Кажигулов А.К.** - к.т.н., доцент КазАТК (Казахстан, Алматы)

**Тургазинов К.Т.** - к.т.н., доцент КазАТК (Казахстан, Алматы)

**Джакупов Н.Р.** - аспирант КазАТК (Казахстан, Алматы)

### НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ СИЛЫ ТЯГИ ЛОКОМОТИВОВ

Анализ эффективности работы различных видов транспорта, выполненных в работе /1/ по критериям удельной мощности, затрачиваемой на перевозку 1т массы груза на 1км  $\bar{V}$ , кВт/т и по удельной работе, затрачиваемой на перевозку 1т массы груза на расстояние 1км  $\bar{A}$ , Втч/ткм показывает, что самым экономичным видом транспорта для перевозки массовых грузов (уголь, руда, песок, нефть, зерно, машины и т.д.) является железнодорожный транспорт (таб. 1)

Таблица 1. Способы создания силы в различных видах транспорта

Способ создания движущей силы	Виды транспорта		
	наземный	водный	воздушный
Непосредственное приложение внешней силы	канатная тяга, эскалатор, фуникулер	паром, парусный флот (сила давления ветра)	лифт, канатно-кресельная дорога, пневмотранспорт
Использование реакции подвижной среды или твердой поверхности: отталкивание колесом от твердой поверхности	Колесный транспорт	-	-
ввинчивание в подвижную среду	Шнековый транспорт	винтовые суда	Винтовые самолеты
отталкивание рычагами от среды или поверхности	шагающий экскаватор, гужевой транспорт, люди	весла люди, колесный пароход	махолет, птицы
Реактивная тяга	гоночные автомобили с реактивным двигателем	водомерный двигатель, гоночные суда	реактивные самолеты, ракеты

При этом в /1/ сделаны следующие выводы:

- оптимальным скоростным диапазоном работы колесного железнодорожного транспорта является интервал скоростей 30-200км/ч;
- на перевозку единицы массы продукции (груза) локомотивы затрачивают энергию (топливо, денежные средства и т.д.) в несколько раз (5-8) меньше, чем автомобили, и в сотни раз меньше, чем самолеты и вертолеты.



Как известно, развиваемая колесом подвижного состава сила тяги определяется его сопротивлением скольжению, которую называют силой сцепления. При этом силу сопротивления проскальзыванию колеса относительно рельса называют силой сцепления. Как показано в работе /1/ физическая природа процесса сцепления колес локомотива с рельсами представляется очень сложной и во многом неясной до настоящего времени. Дело в том, что движения колеса локомотива по рельсу связано одновременно с трением качения и трением скольжения, в том числе и упругого (крипа). На величину силы сцепления колес с рельсами оказывают существенное влияние скорость движения локомотива, состояние колес и рельсов, а также степень их износа, атмосферные условия (снег, дождь и т.д.), конструкция экипажной части, вес локомотива и целый ряд других случайных факторов.

При проектировании локомотивов расчетные значения силы тяги  $F_{кр}$ , по которым рассчитывают возможный для локомотива вес поезда, устанавливают не по пределу сцепления, а с некоторым запасом, считая  $F_{кр} = \varphi \cdot P$ , где  $\varphi = F_{кр} / P$  - так называемый коэффициент тяги ( $\varphi < \psi_k$ ).

Величина коэффициента тяги, например, для большинства серийных грузовых тепловозов находится в пределах 0,18-0,19 при расчетной величине коэффициента сцепления примерно 0,26 /1/.

Сила тяги зависит от коэффициента сцепления  $\beta$  и угла подъема пути  $\alpha$  по зависимости /2/:

$$Q = N(\beta \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (1)$$

Как видно из зависимости (1) угол подъема пути является важной характеристикой провозной способности железных дорог. Так при  $\beta = 0,2$  предельной подъем теоретической равен  $\alpha = 11^\circ$ . При увеличении угла подъема на  $5^\circ$  сила тяги падает на  $44^\circ$  /2/.

Зависимость (1) также показывает, что сила тяги прямо пропорциональна коэффициенту сцепления, который определяется, как было показано выше, различными факторами. В таблице 2 приведены значения коэффициента сцепления в зависимости от состояния пути /2/.

Таблица 2. Зависимость коэффициента сцепления от состояния пути

Состояние поверхности катания рельса	Коэффициент сцепления $\beta$
сухая (чистая)	0,25-0,30
сухая (с песком)	0,25-0,33
важная (чистая)	0,18-0,20
важная (с песком)	0,22-0,25
загрязненная влажная поверхность	0,15-0,18
роса или туманная	0,09-0,15
сырая поверхность наледь	0,15
наледь на рельсе с песком	0,20
легкий снег на рельсе	0,10
легкий снег с песком на рельсе	0,15
мокрые листья на рельсе	0,07

Количественной оценкой взаимодействия поверхностей, как известно, является коэффициент пропорциональности между тангенциальной реакцией и нормальной нагрузкой согласно закона Кулона:

$$F = \mu N \quad (2)$$



где  $F$  - сила трения,  $N$  - нормальная нагрузка;  $\mu$  - коэффициент пропорциональности.

Многочисленные экспериментальные и производственные испытания показали, что одной и той же нормальной нагрузке могут соответствовать самые различные значения сил трения в зависимости от скорости относительного перемещения, температуры и среды /3/.

Яркой иллюстрацией неопределенности понятия о коэффициенте трения является пример приведенный на рисунке 1 /4/. В зависимости от класса чистоты поверхности, наличия или отсутствия пленок окислов и пленки смазки коэффициент трения при неизменных значениях нагрузки может изменяться на два порядка /5/.

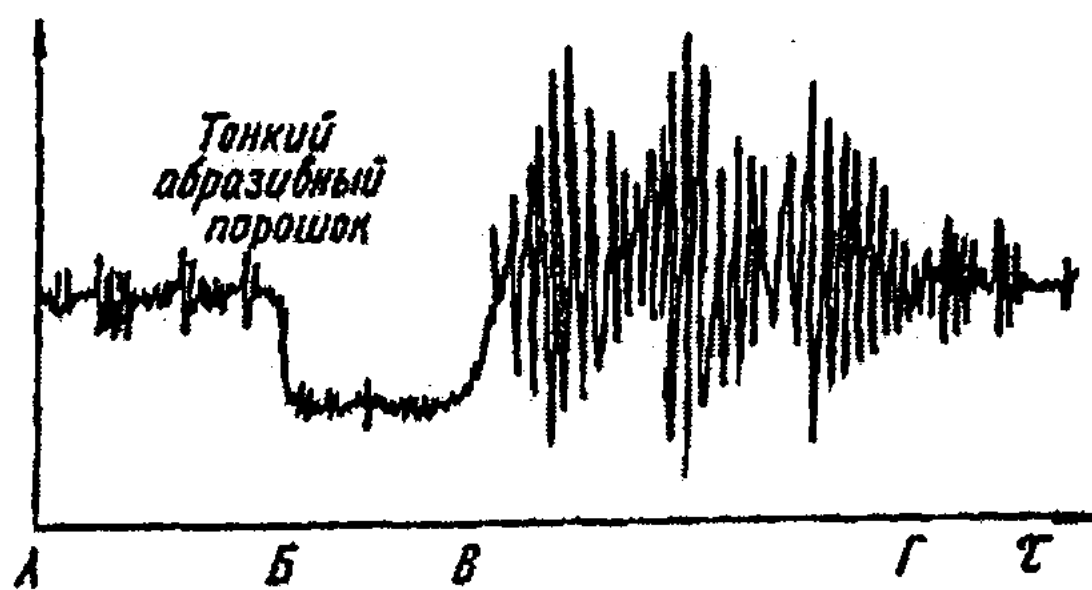


Рисунок 1. Зависимость силы трения  $F$  от времени  $\tau$  при возникновении на контакте различных физико-химических процессов

На железнодорожном транспорте важнейшей проблемой является повышение силы тяги, которая определяется процессами трения, развивающихся на фрикционном контакте колеса и рельса, т.е. пропорционально силе трения. Чем выше сила трения, тем больше сила трения в контакте колеса с рельсом. Таким образом трения является источником, причиной силы тяги локомотива /3/.

