



**МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ „СВ. ИВАН РИЛСКИ”,
СОФИЯ**

**Минно Електромеханичен Факултет
Катедра „Механизация на мините”**

маг. инж. Любен Венелинов Тасев

**Изследване на износването и повредите на рудничните
локомотиви за подземен извоз**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертационен труд за присъждане на
образователна и научна степен **"ДОКТОР"**

Научна област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.8 „Проучване, добив и обработка на полезните
изкопаеми”

Научен ръководител:

доц. д-р. Кристиян Цветков

СОФИЯ, 2018 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Разширен катедрен съвет на катедра „Механизация на мините“ към Минно Електромеханичен факултет на МГУ „Св. Иван Рилски“, София, на 22.02.2018 т., съгласно Ректорска заповед № Р-142 от 07.02.2018 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои пред Научно жури, утвърдено със заповед № Р- от т. на Ректора на МГУ „Св. Иван Рилски“ и ще се проведе на г. от часа в зала..... нафакултет, МГУ „Св. Иван Рилски“, София.

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Сектор „Следдипломна квалификация“ на МГУ „Св. Иван Рилски“, Ректорат, ет. 3, стая № 79, тел. 02/ 80 60 209..

Утвърденото Научно жури е в състав:

1. доц. д-р . Кристиян Христов Цветков – председател
2. проф. д-р. Георги Кирилов Фетваджиев, вътрешен;
3. проф. д-р. Матей Навинов Матеев, външен;
- 4 проф. д-р. Никола Борисов Мърхов, външен;
5. доц. д-р. Георги Петров Тонков, външен;

Резервни членове:

2. доц. д-р Димитър Николов Кожухаров, външен;
3. доц. д-р. Антоанета Илиева Янева, вътрешен;

РЕЦЕНЗЕНТИ:

1.
2.

Дисертантът е на самостоятелна подготовка към катедра „Механизация на мините“ към Минно Електромеханичен факултет.

Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от (научноизследователски проекти):

1. Договор 1789/07 с „Монек-Юг“ АД – Проектиране на пълна конструктивна документация на рудничен локомотив със сцепна маса 10 тона на цена с „Монек-Юг“ АД

2. Договор И53/07 с „Монек-Юг“ АД –Проектиране изработи детайли и възли за 10 тоннен рудничен локомотив
3. Договор 1879/07 08 с „Монек-Юг“ АД – Проектиране на „Рама“ за 4.5 тоннен рудничен акумулатор локомотив.
4. Договор И59/08 с „Монек-Юг“ АД – Проектиране на електрооборудване за четири броя акумулаторни руднични локомотива.
5. Договор № И-171/2013г. с ГОРУБСО Мадан „ЕАД Проектиране и изработване на 7-тоннен рудничен локомотив с намалена база
6. Договор № И-183/2014г. с ГОРУБСО Мадан „ЕАД Проектиране и изработване на 7-тоннен рудничен локомотив за подземен извоз
7. Договор № И-194/2015г. с ГОРУБСО Мадан „ЕАД Проектиране и изработване на 7-тоннен и 10 тоннен рудничен локомотив за подземен извоз
8. Договор № И-241/2016 с Минстрой Холдинг АД Проектиране и изработване на 7-тоннен и 10 тоннен контактен рудничен локомотив за подземен извоз и 8 тоннен акумулаторен рудничен локомотив

Автор: маг. инж. Любен Венелинов Тасев

Заглавие: Изследване на износването и повредите на рудничните локомотиви за подземен извоз

Тираж: 20 броя

Отпечатано в Издателска къща „Св. Иван Рилски“ на МГУ „Св. Иван Рилски“, София.

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД ¹

Актуалност на проблема

Повишението на сигурността и дълготрайността на машините се явява един от главните проблеми на съвременното машиностроене. Икономическото значение на този проблем е очевидно. Както е показал статистическият анализ, главна причина за достигането на машината до неработоспособност се явява не разрушаването на някой от възлите или детайлите ѝ, а износването на подвижните части и работните органи под влияние на силите на триене. Това с особена сила важи при машините от минната промишленост, в това число и при рудничните локомотиви за подземен извоз. Загубите, които се понесат при износване на отделните машинни елементи, са свързани с тяхното възстановяване, което в подземната минна практика обикновено води до допълнителни мероприятия, които усложняват и оскъпяват ремонта. Безспорен факт е, че увеличаването на ресурса на отделните триещи елементи, респективно и на цялата машина, ще доведе най-малко до две събития. -: увеличаване сигурността на работа на машината и намаляване на разходите за нейната поддръжка. и: намаляване на себестойността на добитото полезно изкопаемо.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

Считам, че целта на моя научноизследователски труд е аналитичното и промишлено изследване на износването на бандажната гривна и буксовия възел на електролокомотив, като за нейното изпълнение основните задачи могат да бъдат:

1. Аналитично определяне износването на бандажната гривна и прогнозиране на ресурса ѝ.
2. Извеждане на аналитична зависимост за тяговата устойчивост на локомотива.
3. Определяне на ударното натоварване в буксовите възли и износванията в тях.
4. Определяне на ударното натоварване в редуктора и разрушаванията на носещите лагери.
5. Избор на методи за увеличаване на ресурса на бандажните гривни – якостно механични и технологични.
6. Промишлено изследване на износването на бандажните гривни.
7. Промишлено изследване на износването в буксовия възел.

Практическа приложимост

1.Посочени са износоустойчиви материали за отливане на бандажни гривни.

2. Конструирано и внедрено колело моноблок от кована високолегирна стомана.
3. Конструиран и внедрен рудничен контактен 7-тонен локомотив с възможността за вписване в криви с радиус 6м.

Апробация

Резултатите на дисертационната работа са приложени на практика в рудниците:

1. Рудник Марзян – ГОРУБСО Златоград АД;
2. Рудник Върна - ГОРУБСО Мадан ЕАД;
3. Мина Бовов Дол;
4. Рудник Злетово – БулМак 2016 р.Македния;
5. Рудник Тораница - БулМак 2016 р.Македния

Публикации

Основни постижения и резултати от дисертационния труд са публикувани в

- 1.Тасев Л. Интензивност на износването на бандажите в рудничните локомотиви за подземен извоз ГОДИШНИК на Минно-геоложкия университет “Св. Иван Рилски”, Том 59, Св.III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2016
- 2.Тасев Л. Изследване на износването на реборда на бандажните гривни при рудничните локомотиви за подземен извоз ГОДИШНИК на Минно-геоложкия университет “Св. Иван Рилски”, Том 58, Св.III, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2015
3. Тасев В. Тасев Л Рудничен контактен десет тонен локомотив за подземен извоз – резултати от двугодишна промишлена експлоатация в рудник „Марзян” – Геология и минерални ресурси София 2013

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от **141** страници, като включва увод, 4 глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо **66** литературни източници, като **12** са на латиница и **54** на кирилица. Работата включва общо **68** фигури и **16** таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

Съдържание на дисертационния труд:

1. УВОД	3
2. СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА	6

2.1. Развитие на възгледите за същността на силите на триене.	6
2.1.1. Основни закономерности	6
2.1.2. Теории на триенето	9
Модел на Крагелски	11
2.1.3. Теории на износване	12
Съществуващи теории на износване	12
Адхезионно износване	13
Износване от умора на материала	16
Механизми на износване при плъзгане	21
2.2. Износване на колесно-релсова триеща се двойка	22
Определяне скоростта на износване	22
2.3. Износване на локомотивите в рудничната практика.	30
Видове руднични локомотиви на експлоатация в България.	30
Преглед на възгледите за износване при движението на рудничния локомотив	33
Износвания от ударни натоварвания при рудничните локомотиви	34
2.4. Цел и задачи на дисертационния труд	35
3. ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИЗНОСВАНЕТО	36
3.1. Физически основи на контакта	36
3.2. Износване на бандажа по диаметъра на търкаляне	42
3.3 Износване на бандажната гривна в зависимост от приплъзването	52
3.4. Износване при боксуване	59
3.4.1. Анализ на реализирането на силата на тяга по възходящия клон на тяговата характеристика.	61
3.4.2. Анализ на реализирането на силата на тяга по падащия клон на тяговата характеристика.	62
3.4.3. Процес на възстановяване на сцеплението.	63
3.4.4. Определяне на износването при боксуване	65
3.5. Изследване износването на реборда на бандажните гривни	73
Вписване на локомотива в крив участък от пътя	73
Безопасност при движение на локомотива в кривите	77
Влияние на условията на сцепление на износването	81
3.6. Ударни натоварване	85
3.6.1. Износвания при динамични натоварвания	86
3.6.2. Натоварвания при преминаване на неравности.	89
Изводи	94
4. МЕТОДИ И СРЕДСТВА ЗА НАМАЛЯВАНЕ НА ИЗНОСВАНЕТО	95
4.1. Намалване на износването на бандажите.	95
4.2 . Средства за ограничаване на боксуването.	97

Въвеждане на допълнително спирачно усилие	102
4.3. Намаляване на износването на бандажната гривна	103
Закаляване на ребордите на бандажите	103
Намаляване базата на локомотива.	105
4.3. Методи за намаляване на износването от ударните натоварвания	108
Изводи	110
5. Промислено изследване на износването на рудничните локомотиви	111
5.1. Предмет на изследването.	115
5.2. Методика и резултати от изследването.	118
Износване на ребордите	126
5.4. Изследване на износването на буксовия възел и редуктора	129
5.5. Изводи	135
Приноси	136
Литература	137
СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД	140
ПРИЛОЖЕНИЯ	141

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА 1. УВОД

Локомотивният транспорт е основно, а в редица случаи и незаменимо, звено в цялостната транспортна схема на съвременните рудници. Въпреки несъмнения прогрес в развитието и усъвършенстването на останалите руднични транспортни средства локомотивният транспорт и в бъдеще ще запази своето значение поради следните си положителни качества:

1. Способност да се справя с мощни товаропотоци, независимо от зърнометричния състав и агресивността на транспортирания материал.
2. Универсалност, т. е. способност да пренася различни товари по едни и същи пътища и минни изработки, понякога дори с един и същи вид транспортни съдове.

В много случаи локомотивният транспорт се явява спомагателен транспорт за доставка на материали машини и хора. Основният му недостатък на е сравнително сложната организация на движението на влаковете. Засега рудничните локомотиви си остават основно средство за механизирани на транспорта на минната маса, хората, машините, съоръженията и материалите по хоризонталните и слабо наклонените капитални, участъкови и подготвителни изработки на подземните рудници.

Болшинството подземни рудници в България, използват изключително локомотивен извоз. По данни (Moore P. , 2012)от подземният рудничен транспорт е основно застъпен в минната промишлеността на Китай, Южна Африка, Канада и Чили. Освен това той си остава неизменно застъпен и на Балканите (Македония, Сърбия и Черна гора), а също и в Русия и Украйна.

Повишението на сигурността и дълготрайността на машините се явява един от главните проблеми на съвременното машиностроене. Икономическото значение на този проблем е очевидно. Както е показал статистическият анализ , главна причина за достигането на машината до неработоспособност се явява не разрушаването на някой от възлите или детайлите ѝ, а износването на подвижните части и работните органи под влияние на силите на триене. При проектиране на нова машина инженерът задължително пресмята на здравина най-натоварените и отговорни детайли, като практически нито едно съединение не се пресмята на износоустойчивост. При проектиране и експлоатация на машините не се използват най-ефективните средства за намаляване на износването, отчитащи конкретните условия на работа. По тази причина в нашата страна се получават огромни материални загуби, свързани с ремонт на машините. Това с особена сила важи при машините от минната промишленост, в това число и при рудничните локомотиви за подземен извоз. Загубите, които се понасят при износване на отделните машинни елементи, са свързани с тяхното възстановяване, което в подземната минна практика обикновено води до допълнителни мероприятия, които усложняват и оскъпяват ремонта. Това са:

- Извеждане на съответна машина на място, където би могъл да се осъществи ремонтът. В много случаи това се явява тежка и трудоемка работа.
- Прекъсване на технологичния процес, особено когато става въпрос за извозни машини, каквито са рудничните локомотиви.
- Допълнително средства за възстановяване на износените детайли и труд, вложен в съответните дейности.
- Въвеждане на машината отново в производствения процес.

- Създаване на структура за ремонт на машините с подготвен технически персонал, съответни ремонтни бази, изпитателни станции и др.

Всичко това предполага поддържането на определен фонд от машини и специалисти, което увеличава себестойността на добитата продукция. Като се отчетат и загубите, които се натрупват от гореизброените проблеми, свързани с прекъсване на технологичния поток, то веднага се вижда голямото значение на увеличаването на ресурса на машината.

Специално за рудничните локомотиви за подземен извоз може да се каже, че до този момент в България не са правени никакви изследвания на триещите двойки, подложени на най-голямо износване и практически не са взимани никакви мерки за удължаване срока на тяхната работа. Напротив, при възстановяване на техните детайли се е изхождало от себестойността на тези елементи, без тя да се съобразява с износоустойчивите им качества. Резултати са налице: най-уязвимите и най-често подменяни двойки имат ресурс два три пъти по-малък от оригиналните

Опитът в експлоатацията на рудничните локомотиви е показал, че с най-малък ресурс са бандажните колела на локомотива, а със значително по-голям - отделните елементи от кинематичната схема на единичното задвижване (букси, корпус на редуктора, основни лагери, зъбни колела и др.). Останалите елементи от локомотива - спирачна система, пясъкопосипваща система, електрическа система, сигнална и осветителна системи са обект на ежедневен контрол от страна на персонала и най-често оказването на ремонтно въздействие или подмяна на отделни елементи се извършва на място. Те няма да бъдат разглеждани в настоящия труд.

Като се има предвид сегашното състояние на нашата икономика и в частност на минната промишленост, безспорен факт е, че увеличаването на ресурса на отделните триещи елементи, респективно и на цялата машина, ще доведе най-малко до две събития. Първо: увеличаване сигурността на работа на машината и намаляване на разходите за нейната поддръжка. Второ: намаляване на себестойността на добитото полезно изкопаемо.

ГЛАВА 2. СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА

Проучванията, които се направиха бяха със цел да се установи достигнатото до момента изследване в областта на триенето и износването при локомотивния извоз. На износване са подложени всички движещи се части, но най-тежко натоварени се явяват бандажните колела. По тази причина и търсенията се насочват в тази област. Масовото приложение на Ж.П. транспорта е наложило много изследвания в контактната двойка колело-релса.

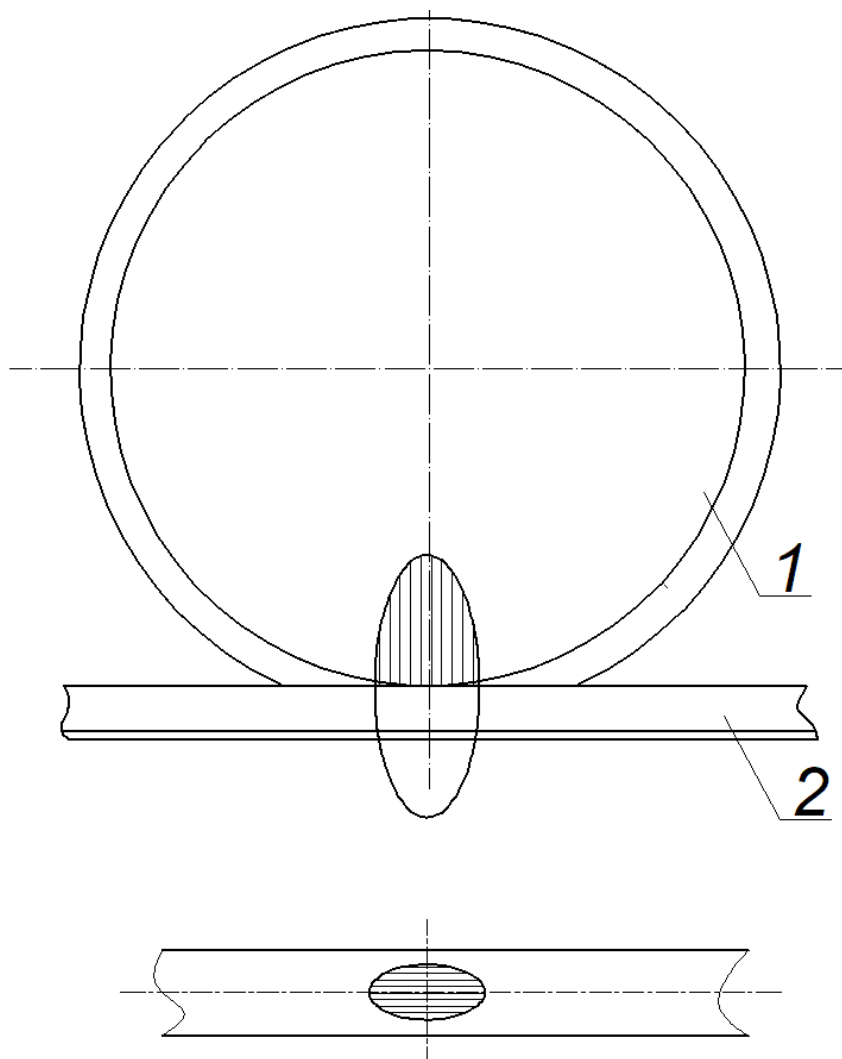
2.1 Физическа природа на контактната двойка колело-релса.

На обяснението на процеса на сцепление са посветени редица теоретически работи, непосредствено свързани с тематиката на железопътния транспорт. Преди всичко това са трудовете на (Carter, 1926), (Jonson, 1958), (Kalker, 1967), (Минов А. , 1965), (Андреев, 1997) и други.

