

- гических системах: Междунар. научн.-техн. сб.- Харьков: НТУ „ХПИ“, 2005. – Вып. 68. – С. 273–275.
4. Кравченко Ю.Г., Параметрическая оптимизация условий точения закаленных сталей пластинами из ПКНБ. – Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. научн.-техн. сб.- Харьков: НТУ „ХПИ“, 2009. – Вып. 77. – С. 107–113.
5. Инструменты из сверхтвердых материалов / Под ред. Н.В. Новикова. – К.: ИСМ НАНУ, 2001. – 528 с.
6. Кравченко Ю.Г., Савченко Ю.В. Надёжность режущих пластин из композитов при точении отбеленных чугунов. – Високи технології в машинобудуванні: Зб. наук. праць НТУ „ХПИ“. – Харків, 2005. – Вип. 1 (10). – С. 99–104.
7. Кравченко Ю.Г., Гордеев А.В. Температурные зависимости процесса точения композитами высокопрочных сталей и чугунов. – Теплофизические и технологические аспекты управления качеством в машиностроении: Тр. всерос. с междунар. уч. научн.-техн. конф. – Вып.5. – Тольятти: ТГУ, 2005. – С. 112–114.
8. Кравченко Ю.Г. Вероятность неразрушения режущей кромки пластин из композитов. – Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. научн. – техн. сб. – Харьков: НТУ „ХПИ“, 2007. – Вып. 73. – С. 118–123.
9. Кравченко Ю.Г., Савченко Ю.В. Расчёт удельной себестоимости обработки при точении. – Сб. научн.

тр. НГУ – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2004. №19, т. 4. – С. 88–91.

Виконано відповідні розрахунки режимних та геометричних параметрів точіння загартованої сталі ріжучими пластинами з полікристалічного кубічного нітриду бору при різних цільових функціях оптимізаційної моделі, проаналізована ефективність цих функцій і обґрунтована перевага питомої технологічної собівартості обробки.

Ключові слова: параметр, показник, технічне обмеження, цільова функція, оптимізація, точіння

It is carried out the proper calculation of regime and geometrical parameters of tempered steel turning by cutting tips made from polycrystalline cubical nitride of boron with different special purpose functions of optimization model. Efficiency of these functions is analyzed and advantage of specific technological cost price of treatment is substantiated.

Keywords: parameter, index, technical restriction, purposeful function, optimum, turn

Рекомендовано до публікації д.т.н. Р.П. Дідиком 01.06.10

УДК 622.625.28

© Проців В.В., 2010

В.В. Проців

ВПЛИВ ЛОКАЛЬНИХ НЕРІВНОСТЕЙ КОЛІЇ НА ГАЛЬМУВАННЯ ПРИБРОЯМИ З ОБМЕЖЕНИМ ФРИКЦІЙНИМ МОМЕНТОМ НА КОЛЕСІ

V.V. Protsiv

INFLUENCE OF LOCAL BURRS OF RAILS ON BRAKING BY DEVICES WITH LIMITED FRICTION MOMENT ON WHEEL

Проведено теоретичне дослідження впливу коротких одиничних (локальних) нерівностей шахтної рейкової колії на шарнірно-зчленований локомотив у режимі гальмування пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою. Визначено умови блокування коліс гальмівним моментом при наїзді колеса на одиничні нерівності різних типів. Одиничні нерівності задано у вигляді сходинки рейкового стику, просідання кінців рейок на стику та локального прогину рейкової нитки під колесом.

Ключові слова: шахтний локомотив, гальма, рівняння Лагранжа, локальні нерівності колії

Вступ. Властивості фрикційної пари тертя колесо-рейка залежно від забрудненості рейкової колії визначаються коефіцієнтом зчеплення між колесом та рейкою та суттєво впливають на величину сил тяги і гальмування шахтного локомотива [1]. Із-за локально присутніх вугільного пилу, вологи й агресивного повітряного середовища, конструктори та експлуатаційники вимушені закладати в розрахунки мінімальну величину коефіцієнта зчеплення, оскільки під час екстремного гальмування складу навантажених вагонеток на найбільшому ухилі колії (до 50%) [2] коефіцієнт зчеп-

лення може виявитися дуже низьким (близько 0,08). Локальні одиничні нерівності [3] (східці та просідання кінців рейок на стиках і локальні прогини рейкових ниток), що наявні на реальній шахтній рейковій колії, обумовлені не лише низькою точністю укладання шахтної рейкової колії, але й періодичною рухливістю (спученням) підшви гірничих виробок, здатні спричинити зрив зчеплення колеса та рейки. Особливо важливо це при використанні важких шарнірно-зчленованих локомотивів, що мають значні можливості по тязі, проте не здатних забезпечити гарантовану

зупинку складу навантажених вагонеток на керівному ухилі. Прикладання ж надмірно великого гальмівного моменту призводить до сходу локомотива із складом вагонеток з рейок на високій швидкості, а значить до людських жертв, втрат робочого часу і витрат на відновлення колії та рухомого складу. Тому визначення впливу локальних нерівностей на процес появи юза – важливе науково-виробниче завдання.