Известны три способа повышения коэффициента сцепления колеса с рельсом /4/:

- механический (подсыпка песка);
- химический (использование специальных присадок, модификаторов);
- электрический (выжигание загрязнений с помощью плазменной дуги).

Наиболее распространенным увеличением тяги локомотива является способ подсыпки песка, что, с другой стороны, приводит к абразивному износу поверхностей катания.

Аналогично изменению сил трения, изменяются и силы тяги локомотива.

Поэтому, как показано в /5/ задача локомотивных бригад и инженерного персонала состоит в обеспечении необходимых условий по надежному обеспечению химической и физической чистоты фрикционного контакта (сухой рельс и сухой песок, четкая работа песочных форсунок, дозированная подача песка в контакт колеса и рельса).

В этом заключается один из эффективных методов повышения силы тяги локомотивов.

#### Литература

1. Кузьмич В.Д., Руднев В.С. Общие принципы механики движения поездов и работы локомотивов // Локомотивы, 2006, №1, с. 5-8.
2. Буше Н.А. Трение, износ и усталость в машинах. Транспортная техника. -М.: Транспорт, 1987. - 223 с.
3. Надежность и долговечность машин / Под редакцией д.т.н., Б.И. Костецкого - Киев: Техника, 1975. - 408 с.
4. Кажигулов А.К. Особенности контактного взаимодействия колес подвижного состава и пути // Вестник КазНТУ, 2006, №3, с. 95-98.



5. Гура Г.С. «Колесо-рельс»: Проблемы, противоречия, компромиссы // Локомотив, 2006, №3, с. 30-33.

Биттибаев С.М. - д.т.н., профессор КазАТК (Казахстан, Алматы)

Кажигулов А.К. - к.т.н., доцент КазАТК (Казахстан, Алматы)

Тургазинов К.Т. - к.т.н., доцент КазАТК (Казахстан, Алматы)

Естемесова Г.Д. - аспирант КазАТК (Казахстан, Алматы)

## К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗНОСА КОНТАКТИРУЮЩИХ ТЕЛ

Износ как результат изнашивания контактирующих тел, является следствием взаимосвязанных механических, химических и физических процессов /1, 2/.

Исследование в области механики контактных взаимодействий, химических и диссипативных процессов в поверхностных и приповерхностных слоях трущихся материалов показывают, что материал в указанных зонах в процессе трения резко изменяют свои механические и физические свойства, изменяя тем самым и механизмы контактного взаимодействия. При этом происходят существенные изменения в суб-и микроструктуре поверхностных микрообъемов. Изучение кинетики структурных, фазовых и диффузионных превращений контактирующих тел в процессе их взаимодействия, прочностных и деформационных свойств активных микрообъемов поверхности, участвующих в контактном износе, элементарных актов их деформации и разрушения, поиск числовых критериев оптимального структурного состояния, а также критериев оценки качества поверхности, по мнению В.П. Когаева и Ю.Н. Дроздова /3/, являются фундаментальной основой трибологии, занимающейся проблемами трения, износа и смазки.

Известно, что контакт двух поверхностей осуществляется по отдельным микроплощадкам, суммарная площадь которых составляет площадь фактического контакта /4/. При этом фактическая площадь контакта весьма мала и составляет в зависимости от нагрузки и формы контактирующих поверхностей от 0,01 до 0,0001 номинальной поверхности. На пятнах фактического контакта и развиваются процессы трения и износа. Основной характеристикой, определяющей условия контактирования, является кривая опорной поверхности, служащая параметром шероховатости контактирующих поверхностей (рис. 1).

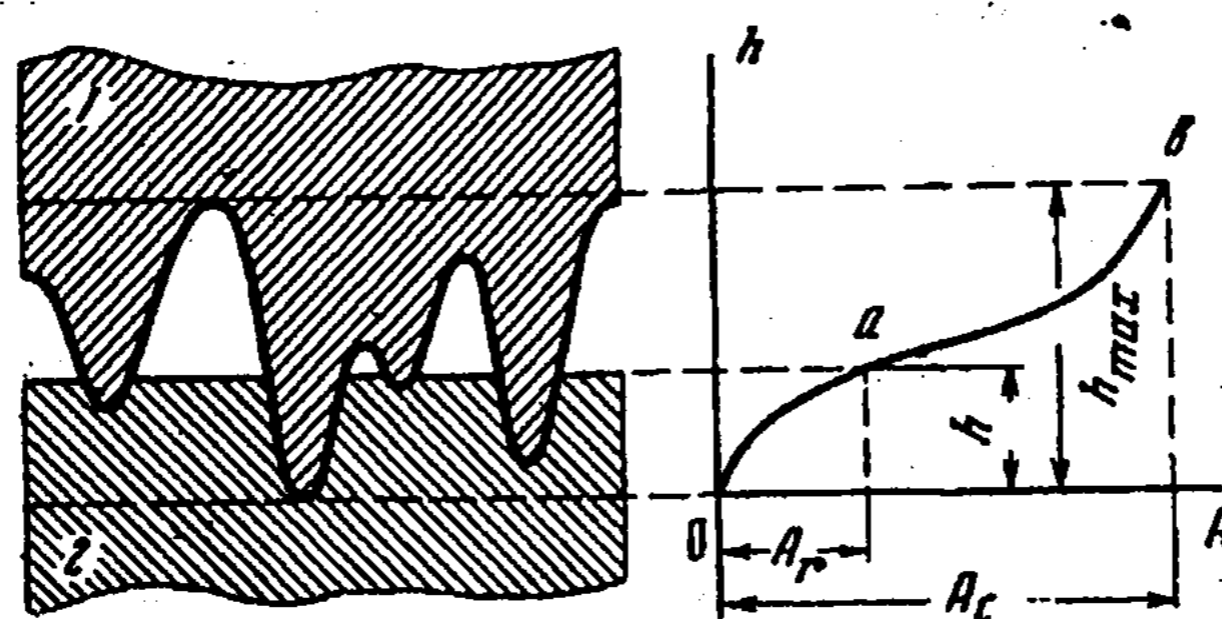


Рисунок 1. Построение кривой опорной поверхности

1, 2 - контактируемые поверхности;  $h_{\max}$  - максимальная высота неровности;  
 $h$  - внедрение;  $A_r$  - площадь фактического контакта;  $A_c$  - контурная площадь



Согласно, усталостной теории И.В. Крагельского /5/ процесс износа рассматривается как поверхностное диспергирование в результате многократной деформации микронеровностей контактирующих поверхностей, производящее к упрочнению и усталостному разрушению. При этом адсорбционное и (или) адсорбционно-химическое воздействие окружающей среды интенсифицирует этот процесс, облегает пластическое деформирование и последующее хрупкое разрушение материала в поверхностном слое.