Не трябва да се забравя участието на учени, чиито изследвания не са пряко върху проблематиката на взаимодействието на колелото с релсата, но оказват съществено влияние на пътя за нейното разрешение. Това са автори, които работят в областта на трибологията на контакта на еластични тела – (Дерюгин, 2010), (Чичинадзе, 2001), (Михин, 1977), (Moore, 1978) (Bowden D. T., 1964) и др.

Независимо от задълбочените търсения на автора не се намери литература, която специално да разглежда силите на сцепление, триене и износване за условията на работа на рудничните локомотиви. Като се изключат специфичните руднични условия, картината на създаване

на силата на сцепление е еднаква с тази на всички колесни превозни средства. На спецификата на този процес ще бъде обърнато внимание по-нататък. В зависимост от приетите изходни условия, са известни няколко хипотези на образуване силата на сцепление между бандажите и релсите, ако с първо приближение се пренебрегне еластичността на материала на бандажа и релсата.



Фигура 3. Разпределение на напреженията при неподвижно колело

Природата на образуване на силите на сцепление се усложнява, ако се отчете еластичността на материала на бандажа и релсата, както е реалният случай. Под действието на натоварването, в мястото на контакт между бандажа и релсата, възникват контактни напрежения. При създаване на силата на сцепление в контакта непрекъснато постъпват нови частици от повърхността на бандажа и релсата, в следствие на което напреженията постоянно се изменят във времето (Исаев, 1973). В действителност контактът на колелото и релсата не е точков, а се разполага по някаква повърхност, която схематично е представена на Фигура . На нея са показани кривите на разпределение на специфичните налягания на опорната повърхност на бандажа - крива 1 и релсата - крива 2 при неподвижно колело. Формата и размерът на повърхността, а също и законът за разпределяне на налягането в днешно време се определя въз основа на решение на контактната задача. Тази контактна задача е била решена първо от Херц и по-късно доразвита от А.Н. Даник и Н.М. Беляев (Беляев, 1979). Получените от тях решения са приложими към идеално еластични изотропни тела, подчиняващи се на закона Хук. Реалните тела притежават анизотропна повърхност, огъвана даже под въздействието само на нормалното натоварване и се съпровождат от относително приплъзване. Затова по-късно са получени по-съвършени методи за решение както на плоската така и на пространствената контактна задача с отчитане силите на силите на триене и

сцепление, а също така и с отчитане динамиката на явленията при движението на колело по релса (Крагельский, 1968).

За решението на контактната задача на еластичността са посветени работите на (Bowden F., 1968) (Михин, 1977) и др. Приложими към контакта на колело с релсата са и публикациите на (Беляев, 1979), (Минов А., 1965) (Минов Д. К., 1963) (Исаев, 1973) и др.

Повечето изследвания в тази област могат да се разделят на две групи, различие на които се състои в избора на закон за тангенциалните напрежения. В работите на (Северин, 1946), (Lorenz, 1928) и (Ковальский, 1942) коефициентът на триене се приема постоянен по цялата площ на контакта. Тангенциалните напрежения във всяка точка по повърхността на триене са пропорционални на нормалното налягане в тази точка.

Фепел (Фепел, 1936) е решил контактната задача на търкалянето на еластично колело по еластична релса, предполагайки съществуването на участък със сцепление и на участък с приплъзване. Лоренц (Lorenz, 1928) приема параболичен закон на разпределение както на нормалните, така и на тангенциалните напрежения по дължината на площадката. В този случай схемата на разпределение на напреженията е еднаква както за неподвижно, така и за търкалящо се тяло.

Съгласно втората теория, разработена от Картър (Carter, 1926), разпределението на тангенциалните напрежения на контактната площадка не може да се избира произволно, тъй като то се явява резултат от съществуващото или предшестващото приплъзване на повърхностите.

При наличие на тангенциално усилие в част от контактната площадка се извършва преместване на контактуващите влакна за сметка на тяхната деформация без относително преместване на точката на контакта – участъка на сцепление. В другата част има място относително преместване – участък на приплъзване. Коефициентът на триене в участъка на сцепление е по-малък отколкото в участъка на приплъзване, тоест по дължината на контактната площадка коефициентът на триене не е еднакъв.

Участъкът на сцепление се намира на предната страна на колелото, където материалът на колелото е натиснат, а този на релсата - разтегнат. Участъкът на приплъзване се намира в задната част на колелото, където материалът на колелото е разтегнат, а този на релсата - натиснат (Carter, 1926) и (Лужнов, 1981). При непълно приплъзване на колелото на част от контакта сили на триене не възникват. Влакната на колелото се търкалят по релсата и контактуващите повърхности се намират в състояние на предварително сместване.

Картър (Carter, 1926) прави извод, че тангенциалната сила може да бъде изразена чрез относителната скорост на приплъзване и дава линейна връзка на коефициента на сцепление от скоростта на приплъзване:

$$F_k = f \varepsilon \quad (0.1)$$

където: $\varepsilon = \frac{U}{V}$ относителна скорост на еластичното приплъзване или „крип“;

f - коефициент на сцепление

$$f = 93\sqrt{a.l.N} (1 - \sqrt{l-q}) \quad (0.2)$$

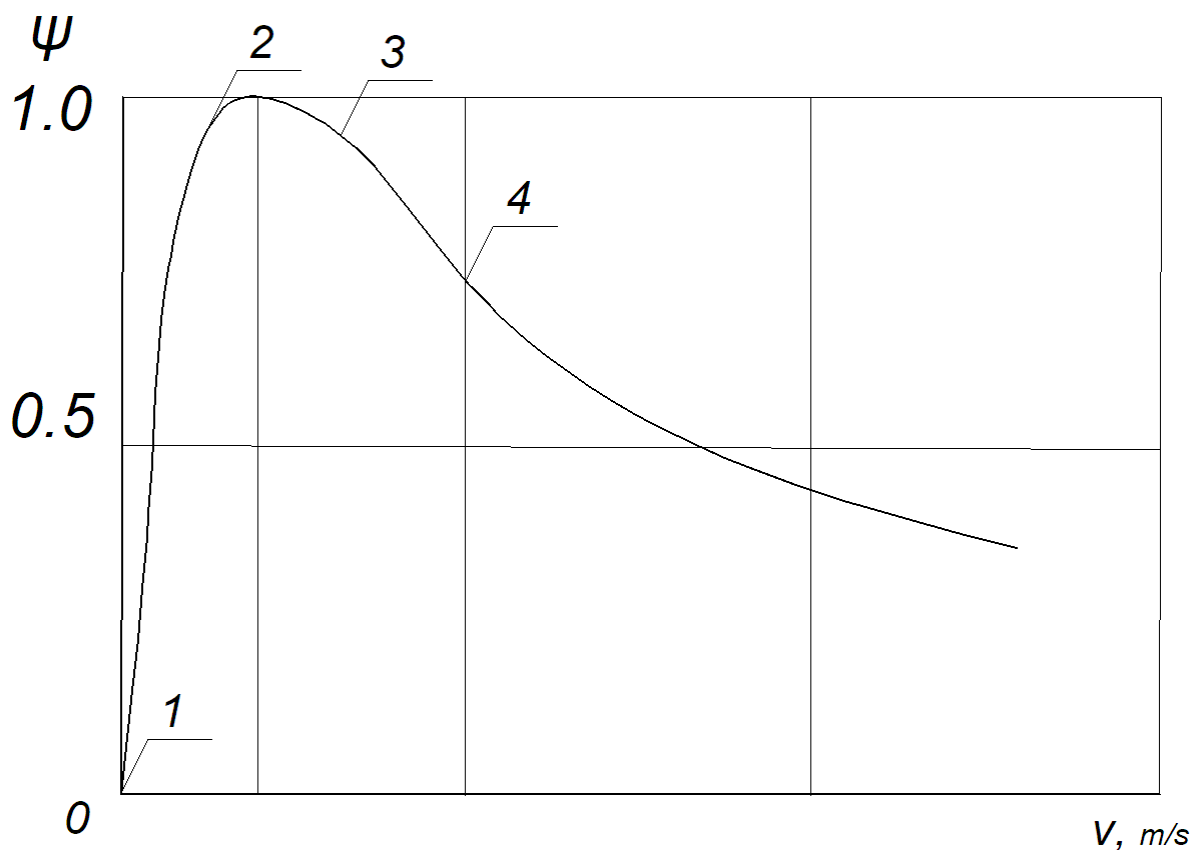
където: a – радиус на колелото, mm;

l - дължината на контактната площадка в направление на действие на силите, mm;

N - обща величина на натоварване колелото, kN;

$q = \frac{F}{F_{\max}}$ отношение на тангенциалните сили към силата на тягата, която може да се реализира без буксуване.

Картер използва това уравнение и за случая, когато тангенциалната сила е насочена под ъгъл спрямо посоката на движение на локомотива. Тези сили се появяват при движение в криви. Аналогични на работите на Картер са тези на (Jonson, 1958). Те разглеждат областта на контакта като област на приплъзване и област на сцепление, като последната има форма на елипса. Тангенциалното усилие, действащо в елиптичната област на контакта предава сумарното значение на тангенциалните усилия.



Фигура 4. Характеристика на коефициента на сцепление от скоростта на приплъзване

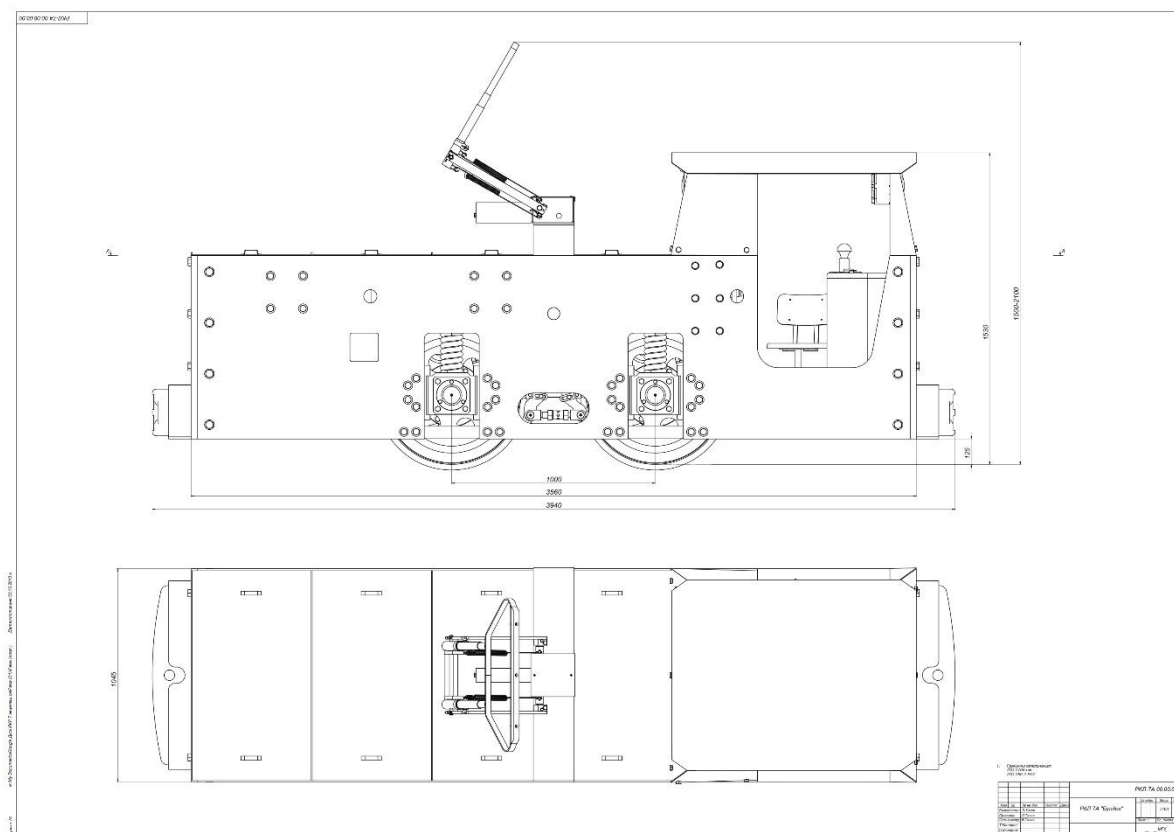
Калкер разработва линейна теория на взаимодействията (Kalker, 1967) при търкаляне, съгласно която при малки стойности на напречното приплъзване неговата площ е незначителна и влиянието ѝ може да бъде пренебрегнато. За това може да се приеме, че зоната на сцепление обхваща цялата област на контакта.

2.2. Износване на локомотивите в рудничната практика.

2.2.1 Видове руднични локомотиви на експлоатация в България.

В зависимост от своето технологично предназначение, рудничните локомотиви за подземен извоз се делят на магистрални, участъкови и забойни (Матеев, 1971). Магистралните локомотиви са

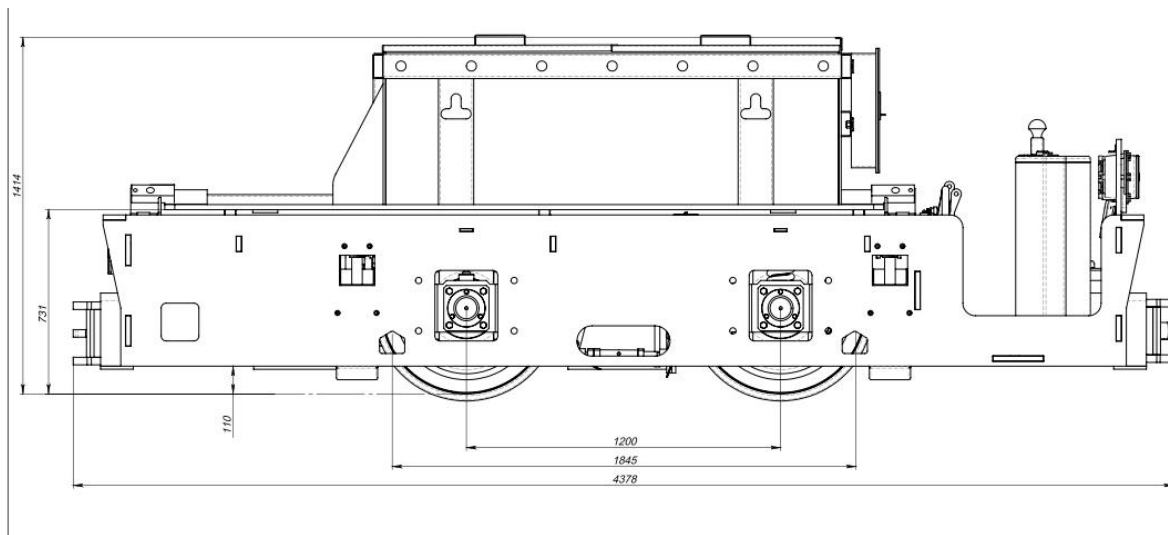
най-тежки и мощни и обслужват основните извозни трасета на рудника. Участъковите обикновено са с по-малка сцепна маса и обслужват товаро-разтоварните работи на даден участък. Забойните локомотиви се използват изключително за проходчески дейности. Те са с по-малка сцепна маса и обикновено са акумулаторни. Последният избор е определен от условията за безопасна работа. Сцепната им маса рядко надхвърля 5 тона.



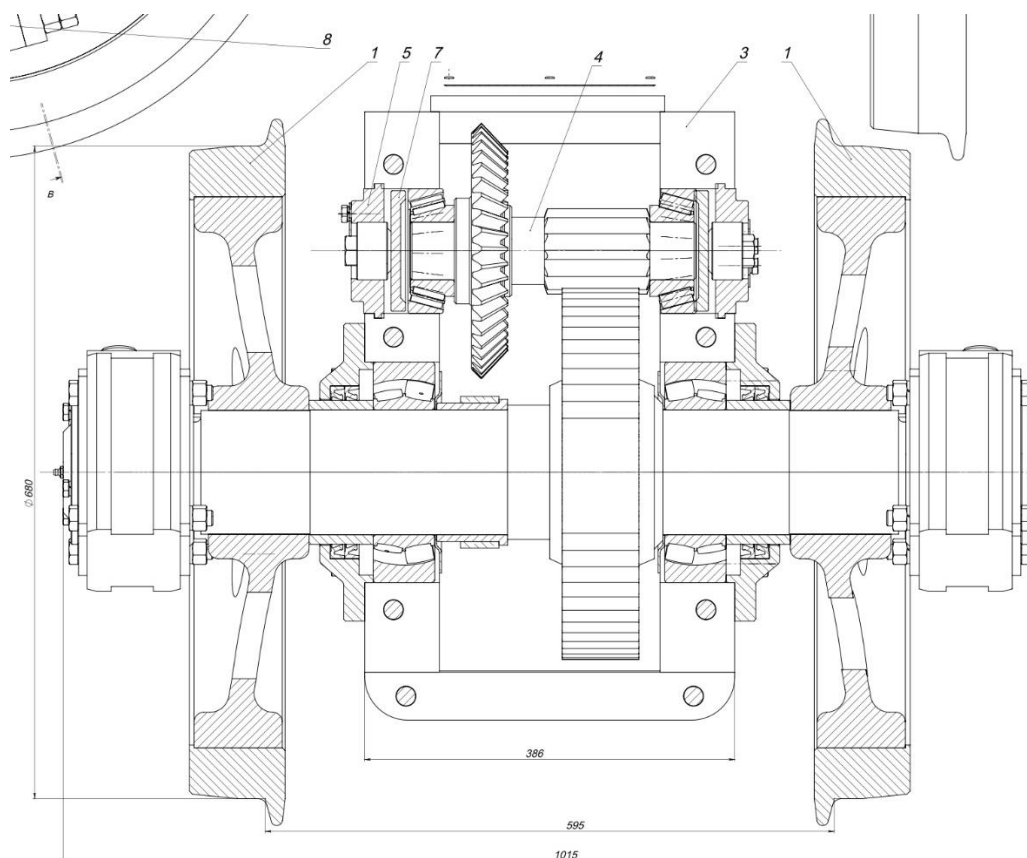
Фигура 5 . Рудничен контактен локомотив РКЛ-7А

Локомотивите за подземен извоз биват контактни (виж Фигура) и акумулаторни (виж Фигура 1). Първите са със значително по-голяма теглителна сила и постоянство на параметрите. Основен техен недостатък е, че работата им във взривоопасна среда е невъзможна. Използването им в рудници, опасни по газ и прах, е недопустимо. Там се използват акумулаторни локомотиви, при които са взети всички мерки електроконтактното оборудване да бъде изпълнено в ЕХ изпълнение.