Ціллю цієї роботи є моделювання процесу гальмування модернізованого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива Е10 дисковими осьовими (розташованим на осі колісної пари) гальмами на колії з короткими локальними нерівностями шляхом прикладання гальмівних моментів, вплив яких призводить до зриву зчеплення в точці контакту колеса та рейки. **Завданням роботи** є теоретичне визначення впливу коротких нерівностей колії під час переходу локомотива в юз в режимі гальмування моментом, що перевищує максимально можливий, з використанням різних гальмівних пристроїв, що реалізують гальмівну силу через колеса, шляхом урахування нелінійної характеристики тертя при розв’язанні системи рівнянь Лагранжа другого роду.

Виклад матеріалу дослідження. Дослідження проводилося на динамічній моделі [4] гальмування локомотива Е10 із складом навантажених вагонеток на рейковій колії з подовжнім ухилом на ідеально рівній колії з локальними одиничними нерівностями. Динамічна модель дозволяє враховувати вплив коротких (локальних) нерівностей рейкової колії на параметри руху локомотива в режимі гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесах. Тут і далі для позначення змінних прийняті наступні основні та додаткові нижні індекси, що визначають приналежність змінної до об’єкта математичної моделі: k – до середньої секції; i – до тягових секцій ($i = 1, 2$), причому 1 позначена перша по ходу руху у напрямку осі \vec{D} секція. Вона оснащена циліндровим шарніром для спирання середньої секції на тягову. Секція 2 сполучена з середньою секцією локомотива сферичним шарніром; in – до колісних пар (осьових редукторів) i -ї секції ($n = 1, 2$), причому 1 позначена ближня до голови потягу колісна пара; inj – до коліс in -ї пари, пружних і дисипуючих елементів ($j = 1, 2$), де 1 позначені ліві у напрямку до голови потягу колеса; ins – до колісно-колоткового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($s = 1, 2$), де 1 позначені ліві у напрямку до голови потягу колодки; ind – до дискового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($d = 1, 2$) при цьому 1 позначені ліві у напрямку до голови потягу колодки; id – до дискового гальма, встановленого в трансмісії i -ї секції, причому 1 позначені ближні у напрямку до голови потягу колодки; it – до валу тягового двигуна, встановленого на i -й тяговій секції.

Чисельне розв’язання системи з 25 диференціальних рівнянь другого порядку виконувалося в програмі Wolfram Mathematica 7, при цьому знаходили мінімальний гальмівний шлях, на якому зупиниться по-

тяг у разі прикладання максимально можливого гальмівного моменту, при русі по ідеально рівній колії та колії з одиничними короткими локальними нерівностями.

Кінетичні та динамічні параметри процесу гальмування осьовими дисковими гальмами електровоза Е10, що рухається зі швидкістю 1,65 м/с із сімома навантаженими вагонетками типу ВГ3,3 по ухилу в 30‰, наведені на рис. 1. До осьових гальмівних дисків прикладали гальмівний момент величиною 1128 Н·м, який залишався постійним протягом усього гальмування (рис. 1, а). У точці контакту колеса та рейки виникало відносне ковзання (рис 1, б) стосується лівого колеса першої по ходу руху колісної пари другої тягової секції), яке протягом 0,27 с (час спрацювання гальмівних пристроїв локомотива Е10) різко зростало до 4,5%, потім, приблизно через 1 с, коливання затухали і впродовж всієї решти часу відносне ковзання не перевищувало 1,5%.