При этом в зависимости от условий взаимодействия шероховатостей наблюдаются следующие виды разрушения при сухом трении (рис. 2):

I-срез внедрившегося материала (микрорезание);

II-пластическое оттеснение металла;

III-упругое оттеснение металла;

IV-схватывание пленок, покрывающих поверхность твердых тел, и их разрушения;

V-молекулярное схватывание поверхностей, сопровождающееся глубинным вырыванием материала (сварка в узлах схватывания).



Рисунок 2. Схема фракционных контактов (по И.В. Крагельскому)

Комплексное исследование износа колесных пар подвижного состава и рельсов в условиях эксплуатации позволило установить характерные особенности разрушения металла при различных условиях трения /1/.

При обильной смазке контактирующих тел (колесо-рельс), обеспечивающей в определенном диапазоне скоростей и давления жидкостное трение, когда поверхности контактирующих тел отделены слоем смазки, в случае увеличения давления выше некоторого критического значения происходит изменение процесса износа, приводящее к интенсивному, а иногда и катастрофическому износу (рис. 3) /6/.

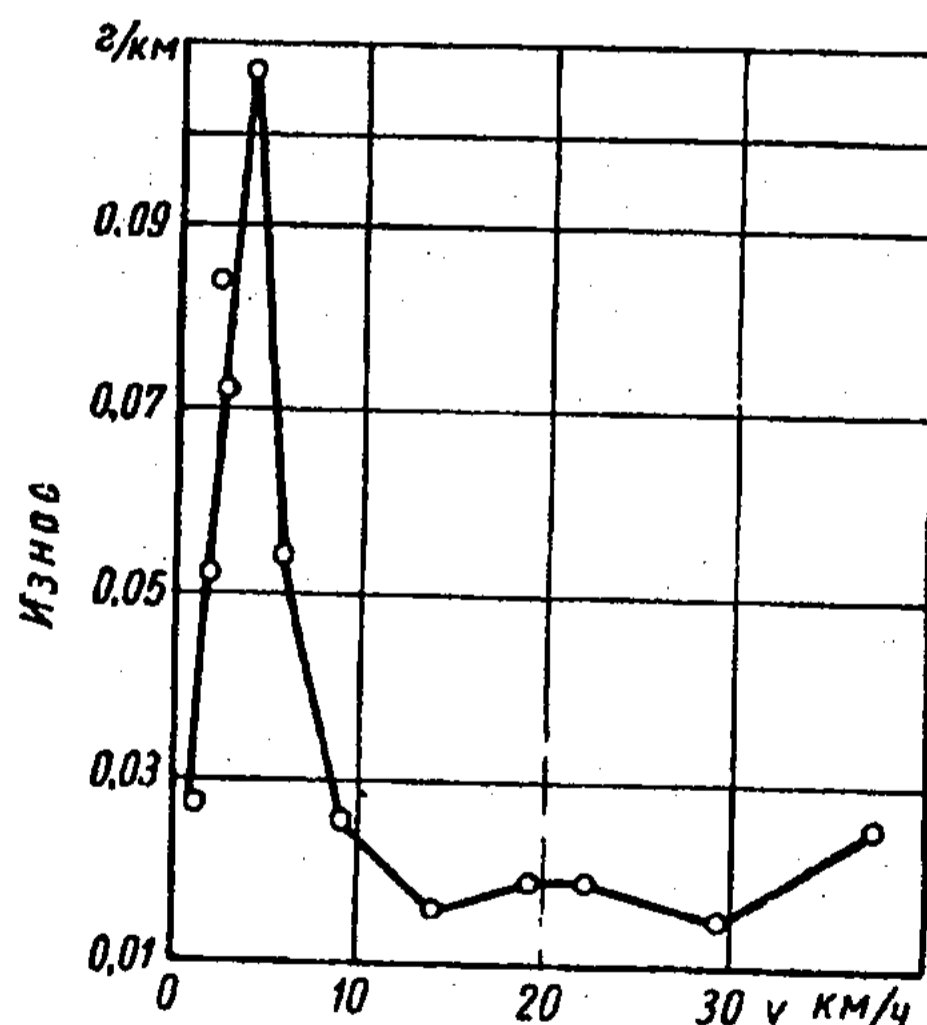


Рисунок 3. Зависимость износа от скорости скольжения

Интенсивность износа определяется как относительная величина изменения толщины изношенного слоя  $\Delta l$  (линейный износ), приходящаяся на единицу пути трения  $L$  в виде

$$I = \Delta l / L \tag{1}$$



или по изменению объема изношенного тела  $\Delta V$  (объемный износ) в виде

$$I = \frac{\Delta V}{A_c L}, \quad (2)$$

где  $A_c$  - контурная площадь (рис. 1), т.е. площадь фактического контакта.

Принимая условия упругого взаимодействия контактирующих тел, как движение твердого сферического индентора по упругой подложке, когда перед индентором поверхность подложки сжата, а за индентором - растянута (рис. 4), согласно расчетной схеме М.М. Саверина /7/, соответствующей знакопеременному несимметричному циклу нагружения, ИВ. Крагельский и Е.Ф. Непомнящий получили расчетное уравнение интенсивности износа при упругом контакте в виде зависимостей /8/:

$$I = C_1 \frac{(1 - \mu^2) p_c}{E} \left[ \frac{K f p_r}{C_2 \sigma_0} \left( \frac{E}{(1 - \mu^2) p_c} \right)^{1-\beta} \right]^{1, \text{imp}}, \quad (3)$$

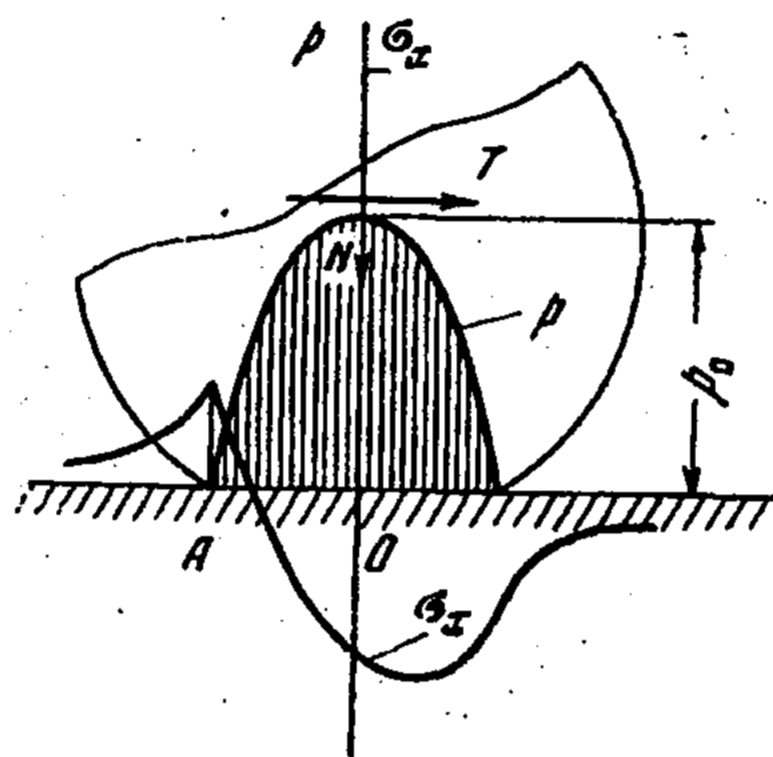


Рисунок 4. Схема взаимодействия сферы с упругим полупространством

$\varphi$  - давление по Герцу;  $\sigma_x$  - напряжение по оси  $x$ , возникающее в материале упругого полупространства