Кинематичното решение на съвременните локомотиви е практически едно и също с малки разлики. То е двудвигателно индивидуално. Редукторите са двустъпални с цилиндрично-конични или изцяло с цилиндрични зъбни колела (виж Фигура 2).



Фигура 1. Акумулаторен рудничен локомотив РАЛ-8А



Фигура 2. Единично задвижване на локомотив РКЛ-7А

Съвременните руднични локомотиви са снабдени със спирачна система, която задължително действа на ходовите колела и обикновено е изпълнена с ръчно задвижване. По-тежките локомотиви могат да имат пневматична или хидравлична спирана система. Почти всички електролокомотиви имат осигурено и електродинамично спиране. То се осъществява с превключване на двигателите в генераторен режим. Отделяната енергия се разсейва в пусково-спирачните съпротивления. Регулиране на спирачната сила става с промяна на стойността на включеното към двигателите съпротивление. Тази система е много ефективна, поради факта, че практически не може да се получи блокиране на колелата. Тя има обаче и известни недостатъци. Спирачната сила се променя много в зависимост от скоростта на движение и трябва да се коригира непрекъснато от машиниста. При ниски скорости от по 0,3 km/h тя става неефекасна, а задържане

на локомотива в напълно спряло положение е невъзможно. Това налага наличието на изправна механична спирачна система.

Съгласно изискванията на правилника за техническа безопасност и условията на работа на повечето от локомотивите се налага внедряването и използването на пясъкопосипваща система. Предназначението ѝ е да посипва пясък пред водещите колела, което значително увеличава коефициента на сцепление между бандажа и релсата. Това осигурява потегляне при утежнени условия или аварийно спиране на подвижния състав. При наличие на пневматична система в локомотива подаването на пясък се осъществява със състен въздух. В останалите случаи това става чрез с механични устройства, задвижвани ръчно чрез лостова система.

Електрическата система на локомотива осигурява необходимата теглителна и спирачна сила. Регулирането на процеса на ускорение, поддържането на скоростта и спирането в повечето случаи се осъществява от командоконтролер с механично управляеми контактори и пусково-спирачни съпротивления. В последните години, предимно за акумулаторни машини, намират приложение електронни преобразуватели, които осъществяват същите процеси.

2.2.2 Износване на рудничния локомотив

Рудничните локомотиви се явяват един от най-големите потребители на бандажни гривни (Дерюгин, 2010). Създаването на локомотиви със значителни тягови възможности при сложния профил на релсовия път и изпълняването на криви с малък радиус води до честа подмяна или ремонт на бандажните гривни. Според Курасов (Курасов, 1981) средният междуремонтен пробег на наварените бандажи е 1,5 - 2 месеца, а на престърганите такива до 5-6 месеца. В руднични условия повърхността на релсите практически винаги е замърсена с въглища или абразивни прахови частици, твърдостта на които е съизмерима с тази на бандажите на колелата (Сердюк, 2000). Причините за повишеното износване на бандажите може да се коренят в:

- релсовия път, характеризиращ се с отклонение от нормите;
- несъвършенството на компановачната схема на силовия агрегат;
- геометрията на ходовата част,
- наличието на вода и масло по релсовия път;
- цикличната работа на локомотива при малки стойности на коефициента на сцепление.

В минната практика коефициентът на сцепление се променя непрекъснато поради различната замърсеност на релсовите пътища, непрецизното им изпълнение и променливата влажност. Работата на рудничните локомотиви е нестационарна. Те или ускоряват, или забавят, което е продиктувано от условията на минното производство. При ускоряване локомотивът трябва да развие максимална тягова сила при споменатите по-горе условия

.. Дадени изследователи определят буксуването като причина за до 50% от износването на бандажната гривна (Ренгевич, 1961). Методът за увеличаване на сцеплението с подсипването на пясък има сериозни недостатъци. На първо място той значително увеличава износването на бандажните гривни и на релсовия път, освен това прилагането му в рудничните локомотиви е ограничено поради влажността на средата. Подсипването е неравномерно или се изключва напълно. За решаване на тези проблеми са предложени различни идеи от редица автори (Вилянин, 2013), Кутовой Ю. Н. Тимощенко А. В, предимно по електрически начин. Повечето методи ограничават тока на боксуващия двигател. Разликите в начините за определяне на боксуващата колоос като се използват датчици за движение, напрежението на самите двигатели и различни диференциални схеми за включване на самите устройства. Тези средства не са намерили приложение поради сложните схемни решения. Имайки предвид голямото значение на проблема, е необходимо, да се търсят и други решения.

2.2.3 Износвания от ударни натоварвания при рудничните локомотиви

Условията на работа на рудничния локомотив са такива, че предизвикват чести ударни натоварвания в различни елементи и кинематични възли. Някои от тях, като буферите например, търпят различни деформационни изменения, а понякога и разрушаване. В направеното литературно проучване не намерих нищо конкретно по този въпрос за рудничните локомотиви. Докато ударите в буферните устройства са свързани с технологията на извозния процес, то съществуват и други ударни натоварвания, които са предизвикани от конструкцията на локомотива и от неравностите на релсовия път. Тези натоварвания са специфични и водят до пластични деформации в различни зони на локомотива: основно върху буксовия възел, бандажните гривни и окачването на редуктора. Това да се дължи на спецификата на нашите релсови пътища, технологията на извозния процес и техническото обслужване на машинния парк. Дългогодишният опит на Научно-развойната база е показал, че тези натоварвания водят до неприемливи деформации и изменения в споменатите по-горе възли, като се стига до разрушаване на някои детайли и елементи, като носещи лагери, колесни центри и колооси. По тази причина считам, че проблемът трябва да се разгледа подробно и да се намерят начини за намаляване на въздействието му.

Обзорът върху чуждестранната литература относно експлоатацията и износването на рудничните локомотиви, показва, че основен елемент на амортизация се явяват бандажните гривни. Повредите в другите елементи от механичната система на локомотива обикновено не се разглеждат и обсъждат. Това се обяснява с голямата цена на подмяната на бандажните гривни, както и с проблемите, свързани с причините за възникването му.

ГЛАВА 3. Теоретично изследване на износването

3.1. Износване на бандажа по диаметъра на търкаляне

Под износване се разбира процесът на постепенно изменение на размерите на детайлите, произтичащо при триене. То възниква в резултат на разрушение на повърхностни слоеве под влияние на външните механични въздействия. За износване на бандажите е прието да се счита изменението на техния профил под въздействието на силата, възникваща между колелото и релсата по време на движение. На практика износването на бандажа се оценява по изменението размера на кръга на търкаляне, а също - намаляването дебелината и формата на реборда.

По проблемите на изследването на процеса на триене и износване са публикувани голямо количество трудове, авторите на които изказват различни мнения за природата на износване (Кислик, 1948), Гущин Н.В., Болотин В.В. 1984). Най-популярна и най-използваема е теорията на Крагелски (Крагельский, 1968) в следствие на умора на материала. Тук се използва именно тази теория за определяне интензивността и размера на износване.

Износването се определя от два фактора – изминатия път, върху който то се извършва, и интензивността, с която става.

Пътят, за който имаме износване, е реално изминатият път от колело, умножен по коефициента на относително приплъзване.

За да се определи аналитично интензивността на износването, се изхожда от теорията на Крагелски (Крагелски, 1978). Съгласно нея, върху износването влияят редица фактори като фрикционните свойства на материалите, контактното налягане и еластичните свойства на материала. При сработени повърхнини, достигнали равновесната грапавост, интензивността на износването се определя по зависимостта:

$$I_h = C_1 a_x p_a \tau_0^{t/2} \Theta^{1-t/2} \left(\frac{k\psi}{\sigma_0} \right)^t \quad (0.3)$$

където: $C_1 = 0,12 \frac{16^{2t/5}}{2,6^{t-5/4}}$

a_x – коефициент на хистерезисните загуби при триене;

τ_0 – тангенциално съпротивление, Pa;

t – показател на фрикционната умора;

$\Theta = \frac{1-\mu^2}{E}$ – еластична константа на материала, $1/Pa$;

μ - коефициент на Поансон;

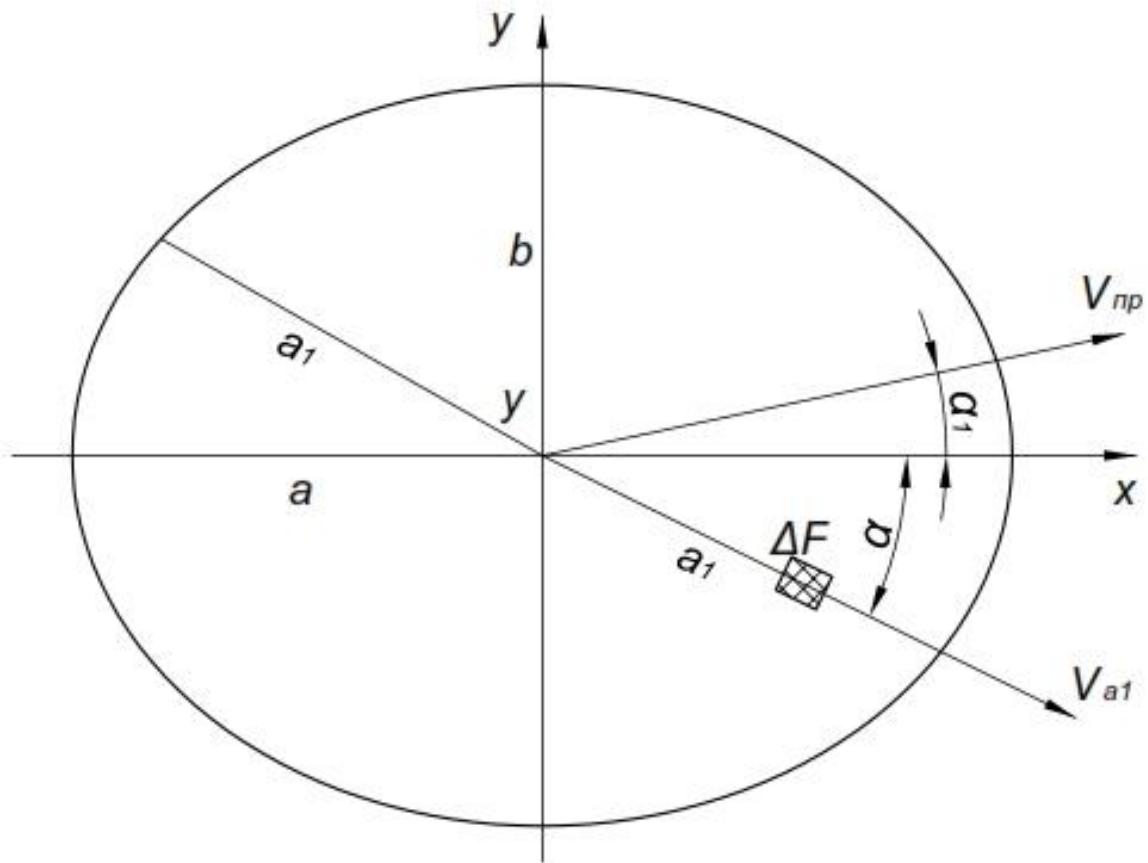
ψ - коефициент на сцепление;

σ_0 – еквивалентно напрежение, Pa;

p – контактено налягане, Pa;

$k \approx 3$ – таблична величина.

За да се определи износването за един цикъл, ще разгледаме безкрайно малко площадка с размери ΔF разположена на бандажната гривна виж. Фиг. 3. Размерите на тази площадка са такива, че на нея се запазват основните зависимости за интензивността на износване. При относителното движение на площадката по контакта върху нея преминава графиката на изменението на налягането p по скоростта на движение.



Фиг. 3. Контактно петно

За да определим средноинтегралното натоварване, ще изходим от времето за преминаване на цялата графика на налягането над площадката:

$$\Delta t = \frac{2a_1}{v_r}, s; \quad (0.4)$$

където: $2a_1$ е размерът на площадката по направление на скоростта на движение v_δ .

Пътят на приплъзване L_{np} , ще бъде равен:

$$L_{np} = v_{np} \Delta t = 2a_1 \frac{v_{np}}{v_\delta} = 2a_1 \varepsilon, m; \quad (0.5)$$

където: $\varepsilon = \frac{v_{np}}{v_\delta}$ се нарича коефициент на относителното приплъзване или „крип“.

Износването i_h на елементарната площадка ΔF може да се намери по формулата:

$$i_h = \int_0^{L_{np}} I_h(L) dL \quad (0.6)$$

където : $I_h(L)$ - интензивност на износването ;

L_{np} - път на приплъзване на площадката за един цикъл, m.

Тъй като интензивността на износването зависи от налягането, то за определяне на износването по горната формула е необходимо да се намери зависимостта на налягането от пътя на приплъзване.

Напрежението се разпределя в зоната на контакта по елиптичен закон. Така за разпределението на напрежението може да запишем:

$$p(x, y) = p_o \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} \right), Pa; \quad (0.7)$$

където: p_o - максималното налягане в зоната на контакта, Pa.

$$p(x, y) = p_o \left[1 - \frac{x^2}{a^2 b^2} (b^2 + a^2 k^2) \right], Pa; \quad (0.8)$$

След несложни преобразувания и замествания:

$$l^2 = \frac{x^2}{b^2} (b^2 + a^2 k^2), m; \quad (0.9)$$

където: l е пътят на приплъзване на елементарната площадка по контактното петно. Като отчетем, че движението се извършва по оста a_1 , можем да запишем:

$$p(x, y) = p_o \left(1 - \frac{l^2}{a_1^2} \right), Pa; \quad (0.10)$$

Определяме зависимостта на напрежението от пътя на приплъзване dl :

$$dl = v_o dt; dt = \frac{dl}{v_o}; L = v_{np} dt = dl \frac{v_{np}}{v_o} \quad (0.11)$$

$$L = \int_0^l dl = \frac{v_{np}}{v_o} dl \quad (0.12)$$

откъдето :

$$l = L \frac{v_{\partial}}{v_{np}} = L\psi \quad (0.13)$$

Тогава:

$$p(L) = p_0 \left[1 - \left(\frac{v_{\partial}}{v_{np}} \right)^2 \frac{L^2}{a_1^2} \right] = p_0 \left(1 - \frac{L^2}{L_0^2} \right) \quad (0.14)$$

Последната формула дава възможност да се пресметне налягането.

От формула (0.14) се вижда, че зависимостта на налягането от пътя на приплъзване за елементарна площадка от пътя остава параболична. Замествам (0.14) в (0.13) с отчитането, че $I_h = Ap$ и:

$$i_h = \int_0^{L_0} I_h(L) dL = \int_0^{L_0} Ap(L) dL = \int_0^{L_0} Ap_0 \left(1 - \frac{L^2}{L_0^2} \right) dL \quad (0.15)$$

След интегриране получаваме:

$$i_h = \frac{2}{3} Ap_0^{\alpha} L_0 = \frac{2}{3} I_h L_0 = \frac{2}{3} Ap_0^{\alpha} a_1 \varepsilon, m; \quad (0.16)$$

Горната зависимост показва, че износването между контактната двойка релса - бандаж, се определя изключително от факторите на триене, определени от коефициента А, контактното налягане p_0 и относителното приплъзване ψ между колелото и бандажа.

За да определим размера на износването само от геометричните размери на бандажната гривна, релсата и натоварването върху нея, ще използвам формулите на Херц, които подробно определих в предходната глава.

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3 \Theta P}{2 \sum k}} \quad (0.17)$$

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3 \Theta P}{2 \sum k}} \quad (0.18)$$

$$p_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3 \left(\sum k \right)^2}{\Theta}} P \quad (0.19)$$

където: а и b са полуосите на елиптичния контакт;

n_a, n_b, n_p са таблични величини, които зависят от радиусите на контактуващите повърхности.

След заместване на p_0, a_1, b във формула (0.16), ще получим:

$$i_h = \frac{2}{3} A \left(\frac{n_p}{\pi} \right)^\alpha \left(\frac{3}{2} \right)^{1/3(1+\alpha)} \left(\frac{\sum k}{\Theta} \right)^{1/3(2\alpha-1)} p^{1/3(1+\alpha)} k_1 \varepsilon \quad (0.20)$$

където: $k_1 = \frac{a}{a_1}$

От тази зависимост се вижда, че интензивността на износването зависи от фрикционните свойства на контактуващите материали (f, t, α_x, τ_0), натоварването (p) и еластично-якостните свойства на материала (E, σ).

Очевидно е, че с увеличаване на якостните свойства на контактуващата двойка интензивността на износването намалява. Тя намалява и с намаляване на фрикционните параметри на контакта и най-вече с коефициента на триене. В рамките на контакта всички тези параметри се променят в по-голяма или по-малка степен, като зависят от различните условия на контактуване и най-вече от размера на контактното налягане, коефициента на триене и коефициента на фрикционната умора.

Аналитичното изразяване на тези взаимозависимости е прекалено сложна задача, свързана с изясняване на допълнителни коефициенти за конкретни материали.