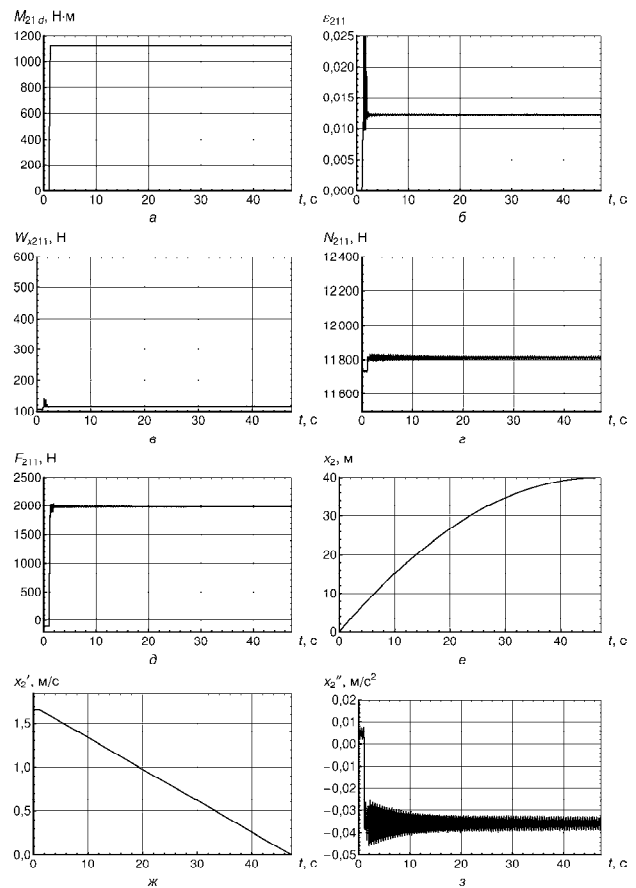


Рис. 1. Графіки параметрів гальмування від часу без зриву зчеплення: а – гальмівний момент; б – відносне ковзання; в – сила опору руху; г – реакція рейки під колесом; д – гальмівна сила на колесах; е – переміщення тягової секції; ж – швидкість тягової секції; з – прискорення тягової секції

Сила подовжнього опору руху W_x упродовж 1 с (час ухвалення рішення машиністом про необхідність початку гальмування) відповідала постійній складовій опору руху колеса W_0 (сума моментів тертя в підшип-

никах буксових вузлів, валів колісного редуктора, карданних валів та двигуна під статичним навантаженням, а також у зубчастих передачах редуктора, приведених до точки контакту колеса та рейки), дорівнювала приблизно 107 н. При переході в гальмівний режим W_x зростала приблизно до 120 н (рис 1, в) і коливалася синхронно з ковзанням. За рахунок подовжнього прискорення, що з'явилося при гальмуванні, передні по ходу руху колісні пари довантажувалися і вертикальна реакція рейки під відповідним колесом збільшувалася з 1740 до 1810 н (рис 1, з). У точці контакту колеса та рейки виникала гальмівна сила (рис 2, д), величина якої визначається вище зазначеними чинниками (приблизно 1980 н·м). Зупиняючись, потяг пройшов дійсний гальмівний шлях 37,920 м (рис 1, е), залежний від зміни швидкості руху (рис 1, ж) та прискорення (уповільнення) (рис 1, з), яке дорівнювало в середньому $0,37 \text{ м/с}^2$ при частоті близько 2,2 гц (ця частота відповідає коливанням і всієї решти параметрів процесу гальмування). На початку гальмування амплітуда осциляцій складала $0,02 \text{ м/с}^2$, але після чотирнадцяти секундного згасання встановилася на значенні $0,06 \text{ м/с}^2$. Локомотив зупинився через 45,979 с після початку гальмування.

Вплив одиничних (локальних) нерівностей на процес гальмування [3] має відмінності від дії систематичних нерівностей [5]. Перш за все, вони виникають лише періодично при русі локомотива по реальній рейковій колії, а місце розташування їх різне для різних ділянок колії і залежить від історії укладання та обслуговування колійного господарства на підприємстві. Наїзд колеса на одиничну перешкоду викликає миттєве зростання нормальної реакції рейки під колесом, але довжина її дії вздовж шляху, а відповідно і час, достатньо короткі (східчаста або релейна функція), як це видно з рис. 2. Так, наприклад, при в'їзді колеса з радіусом кола катання 0,265 м на сходинку рейкового стику заввишки 3 мм довжина цього процесу складає близько 40 мм, а заввишки 10 мм – 72 мм. З високою мірою точності довжину дії одиничної сили можна в середньому прийняти рівною 50 мм, що відповідає сходинці заввишки приблизно 5 мм (найбільш поширеної на шахтних рейкових коліях). Розрахунок сил, що спричиняють зростання реакції рейки на одиничних нерівностях (сходинка рейкового стику, просідання кінців рейок на рейкових стиках і локальний прогин рейкової нитки під колесом локомотива), описано в [3].