где  $C_1 = \frac{1,2\sqrt{\nu}}{K_2(\nu+1)}$ ;  $C_2 = \left(\frac{b}{2}\right)^\beta \left(\frac{2,35}{K_2}\right)^{1-\beta} \left(\frac{R}{h_{\max}}\right)^{\frac{1-\beta}{2}}$ ;  $\beta = \frac{1}{2\nu+1}$ ;  $K_2$  - коэффициент, зависящий от  $\nu$  (при  $\nu = 3, K_2 = 0,69$ );  $E$  - модуль Юнга;  $\mu$  - коэффициент Пуассона;  $p_r$  - контурное давление, кг/см<sup>2</sup>;  $f$  - коэффициент трения;  $b, \nu$  - коэффициенты в уравнении кривой опорной поверхности, начальной участок которой аппроксимируется параболической зависимостью (рис. 1):

$$\eta = A_r / A_c = b \varepsilon^\nu, \quad (4)$$

где  $\varepsilon = h_x / h_{\max}$  - отношение глубины внедрения микронеровности  $h^x$  и ее высоте  $h_{\max}$ .

Для большинства контактирующих материалов, как известно, наиболее опасными являются напряжения растяжения, соответствующие точке А на схеме 4:

$$\sigma = K \tau_{y0} = K f p_r, \quad (5)$$

где  $\tau_{y0} = F / A_r$  - удельная сила трения,  $K$  - постоянная.

#### Литература

1. Надежность и долговечность машин / Под общей редакцией д.т.н. Б.И.Костецкого. - Киев: Техніка, 1975. - 408с.
2. Биттибаев С.М., Кажигулов А.К. Контактное изнашивание гребней колесных пар



причины и последствия // Журнал «Поиск», 2006, №3, с. 71-75.

3. Когаев В.П. Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. Учебн. пособие – М.: Высш.шк, 1991. - 319 с.
4. Демкин Н.Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. – М.: Изд. АН СССР, 1962. – 121 с.
5. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 512 с.
6. Методы повышения долговечности деталей машин / Под ред. д.т.н., проф. В.Н. Ткачева – М.: Машиностроение, 1971-272с.
7. Саверин М.М. Контактная прочность материала в условиях одновременного действия нормальной и касательной нагрузок. – М-Л.: Машгиз, 1964 с.
8. Непомнящий Е.Ф. Исследование усталостного износа в условиях упругого контакта при скольжении. – Диссертация, М., 1964.

**Биттибаев С.М.** - д.т.н., профессор КазАТК (Казахстан, Алматы)

**Кажигулов А.К.** - к.т.н., докторант КазАТК (Казахстан, Алматы)

**Утепова А.У.** - соискатель КазАТК (Казахстан, Алматы)

**Джакупов Н.Р.** - аспирант КазАТК (Казахстан, Алматы)

### **КОНТАКТНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ ГРЕБНЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЛОКОМОТИВОВ**

Как известно, основные виды ремонта колесных пар связаны с контактным изнашиванием, являющимся результатом поверхностного разрушения при трении. Износ – результат изнашивания определяемый в единицах длины, объема, массы (веса).

Согласно усталостной теории износа /1, 2/ процесс износа рассматривается как поверхностное диспергирование (измельчение, разрыхление) в результате многократной деформации микронеровностей контактирующих поверхностей (гребней колесных пар и боковой поверхности рельса), приводящее к упрочнению и усталостному разрушению. При этом адсорбционно-химическое воздействие окружающей среды (особенно влага) ускоряет этот процесс, облегчает пластическое деформирование и последующее хрупкое разрушение (выщербины, откол). Поэтому трение сопровождается физическими, химическими и механическими процессами.

Условия контактного изнашивания гребней колесных пар определяются различными факторами, которое можно классифицировать следующим образом /3/:

- физико-механические свойства материала и геометрия контактируемых поверхностей (колеса и рельса), определяющие фракционное поведения пары трения;
- основные факторы, влияющие на трение и износ: температура, нагрузка и скорость скольжения;
- окружающая среда – количественный и качественный состав окружающей атмосферы.

Как показывает анализ статистических данных по АО НК «Қазақстан темір жолы» /4/ интенсивность износа гребней колесных пар локомотивов на 10 тыс.км пробега составляет в среднем 0,71 мм для электровозов и 0,56 мм – для тепловозов, что значительно выше установленных ном. При этом средняя толщина металла, снятая с бандажа при обточке одной колесной пары, составляет порядка 5,7-10,2 мм. Так, на тепловозе 2ТЭ10У, выпущенном из ремонта (локомотивное депо ст. Алматы I) с толщиной бандажей 78 мм в июне 2002 г произведено 14 случаев обточки на 22 колесных парах без выкатки из под локомотива и обточка на 5 колесных парах с выкаткой. При этом усредненная толщина снятого металла составили 10 мм. А по

состоянию на 1 ноября 2002 г, после пробега 87 тыс. км, толщина бандажей составили 60 мм /5/.

В таблице 1 приведены данные о выкатках колесных пар локомотивов по предельному износу гребней бандажей колесных пар.

В таблице 2 приведены сведения по отцеплению вагонов в текущий отцепочный ремонт по причине износа бандажа колесной пары.

Износ колесных пар по типам вагонов приведены в таблице 3.

Причинами интенсивного изнашивания гребней колесных пар являются /6/:

- возникновение значительных температур в зоне контакта колеса с рельсом, особенно в кривых;
- увеличение осевой нагрузки;
- неравномерная жесткость подрельсового основание;
- влияние скорости скольжения на контактное трение.

Таблица 1. Выкатка колесных пар по износу гребней бандажей локомотивов

№	Наименование депо	Кол-во выкаток в 2002г.	Кол-во выкаток в 2003г.	Средняя стоимость 1 выкатки (тенге)		Расходы за 2002 г. (тенге)	Расходы за 2002 г. (тенге)
				2002г.	2003г.		
<b>Электровозы</b>							
1	Новоишимск	0	5	4102,9	4102,9	0	20514,5
2	Астана	0	57	8100	1430	0	81510
3	Экибастуз	0	0	4771	44771	0	0
4	Караганда	48	32	8109	8109	389232	259488
5	Жамбыл	0	0	6200	2308	0	0
6	Шу	0	0	6200	4169	0	0
7	Арысь	80	29	6464,68	1430	517174,4	41470
	<b>Итого</b>	<b>128</b>	<b>123</b>	<b>6278,23</b>	<b>3760,0</b>	<b>906406,4</b>	<b>402982,5</b>
<b>Тепловозы</b>							
1	Уральск	55	48	8115	880,75	446325	42276
2	Актобе	0	0	4700	1430	0	0
3	Атырау	3	4	6353,5	1430	19060,5	5720
4	Макат	34	22	6353,5	2969	216022,4	65318
5	Мангыстау	0	0	452,27	0	0	0
6	Эмба	3	0	5740	15638	17220	0
7	К-Боровое	2	0	6368,85	2969	12737,7	0
8	Астана	2	6	8100	1430	16200	8580
9	Караганда	0	17	8109	8109	0	137853
10	Жана-Арка	20	0	8109	8109	162180	0
11	Балхаш	0	3	5769,46	3600	0	10800
12	Павлодар	9	3	11008	1263	99072	3789
13	Кустанай	12	73	4771	1360	57252	99280
14	Защита	73	47	1703,9	1703,9	124384,7	80083,3
15	Есиль	0	0	6368,85	1430	0	0
16	Семей	33	9	3767,64	3727	124332,12	33543
17	Аягуз	3	0	4138	4138	12414	0
18	Матай	3	1	3900	2309	11700	2309
19	Алматы	157	5	9000	3500	1413000	17500
20	Шу	0	3	5769,46	1703,9	0	5111,7
21	Жамбыл	0	0	5134,23	2308	0	0
22	Туркестан	10	3	1836,19	2447	18361,9	7341
23	К-Орда	10	7	5134,23	9000	51342,3	63000
24	Сексеул	1	0	631,89	631,89	631,89	0
	<b>Итого</b>	<b>430</b>	<b>251</b>	<b>5472</b>	<b>3420</b>	<b>2802236,5</b>	<b>582504,0</b>