За условията на контактуване на бандажна гривна с радиус R_o с релса с радиус R_p сумата от кривините $\sum k$ се определя по формулата:

$$\sum k = \frac{R_o + R_p}{R_o R_p}, \frac{1}{m} \quad (0.21)$$

За най-често използваните в минната практика размери:

- радиус на бандаж $R_o = 0,34, m$;
- закръгление на главата на релсата: $R_p = 0,2, m$

ще получим $\sum k = 7,94$. За стоманени детайли $\Theta = 2,3 \cdot 10^{11}, Pa$. При този размер на контактуващите тела $n_a = 1,4$, $n_b = 0,63$, а $n_p = 0,88$. За най-използваните стомани, параметрите имат стойност $\alpha_x = 0,05$, $\tau_0 = 0,1, MPa$ $\sigma_0 = 2, MPa$. При тези стойности параметърът A има стойност $7,2 \cdot 10^{-14}, \frac{1}{Pa}$. Оттук при така приетите условия, интензивността на износване на бандажната гривна за руднични условия варира от 10^{-7} до 10^{-8} .

За използваните локомотиви със сцепна маса 5, 7, 8, 10 и 14 тона при релса Р24 с радиус на главата 0.2 стойностите на интензивността на износване са дадени в Таблица 1. Интензивността на износване е пресметната за три характерни стойности на коефициента на сцепление ψ :

- $\psi = 0,12$ - мокри чисти релси;
- $\psi = 0,21$ - сухи чисти релси;
- $\psi = 0,28$ - релси сухи, подсипани с пясък.

От таблицата се вижда, че с нарастване на сцепната маса интензивността на износване също нараства. Вижда се също, че с увеличаване на коефициента на сцепление нараства и интензивността на износване. Очевидно е, че с нарастване на коефициента на сцепление нараства и износване, при това при подсипване с пясък интензивността нараства с един порядък. Получава се противоречие с постигане на максимална теглителна сила и намаляване на износването. На

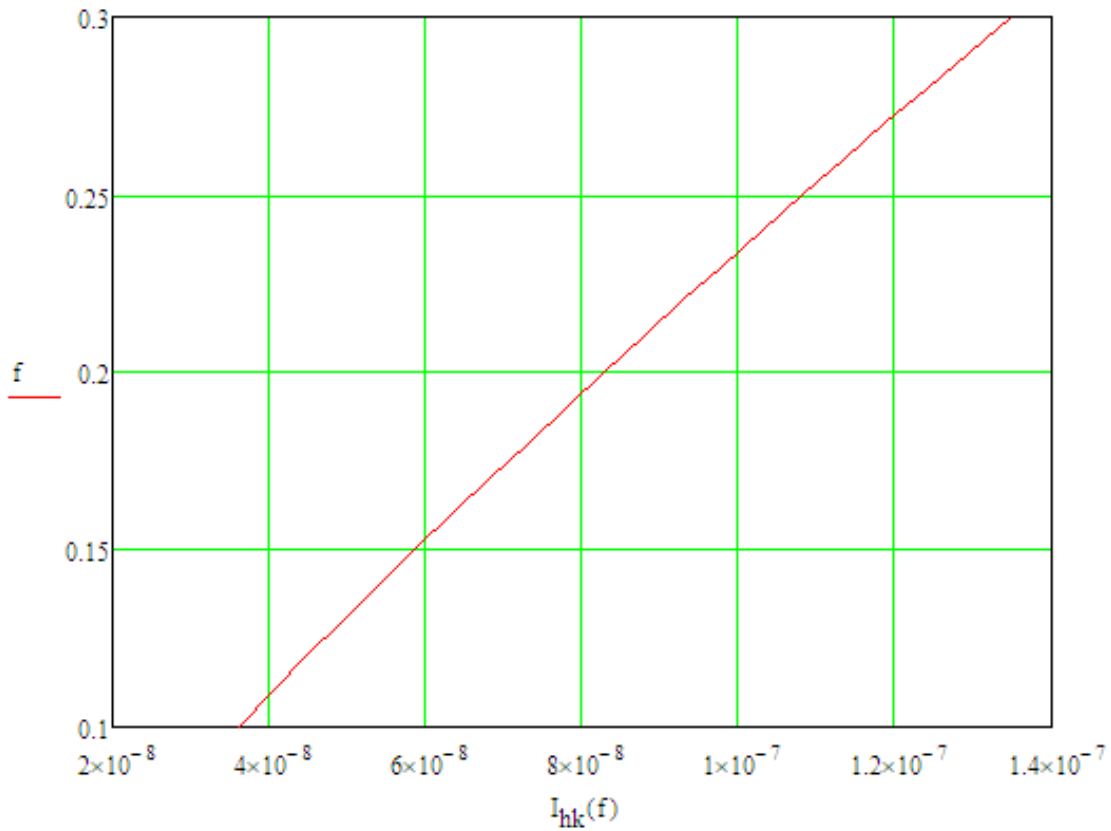
практика ние не можем да влияем значително върху коефициента на сцепление, така че той се явява даденост за конкретните минни условия.

Таблица 1.

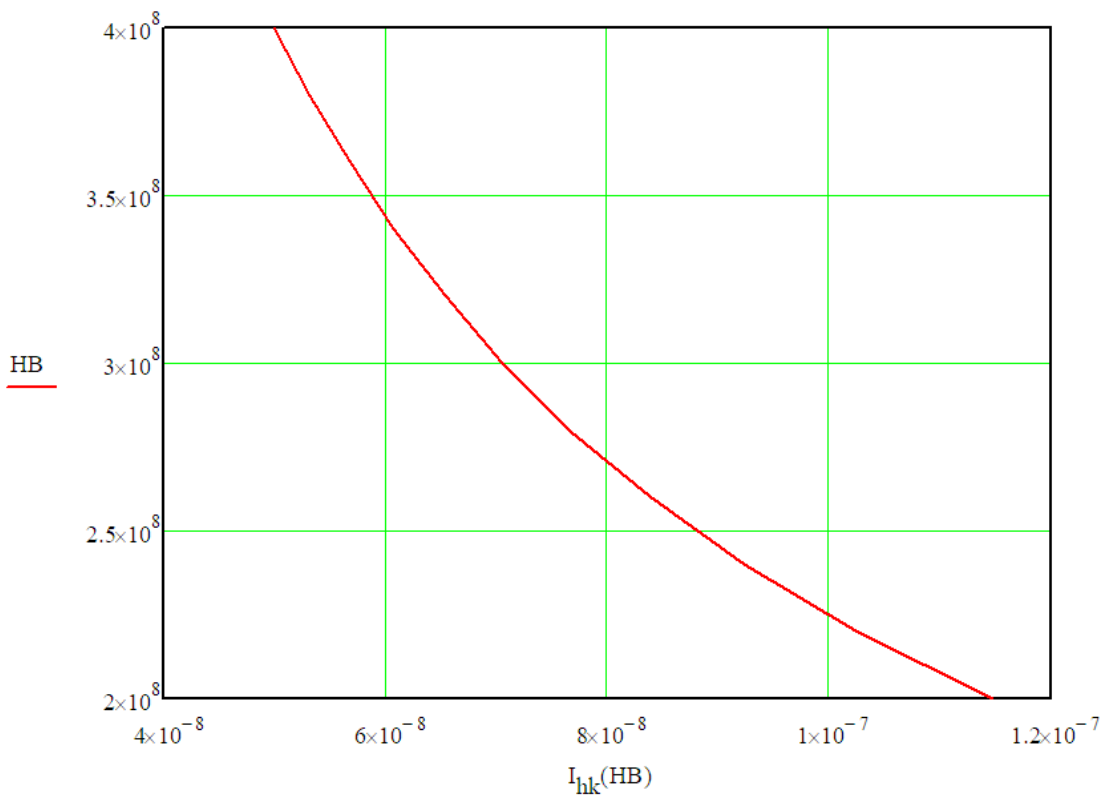
Локомотив	p_0 [MPa]	R_{σ}	ψ	I_{hk}
5	839	0.27	0,12	$3.545 \cdot 10^{-8}$
			0,21	$6.938 \cdot 10^{-8}$
			0,28	$9.799 \cdot 10^{-8}$
7	875	0.34	0,12	$3.697 \cdot 10^{-8}$
			0,21	$7.236 \cdot 10^{-8}$
			0,28	$1.022 \cdot 10^{-7}$
8	925	0.34	0,12	$3.908 \cdot 10^{-8}$
			0,21	$7.65 \cdot 10^{-8}$
			0,28	$1.08 \cdot 10^{-7}$
10	1047	0.34	0,12	$4.424 \cdot 10^{-8}$
			0,21	$8.659 \cdot 10^{-8}$
			0,28	$1.233 \cdot 10^{-7}$
14	1062	0.38	0,12	$4.487 \cdot 10^{-8}$
			0,21	$8.783 \cdot 10^{-8}$
			0,28	$1.24 \cdot 10^{-7}$

От Фигура 5 се вижда изменението на износването в зависимост от твърдостта на материала на бандажната гривна. В разгледания диапазон износването намалява 15 пъти с увеличаване на твърдостта. Безспорно това е път за търсене увеличаване на ресурса на бандажните гривни. Изменението на твърдостта на стоманата зависи от изключително много фактори:

- съдържание на въглерод;
- съдържание на легиращи елементи – хром, манган и др.
- механична обработка на стоманата – леене , коване валцоване;
- наклепване;
- термообработка.
- увеличаване на въглерода в стоманата.



Фигура 4. Зависимост на интензивността на износване от коефициента на сцепление



Фигура 5. Зависимост на интензивността на износване от твърдостта на материала

3.3 Износване на бандажната гривна в зависимост от относителното приплъзването.

Изменението на сцеплението освен от всички изброени фактори зависи и от относителното приплъзване на колелото с релсата. Това явление е описано от Картер, а след това е било обект на изследване на много учени и цели институти. В най-общи линии изменението на сцеплението протича по следния начин. В началото то е малко и доколкото то се определя от равенството с теглителната сила то при нула теглителна сила то е равно на нула. С увеличаване на теглителната сила се получава приплъзване и съответно сцеплението нараства за да се запази равенство между теглителната сила и сцеплението. Това явление продължава до определена точка, след което следва преустановяване на този процес и съответно нарушаване на равенството. Изменение на коефициента на сцепление в зависимост от приплъзването според различните изследователи е различно. Някой го приемат за права линия, а други за крива. Максималната точка до която може да достигне приплъзването при дадени условия на релсовия път се смята за максимална критична точка и тя се намира при приплъзване от 2 до 4 %. При увеличаване на приплъзването следва рязко намаляване на коефициента на сцепление. Процесът продължава лавинообразно и води до устойчиво боксуване на колелото.

Физическото обяснение на този процес досега не е направено. Може да се счита, че в началото на процеса на приплъзване следва известно почистване на повърхностите, което довежда до увеличаване на сцеплението. При това явление има загуби, които се отделят като топлина в точките на контакта. При определени стойности на приплъзването, отделената топлинна мощност води до стопяване на микрочастиците, и съответно рязко намаляване на коефициента на сцепление. С увеличаване на приплъзването се увеличава и отделената топлинна мощност с това процеса става лавинообразен и завършва с установено боксуване, при който имаме значително отделяне на топлина при незначителна теглителна сила.

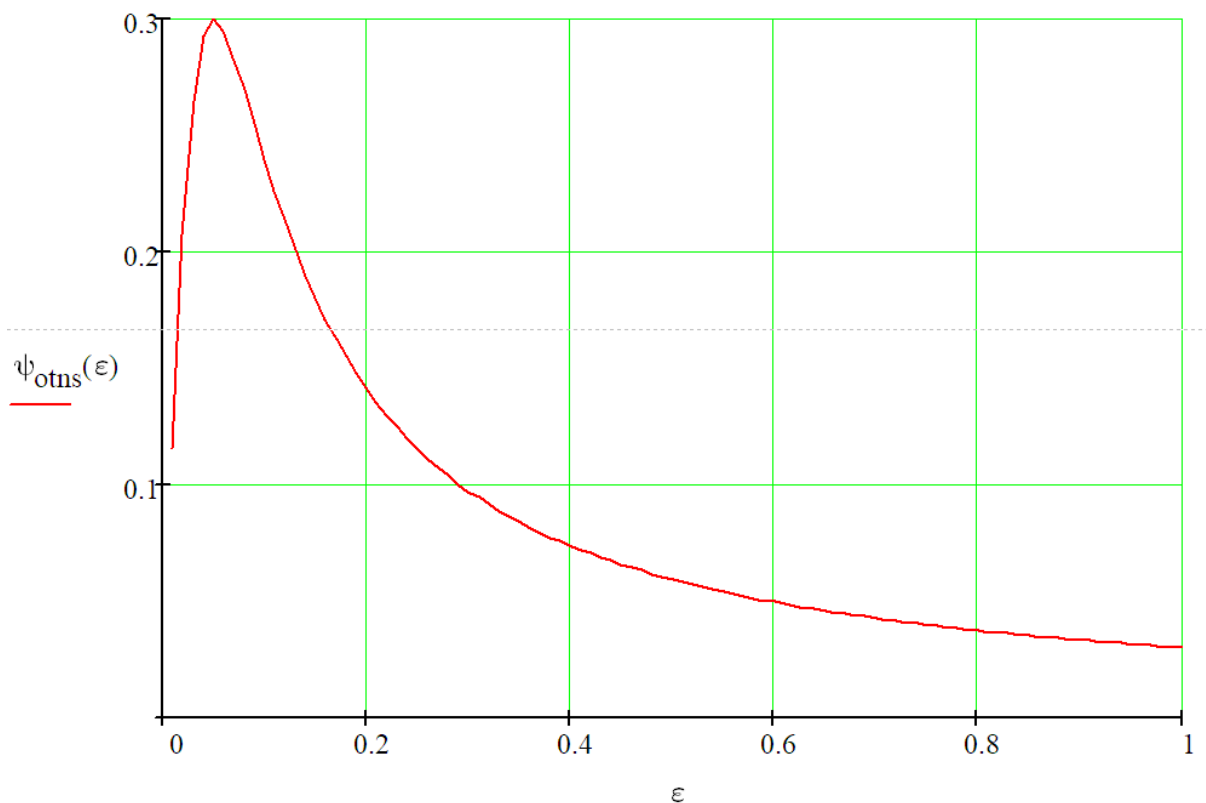
Важността на това явление е провокирало много изследователи експериментално да установят процеса на изменение на сцеплението от приплъзването при различни условия на контактуване на колелото и релсата. Резултати са близки и запазват формата на кривата на изменение на сцеплението. Това се отнася и за изследователите на рудничния подземен транспорт. За да получат аналитично решение на изменението на сцеплението, от приплъзването различните автори са подходили по различен начин, като най-често разделят кривата на два или три клона. Като първия най-често се приема за линеен, а втория и третия за полином с различни коефициенти. Стойностите на последните те определят въз основа на статистическите данни от експерименталните изследвания.

Представява интерес да се намери такава зависимост, която да описва целия процес на приплъзване, а по възможност същата крива да може да представлява същия процес и при спиране. Търсенията в това направление доведоха до следната формула.

$$\psi = \frac{2\psi_{\max} \varepsilon \cdot \varepsilon_{кр}}{a\varepsilon^2 + b\varepsilon_{кр}^2} \quad (0.22)$$

Стойностите на коефициентите а и б се определят на базата на статистически данни на различни автори, разглеждали сцеплението в руднични условия.

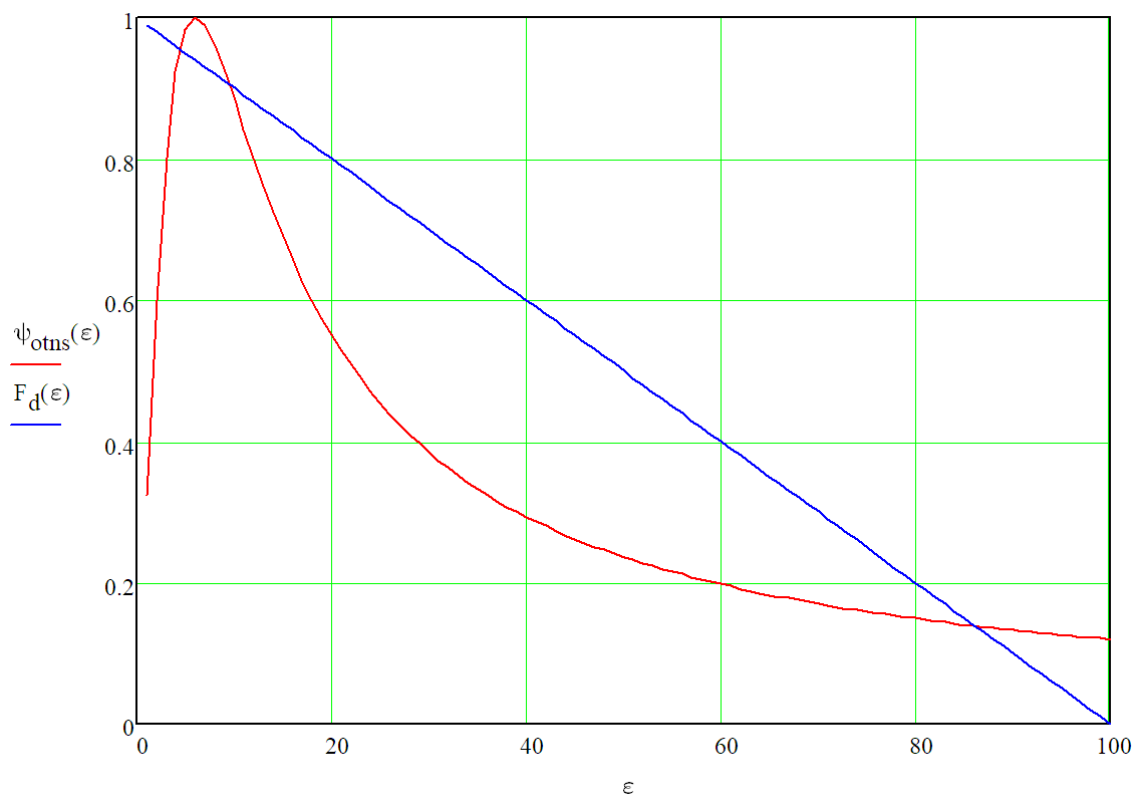
Изменението на коефициента на сцепление в зависимост от приплъзване пресметната по горната зависимост е представен на следващата долната фигура.