Рух того ж составу по такій же рівній рейковій колії (як у першому прикладі для ідеально рівної колії), тобто, що не містить систематичних нерівностей, але має сходинки на рейкових стиках обох рейкових ниток, розглянутий для випадку, коли відстань між стиками дорівнює 4,5 м. При цьому, стики на лівій рейці (рис. 2, а) випереджають стики на правій (рис. 2, б) на 0,75 м, а сходинки h_L та h_R рівні між собою. Висота сходинок впродовж 33 м колії зростає від 3 до 10 мм з кроком 1 мм, а потім повторюється.

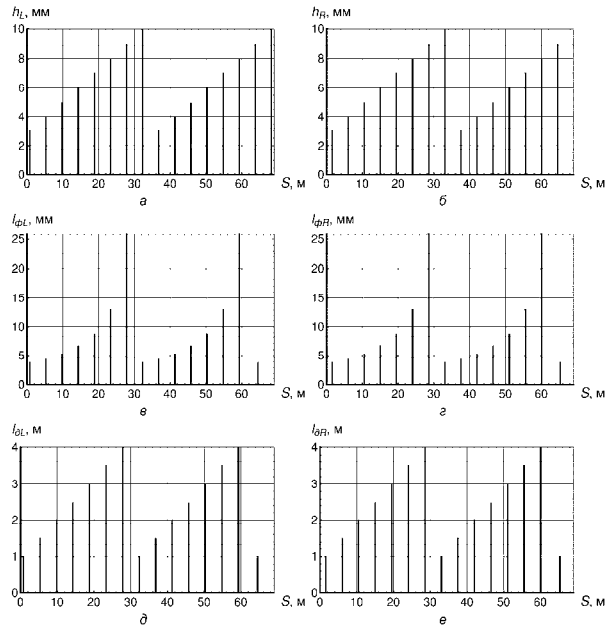


Рис. 2. Параметри одиничних нерівностей колії: а – сходинка рейкового стику на лівій рейці; б – сходинка рейкового стику на правій рейці; в – відстань між точками дотику рейок з колесом на лівій рейці; г – відстань між точками дотику рейок з колесом на правій рейці; д – довжина локального просідання на лівій рейці; е – довжина локального просідання на правій рейці

Оскільки умовно відлік на графіках руху починається з 20-го метра колії S (положення опорного вузла першої по ходу руху тягової секції), то перші сходинки, які долають колеса її першої колісної пари, мають висоту вже 8 мм. Наїзд на 38-й секундні гальмування на сходинку заввишки 8 мм спричинив зрив зчеплення, як це видно на рис. 3.

Послідовний наїзд спочатку всіх коліс першої по ходу руху тягової секції на вказані сходинки рейкових стиків спровокував раптове зростання їх відносного ковзання $\kappa_{111}, \kappa_{121}, \kappa_{211}, \kappa_{221}$, а потім це ж відбулося і з колесами другої секції – $\kappa_{211}, \kappa_{221}, \kappa_{221}, \kappa_{222}$. Величина відносних ковзань досягла 100 % і колеса перейшли в режим ковзання. При цьому впали гальмівні сили на всіх восьми колесах локомотива $F_{111}, F_{121}, F_{121}, F_{122}$ та $F_{211}, F_{221}, F_{221}, F_{222}$, опустившись від максимального значення близько 2000 Н до мінімального в 700 Н, відповідного режиму тертя ковзання.

Цей момент виразно видно на характеристичних графіках параметрів руху локомотива, показаних на рис. 4 (тут прийняті позначення, ідентичні використаним на рис. 1). Нахил кривої швидкості тягової секції (рис. 4, ж) після 38 с руху змінився (став більш пологим). Це пов'язано з переходом від гальмування з ковзанням коліс до юза. Після цього подовжнє прискорення (уповільнення) зменшилося (рис. 4, е), але амплітуда його коливань збільшилася в 6 разів

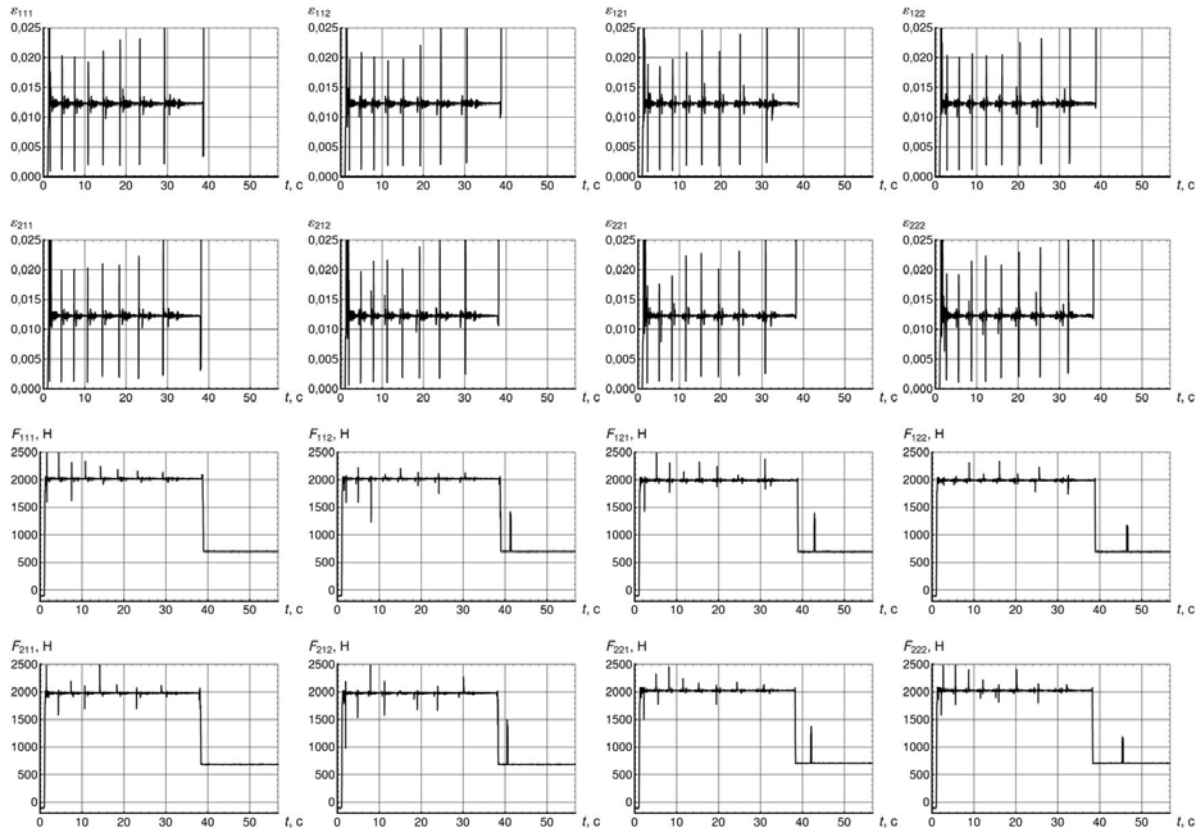


Рис. 3. Графіки відносного ковзання та гальмівної сили на колесах від часу при русі по сходинках рейкових стиків

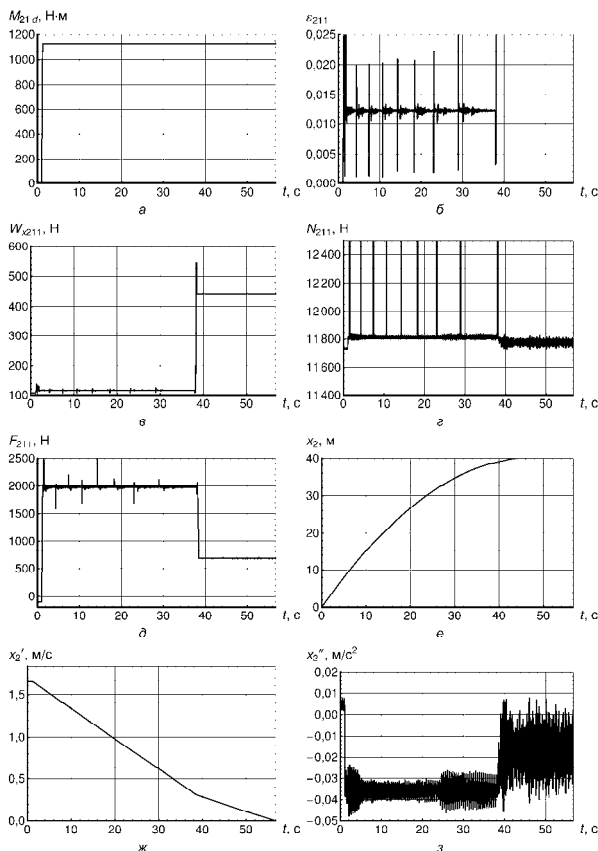


Рис. 4. Графіки параметрів гальмування від часу на колії із сходинками рейкових стиків (див. Позначення на рис. 1)

Природно, що при цьому час дійсного гальмування збільшився на 9,479 с (состав зупинився через 55,458 с), гальмівний шлях потягу збільшився на 1,463 м (став рівним 39,383 м), хоч і не перевищив допустимий.

На рис. 5 наведені графіки кутів повороту та кутових швидкостей двигунів тягових секцій (локомотив Е10 має груповий привід колісних пар тягової секції), а також відносної швидкості коліс першої та другої секції і похідної за часом різниці вказаних швидкостей, яка є аналогом прискорення перехідного процесу блокування коліс зайвим гальмівним моментом. При блокуванні коліс кутові швидкості двигунів (рис. 5, а) і коліс (рис. 5, б) почали різко знижуватися і стали рівними нулю, а їх кутові координати (рис. 5, г та д) перестали змінюватися, зупинившись на останньому досягнутому значенні (повна зупинка коліс). На графіках ознак переходу в юз (рис. 5, в та е) видно характерні сплески та коливання [6]. Їхня поведінка дозволяє пояснити причину зриву зчеплення на сходинці критичної висоти (8 мм) лише з другого разу (перша сходинка заввишки 8 мм на 24-му метрі колії, як втім і подальші сходинки заввишки 9 та 10 мм, були пройдені успішно). Справа в тому, що величина різниці окружних швидкостей відповідних коліс першого і другого візка залежить від навантаження на локомотив (маси составу вагонеток на зчепленні при русі на певному ухилі колії). Ця величина на всьому маршруті руху залишається практично постійною, тому її прискорення, в основному, залишається

ся нульовим (рис. 5, е). При порівняно високій швидкості руху локомотива (більше 1,4 м/с) вплив „високих“ сходинок рейкових стиків не викликає зростання відносного ковзання, але при його зниженні нижче за деяку межу, відносна швидкість коліс першої та другої секцій, а так само похідна за часом їх різниці, різко зростають, провокуючи зрив зчеплення.

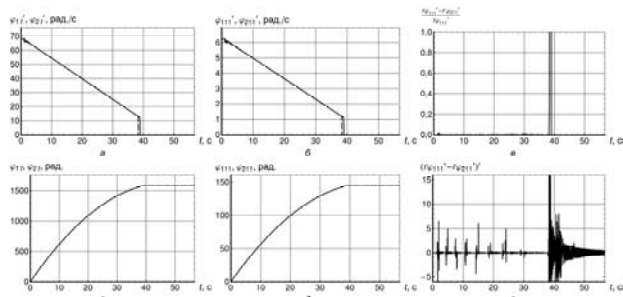


Рис. 5. Графіки зміни кутових швидкостей та координат від часу на колії зі сходинками рейкових стиків: а – кутові швидкості тягових двигунів секцій; б – кутові швидкості відповідних коліс тягових секцій; в – відносна розбіжність лінійних швидкостей відповідних коліс; г – кутові координати тягових двигунів; д – кутові координати відповідних коліс тягових секцій; е – кутові координати коліс другої тягової секції

Звідси можна зробити висновок, що проїзд локомотивом сходинки рейкового стиків заввишки більше 8 мм може викликати перехід процесу гальмування в юз, що погіршує параметри гальмування і призводить до утворення лисок на колесах.

Усунути шкідливий вплив сходинок рейкових стиків можна зниженням гальмівного моменту, що прикладається, на 8 Н·м.

На ослаблених стиках кінці рейок просідають під дією ударних навантажень від коліс транспортних засобів [3] і набувають постійного радіусу кривизни в профілі R_{pc} величиною від 10 до 70 м. При попаданні колеса локомотива в такий проміжок воно одночасно контактує з кінцями двох сусідніх рейок однієї рейкової нитки. У цьому випадку відстань між точками контакту на колесі складає від 25,82 до 3,77 мм. Така нерівність рейкової колії миттєво збільшує сумарну нормальну реакцію рейок на колесо. Наприклад, розташовані через 4,5 м стики з просіданням кінців рейок на довжині 28,5 м з вказаними вище значеннями для лівої $l_{\phi L}$ та правої $l_{\phi R}$ рейок (рис. 2, в та г) із зсувом 0,75 м щодо один одного і повторенням цього ряду значень, викликають наслідки, схожі з рухом по сходинках рейкових стиків.

На графіках, наведених на рис. 6 (тут прийняті позначення, ідентичні використаним на рис. 1), видно, що локомотив достатньо успішно проїздив розташовані на колії просідання рейкових стиків, доки не дійшов лівим колесом першої по ходу руху колісної пари першої тягової секції просідання завдовжки 13,08 мм (що відпо-

відає R_{pc} значенню 20 м). У цей момент (на 32-й секунді гальмування) відбулося різке зростання до 100 % відносного зчеплення із-за блокування колеса прикладеним гальмівним моментом.

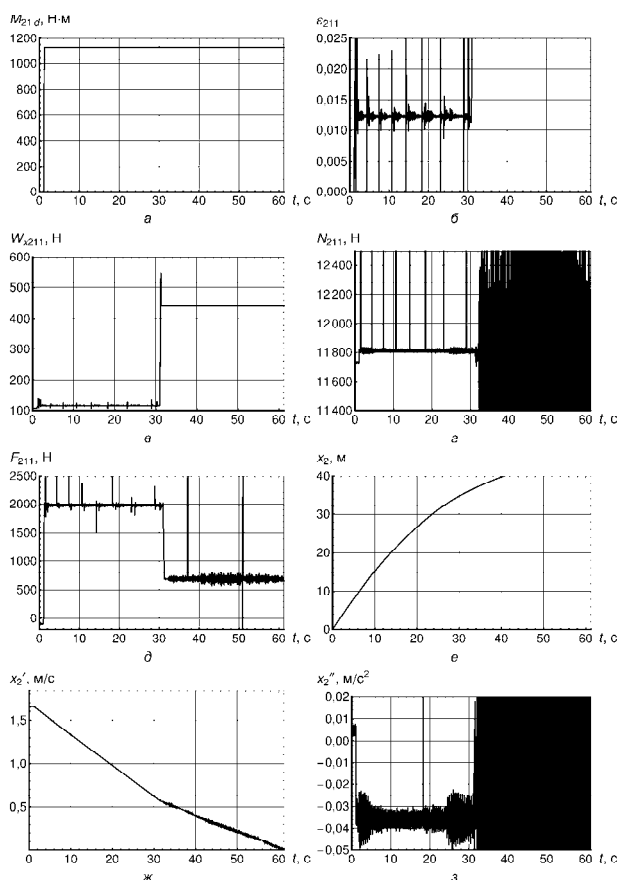


Рис. 6. Графіки параметрів гальмування від часу на колії з просіданнями рейкових стиків (див. позначення на рис. 1)

Зрив зчеплення привів до падіння гальмівної сили на колесі та переходу в юз. Поступово всі колеса локомотива заблокувалися, що змінило кут нахилу функції швидкості (рис. 6, ж) і збудило подовжнє ковзання та прискорення (уповільнення) (рис. 6, з), а амплітуда коливань збільшилася більше ніж у 10 разів. Причиною таких значних осциляцій прискорення є коливання нормальної реакції рейки (рис. 6, г). Навіть на функції швидкості після переходу в юз утворилися коливання, що видимі на графіку (рис. 6, ж). Дійсний час гальмування склав 59,997 с (збільшився на 14,018 с), гальмівний шлях 41,990 м (збільшився 4,070 м). Оскільки при цьому перевищено допустимий гальмівний шлях, то гальмування не можна вважати успішним.

З аналізу отриманих результатів можна зробити висновок, що проїзд локомотивом просідання рейкового стиків завдовжки більше 13 мм у режимі гальмування пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки, може викликати перехід в юз, що погіршує параметри гальмування і призводить до утворення лисок на колесах.

Рух шарнірно-зчленованого локомотива в режимі гальмування слід розглянути і на локальній нерівності ще одного вигляду – локальних прогинах рейкових ниток [3]. Звісно, що вони можуть утворюватися при порушенні періодичності укладання шпал і локальному просіданні однієї з ниток рейкової колії із-за поганого стану колії та локальної рухливості п'ятки гірничих виробок. Довжина таких нерівностей складає від 1 до 3 м, або навіть 4 м. Як і у випадку зі сходинками і просіданнями кінців рейок на стиках при в'їзді на рівну ділянку колії (після руху по локальному прогину рейкової нитки), на колесо стрибкоподібно діє додаткова частка нормальної реакції рейки. Розглянемо, наприклад, розташовані через 4,5 м просідання рейкових ниток на довжині 28,5 м завдовжки від 1 до 4 м для лівої l_{DL} та правої рейок l_{DR} (рис. 2, *д* та *е*) із зсувом 0,75 м щодо один одного і повторенням цього ряду значень. Такі нерівності викликають наслідки, схожі з рухом по сходинках і просіданнями кінців рейок на рейкових стиках. Рух того ж потягу по рівній колії з такою одиночною недосконалістю показаний на характеристичних графіках рис. 7 (тут прийняті позначення, ідентичні використаним на рис. 1).

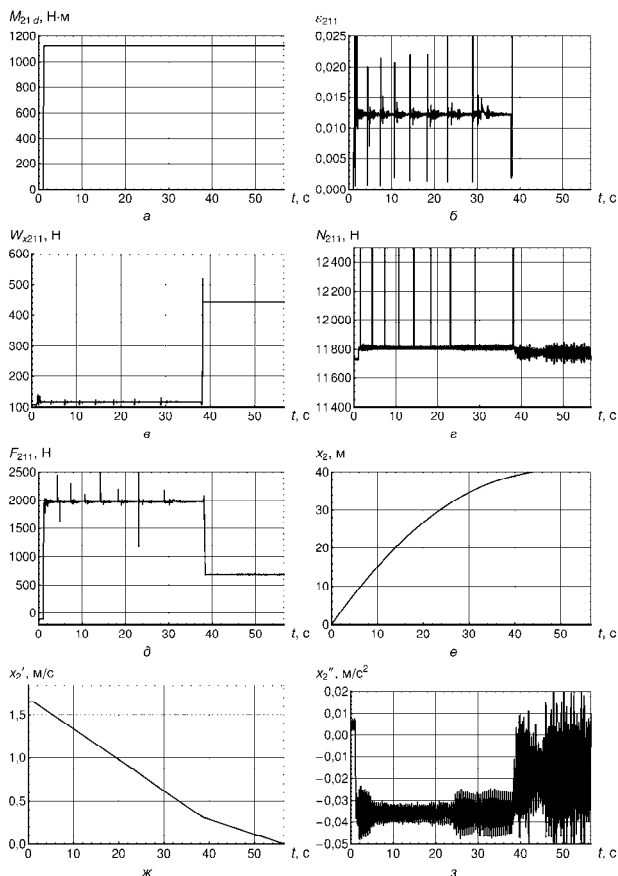


Рис. 7. Графіки параметрів гальмування від часу на колії з прогинами рейкових ниток (див. позначення на рис. 1)

Висновки. Проїзд локомотивом сходинки рейкового стику заввишки більше 8 мм, як і просідання кінців рейок рейкового стику завдовжки більше 13 мм, або локального прогину рейкової нитки завдовжки більше 4 м

у режимі гальмування пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки, може викликати перехід в юз, що погіршує параметри гальмування і призводить до утворення лисок на колесах.

Для усунення негативного впливу коротких одиничних (локальних) нерівностей реальної рейкової колії необхідне зниження максимально можливого гальмівного моменту, що прикладається до гальмівних пристроїв локомотива з обмеженим фрикційним моментом на колесі, приблизно на 1%.

Список літератури

1. Ренгевич А.А. Основы теории тяги рудничных поездов: Учебн. Пособие – К.: УМК ВО, 1089. – 40 с.
2. Типовые решения по безопасной перевозке людей и грузов в выработках с уклоном от 0,005 до 0,050. – Донецк: донуги, 1973. – 62 с.
3. Проців В.В. Визначення сил від локальної недосконалості шахтної колії в матмоделі шарнірно-зчленованого локомотива при гальмуванні // Зб. Наук. Праць – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2009. – №32. – С. 94–110
4. Проців В.В., Гончар О.Є. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактї колеса та рейки // Зб. Наук. Праць – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2010. – №34. Т. 2 – С. 160–171.
5. Проців В.В. Вплив систематичних нерівностей колії на гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі // Науковий вісник НГУ. – 2010. – №6. – с. 103–108.
6. Проців В.В. ознаки переходу локомотива в юз при гальмуванні пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі // Науковий вісник НГУ. – 2010. – №5. – с. 106–112.

Проведено теоретическое исследование влияния коротких единичных (локальных) неровностей шахтного рельсового пути на шарнирно-сочлененный локомотив в режиме торможения устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса с рельсом. Определены условия блокирования колес тормозным моментом при наезде колеса на единичные неровности различных типов. Единичные неровности заданы в виде ступеньки рельсового стыка, проседания концов рельсов на стыке и локального прогиба рельсовой нити под колесом.

Ключевые слова: шахтный локомотив, тормоз, уравнения Лагранжа, локальные неровности пути

Theoretical research of influencing of short single (local) burrs of mine railway track on the joint-jointed locomotive in the mode of braking by the devices realizing brake force in the point of contact of wheel and rail is conducted. The terms of locking of wheels by brake moment when the wheel runs into different types of single burrs are ascertained. Single burrs are set as the step of rail joint, subsidence of two ends of rails and local bending of track rail under a wheel.

Keywords: mine locomotive, brake, Lagrange's equalization, local burrs of track rail

Рекомендовано до публікації д.т.н. С.Є. Блохіним 03.06.10