Таблица 2. Сведения по отцепке вагонов по износу бандажа колесных пар

Отцеплено в ТОР	Количество вагонов, ед	
	2002г.	2003г.
По колесным парам, из них:	40202	31120
ползун	9854	3806
навар	2927	1746
тонкий гребень	15301	12283
остроконечный накат	4008	4155
прочие	6971	8931

Таблица 3. Износ колесных пар по типам вагонов

Тип вагона	2002г.		2003г.	
	количество	%	количество	%
Всего вагонов по износу гребней, в том числе:	19309	100	18305	100
Полувагоны	10908	56	10501	57
Цистерны	1905	10	1180	6
Крытые	1890	10	2464	14
платформы	1019	5	647	4
прочие	3587	19	3513	19

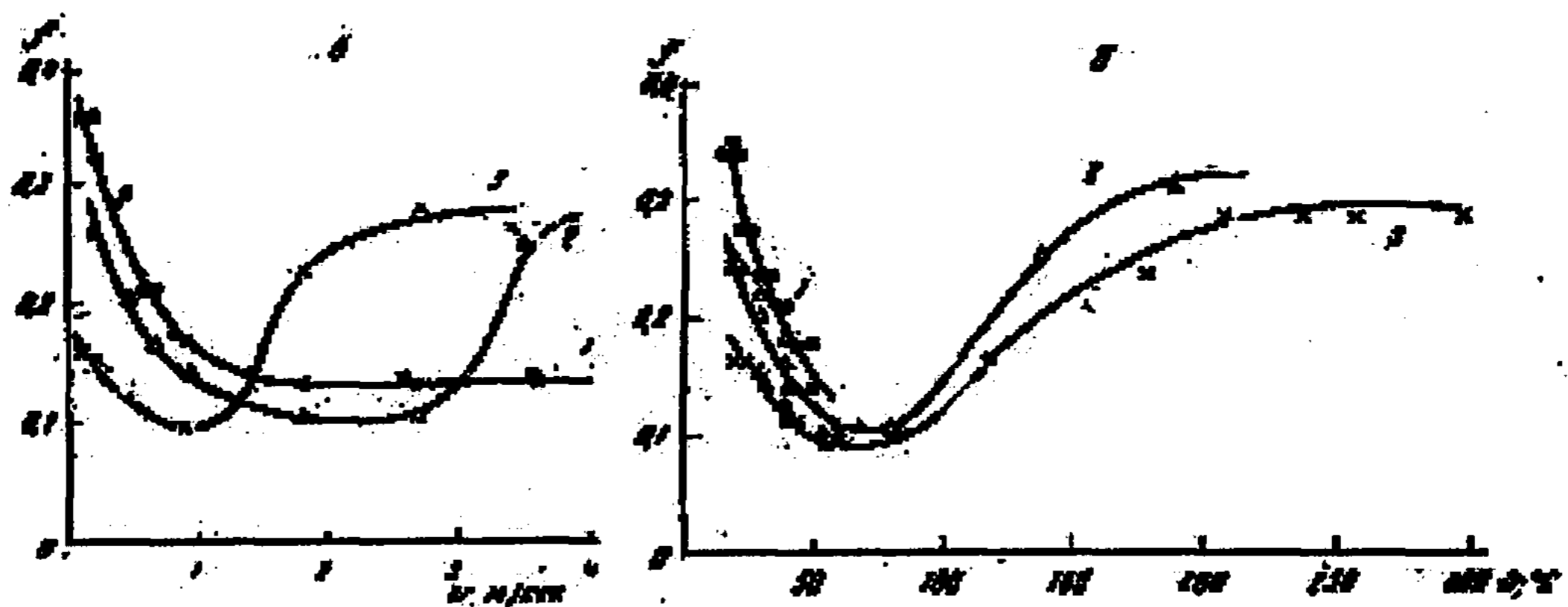


Рисунок 1. Зависимость коэффициента трения  $f$  материала АМАН-2 по стали 2Х13 от скорости скольжений (а) и температуры (б) при различных удельных нагрузках (в  $\text{кГ/см}^2$ ) 1-  $p_c=1$ ; 2-  $p_c=2$ ; 3-  $p_c=4$

Как показали исследования [7], влияние скорости скольжения и температуры на коэффициент трения  $f$  материала неоднозначно (рис. 1). Так, увеличение нагрузки вызывает сдвиг минимума на кривых  $f = \varphi_1(v)$  в сторону меньших скоростей (рис. 1, а), тогда как минимум на кривых  $f = \varphi_2(t)$  при испытаниях с различными нагрузками соответствует определенной температуре (рис. 1, б). Эти данные подтверждают превалирующее влияние температуры на трение и износ гребней колесных пар. Поэтому основная задача снижения интенсивности контактного изнашивания гребней колесных пар связаны, прежде всего, с условиями снижения температуры в зоне контакта, путем применения соответствующего смазочного материала. При этом смазка должна способствовать уменьшению адгезионной составляющей коэффициента трения  $f_a$  зависящего как от сил адгезионного взаимодействия, так и от коэффициента возможного упрочнения образовавшегося соединения под поездной нагрузкой [8]:

$$f_a = \tau / p_r + \beta, \quad (1)$$

где  $\tau$  - удельная тангенциальная прочность адгезионной связи, возникающей на

фактической площади контакта;  $\beta$  - коэффициент упрочнения адгезионной связи;  $P_r$  - давление на пятне фактического касания поверхностей.

#### Литература

1. Крагельский Н.В., Непомнящий Е.Ф. Об усталостном механизме износа при упругом контакте // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение, 1963, №5, с. 7-12.
2. Крагельский Н.В., Непомнящий Е.Ф. О связи износа со свойствами материалов и внешними условиями. – Мат. Всесоюз. конф. по повышению надежности и долговечности машин, оборудования и приборов. Т.2. -М., Машиностроение. 1965, с. 41-46.
3. Гриб В.В., Лазарев Г.Е. Лабораторные испытания материалов на трение и износ. М., Наука, 1968, 116 с.
4. Статистические отчеты ОА «НК «Қазақстан темір жолы». - Астана, 2004, 76 с.
5. Статистические отчеты по локомотивному депо ст. Алматы, 2004, 37 с.
6. Кажигулов А.К. Особенности контактного взаимодействия колес подвижного состава и пути // Вестник КазНТУ, 2006.
7. Гриб В.В. Фракционная теплостойкость самосмазывающихся материалов, предназначенных для работы в вакууме. – Дисс. М., 1966.
8. Крагельский И.В., Михин Н.М. О влиянии природы твердых тел на внешнее трение и о соотношении между адгезионной и объемной составляющими. Сб. «Теория трения и износа» М., Наука, 1965, с. 30-34.