Фигура 6 - Изменението на коефициента на сцепление в зависимост от приплъзване

Използваната функция, доста точно покрива изменението на коефициента на сцепление в зависимост от приплъзването. Това се отнася , както и за тяговия, така и за спиращия. режим

На долната е включена и кривата, на двигателя с последователно възбуждане. Конкретния случай, тя пресича кривата на приплъзването в три точки. Първата точка съответства на устойчиво движение на локомотива. Тъй като при всяка промяна, на условията на сцепление съответства адекватно изменение на коефициента на приплъзване. В другите две точки с нарастване на усилието се нарушава равновесието и започва увеличаване на приплъзването.



Фигура 7

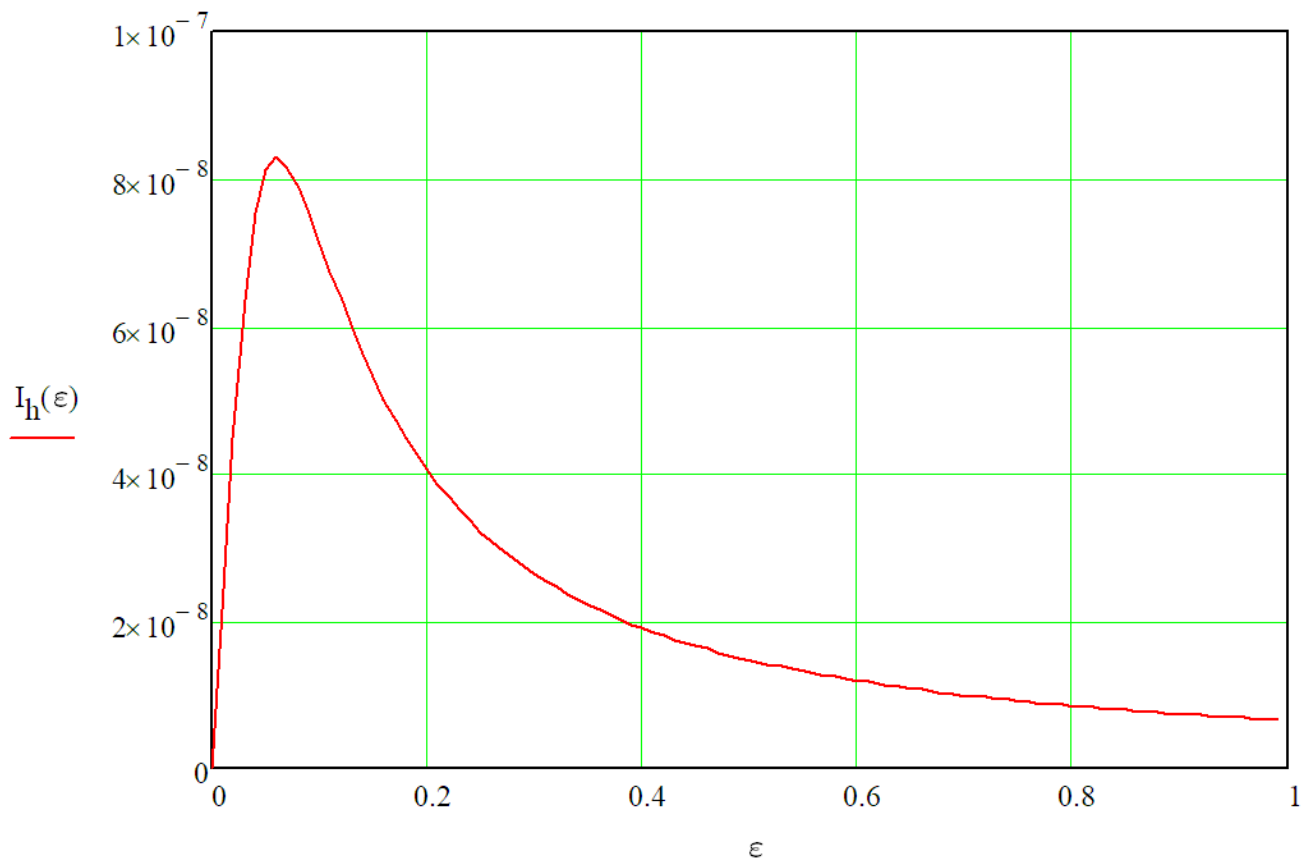
Намирането на аналитично решение на изменението на коефициента на сцепление ни дава възможност по аналитичен път да определим точките на устойчиво и неустойчиво движение на локомотива.

Износването на бандажните гривни, се дължи на приплъзването им спрямо релсата. След като изведохме зависимост за определяне на коефициента на сцепление при различни стойности на приплъзването, можем да определим интензивността на износване и самото износване при всички условия на работа. В изведената в предишния раздел зависимост коефициента на сцепление участва на степен по голяма от единица

$$I_h = f(\epsilon) = C_1 a_x p_a \tau_0^{t/2} \Theta^{1-t/2} \left(\frac{k\psi(\epsilon)}{\sigma_0} \right)^t = C_1 a_x p_a \tau_0^{t/2} \Theta^{1-t/2} \left(\frac{k \frac{2\psi_{\max} \epsilon \cdot \epsilon_{kp}}{a\epsilon^2 + b\epsilon_{kp}^2}}{\sigma_0} \right)^t \quad (0.23)$$

Изменението на интензивността на износването показва следното:

- С нарастване на приплъзването се увеличава и коефициента на сцеплението, с което стръмно се увеличава и интензивността на износване, това продължава до достигане на максималната стойност. С по нататъшното намаляване на коефициента на сцепление следва аналогично намаляване на интензивността на износване.
- Стойностите на интензивността на износване в целия диапазон се променят в граници от $0.8 \cdot 10^{-8}$ до $8,3 \cdot 10^{-8}$.

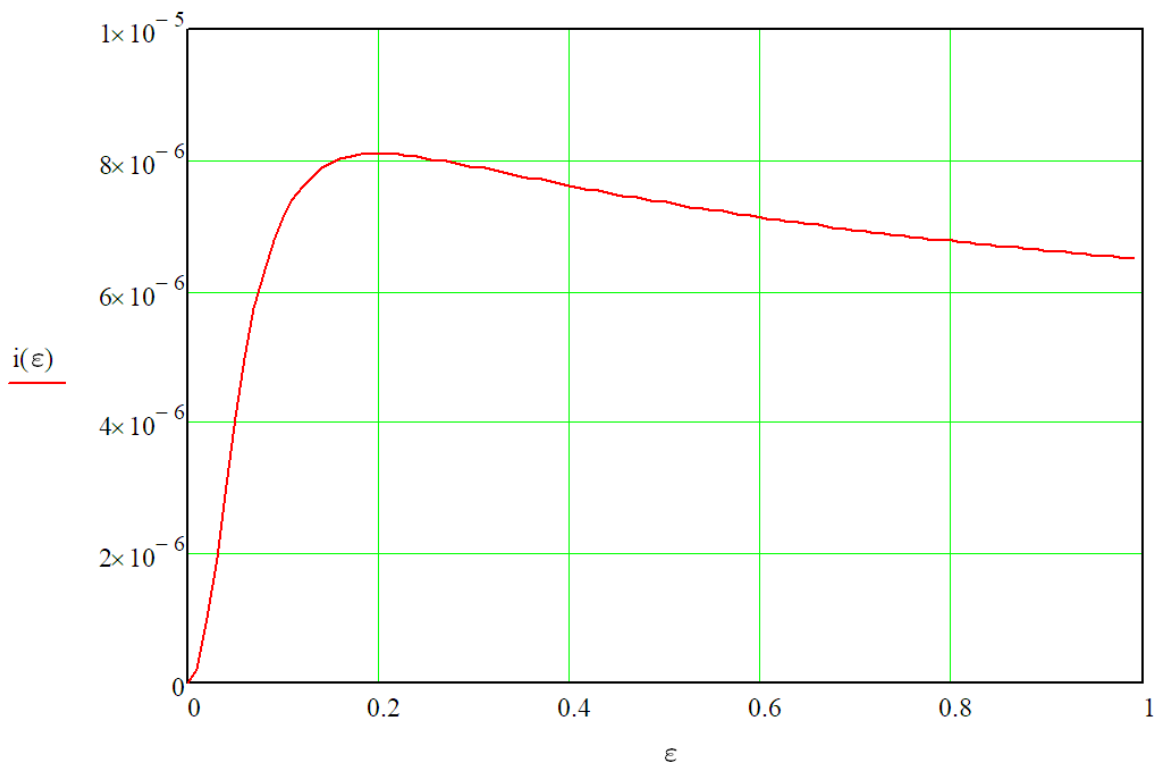


Фигура 8 - Изменението на интензивността на износването спрямо приплъзването

За един километър изминат път износването ще се определи по формулата:

$$i = C_1 a_x p_a \tau_0^{t/2} \Theta^{1-t/2} \left(\frac{k \frac{2\psi_{\max} \epsilon \cdot \epsilon_{кр}}{a\epsilon^2 + b\epsilon_{кр}^2}}{\sigma_0} \right)^t \cdot \epsilon \cdot 10^3 \quad (0.24)$$

Графично изменение на износването е показано на последващата графика:



Фигура 9 - Изменение на износването спрямо приплъзването за един километър

Изменението на функцията ни показва, че с нарастване на приплъзването износването нараства. Достига своя максимум, след което спада незначително. Това се обяснява с факта, че в началото на процеса интензивността на износване нараства рязко при сравнително малко изминат път. След преминаване на максимума стойностите на функцията се определят от нарастването на приплъзването. От графиката се вижда, че при стойности на при плъзването от 1 до 4% износването е в рамките $2.145 \cdot 10^{-7}$ до $3,01 \cdot 10^{-6}$. Докато при стойности над 20% износването е в границите е над $6 \cdot 10^{-6}$. Получените резултати показват, че износването е с един порядък по малко отколкото, в режимите на неустановено боксуване.

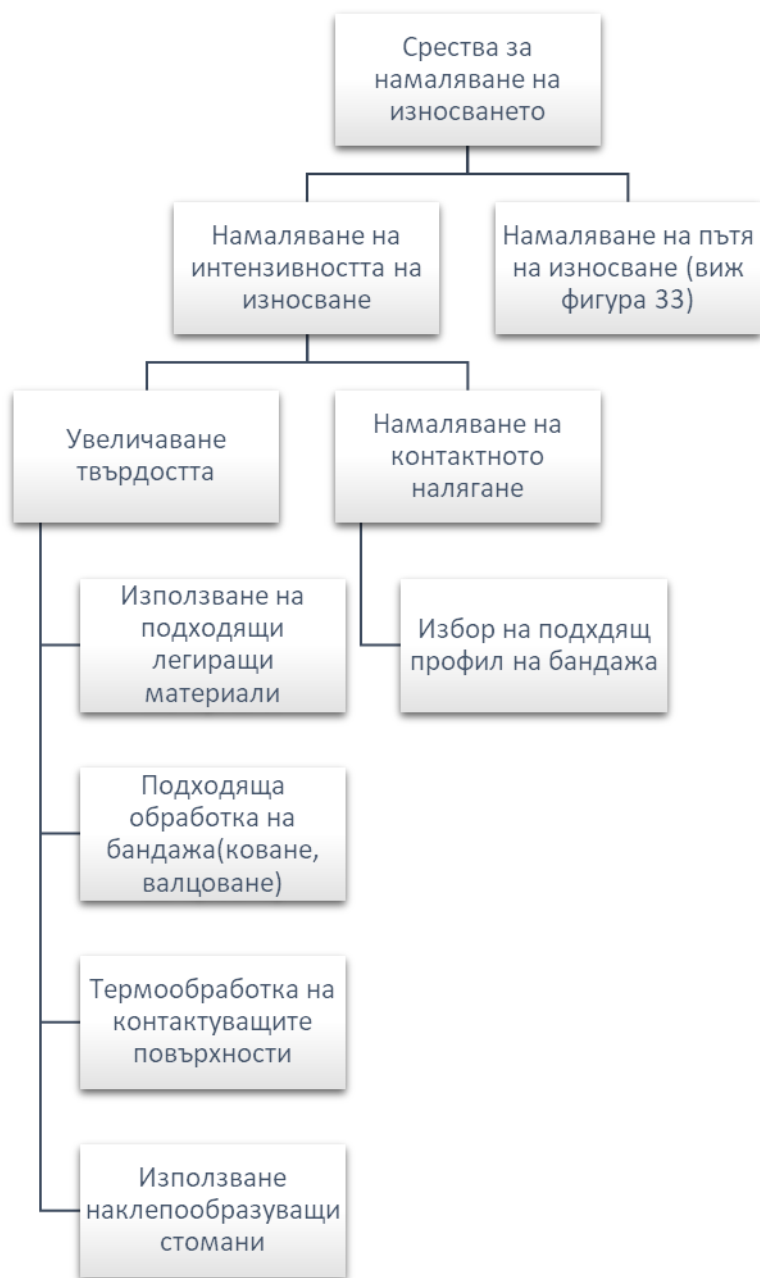
ГЛАВА 4. МЕТОДИ И СРЕДСТВА ЗА НАМЛЯВАНЕ НА ИЗНОСВАНЕТО

4.1. Намаляване на износването на бандажите.

В предишната глава се изясни, че интензивността на износването се влияе основно от три фактора: то се увеличава с нарастване на контактното налягане и коефициента на триене и намалява с увеличаване твърдостта на използвания материал. Доколкото контактното налягане се определя от конструктивните възможности на локомотива и стремежа да се получат машини с по-голяма теглителна сила при равни други условия теглото, респективно контактното налягане, расте. По тази причина неговата стойност на практика не може да се променя. В не големи граници без практическа стойност то се влия от радиуса и профила на бандажната гривна и този на главата на релсата. Последните се изменят в процеса на експлоатация и по законите на трибологията добиват форма при която контактното налягане е минимално.

Не така стои въпросът с ребордите на бандажните гривни. Силите, които действат върху тях, зависят от много параметри: от формата на самия реборд и тази на главата на релсата;

особено голямо значение имат и радиусите на кривите, в които се вписва локомотивът, както и базата на самия локомотив. В подземните рудници винаги има стремеж радиусът на кривите да се намалява с цел намаляване на съответните подземни изработки. За използваните до момента руднични локомотиви базата (надлъжното разстояние между колосите) е около 1200mm. Нейната промяна е трудна, понякога невъзможна. Затова е особено ценно да може да се създаде локомотив с по-малка база, който при съществуващите радиуси на кривите ще създава няколко пъти по-малки напречни сили върху релсите, респективно по-ниско контактено налягане и по-малко износване.



Фигура 10. Средства за намаляване на износването

Тук трябва да се отбележи, че в повечето случаи намаляването на контактното налягане води и до намаляване коефициента на триене, което също допринася за интензивността на износване. Могат да се посочат и други методи, намаляващи коефициента на триене, като например използването на смазочни материали, които се полагат по вътрешната страна на външната релса в криволинейния участък. В българските рудници няма опит в това направление и аз не мога да посоча конкретни резултати. В световната практика то се прилага предимно за магистралните

локомотиви и резултатите са сравнително добри. По моя преценка, този метод със своята лекота на приложение си заслужава да бъде изследван и проучен.

Увеличаването на твърдостта на бандажните гривни се явява най-достъпният метод за увеличаване на износоустойчивостта им. Методите за увеличаването на твърдостта на стоманите са известни отдавна. В случая приложение намират подборът на подходящи стомани, както по въглероден състав така и по легиращи елементи. Както ще се види в следващата глава практиката е доказала, че особено подходящи стомани са с въглеродно съдържание от 0.45 до 0.55 %. Легиращи елементи като манган, силиций и хром също подобрява износоустойчивостта. Пропорцията им не е прецизно уточнена и всяка фирма предлага различно съдържание на легиращи елементи.

Друг начин за увеличаване твърдостта на стоманата е нейното уплътняване. Това се постига с технологични обработки като коване и валцоване. В световната практика всички бандажни гривни на магистрални локомотиви и вагони са изработени по един от тези начини. Уплътняване се получава и при така нареченото наклепване на стоманите. След определен период на работа повърхностният слой променя своите свойства вследствие на промяна на кристалната структура. При определени стомани твърдостта на наклепвания слой може да достигне твърдостта на термообработените. Трябва да се има предвид, че този метод е приложим само за стомани с определен състав, и че наклепваният слой може да бъде с малки размери.

4.2 . Средства за ограничаване на боксуването.