Цыганков С.Г. - к.т.н. КазАТК (Казахстан, Алматы)

Достияров А.М. - д.т.н., ТОО СПЕЦТЕХСЕРВИС (Казахстан, Астана)

Иргебаев Е.Т. - зам. директора ВТГК (Казахстан, Усть-Каменогорск)

### ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОЕ ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО, АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ

Воздействие транспорта на окружающую среду с каждым годом становится все интенсивнее. На атмосферный воздух все большее воздействие оказывает автомобильный транспорт, выбрасывающий с отработанными газами десятки загрязняющих веществ, общим объемом 1098 тыс.т. в год. Это связано, прежде всего, с ростом автомобильного парка в городах Республики Казахстан /1/. Тем не менее на экологическую обстановку в районах размещения локомотивных депо в основном влияет железнодорожный транспорт, а именно выбросы вредных веществ от тепловозов. Ежегодно на тягу поездов и прочие производственные нужды на железнодорожном транспорте расходуется около 10 млрд. кВт.ч электроэнергии и более 33 млн.т условного топлива. В настоящее время в Республике Казахстан находится в эксплуатации порядка 550 магистральных тепловоза и примерно столько же маневровых тепловозов /2/.

Вступление Казахстана в ВТО требует ограничения вредных выбросов от двигателей внутреннего сгорания. Так с 1 октября 2006 года в странах Евросоюза вступила в силу директива, в соответствии с которой новые двигатели на грузовиках и автобусах должны соответствовать нормам Евро-4.

Ужесточение экологических требований к двигателю, предполагает использование экологически чистых топлив. Основные экологические требования к моторным топливам, используемым на территории стран ЕС, содержатся в Директиве Европейского парламента и Совета Европы № 98/70/ЕС, с изменениями, внесенными



Директивой № 2003/17/ЕС, которая устанавливает обязательные требования к автобензинам и дизельным топливам, обеспечивающие оптимальный состав выхлопных газов.

В настоящее время казахстанские требования к дизельному топливу менее жесткие, чем европейские. Например, разрешается содержание серы в дизельном топливе до 0,5%, а содержание ароматических углеводородов не нормируется. Как видно из таблицы 1, введение Евростандартов на дизельное топливо предполагает значительное снижение содержания серы и ароматических углеводородов.

Таблица 1. Требования Европейских стандартов к дизельному топливу

Дизельное топливо	Евро-2	Евро-3	Евро-4
Содержание серы, мг/кг, макс.	500	350	50
Содержание полициклических ароматических углеводородов, % масс., макс.	Не нормируется	11	11
Цетановое число, мин.	45	51	51

Для удовлетворения требований к качеству дизельных топлив, особенно по содержанию серы, их гидроочистку проводят в более жестких условиях, используя гидрогенизационные процессы низкого и высокого давления. В результате получают дизельные топлива со значительно меньшим содержанием серы азот- и кислородсодержащих соединений, би- и полициклически- ароматических углеводородов, причем эти гетероатомные соединения содержатся в виде относительно стабильных форм вследствие гидрогенолиза. Все это приводит к ухудшению смазывающей способности дизельных топлив - важной эксплуатационной характеристики.

Впервые с такой проблемой столкнулись в Швеции, когда при работе двигателей на дизельном топливе Сити-дизель 1 с содержанием серы 0,001% некоторые насосы были полностью разрушены. Насосы, вышедшие из строя, показали сильный износ на кулачках и роликах, приводящий к более широким зазорам и, в конечном итоге, к отказу. Аналогичные повреждения топливных насосов имели место и в Калифорнии при использовании дизельных топлив с содержанием серы 0,05% и менее.

Как показал опыт использования глубокоочищенных топлив в ряде стран Западной Европы и США, наряду со снижением содержания вредных веществ в выхлопных газах, отмечался преждевременный выход из строя топливных насосов высокого давления. При анализе неисправностей автотранспортных средств, работавших на малосернистом топливе, отмечался высокий уровень износа топливных насосов уже после 5000 км, следствием чего являлись потеря мощности и скорости, рост числа оборотов холостого хода, увеличение потребления топлива, более высокая дымность отработавших газов и появление тенденций к заеданию деталей насоса /3/.

Исследования зарубежных низкосернистых дизельных топлив показывают, что в среднем их смазывающая способность намного превышает допустимый предел 460 мкм по методу HFRR и составляет >500 мкм. Дизельные топлива, выпускаемые в Японии и Финляндии, имеют особенно большой диаметр пятна износа - 629 и 647 мкм соответственно.

В России с проблемой смазывающей способности дизельных топлив столкнулись нефтеперерабатывающие заводы, поставляющие экологически чистое дизельное топливо на экспорт, т.к. данные топлива не отвечают требованиям Европейского стандарта EN 590 на смазывающие свойства. В то же время на станциях техобслуживания участились случаи замены топливных насосов во время их гарантийного срока эксплуатации. В таблице 2 приведены данные по смазывающей способности дизельных топлив (с малым содержанием серы) некоторых Российских

заводов /4/.

Таблица 2. Смазывающая способность российских дизельных топлив (по методу ISO 12156, на приборе HFRR)

Изготовитель и марка топлива	Массовая доля серы, мг/кг	Смазывающая способность, мкм
ООО ПО «Киришинефтеоргсинтез», ДЛЭЧ	340	537
ОАО «Славнефть — Ярославнефтеоргсинтез», ДЛЭЧ	340	533
ОАО «ЛУКОЙЛ - Пермнефтеоргсинтез», ДЛЭЧ	200	505
ОАО «ЛУКОЙЛ - Пермнефтеоргсинтез», ДЗЭЧ	120	663
ОАО «Новокуйбышевский НПЗ», ДЗЭЧ	290	572
ОАО «Рязанский НПЗ», ДТЭ-0,035 ООО «Сургутгазпром»,	220	535
Сургутский ЗСК, ГАп	100	629

Из приведенных данных видно, что содержание сернистых соединений в дизельном топливе оказывает значительное влияние на износ металла - с уменьшением концентрации серы с 0,2% до 0,1% и 0,05%, диаметр пятна износа увеличивается с. в 1,2-1,5 раза.

Ароматические углеводороды также оказывают значительное влияние на смазывающие свойства дизельного топлива. Для исследования влияния отдельных групп ароматических углеводородов на смазывающие свойства дизельного топлива, выделенные ароматические соединения I, II, III и IV групп добавлялись в гидроочищенное дизельное топливо.

К I группе ароматических углеводородов относили фракции, полученные после отбора нафтено-парафиновых углеводородов, с показателем преломления свыше 1,49 до 1,53.

К II группе ароматических углеводородов относили фракции с показателем преломления свыше 1,53 до 1,55.

К III группе ароматических углеводородов - фракции с показателем преломления свыше 1,55 до 1,59.

К IV группе - фракции с показателем преломления свыше 1,59.

К группе смолистых соединений относили фракции, у которых из-за темного цвета не представлялось возможным определить показатель преломления.

Отдельные группы ароматических углеводородов добавлялись в дизельное топливо в количестве, соответствующем содержанию легкого газойля в дизельном топливе 20% (наиболее типичном при получении топлив на НПЗ) и 40% (максимальном содержании в дизельном топливе отдельных НПЗ).