Износването на основните възли в рудничния локомотив се определя от реалния път, в който се осъществява триенето, и интензивността на износване. Бандажните гривни контактуват с релсата само в определен момент. При това, както се отбеляза в теоретичната част, в зоната на контакта се осъществява определено еластично приплъзване. Това приплъзване представлява отношението на обиколката на бандажната гривна към действително изминатия път. При нормални условия това отношение е в границите от 0,1 до 4%. Както отбелязах по рано, в този процес на приплъзване се променя и коефициентът на сцепление. Кривата на изменение на сцеплението започва с възходящ участък. Увеличаването на приплъзването води до увеличаване на сцеплението, това нарастване продължава до достигане на максималната стойност на коефициента на сцепление. Устойчива работа на локомотива има в първия участък, при който при нарастване на приплъзването нараства и коефициентът на сцепление. Работата във втория и третия участък е неустойчива, тъй като с увеличаване на приплъзването, коефициентът на сцепление пада и процесът завършва с боксуване. Реалният път на износване се определя от приплъзването на колелото спрямо релсата и може да се опише със следната зависимост:

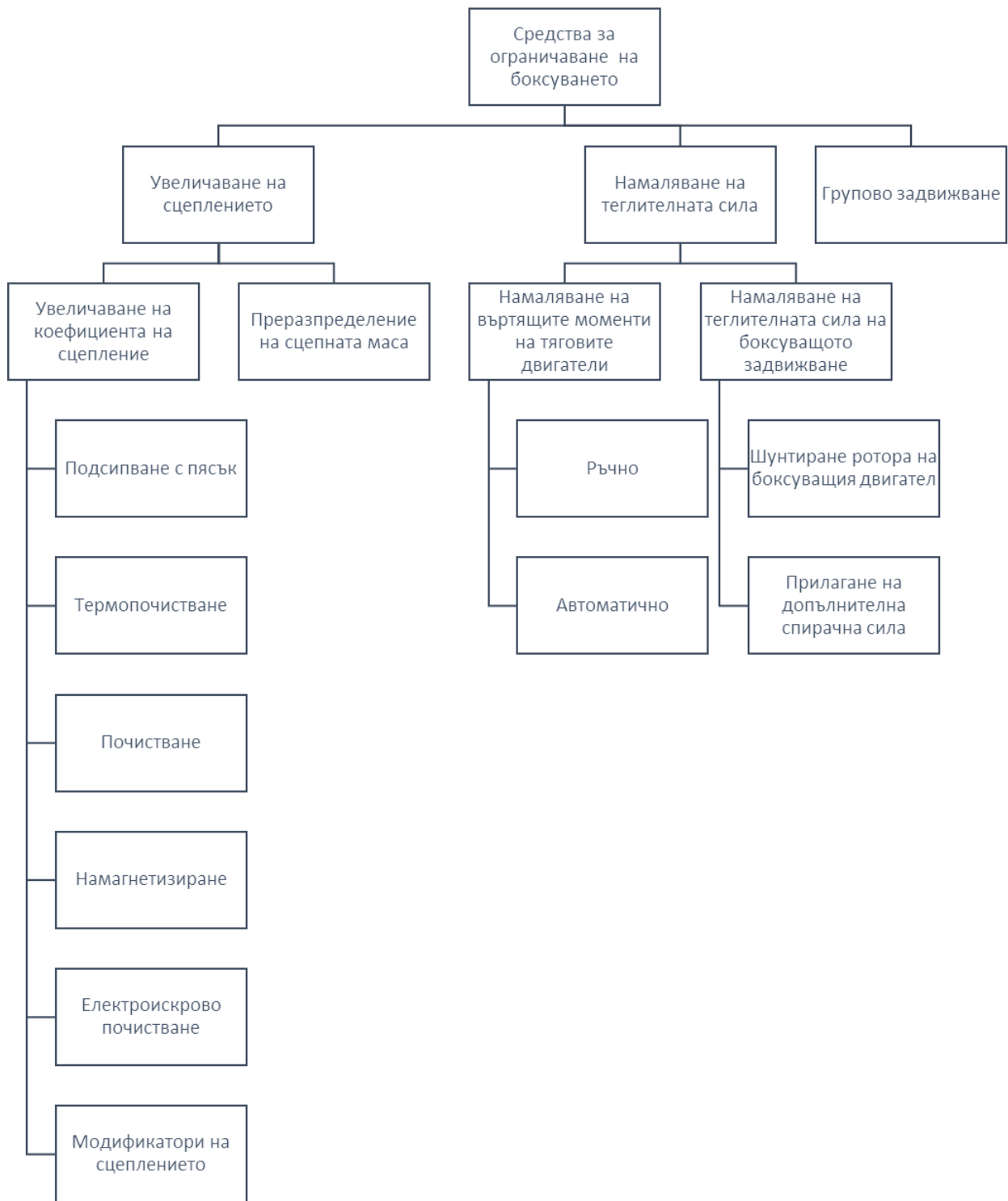
$$l_{uz} = \varepsilon L = 2\varepsilon\pi R_k n \quad (0.25)$$

$$i_{uz} = l_{uz} I_h = 2\varepsilon\pi R_k n I_h \quad (0.26)$$

където: L – общият изминатият път, km;

Стойности на износването бяха определени в предишната глава, където се доказа, че последното е в зависимост от относителното приплъзване ε , както се вижда и от горната формула. При боксуване стойностите на приплъзването стигат до големи размери, което води до износвания с няколко порядъка по-големи от тези при нормални условия на работа (виж. глава 3).

Режимът на боксуване е изключително вреден и може да се счита за аварийен при работата на рудничните локомотиви. Причина за това е не само интензивното износване на бандажните гривни, но и загубата на тяга и преразход на електрическа енергия.



Фигура 11. Средства за ограничаване на боксуването

Установено боксуване се получава винаги, когато теглителната (или спирачната сила) е по-голяма от произведението на коефициента на сцепление по нормалния натиск.

$$F_T > fN$$

Анализирайки горната формула, за да ограничим боксуването, трябва или да намалим теглителната сила, респективно въртящия момент от двигателя, или да повишим сцеплението. Методи за това съм представил в последващата блок схема на фигура 32. За намаляване на

теглителната сила се ограничава токът, който се подава към двигателя. Това става чрез превключване от машиниста на по-ниска степен на контролера. А увеличаването на сцеплението се осигурява с подсипване с пясък

Масово използван метод за увеличение на сцеплението е подсипването с пясък. Той е нежелателен, защото води до промяната в режима на триене от сухо към абразивно. Последното е свързано със значително увеличение на интензивността на износване и трябва да се използва само при липса на други варианти.

Съществуват и други методи за увеличаване на коефициента на сцепление, които по различни причини не са намерили приложение в минната практика. С цел пълнота на изложението ще посоча тези методи.

1. Почистване на релсовите пътища с цел увеличаване коефициента на сцепление;

2. Намагнетизиране на колелата с помощта на тяговия ток на двигателя. Методът има известни предимства, но изисква усложняване на конструкцията на локомотива; използване на чисти от кал и прах релси и др. Тук трябва да отбележим също, че намагнетизираните колела събират изпадналите по линиите магнитни материали;

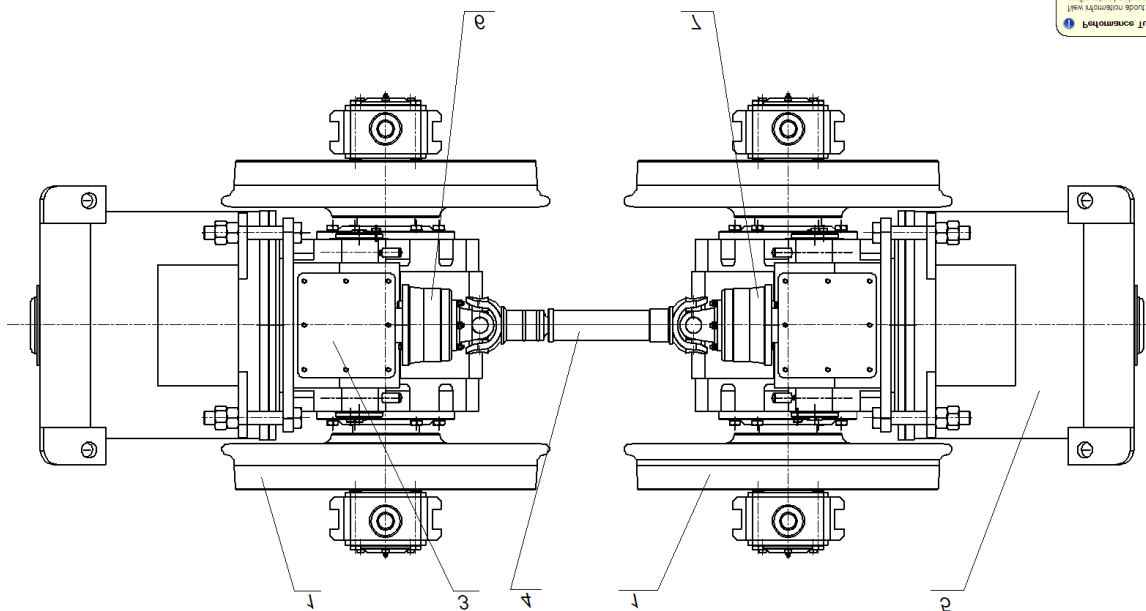
3. Електроискрово обработване на релсовия път непосредствено преди навлизането на бандажното колело. Методът е сложен, води до интензивно износване на релсите и практически не е намери приложение;

4. Направа на покритие на работното колело с активизатор на триенето. По този въпрос се работи, като известни успехи са постигнали американски и френски специалисти с препарати, които увеличават коефициента на сцепление до 0.4. Използването на този метод е свързано с увеличаване на общото съпротивление на движение на подвижния състав.

Увеличение на сцеплението може да се осъществи с преразпределение на масите на самия локомотив (Биличенко, 2010). Много често условията на работа на двете колооси предполагат да е в режим на боксуване само една от водещите колооси. Това е особено характерно при последователно свързване на двата двигателя. В този случай повишение на сцеплението, респективно ограничаване на боксуването, може да се постигне чрез преразпределение на масите на локомотива. За целта се използва подходяща по размер тежест, която конструктивно се разполага така, че в нормално положение се намира в централната ос на локомотива. При боксуване на коя да е от колосите тежестта може да се премести към боксуващата колоос. Така теглото върху боксуващата колоос ще се увеличи с $\frac{1}{2}$ то теглото на компенсираща плоча, с което се увеличава и общото сцепление. Методът не е използван досега и предложен от автора за патентоване. Системата би била много ефективна, ако се използва задвижване и автоматично управление съгласно показаната блок схема.

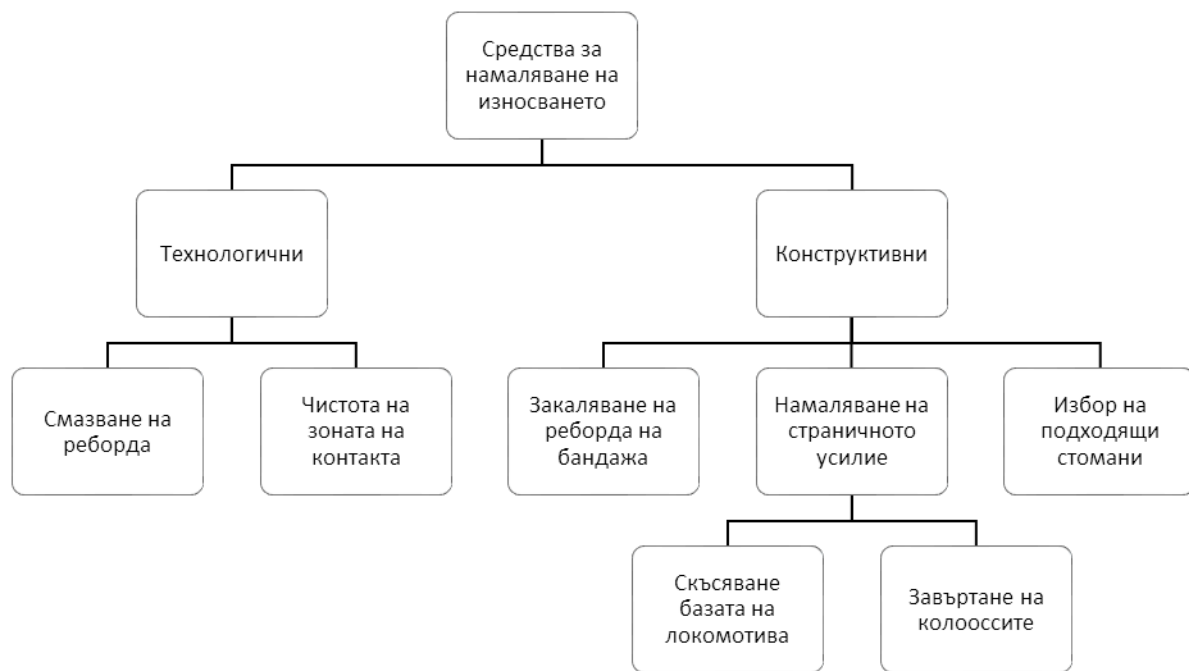
Групово задвижване

По мое мнение, един много сигурен начин, който не е намерил приложение в рудничните локомотиви е осигуряване на групово задвижване виж Фигура 12. Подобно задвижване се разработи за 7-тонен рудничен локомотив с намалена база. За да се осигури възможност за вертикално и напречно независимо преместване на двете колоси се запази самостоятелността на единичните задвижвания. Кинематичната връзка между тях е осъществена с карданен вал. Груповото задвижване изключва възможността за самостоятелното боксуване на коя и да е от колоосите. Опитът на Научно-развойната база в рудник "Батанци", както и световният опит са показали, че нестационарните режими осигуряват с 20 % по-голяма тяга на локомотива. Включване на съединител (позиция 6) става ръчно или автоматично при разлика на въртене на двете колооси. Съединител (позиция 7) има предпазна функция.



Фигура 12. Групово задвижване на рудничен локомотив

4.3. Намаляване на износването на ребрда на бандажната гривна



Фигура 13 - Средства за намаляване на износването на ребрда

Въвеждането на технологичните средства – смазване и повишаване чистотата на контактуващите повърхности, неминуемо ще доведе до предотвратяване наличието на задиране на повърхностите и възникващите микросрезове (виж. Глава 5.4.). Това практически ще доведе до намаляване на износването на ребрда, но няма да отстрани първопричините за неблагоприятно взаимодействие на колелото и релсата. От изброените методи реално приложим в руднични условия е този с повишаване твърдостта на ребрда.

4.3.1 Закаляване на ребрдите на бандажите

В магистралния ЖП транспорт закаляването се използва внимателно, тъй като термообработените стомани с увеличаване на твърдостта стават крехки и чупливи. Това налага при

термообработката на бандажните гривни да се използват технологии, които при достатъчна твърдост на повърхностния слой да запазят пластичност на вътрешния слой. По този начин се постига необходимата удароустойчивост. Това е и причината самата бандажна гривна да не се закалява, а да се закалява само ребордът ѝ и то повърхностно до твърдост 50 HRC. Според (Марков, 2007) твърдостта на ребордите може да стигне 60-65 HRC. По мое мнение за рудничните локомотиви такава висока твърдост е неприемлива заради значително по-некачествените стомани, ползвани за бандажи, и значителните ударни натоварвания.

Закаляването на ребордите може да се извърши по няколко начина в зависимост от топлоизточника и начина на отвеждане на топлината. Можем да определим четири основни метода на нагряване:

- обемно в пещ;
- индукционен с ток с висока честота;
- нискотемпературна плазма (3000 °C), получена с помощта на химическа реакция;
- високотемпературна електроплазма (15000 °C).

Нагряването по всички методи, с изключение на първия, може да се осъществи с равномерно преместване на колелото по окръжност с локално нагряване на участъка или с нагряване на целия реборд. Охлаждането също може да се осъществи последователно или едновременно.

За охлаждане могат да се използват два метода:

естествено отвеждане на топлината във вътрешния обем на метала;
принудително охлаждане.

Ще разгледам предимствата и недостатъците на всеки метод.

Закаляване с отвеждане на топлината във вътрешния слой на метала.

Закаляването с отвеждане на топлината е най-достъпният метод и е добил популярност със своята простота. Възможно е приложението му и в предприятия без специализирано оборудване. Основен недостатък на метода е, че е трудно да се получи закален слой с дебелина, по-голяма от 1-1.2mm. При увеличаване на дебелината на слой до 2 mm твърдостта на повърхността намалява от 60-65 HRC до 35- HRC. Разпределението на твърдостта по сечението на реборда и максималната твърдост при закаляване с отвеждане на топлината във вътрешното тяло не зависи от метода на нагряване и ограничава само дебелината на закаления слой.

Закаляване с принудително охлаждане.

За получаване на закален слой с по-голяма дебелина е необходимо да се използва метод с принудително охлаждане. Най-простият начин за прилагане на метода е загряване с ацетиленови горелки и последващо охлаждане с вода. Недостатък на закаляването с плазмено или пламъчно нагряване и принудително охлаждане се явява малката скорост и неравномерност на нагряването. Необходимостта за нагряване на реборда на по-голяма дълбочина, почти равна на дебелината му, води до преразход на енергия, по-дълго време на нагряване и необходимост от интензивно охлаждане, което пък води до възникване на големи остатъчни напрежения и опасност от напукване.

Закаляване с токови с висока честота

Горните недостатъци може да се избегнат с използване на ТВЧ за нагряване на реборда. Този метод се осъществява с вихров ток, циркулиращ непосредствено в дебелината на метала. По този начин се гарантира дебелината и температурата на нагрявания слой независимо от състоянието на повърхността на метала. Дълбочината на проникване на вихровия ток зависи от честота, която може да се регулира, съответно да се регулира дебелината на нагрявания слой.

4.3.2 Намаляване базата на локомотива.

Минималният радиус, в който може да се впише локомотивът, можем да пресметнем по следната формула (Куценко, 1975):

$$R = \frac{S_{\delta} \operatorname{tg} \delta_0 \sqrt{R_0 + h - r_3 (1 - \cos \delta_0)}}{2 \sqrt{2(h - r_3 (1 - \cos \delta_0) - r_1 (1 - \cos \delta_0))}} + (R_0 + h - r_3 (1 - \cos \delta_0)) \operatorname{tg} \delta_0 - 0.5 S_p \quad (0.27)$$

където: h – височина на реборда, mm

δ_0 - ъгъл на профила на реборда, °;

r_3 - радиус на закръгление на реборда, mm

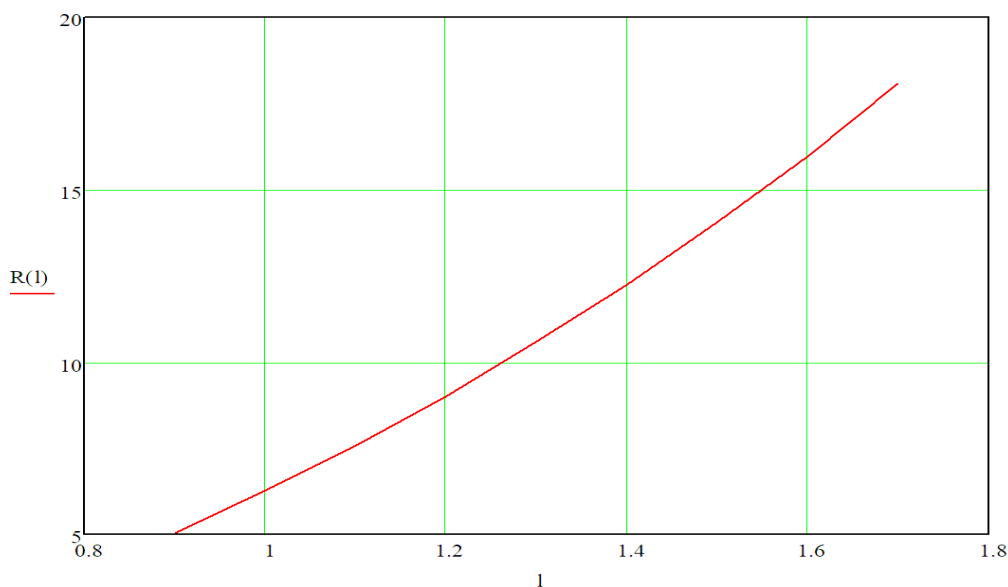
r_1 - радиус на закръгление на главата на релсата; mm;

R_0 - радиус на контакта на реборда на колелото с релсата, mm

S_{δ} база на локомотива, mm

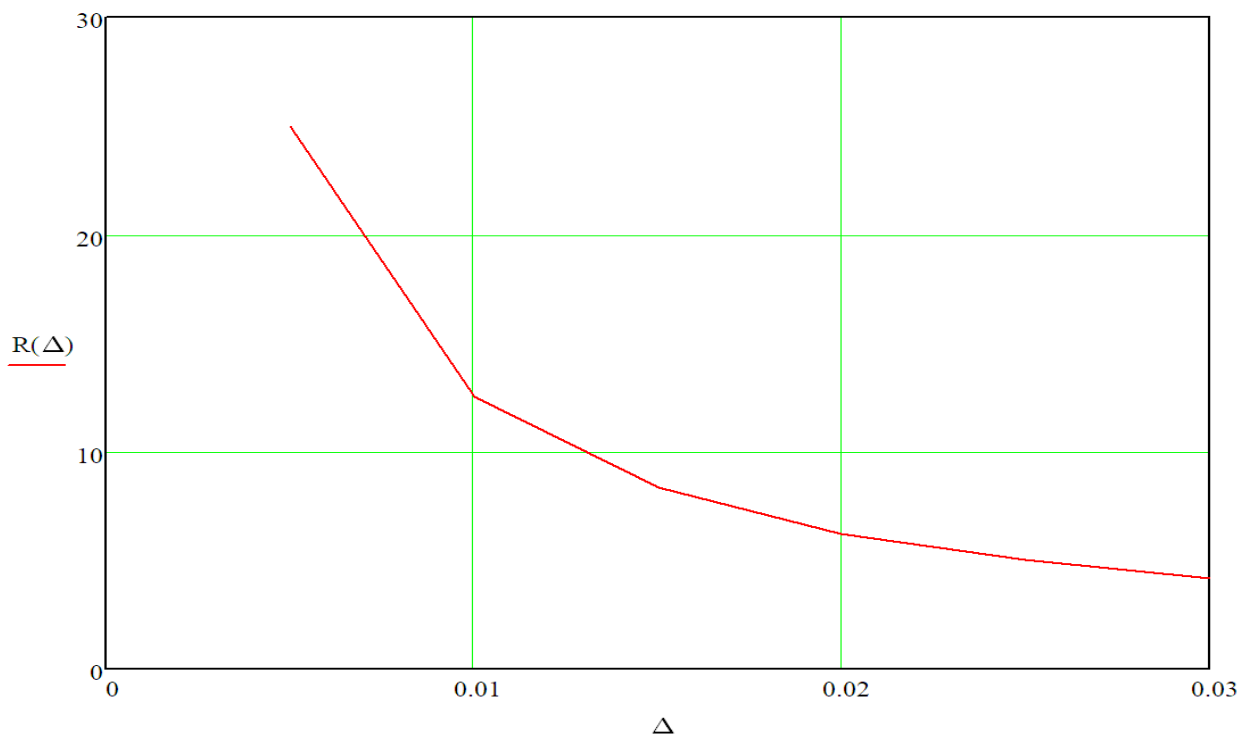
S_p ширина на релсовия път, mm

Пресметнатите резултати за различни бази на локомотиви при странична хлабина от 20mm са показани в по-долната графика.



Фигура 14 Радиус на вписване на локомотива в зависимост от базата му

За нас като конструктори е важно да знаем и отношението на хлабината между бандажа и релсата към радиуса, в който може да се впише локомотивът. На долната графика това е показано за локомотив с база 1000mm.

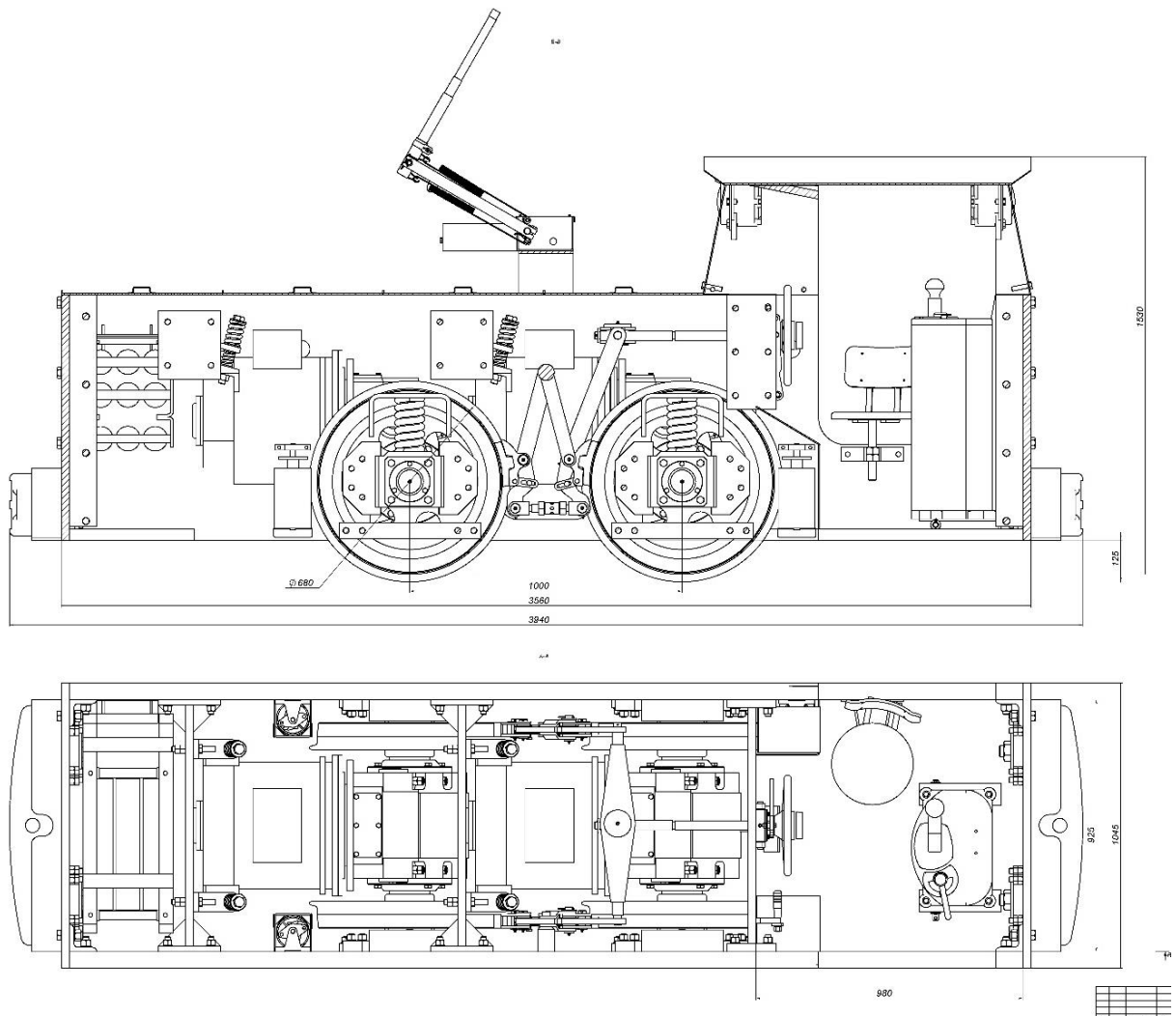


Фигура 15

Графиката ни показва, че е желателно да намалим поне с 10mm разстоянието на бандажите при изработването им. При самото изпълнение на релсовите пътища по правилник при изпълняването на криви разстоянието между релсите трябва да се увеличава.

Аналогично при един и същ радиус с нарастване на базата се увеличават страничните натоварвания съгласно Вериго (Вериго М.Ф, 1986) при база съответстваща на минимален радиус хоризонталната сила е равна на страничната при това контактното напрежение се променя от 1 до 4 GPa. Размерът на това контактното налягане зависи от рамера на контактната площадка, която в зависимост от наклона на реборда и износването може да е различна. При всички случаи контактните напрежения са по-големи от допустимите за материала и водят до деформации и разпъкване на материала, както на релсата, така и на реборда на бандажа. Този процес е преходен, тъй като контактната площадка се увеличава, съответно контактното налягане намалява. Желателно е да се подбират такива радиуси, или да се използват машини с такава база, че да се избягват граничните стойности. При това началното износване (сработване) ще бъде по-кратко, а износването ще се намали като цяло.

Стремежът на технолозите е да се строят изработки с криви с по-малък радиус, което респективно предполага използване на локомотиви с по-малка база. Руските локомотиви с достатъчно малка база, са с недостатъчна сцепна маса, респективно теглителна сила. Това наложи да разработим локомотив със сцепна маса 7 тона с намалена база от 1000mm. Компановъчен чертеж на локомотива е показан на фигура 34.



Фигура 16. Компановка на локомотив РКЛ-7А "Булдог" с намалена база

4.3. Методи за намаляване на износването от ударните натоварвания

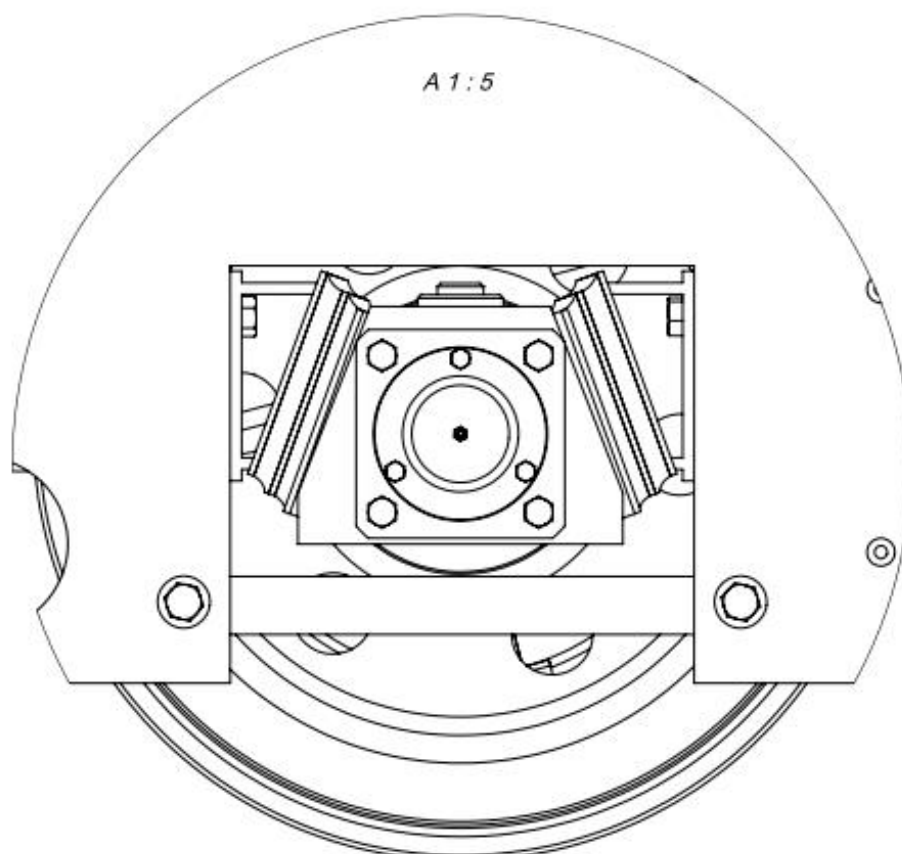
Методите за намаляване на износването при ударни натоварвания може да разделим на две основни групи - технологични и конструктивни. От голямо значение за увеличаване на ресурса на съществуващите локомотиви е да се поддържат хлабините в определените от конструктора граници, като при увеличаването им над пределна граница се окажат ремонтни въздействия. По мое мнение, тази хлабина не бива да надвишава 7-8 mm. От изключително значение е и контролът за наличие на хлабини в самия корпус на редуктора. Там хлабини не са допустими и при наличие на такива редукторът трябва да се спре от експлоатация и да мине на капитален ремонт.

Както се видя в предишната глава, основна причина за получаване на хлабини в лагерния възел са ударните натоварвания, в хоризонтално и вертикално направление. Намаляването на тези натоварвания в хоризонтално направление, конструктивно могат да се осигури с въвеждане на демпфериращи елементи в окачването на локомотива (виж Фигура 18). Тези елементи биха могли да бъдат изпълнени от каучук, който да осигури необходимата еластичност и подвижност на възела, като същевременно погасяват ударните натоварвания. В известна степен те намаляват и ударните натоварвания във вертикална посока, тъй като присъединяват цялата маса на локомотива в динамиката на процеса. В научно-развойна база под мое ръководство се разработи подобен демпфериращ механизъм. Същият е проектиран да поеме натоварвания на седем тонните

локомотиви, които са масови в България.



Фигура 17. Методи за намаляване на износването от ударните натоварвания



Фигура 18. Еластично демпфиращо окачване на 7-тонен локомотив

ГЛАВА 5. Промислено изследване на износването на рудничните локомотиви

Изследванията са проведени в Научно-развойната база на МГУ „Св. Иван Рилски“ рамките на 10 години (2007 до 2017г.) върху локомотиви, проектирани, модернизирани и внедрени в експлоатация в различни рудници в нашата страна и чужбина. Базирайки се и на над 25 годишния опит, натрупван в ремонта на локомотиви в същата база, стигам до извода, че масовата причина за отказ на рудничните локомотиви за подземен извоз е износването или разрушаването на бандажната гривна. Сравнение на причините за отказ на локомотивите, базиран на този опит, е показан на Фигура 19.

От изложената графика се вижда, че основен дял в износването на локомотивните възли имат бандажните гривни. По тази причина изследванията ми се насочиха преди всичко към тях. Конструкцията на рудничните локомотиви е такава, че подмяната или ремонтът на бандажната гривна са задължително свързани с текущ или капитален ремонт на целия локомотив.



Фигура 19. Износвания, водещи до отказ

5.1. Предмет на изследването.

За рудничните локомотиви в България традиционно се използват бандажни гривни от лята стомана с неконтролируемо съдържание на въглерод и легиращи елементи. Опитът в експлоатацията на различно обработени колооси за нуждите на ЖП транспорта е показал, че най-устойчиви на износване и разрушаване са валцованите и ковани бандажни гривни, изработени от специални стомани, които в повечето случаи са фирмена тайна. Изхождайки от икономически, технологични и традиционни съображения, за беше важно да намерим начин да подобрим качеството на отлетите бандажни гривни. Целта бе да се опитаме да променяме химичния състав на стоманата. Това включва както въглеродното съдържание така и легиращите елементи. Според литературните източници легиращите елементи, които биха повишили износустойчивостта на стоманата са манган, силиций и хром.

5.2. Методика и резултати от изследването.

Разработената методиката е пригодена за работещи в реални руднични условия локомотиви. На един и същ локомотив се залагат бандажни гривни от различни материали и се следи износването им. Изследването бе проведено в рамките на 7 години от 2010 до края на 2017. На изработените от нас 12 локомотива бяха монтирани бандажни гривни от различни стомани. Локомотивите са внедрени в рудниците на България и Македония. В таблица 8 са представени стоманите, използвани за производство на бандажните гривни за всеки локомотив, и годината, в която той е въведен в експлоатация.

Таблица 2.

Локомотив	Рудник	Предна колоос	Задна колоос	Година
РКЛ-10	Марзян	СТ-102	СТ-101	2010
РКЛ-7А „Булдог“	Върба	СТ-141	СТ-102	2014
РКЛ – 7А „Булдог“	Върба	СТ - 141	СТ-151	2015
РКЛ – 7А „Булдог“	Върба	СТ - 151	СТ-151	2015
РКЛ-10А	Върба Батанци	СТ - 151	СТ - 161	2015
РАЛ-8А	Злетово	СТ - 151	СТ - 151	2016
РАЛ-8А	Тораница	СТ - 151	СТ - 151	2017
РКЛ-7Б	Тораница	СТ - 151	Моноблок	2017
РКЛ-10Б	Тораница	СТ - 151	СТ - 151	2017

Основен акцент на изследването бе поставен върху няколко локомотива: 10- тонния локомотив в рудник Марзян, 7- и 10- тонните в ГОРУБСО - Мадан и 7- тонния в рудник Тораница. За да може да добием реална представа за износването в посочените локомотиви, бяха монтирани

бандажни гривни с различен химически състав на предното и задното задвижване. Това ни гарантира еднакво изминат път при еднакви условия на двете колооци.

Първото изследване бе проведено на 10- тонен локомотив тип РКЛ-10. На този локомотив на едното задвижване бяха монтирани бандажни гривни отлети от стандартно използваната стомана в леярната в Димитровград. Увеличено беше само въглеродното съдържание, запазвайки легиращите елементи почти в същите граници.

Таблица 3

Стомана 101						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.249	0.361	0,817	0.024	0.016	0,033	-
Стомана 102						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.430	0.443	0,578	0.030	0.019	0,058	0,026

Таблица 4. Износване на 10- тонен локомотив РКЛ-10 рудник Марзян

Изминат път	Стомана 102	Стомана 101	Разлика
2300	1,5	2,5	66%
4500	2,8	4,7	67%
6900	4,1	6,9	68%



Фигура 20. Износване на бандаж Стомана 101

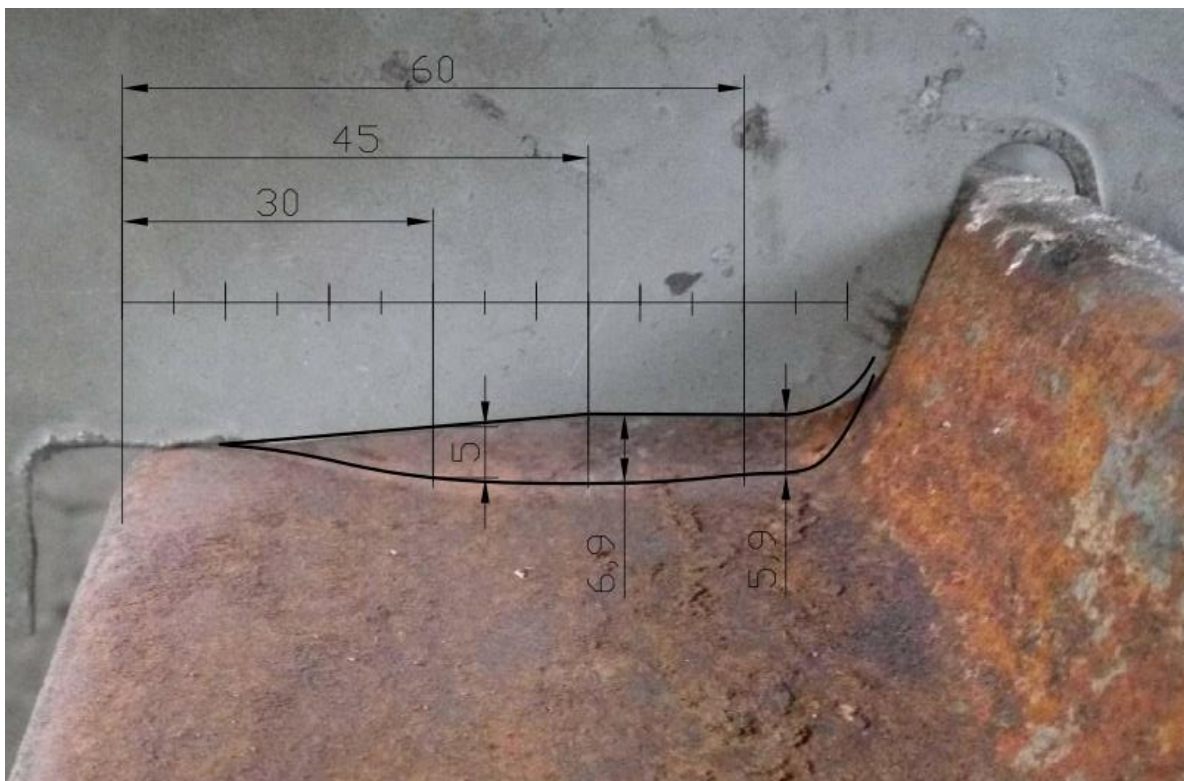
При така направените измервания пресметнах и интензивността на износване за двете марки стомани. Резултатите са показани в таблица 11.

Таблица 5. Интензивност на износване

Изминат път	Стomана 102	Стomана 101
2300	$3.2 \cdot 10^{-8}$	$5.43 \cdot 10^{-8}$
4500	$3.11 \cdot 10^{-8}$	$5.22 \cdot 10^{-8}$
6900	$2.97 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-8}$

Вижда се, че измерената интензивност е близка с тази, пресметната в глава 3 на настоящия труд.

След като проучих нашия и световен опит в това отношение, реших стоманата да се легира с манган, хром и силиций. Имайки предвид, че стоманите с повишено съдържание на манган се отличават с повишена якост, твърдост и износоустойчивост, следващите образци бяха изработени с увеличено съдържание на манган и хром. Тези образци бяха заложени в 7- тонен локомотив РКЛ-7А „Булдог“, внедрен в рудник Върба гр. Мадан. На другата колоос монтирахме бандажи с използваната и дала добри резултати в предходния локомотив стомана наш тип 102. Поради трудната достъпност на участъка измерванията на машината бяха ограничени, но въпреки това по мое мнение са показателни.



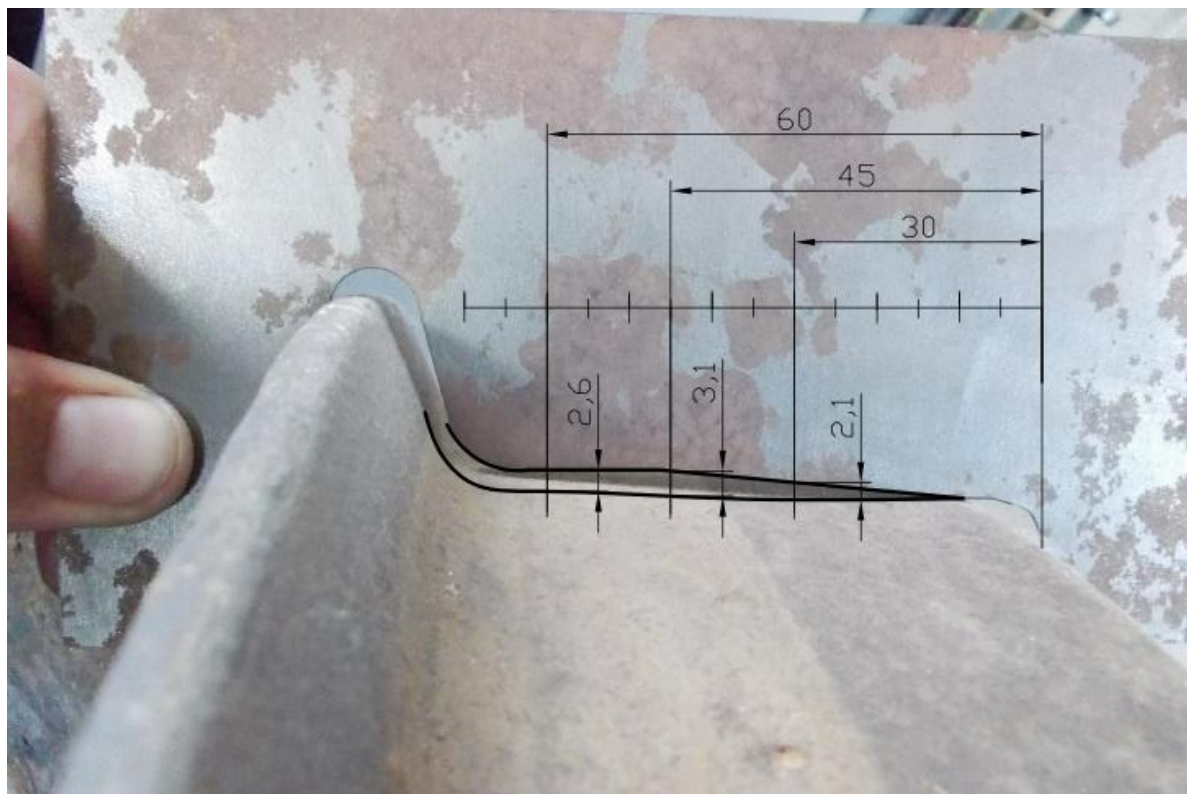
Фигура 21. Износване на бандаж стомана 102

Таблица 6

Стомана 141						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.404	0.414	0,869	0.036	0.016	0,765	-
Стомана 102						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.430	0.443	0,578	0.030	0.019	0,058	0,026

Таблица 7

Изминат път	Стомана 141	Стомана 102	Разлика
9300 - 9600 (3 години)	3,5	4,1	17%



Фигура 22. Износване на бандаж Стомана 141

При следващия образец прецених за разумно да увелича въглеродното съдържание, мангана и силиция. Той беше монтиран отново на 7-тонен рудничен локомотив РКЛ-7А „Булдог“, внедрен в рудник „Върба“ гр. Мадан. На другото задвижване бяха монтирани бандажи от използваната вече стомана наш тип 141. Химичният състав и резултатите от измерванията са показани на таблиците 13 и 14 по-долу:

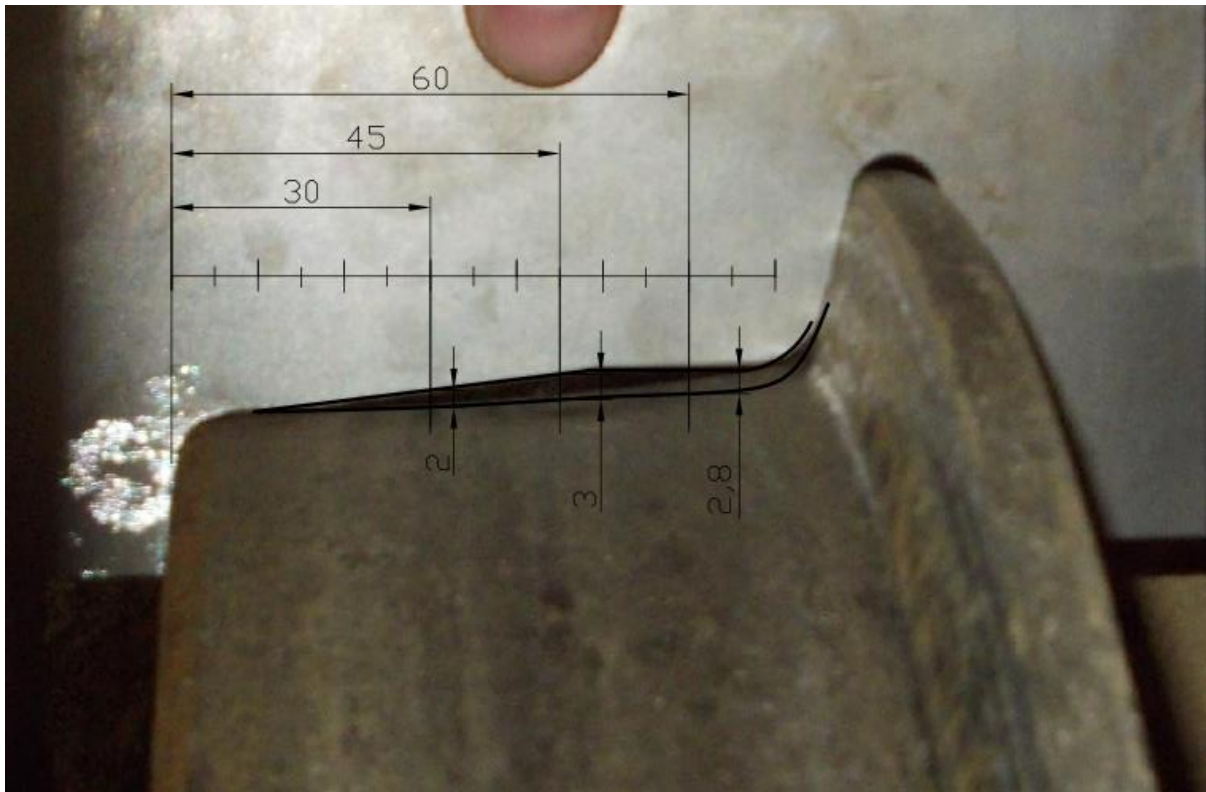
Таблица 8

Стомана 141						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.404	0.414	0,869	0.036	0.016	0,765	-
Стомана 151						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.499	0.832	1,19	0.030	0.019	0,087	0,013

Таблица 9

Изминат път	Стомана 151	Стомана 141	Разлика
5500 - 6000 (2 години)	3,2	3	6%

Следващият образец бе променен незначително по настояване на технолозите в лаярна „Враца-Старт“ АД. Причината бе вътрешно технологична и разликата с образец 151 е незначителна. Този образец се използва във внедрения 10-тонен локомотив на „травербана“ Върба- Рудозем“ през 2015г. Впоследствие от същата стомана бяха изработени и бандажните гривни на внедрените през 2016 и 2017 година локомотиви в рудниците Злетово и Тораница в Република Македония.



Фигура 23. Износване на бандаж Стомана 151

По нататъшно изследване на лаярските стоманите сметохме за нецелесъобразно и затова търсим решение, което да е технологично по-добро, а от експлоатационна гледна точка и по-устойчиво. Прокатна стомана е подходяща за изработването не само на бандажните гривни, но и на цялото колело. Това решение има следните предимства:

- изключителна здравина на цялата конструкция;
- използване на високо легирани стомани;
- хомогенност на стоманата в целия и обем;
- високи якостни параметри на необработената стомана;
- възможност за термообработка на ребордите с всички познати технологии – пещ, ТВЧ, плазмено;

- висока устойчивост на ударно натоварване.



Фигура 24 - Бандажно колело тип "моноблок"

Като цяло изработените колела тип „моноблок“ имат следните предимства:

- по-добра технологичност;
- по-висока безопасност при експлоатация;
- по-ниска цена;

Изработихме образци от кована стомана 1,7225 EN 10269 със следния химически състав:

Таблица 10

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.38-0.45	<0.4	0.6-0.9	<0.025	<0.035	0.9-1.2	0.15-0.3

Чертежът на колелото моноблок е показан на **Error! Reference source not found..**

Първият образец бе внедрен през май 2017 в 7- тонен локомотив в рудник Тораница. До настоящия момент, след 6 месеца експлоатация, видимо не се забелязва износване.

През 2017 година се изработиха още две колооси с колела тип „Моноблок“. Ребордите на едната колоос бяха закалени, по метода на отделяне на топлината в основния метал. Измерената твърдост по повърхността на реборда бе 50-52 HRC. Тези колооси са предвидени да влязат в експлоатация през 2018г. в рудник Върба.

5.3 Износване на ребордите

Наблюденията показват, че съществуват няколко вида износвания на ребордите. Първият тип износване се наблюдава при локомотиви, работещи при тежки профили на пътя с голям брой криви. При тях интензивността на износването на бандажите е висока. Коничната част на реборда се изменя в криволинейна с голям радиус на кривината. Характерна за износването на реборда е матовата металическа повърхност, която той получава със следи от задиране на метала. Близко на върха на реборда пластическите деформации на метала изменят първоначална форма на реборда и той добива особено островърха форма.



Фигура 25. Износване на реборда със задиране

Най-разпространеният в руднични условия е първият тип. В същото време той се явява и най-неблагоприятен и свързан със най-големи загуби на метал. Получените резултати ми дадоха право да считам, че основните видове износвания на ребордите са износване при задиране и пластични деформации.

Както бе описано в предходните глави, създаването на локомотив със скъсена база е ценно по няколко причини:

- намаляване на страничната сила върху реборда при вписване в криволинейен участък;
- намаляване износването на реборда;
- намаляване на минните изработки.

През 2013 бе конструиран 7- тонен локомотив с база 1000mm, която е с 250mm по-къса от стандартните локомотиви (Фигура 26). Същият локомотив бе въведен в експлоатация на рудник Върба на ГОРУБСО „Мадан“ АД. Експлоатационните характеристики се оказаха положителни. Той

работи в по-малки криви, в които локомотиви със стандартна база дори не могат да се впишат. По тези причини ръководството на рудника и Минстрой Холдинг АД ни възложиха още два локомотива от същия тип. По мнение на техническия и експлоатационния персонал износването на ребордите на този тип локомотив е по-малко от това на тези с нормална база. До настоящия момент след близо 4 година работа локомотивът е работоспособен с оригиналните бандажи, заложиени от нас.



Фигура 26. Локомотив РКЛ-7А "Булдог"

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

Научно-приложни

1. Изведена е зависимост за интензивността на износване на бандажната гривна.
2. Анализирани са условията за тягова устойчива на локомотива, като са разгледани възможностите за ограничаване на боксуването.

Приложни

1. Намерени са подходящи материали за изработване на отливки за бандажните гривни.
2. Конструирано е и е внедрено колело тип „моноблок“
3. Конструирани изработени и внедрени са 7 тонен локомотив със скъсена база, за работа в участъци с радиуси до 6 м .

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Тасев Л. Интензивност на износването на бандажите в рудничните локомотиви за подземен извоз ГОДИШНИК на Минно-геоложкия университет “Св. Иван Рилски”, Том 59, Св.ІІІ, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2016

Тасев Л. Изследване на износването на реборда на бандажните гривни при рудничните локомотиви за подземен извоз ГОДИШНИК на Минно-геоложкия университет “Св. Иван Рилски”, Том 58, Св.ІІІ, Механизация, електрификация и автоматизация на мините, 2015

Тасев В. Тасев Л Рудничен контактен десеттонен локомотив за подземен извоз – Геология и минерални ресурси София 2013