При этом наблюдались следующие закономерности:

- ароматические углеводороды I группы обладают наихудшими противозносными характеристиками. При добавлении их в количестве, соответствующем вовлечению 20 и 40% легкого газойля каталитического крекинга в дизельное топливо, диаметр пятна износа увеличивается с 450 до 485-495 мкм, т. е. почти на 10%;
- ароматические углеводороды II группы, добавленные в количестве 40%, придают малосернистому дизельному топливу смазывающие свойства, характерные для топлив с содержанием серы 0,2%. Диаметр пятна износа в этом случае равен 380 мкм. При этом добавление их в количестве, соответствующем вовлечению 20% ЛГКК в дизельное топливо, несколько ухудшает смазывающие свойства последних - диаметр пятна износа увеличивается с 450 до 480 мкм;
- полициклические ароматические углеводороды III и IV группы заметно



улучшают смазывающие свойства малосернистого дизельного топлива.

Результаты по оценке влияния отдельных групп ароматических углеводородов на смазывающие свойства дизельного топлива представлены в таблице 3 /4/.

Таблица 3. Влияние ароматических углеводородов на смазывающие свойства топлив

Ароматические углеводороды	Содержание ЛГКК в дизельном топливе, %	Диаметр пятна износа, мкм
-	0	450
I группа	20	495
	40	485
II группа	20	480
	40	380
III группа	20	400
	40	390
IV группа	20	340
	40	390

Проведенные исследования показали, что смазывающие свойства ароматических углеводородов дизельного топлива ухудшаются в ряду: трициклические, бициклические, моноциклические.

В Республике Казахстан подобные исследования не проводились, и смазывающие свойства топлив пока никак не регламентированы.

Существует несколько возможностей улучшения смазывающей способности малосернистых дизельных топлив:

1. Смешение с продуктами с высоким содержанием компонентов, обеспечивающих хорошие смазывающие свойства в условиях граничного трения.

2. Использование присадок, придающих топливу дополнительные смазывающие свойства.

Смазывающую способность дизельных топлив можно улучшить, добавив в них растительные масла в количестве 0,01-2,9%, парафины C<sub>16-20</sub>, где 50% алкоксиполиоксиметилены в объемном соотношении к топливу 1-5, рапс-метиловый эфир и др. /4/. Последний широко используется во Франции, где налоговые льготы стимулируют добавление в топливо до 5% этого эфира. Однако он ухудшает фильтруемость топлива и имеет низкую стабильность, что ведет к повышению нагарообразования в системе впрыска и разложению смазочного масла.

Для улучшения смазывающих свойств топлив можно использовать продукты вторичных процессов (легкого и тяжелого газойлей каталитического крекинга, масляной фракции и т.д.). Однако эти продукты отличаются значительным количеством ароматических углеводородов, содержание которых в топливе ограничивается строгими стандартами качества.

В связи с вышеизложенным, применение противоизносных присадок для нормальной работы двигателя является предпочтительным. Добавление противоизносных присадок к топливам делает топлива практически одинаковыми по смазывающим свойствам, независимо от их состава и технологии производства. Это доказывает опыт скандинавских стран, впервые ограничивших содержание серы до 0,005%.

Эффективность действия, противоизносных присадок зависит от многих физических и химических факторов среди которых: стерическое строение молекул поверхностно-активных веществ, и: конкурентная способность взаимодействовать с металлом по сравнению с другим гетероатомными соединениями. В зависимости от химического состава противоизносной присадки и физико-химических свойств дизельного топлива ее смазывающее действие будет проявляться по-разному.

На рисунке 1 представлены результаты испытаний противоизносных присадок на основе сложных эфиров карбоновых кислот (присадка 1) и на основе высших карбоновых кислот (присадка 2) на дизельном топливе с содержанием серы 0,035%. Присадки добавлялись в количестве 0,015% масс [4].

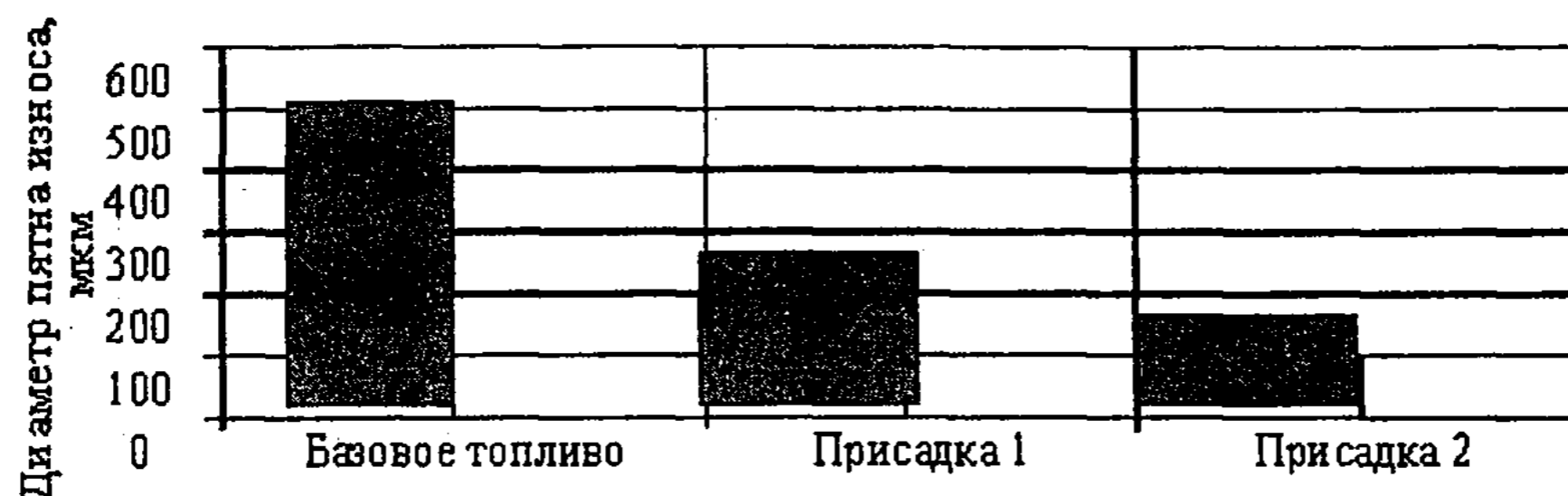


Рисунок 1. Снижение диаметра пятна износа с помощью противоизносных присадок

Результаты показывают, что наиболее эффективными являются присадки, в состав которых входят высшие карбоновые кислоты. Различие смазывающих свойств противоизносных присадок связано с полярностью соединений, входящих в состав присадок, и способностью образовывать хемосорбционные слои на поверхности металла.

За рубежом для экологически чистых дизельных топлив с содержанием серы 0,05% и менее предлагают следующие присадки:

- фирма «BASF» - серию присадок Kerokott LA 95 и Kerokott LA 96, которые являются смесями азотсодержащих соединений в состав которых входят и диспергатор, и антиокислитель, и Kerokott LA 99, содержащий смесь жирных кислот и их производные. По данным фирмы, они обладают хорошим смазывающим действием и одновременно препятствуют коррозии.
- фирма «Clariant», традиционно вырабатывавшая присадки на основе сополимеров этилена с винилацетатом, в начале рекомендовала эти продукты в качестве противоизносной присадки в концентрации 0,01-0,05%. Но затем перешла на выпуск специальных продуктов на основе высших карбоновых кислот. При этом эффективная концентрация присадки составляет лишь 0,005-0,02%. Семейство присадок Dodilube - 4716, 4862, 4377, 4883, 4920 и др. имеют разную химическую основу: смесь органических кислот в растворе легких углеводородов, полимеры этиленвинилового сложного эфира, смесь этоксиалкиламинов и других азотсодержащих соединений в растворе ароматических углеводородов;
- фирма «Lubrizol» предлагает противоизносные присадки серии ADX, произведенные на основе монокарбоновых кислот. Они обладают не только противоизносными, но также антикоррозионными и антиокислительными свойствами, совместимы с моторными маслами и с низкоуглеродистой сталью резервуаров и трубопроводов. Присадку рекомендуется добавлять в количестве 0,01-0,03% в зависимости от качества топлива. На основе присадок Lubrizol и ADX созданы многофункциональные пакеты присадок ADX 3891B и ADX 4114.

В таблице 4 представлены краткие характеристики присадок зарубежных фирм.

Необходимо отметить, что противоизносные присадки к дизельным топливам производятся только в странах дальнего зарубежья.

В настоящее время в Республике Казахстан ведется подготовка по вводу экологических требований соответствующих Евростандартам. Завершена реконструкция Атырауского нефтеперерабатывающего завода (АНПЗ), которая позволяет осуществлять глубокую переработку нефти, расширить номенклатуру и производить нефтепродукты, соответствующие мировым стандартам. Освоено



производство автобензина АИ-95 по стандарту Евро-2005 и зимнего дизтоплива без добавления присадок. АНПЗ готов увеличить производство бензина АИ-93 более чем в 4 раза, дизтоплива с качеством Евро-2005 - в 2 раза /5/. Разработана программа по обновлению локомотивного парка РК. До 2015 г. планируется модернизация 75 и приобретение более 300 магистральных тепловозов, а также приобретение 500 маневровых тепловозов /6/.

Таблица 4. Краткие характеристики присадок зарубежных фирм

Присадка	Химический состав		Рекомендуемая концентрация, %
	Активное вещество	Растворитель	
Kerokorr LA 95	Смесь азотсодержащего продукта конденсации с диспергатором, антиокислителем и деактиватором металлов		0,005-0,03
Kerokorr LA 96	Смесь амидов и сложных эфиров высших карбоновых кислот	Алифатические или ароматические углеводороды	0,005-0,02
Kerokorr LA 99	Смесь высших карбоновых кислот и их производных	Ароматические углеводороды	0,005-0,02 (0,02-0,04)
Dodilube V 4716	Полимер этиленвинилового сложного эфира	Высококипящие углеводороды	0,01-0,05
Dodilube V 4377	Смесь оксиалкиламинов и катионноактивных азотсодержащих соединений	Ароматические углеводороды	0,015-0,05
Dodilube 4940	Высшие карбоновые кислоты	-	0,005-0,02
Paradyne 655	Сложные эфиры карбоновых кислот	-	0,005-0,02
ADX4101 B	Смесь замещенных алкил-фенолов и высших карбоновых кислот.	Алифатический растворитель	0,005-0,02

За счет ужесточения таможенного контроля постепенно обновляется и автомобильный парк Республики Казахстан.

Тем не менее, ввод Европейских стандартов на дизельное топливо и выбросы вредных веществ в атмосферу от транспортных ДВС может привести к ряду проблем связанных с эксплуатацией дизельных ДВС на малосернистом топливе.

Выводы.

Введение Евростандартов на дизельное топливо требует полного пересмотра существующих стандартов с учетом смазывающей способности дизельного топлива. При обновлении тепловозного и автомобильного парка в Республике Казахстан необходимо учесть проблемы связанные с ухудшением противоизносных свойств экологически чистых дизельных топлив. В связи с выше изложенным, необходимо предусмотреть инвестиции на исследование совместимости отечественных дизельных топлив с противоизносными присадками зарубежного производства и провести исследования по разработке и внедрению отечественных противоизносных присадок.

#### Литература

1. Статистический ежегодник. Агентство РК по статистике, 1999. - 2005 гг. Алматы.
2. Парамзин В.П. Стратегия обновления тепловозного парка // Магистраль № 3, Алматы, 2002, С. 40-44.
3. Maddox J.E. Low sulfur diesel fuel. Материалы фирмы Параминз, PBF 3074, 1996.
4. Митусова Т.Н., Полина Е.В., Калинина М.В. Современные дизельные топлива и присадки к ним. М. 2002, 64 с.
5. E-mail: [ref@anpz.kz](mailto:ref@anpz.kz), WWW - [anpz.atyrau-city.kz](http://anpz.atyrau-city.kz)

6. <http://www.itls.kz/indeks.php=more&id=925&cat=2>

**Канатбаев Т.А.** – к.т.н., Зам. начальника управления технического развития – начальник отдела технического развития АО «Локомотив»

**Туруспаев С.У.** – главный специалист отдела технического развития АО «Локомотив»

**Джакупов Н.Р.** – ассистент КазАТК (Казахстан, Алматы)

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОВОЗОВ ТИПА ВЛ-80 ПУТЕМ УСТАНОВКИ НАКЛОННЫХ ТЯГ

Целесообразность проведения модернизации электровозов на сегодняшний день не вызывает сомнения. Мировой опыт и модернизация тепловозов в Казахстане достаточно наглядно показывают, что при модернизации при меньшей стоимости можно получить обновленный тяговый подвижной состав с улучшенными технико-экономическими показателями. Эксплуатационные компании Казахстана при этом получают в эксплуатацию современные локомотивы, более экономичные и надежные в эксплуатации, а также опыт эксплуатации локомотивов оборудованных современными системами управления и диагностики.

При проведении модернизации одним важнейших показателей является стоимость. Общеизвестно, что модернизация эффективна, если ее стоимость не превышает 60% стоимости нового локомотива с аналогичными характеристиками. При более высокой стоимости эксплуатация модернизированного локомотива становится экономически невыгодной по сравнению с новым.

На сегодняшний день разрабатываются проекты по модернизации электровоза серии ВЛ-80. При модернизации локомотивов обычно заменяется тяговое и вспомогательное оборудование, система управления и другие узлы, находящиеся в кузове локомотива. При этом экипажная часть не подвергается модернизации, кроме усиления несущих частей рам тележек и рамы локомотива. Вместе с тем уровень надежности отдельных узлов экипажной части (например люлечного подвешивания) и низкие динамические качества электровоза ВЛ-80 /1/ диктуют необходимость проведения модернизации элементов рессорного подвешивания. Для улучшения тяговых свойств локомотивы имеются предложения по изменению системы передачи силы тяги, путем замены шкворневого узла на систему продольных тяг, аналогичной той, которая была применена на электровозе типа КЗ-4А.

Основное преимущество при использовании системы продольных тяг это улучшение тяговых свойств локомотива за счет более низкого уровня передачи тягового усилия от рамы тележек на раму кузова и более лучшего вписывания в кривые за счет уменьшения жесткой базы локомотива.

При движении локомотива в режиме тяги имеет место перераспределение вертикальной статической нагрузки между отдельными колесными парами, которая разгружает отдельные колесные пары

Коэффициент разгрузки колесной пары определяют отношением

$$K_p \equiv \frac{\Delta P}{F_k}, \quad (1)$$

где  $\Delta P$  - разгрузка колесной пары;  $F_k$  - сила тяги одной колесной пары.

В проектной и конструкторской практике в качестве критерия оценки тяговых свойств локомотива принято рассчитывать коэффициент использования сцепного веса в следующем виде: