



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ

**Факултет по транспорта
Катедра „Железопътна техника“**

маг. инж. Стефан Кирилов Кръстев

ИЗСЛЕДВАНЕ ХАРАКТЕРА НА ИЗМЕНЕНИЕ НА НАДЛЪЖНИТЕ УСИЛИЯ ВЪВ ВЛАКОВ СЪСТАВ В РЕЖИМ НА СПИРАНЕ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.5 Транспорт, корабоплаване и
авиация

Научна специалност: Подвижен железопътен състав и теглителна
сила на влаковете

**Научни ръководители: доц. д-р инж. Кирил Велков
доц. д-р инж. Светослав Славчев**

СОФИЯ, 2026 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Железопътна техника“ към Факултет на транспорта на ТУ-София на редовно заседание, проведено на 18.02.2026 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 07.07.2026 г. от 13.00 часа в Конферентната зала на БИЦ на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ-5.5-06 от 12.03.2026г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. доц. д-р инж. Светослав Мартинов - председател
2. проф. д-р инж. Валери Стоилов
3. проф. д-р инж. Красимир Кръстанов
4. доц. дн. инж. Добринка Ахмаджова
5. доц. д-р инж. Ставри Димитров – научен секретар

Рецензенти:

1. проф. д-р инж. Валери Стоилов
2. доц. дн. инж. Добринка Ахмаджова

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Факултет по транспорта на ТУ-София, блок № 9, кабинет № 9310.

Дисертантът е редовен докторант към катедра „Железопътна техника“ на факултет по транспорта. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Стефан Кръстев

Заглавие: Изследване характера на изменение на надлъжните усилия във влаков състав в режим на спиране

Тираж: 30 броя

Отпечатано в ИПК на Технически университет – София

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Все повече нарастващия дял на товарните превози и стремежа за намаляване на разходите за превозване на товарите води до увеличаване на масата и дължината на влаковите състави. Основните релсови пътища в Европа са изградени за натоварване 22.5 t/ос, със стремеж за увеличаване до 25 t/ос. С развитието на транспорта, влаковите състави стават все по-дълги, достигайки дължина над 1000 m. Това неминуемо води до различни проблеми свързани с тяхната експлоатация. Съществен проблем представляват силите, които се получават в теглично-отбивачните съоръжения, по време на движението на влаковия състав. Характеризира се с това, че при изследването на надлъжните усилия се анализира както движението на влака като цяло, така и относителните премествания на отделните вагони от състава му. Последните са в резултат на различните сили, които действат на отделните вагони и от хлабините и еластичността на междувагонните връзки. Надлъжни сили се получават при всеки режим на движението на влака, но най-високи стойности са характерни при спиране на влаковия състав. Основната причина за изследване на надлъжните усилия са появата на пукнатини, деформации и разрушения, както в междувагонните връзки, така и по структурните елементи от подвижния състав (рама, кош, талиги и др.) или дерайлиране.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

След направения анализ на теорията на спирачните системи на влаковете, както и на методите за теоретично изследване на надлъжното поведение на влаков състав може да бъде поставена целта на самия дисертационен труд. Формулира се по следния начин:

На база резултати, получени от проведените лабораторни изпитвания за установяване на развитието на спирачните сили по дължината на влаковия състав и във функция на времето, и чрез избор на подходящ математически модел да се направи изследване на надлъжното му поведение в съответния режим.

За постигането на поставената цел е необходимо да бъдат изпълнени следните задачи:

- 1) Избор на динамичен модел, който да представя максимално точно развитието на надлъжните усилия по време на спирачния процес.
- 2) Провеждане на лабораторни изпитвания за установяване развитието на спирачните сили при моделиране на различни влакови състави, различни скорости на движение, различни характеристики на железния път, различни стратегии за управление на спирачните системи и др.
- 3) Извършване на числов експеримент с избрания математически модел и сметите при лабораторните изпитвания параметри.
- 4) Сравняване и анализ на получените експериментално резултати с изчислителните такива.
- 5) Формулиране на изводи.

Научна новост

Разработена е методика за изследване на процесите на развитие на надлъжните сили във функция на времето и развитието на спирачните процеси по дължината на влаковия състав.

От получените резултати е предложен динамичен модел на влаков състав, състоящ се от 44 вагона, който представя максимално точно поведението му при различни скорости на движение, различни характеристики на железния път и различни стратегии за управление на спирачните системи.

Практическа приложимост

Получените резултати от дисертационния труд относно развитието на спирачните процеси във функция на времето и вариацията на надлъжните сили са приложими при решаването на спирачни задачи с цел подобряване на ходово-динамичните качества на изследвания подвижен състав.

Апробация

Основните резултати от дисертационния труд са докладвани на международни конференции и са публикувани в периодични издания:

- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2021
- AIP Conference Proceedings, Volume 3064, Issue 1, 10 April 2024
- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2023
- Engineering Proceedings by MDPI, Volume 121, Issue 1, 13, 2026
- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2025

Публикации

Популяризиране на изследванията, предложените методики, получените резултати и формулираните изводи е извършено посредством пет доклада, изнесени на конференции с международно участие. Един доклад е самостоятелен. Един доклад е публикуван в индексирано издание в световноизвестната база данни SCOPUS, а останалите четири броя в реферирани издания.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от 130 страници, като включва увод, 5 глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо 142 литературни източници, като 91 са на латиница и 51 на кирилица. Работата включва общо 51 фигури и 3 таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

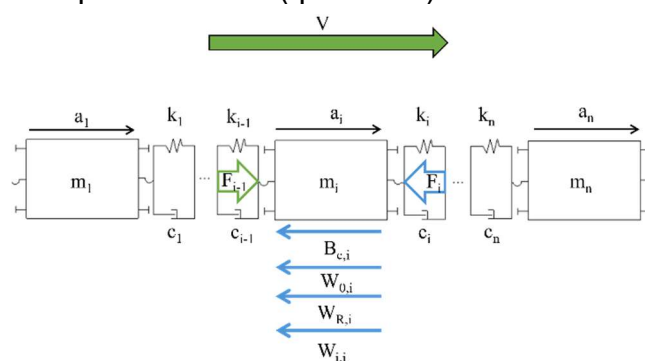
ГЛАВА 1. Обзор на съществуващото положение по темата на дисертацията

Обзорът на изследванията свързани с надлъжните усилия във влаков състав в режим спиране е извършен на база анализа на достъпните литературни източници по темата на дисертационния труд. В литературния обзор са анализирани основните видове влакови спирачни системи, техните характеристики и измерители на ефективността им. Въз основа на това е формулиран изводът, че най-високи надлъжни сили се получават при спиране на влаковия състав. По конкретно това се дължи на нестационарния период по напълване на спирачните цилиндри с въздух, който се определя от използвания функционален вентил [43]. Допълнително влаковият състав обикновено е съставен от различен тип вагони, с различни спирачни системи, режим на функциониращия вентил и различно натоварване на вагоните, откъдето се получават различия в силите между отделните железопътни единици [44]. Вследствие на това и наличието на еластични елементи в междувагонните връзки се получава относително преместване на отделните возила едно спрямо друго, както и удари между тях [45].

Извършен е анализ и на основните методи за изследване на надлъжните сили на влаков състав в режим спиране, при което е установено, че съществува единен подход за изследването им, заключаващ се в следното:

- избор на подходящ динамичен модел, представящ максимално точно надлъжното поведение на влака;
- определяне на силите, действащи на всяко возило от състава на влака;
- съставяне и решаване на диференциалните уравнения, описващи движението на влака;
- определяне на силите, получени в теглично-отбивачните съоръжения.

Съгласно извършения анализ, най-подходящ за такъв тип изследване е тримасовия модел на влака, който представя поведението на вагоните, намиращи се в началото, средата и края на влака (фиг. 1.11).



Фиг. 1.11 Тримасов динамичен модел за изследване на надлъжните сили на влака, където: m_i – маса на единично возило, [kg]; a_i – ускорение на возилото, [m/s^2]; k_i – коефициент на еластичност на теглично-отбивачните съоръжения, [N/m]; c_i – коефициент на демпфиране, [$N.s/m$]; $B_{c,i}$ – спирачна сила, [kN]; $W_{0,i}$ – съпротивителна сила от основното съпротивление, [kN]; $W_{R,i}$ – съпротивителна сила от крива, [kN]; $W_{i,i}$ – съпротивителна сила от наклона на пътя, [kN]; F_i – сила в междувагонните връзки, [kN].

Най-голяма трудност представлява да се изясни поведението на влака под действието на спирачните сили във функция на времето [71]. Поради тази причина, повечето изследвания са насочени именно към моделиране на спирачните процеси [102] и по-конкретно нестационарната фаза по напълване на спирачния цилиндър

[103, 104]. Голяма част от разработките представят теоретично изследване на спирачните сили, като липсват експериментални резултати, които да верифицират теоретично получените. Въз основа на анализа извършен в обзора на проблема е формулирана целта на дисертационния труд.

ГЛАВА 2. Анализ на сегашното положение на стенд за газодинамично изследване на влакови спирачни системи и неговото модернизиране

Натурните изпитвания за снемане на параметрите на влаковите спирачни системи са извършени на стенд, намиращ се в лабораторията на катедра „Железопътна техника“ на Технически университет – София. С него се осъществява симулирането на спирачните процеси при влакови състави оборудвани с конкретния вид спирачна система. Дължината на „състава“ може да бъде различна, като броят на вагоните може да варира от 1 до 44 (фиг. 2.1).



Фиг. 2.1 Общ вид на стенд за газодинамични изследвания на спирачните системи: 1 – носеща конструкция; 2 – въздуховоди; 3 – функционален вентил тип KE1; 4 – спирачен цилиндър; 5 – кран-машинист Knorr D2; 6 – запасен резервоар; 7 – компресор; 8 – манометри.

От извършения анализ на съществуващото състояние на стенда, за осъществяване на натурните изпитвания е направен пълен преглед на всички конструктивни елементи, както и осъвременяването му, което е изпълнено както следва: интегриране на нова въздухо-снабдителна инсталация; проверка и калибриране на възприемателите за налягане; проверка и възстановяване на херметичността на пневматичните връзки; модернизиране на измервателната система.

За целите на дисертационния труд е извършено модернизиране на измерителната система. Целта на модернизацията е да се осигури използване на съвременни измервателни средства и виртуален инструмент при обработване на данните, да се повиши точността при измерване и да се гарантира надеждност и устойчивост на снеманите параметри.

ГЛАВА 3. Разработване на измервателна система за снемане параметрите на спирачната система

3.1. Измервателна система

С новоразработената измервателна система се контролират следните величини:

- налягането в главния въздухопровод (P_L) във функция от времето t , за отделни точки от дължината на влака;
- налягането в спирачния цилиндър (P_c), във функция от времето t и за отделни точки по дължината на влака в зависимост от конкретното изследване.

По този начин се цели да се снемат тяхната характеристика при различни режими на работа на спирачната система, конфигурация от вагони и стратегии за управление.

Новата измервателна система е базирана на изцяло нови технологии за обработване на сигнала получен от трансмитерите за налягане. За онагледяване и по-точно представяне на измервателната система на фиг. 3.1 е показана нейната структурна схема.



Фиг. 3.1 Структурна схема на измервателната система.

Параметрите на спирачната система се измерват едновременно от трансмитерите за налягане и механичните манометри, които са разположени в различни точки от стенда. Трансмитерите за налягане се захранват с постоянно напрежение от 5 до 24 VDC от използвания усилвател, към който са свързани. По този начин се елиминира необходимостта от допълнително захранване, което значително опростява измервателната система. Съгласно схемата на свързване, изходният сигнал може да бъде по напрежение или по ток. В случая е избрана схема на свързване по ток, поради факта, че дължината на проводниците е значителна и ако изходният сигнал е напрежение ще се получава голям пад. От трансмитерите, изходният сигнал (токът със стойност от 4 до 20 mA) се подава към универсалния усилвател НВМ МХ840В. Той е 8-канален, като всеки канал позволява свързването на 15 различни по тип преобразуватели. Данните, получени от усилвателя се предават на персонален компютър чрез Ethernet технология за свързване. Този тип усилватели работят със специализиран софтуерен продукт catman@AP, където сигналът от трансмитерите може да се представи в различен вид, като цифров сигнал със съответната мерна единица или във вид на графика.

Основните предимства на разработената измервателна система могат да бъдат обобщени по следния начин:

- не е необходимо използването на външно захранване на трансмитерите за налягане;
- използваният тип усилвател има осем на брой канала, поради което за целите на дисертационния труд са необходими два, понеже трансмитерите са 14 броя;
- усилвателите са с компактна и лека конструкция;
- софтуерният продукт catman@AP има много възможности за обработка и визуализация на изходящия сигнал;
- софтуерът позволява извеждане на резултатите от измерването в различен формат.

3.2. Методика за изследване надлъжните сили на влаков състав в режим спиране чрез експериментално снемане на основните параметри на спирачната му система

3.2.1. Общи положения

За разлика от теоретичния подход за определяне на основните пневматични и механични процеси, протичащи във влаковата спирачна система, при

експерименталното им определяне се получава по-голяма точност на получените резултати. Това се дължи от една страна на факта, че обектът на изследването представлява реална вагонна спирачна система. От друга страна при теоретичния подход се правят някои опростявания, които неминуемо водят до известна неточност (макар и минимална). В настоящата методика се цели да се систематизират методите и средствата по установяване на параметрите на пневматичните процеси, протичащи в спирачната система при различна конфигурация от вагони и режими на работа на спирачната система. Това от своя страна ще създаде една добра основа за определяне на надлъжните усилия в режим спиране на влака. Настоящата методика доразвива вече създадената от [135].

3.2.2. Експериментално определяне на основните параметри на влаковата спирачна система

3.2.2.1. Измервани величини

Основните параметри, които са важни за настоящето изследване са:

- налягането в главния въздухопровод (P_L) във функция от времето t , за отделни точки от дължината на влака;
- налягането в спирачния цилиндър (P_c) във функция от времето t и за отделни точки по дължината на влака в зависимост от конкретното изследване.

Чрез тях се цели да се снее тяхната характеристика при различни режими на работа на спирачната система и конфигурация от вагони. Останалите параметри на спирачната система се контролират само визуално чрез монтираните на тях манометри.

3.2.2.2. Последователност на извършените операции по снемане на характеристики на параметрите на спирачната система

3.2.2.2.1. Начални условия

Преди стартиране на стенда за газо-динамични изследвания на спирачните процеси е необходимо да бъдат спазени следните условия с цел правилно и безопасно протичане на експерименталния процес:

- 1) Температурата на околната среда за провеждане на изпитванията трябва да е около $20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 2) Всички съединения като муфи, скоби, маркучи и др. трябва да бъдат проверени за наличието на разхлабвания и пукнатини преди зареждането на системата със сгъстен въздух;
- 3) Маркучите и тръбопроводите трябва да бъдат проверени за наличие на вътрешно аеродинамично съпротивление по съответните методи;
- 4) След зареждане на системата със сгъстен въздух се извършва оглед за наличие на значителни пропуски на въздух. Ако няма такива да се направи проверка на плътността на главния въздухопровод дали е в допустимите норми. Това се извършва като при заредена система се понижи налягането в главния въздухопровод с $0.5\text{-}0.7\text{ bar}$ и след това ръкохватката на кран-машиниста се постави в положение „изолирано“ и ако за 60 s налягането в главния въздухопровод се понижи с повече от 0.05 bar , то трябва да се направи проверка за наличието на неплътности;
- 5) При заредена система се извършва проверка на функционалния вентил за постигане на времената на запълване и изпразване на спирачния цилиндър;
- 6) Експериментите по задържане със спирачната система трябва да се провеждат, когато същата е напълно заредена и готова за действие, т.е. при стойности на наляганята: $P_L = 5\text{ bar}$; $P_A = 5\text{ bar}$ (налягане в А-камерата на ФВ); $P_R = 5\text{ bar}$ (налягане в ЗР); $P_c = 0\text{ bar}$;

- 7) Експериментите по разхлабване на спирачната система се извършват при стойности на наляганята: $P_L < 5 \text{ bar}$ (за екстрено спиране $P_L = 0 \text{ bar}$) и $P_c > 0 \text{ bar}$.

3.2.2.2.2. Снемане на характеристиките на газо-динамичните процеси

Целта е да се снимат диаграмите за напълване и изпразване на спирачния цилиндър и да се измерят времената на: командния импулс; за разпространение на спирачната вълна. Чрез тези времена се изчисляват съответните скорости. Диаграмите се снимат при различна конфигурация от вагони, за двата режима на функционалния вентил, както и за нехомогенност на влака от II-ри род, в следната последователност:

- 1) Съставя се „влак“ с определения брой вагони, като минималният брой за такъв тип изпитване е 1, а максималният, който позволява стенда е 44.
- 2) Всички ръкохватки на функционалните вентили се поставят в съответния режим. При симулиране на хомогенен влак, то всички вагони следва да бъдат или в режим „P“, или в режим „G“. За нехомогенен влак, вагоните се превключват и в двата режима на функционалния вентил. Разглеждат две конфигурации от „вагони“. При едната, първата половина от вагоните работят в режим „P“, а втората в режим „G“. При втората конфигурация е обратното.
- 3) Монтират се трансмитерите за налягане като за всяка конфигурация от вагони задължително трябва да има трансмитер в началото, средата и края на влака.
- 4) Извършват се планираните изпитвания по задържане и разхлабване със спирачната система:
 - Регулировъчно задържане. При този вид задържане се преминава през всяка степен на кран-машиниста до пълно служебно спиране ($5 > P_L > 3.5 \text{ bar}$), като за всяка степен след установяване на постоянно налягане в спирачния цилиндър се изчаква 20 s преди преминаване към следващата с цел изравняване на налягането в целия главен въздухопровод.
 - Екстрено задържане. Извършва се задържане до установяване на $P_L = 0 \text{ bar}$ и $P_c = P_{c\text{max}}$.

След приключване на изпитванията по задържане със спирачната система се преминава към разхлабване на същата и спиране на записа от измерването.

- 5) Изпитвания за снемане на времето на командния импулс и времето за разпространение на спирачната вълна.
 - Време на командния импулс.

Съставя се „влак“ с максималния за стенда брой вагони (44 вагона) и на равни разстояния по дължина на влака се монтират трансмитерите за налягане към главния въздухопровод, които се свързват към измервателната система. Когато системата е напълно заредена и готова за действие се включва записът и се извършва екстрено задържане. Отчита се времето от момента на понижаване на налягането веднага след кран-машиниста до момента на понижаване на налягането в последния вагон.

- Времето, необходимо за разпространение на спирачната вълна.

Съставя се „влак“ с различна конфигурация от вагони, за всяка от която се отчита времето от момента на подаване на сигнал за внезапно спиране до поява на налягане в спирачния цилиндър на последния вагон. Трансмитерите за налягане са монтирани към главния въздухопровод на равни разстояния от дължината на влака.

3.2.2.3. Обработка на получените резултати

Изходящият сигнал от трансмитерите за налягане е ток със стойност от 4 – 20 mA, но използваният софтуер позволява директното му преобразуване в дадена единица за налягане (в случая bar). Това се осъществява чрез въвеждането на корекционен коефициент в настройките на програмния продукт. Получените данни в съответната мерна единица се записват в паметта на компютъра с разширение .xls, което позволява следваща обработка да се извърши на всеки компютър разполагащ с Microsoft Excel. Записът съдържа данните от трансмитерите за налягане за всяка 0.1 s от времето, изготвен в табличен вид.

3.2.2.4. Изчисляване на основните газо-динамични параметри на спирачния процес

Това са съответно скоростта на командния импулс и скоростта на разпространение на спирачната вълна. На база получените резултати от проведените изпитвания относно времето на командния импулс и времената за разпространение на спирачната вълна при различните конфигурации от вагони, могат да се изчислят съответните скорости. Скоростта на командния импулс се определя съгласно уравнение (1.19).

$$V_{ки} = \frac{l_n}{t_{ки}}, \frac{m}{s}$$

Скоростта на разпространение на спирачната вълна се определя съгласно уравнение (1.20).

$$V_{св} = \frac{l_n}{t_{св}}, \frac{m}{s}$$

Допълнително за изчисленията е необходимо да се измери дължината на главния въздухопровод за всички конфигурации от вагони.

3.2.2.5. Определяне на спирачната сила по време на нестационарния и квазистационарния спирачен процес

Ако се вземе под внимание времето t на развитието на спирачния процес, той условно може да се раздели на два основни периода. Първият период, т.нар. „нестационарен“ е моментът на нарастване на налягането в спирачния цилиндър от 0 bar до 95 % от максималното налягане. Вторият период се характеризира с поддържане на постоянно налягане (стационарност) в спирачния цилиндър.

На база резултатите получени при натурните изпитвания, относно изменението на налягането в спирачния цилиндър (P_c) за всяка 0.1 s от времето е възможно определянето на спирачната сила за всеки момент от времето. Това включва както нестационарния, така и квазистационарния процес по напълване на спирачните цилиндри. Изчисленията се извършват на база зависимости на UIC [23] съгласно уравнение (4.7).

$$B_C = \sum F_{дин.} \cdot \mu_k, [kN]$$

3.2.2.6. Определяне на силите в междувагонните връзки

При изяснен характер на изменение на спирачната сила в функция на времето се определят силите в междувагонните връзки, действащи на различни по дължина влакови състави при различни стратегии на управление на спирачната система, в следната последователност:

3.2.2.6.1. Избира се модел за изследване на надлъжните сили във влаковия състав.

3.2.2.6.2. Избира се вагон прототип, чиито параметри се използват за изчисляване на действащите му надлъжни сили.

3.2.2.6.3. Определят се съпротивителните сили, които са породени от различен характер. Основните са както следва:

- съпротивителна сила от основното съпротивление на влака, съгласно уравнение (4.8):

$$\omega_0 = A + BV + CV^2, \left[\frac{N}{kN} \right]$$

- съпротивителна сила от наклона на пътя, съгласно уравнение (4.11):

$$W_i = i \cdot G, [N]$$

3.2.2.6.4. Извършва се моделиране на характеристиките на теглично-отбивачните съоръжения.

3.2.2.6.5. Съставят се диференциалните уравнения за всеки вагон от влаковия състав.

3.2.2.6.6. Извършва се анализ на поведението на влака в надлъжна посока при различните експлоатационни параметри. За целта се разработват симулационни модели.

ГЛАВА 4. Математически модел, разработен в Simulink®

При разработването на математически модел, който описва поведението на влаков състав и възникващите надлъжни сили при движението му в спиращ режим е използвана подпрограмата Simulink® на софтуера MatLab®. Изграденият модел се състои от 44 вагона, което се различава значително от използвания за основа тримасов модел, разгледани в литературния обзор. Увеличаването на броя на масите в модела има за цел да се постигнат максимално точни резултати, съответстващи на поведението на еквивалентен реален влаков състав. Схематично моделът е представеният на фиг. 1.11.

Движението на всяка железопътна единица се описва от система диференциални уравнения, в които се разглеждат само силите, действащи по посока на движението на влака (надлъжни сили). С цел опростяване вертикалните и напречните сили се пренебрегват [51].

Диференциалните уравнения на движението на влаковия състав, състоящ се от 44 возила се извеждат посредством втория закон на Нютон. За всеки вагон уравненията се представят по следния начин:

- за първото возило от състава на влака (локомотива):

$$(4.1) \quad m_1 a_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(v_1 - v_2) = -B_{c,1} - W_{0,1} - W_{R,1} \pm W_{i,1}$$

- за i-тия вагон:

$$(4.2) \quad m_i a_i + k_{i-1}(x_i - x_{i-1}) + k_i(x_i - x_{i+1}) + c_{i-1}(v_i - v_{i-1}) + c_i(v_i - v_{i+1}) \\ = -B_{c,i} - W_{0,i} - W_{R,i} \pm W_{i,i}$$

- за последния 44-ти вагон от състава на влака:

$$(4.3) \quad m_{44} a_{44} + k_{43}(x_{44} - x_{43}) + c_{43}(v_{44} - v_{43}) \\ = -B_{c,44} - W_{0,44} - W_{R,44} \pm W_{i,44}$$

където:

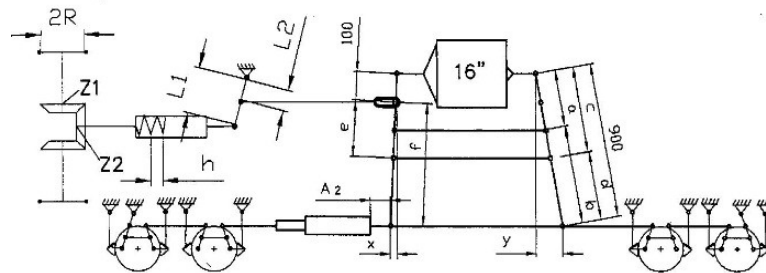
- V е скоростта на движение, [km/h];
- m_i – маса на единично возило, [kg];
- a_i – ускорение на возилото, [m/s²];
- k_i – коефициент на еластичност на теглично-отбивачните съоръжения, [N/m];
- c_i – коефициент на демпфиране, [N.s/m];
- $B_{c,i}$ – спираща сила, [kN];

- $W_{0,i}$ – съпротивителна сила от основното съпротивление, [kN];
- $W_{R,i}$ – съпротивителна сила от крива, [kN];
- $W_{i,i}$ – съпротивителна сила от наклона на пътя, [kN];
- F_i – сила в междувагонните връзки, [kN];
- x_i – преместването на един вагон, [m].

Уравненията за локомотива и последния вагон от влаковата композиция са различни от тези на останалите. Всички вагони от 2-рия до 43-тия имат еднаква структура на уравнението описващи движението им. Така изведените формули са валидни за линейна зависимост на еластичните елементи от теглично-отбивачните съоръжения. За да се получи нелинейна зависимост е разработен допълнителен модел, в който са моделирани по-сложният характер на междувагонните връзки с енергопоглъщане. При решаването на уравненията, описващи движението на влаковия състав е необходимо да се изясни характера на изменение на всички сили, които му въздействат.

4.1. Спирачна сила

Като основа при моделирането на спирачната сила на отделното железопътно возило са използвани данните относно изменението на налягането в главния въздухопровод и спирачния цилиндър, снети на стенда за газо-динамично изследване. От характера им на изменение след математични преобразувания се получава и търсената спирачна сила [137]. Обяснението на математичния апарат и моделирането му е направено след анализа на спирачната система на товарения вагон, който е избран като прототип в изследването. Представен е на фиг. 4.1.



Фиг. 4.1 Лостова предавателна система на вагона прототип [138]

Налягането на въздуха, преодолявайки силата буталото на твърдо фиксирания към вагонната рама спирачен цилиндър, задвижва хоризонталните балансери, като увеличава ефективната спирачна сила с предавателното отношение за положението на самите балансери. За избрания вагон това предавателно отношение при празен вагон е 4.1, а за натоварен 11.73 [138]. От там силата се предава към вертикалните балансери, минавайки през регулатора на лостовата предавателна система. Те от своя страна задвижват триъгълните валове, към които са прикрепени калодкодържателите с калодките. Така получената натискова сила в фрикционния възел се преобразува в спирачна чрез коефициента на триене във фрикционния възел. Математически извеждането на спирачната сила е представено по следния начин:

- ефективна сила на спирачния цилиндър [41]:

$$(4.4) \quad F_t = p_c \cdot F - F_F, [kN],$$

където:

F е площта на буталото в спирачния цилиндър, [cm²];

F_F – сила на пружината в спирачния цилиндър, [kN].

- сумарна натискова сила във фрикционния възел [41]:

- в случай на натоварен вагон:

$$(4.5) \quad \sum F_{\text{дин.}} = (F_t \cdot i_{\text{нат.}} - i_R \cdot F_R) \eta, [kN],$$

където:

$i_{нат.}$ е общото предавателно отношение на лостовата предавателна система (ЛСС) в режим натоварен вагон;
 i_R – предавателно отношение след регулатора на ЛСС;
 F_R – сила от пружината на регулатора на ЛСС, [kN];
 η – К.П.Д. на ЛСС.

- в случай на празен вагон, [41]:

$$(4.6) \quad \sum F_{дин.} = (F_t \cdot i_{пр.} - i_R \cdot F_R) \eta, [kN],$$

където:

$i_{пр.}$ е общото предавателно отношение на лостовата предавателна система (ЛСС) в режим празен вагон;

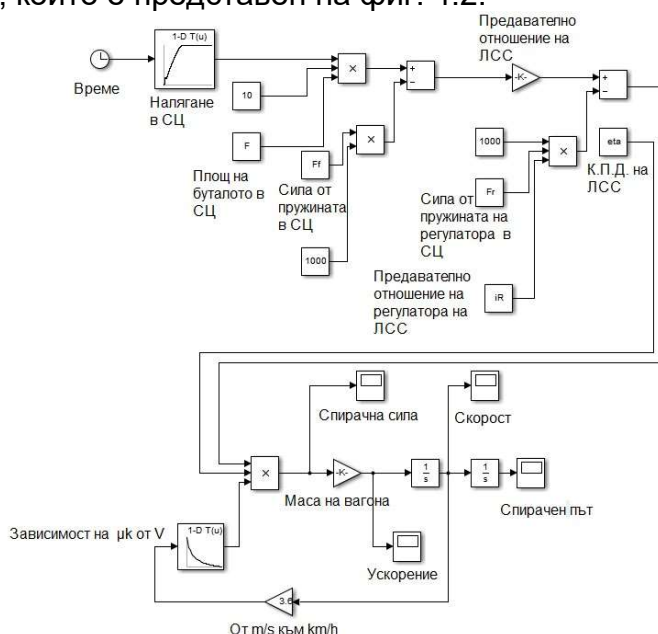
- спирачна сила, [41]:

$$(4.7) \quad B_C = \sum F_{дин.} \cdot \mu_k, [kN],$$

където:

μ_k е коефициентът на триене във фрикционния възел.

Посочените зависимости за определяне на спирачната сила са заложи в модела за изследване на характера на изменение на спирачната сила, разработен в MatLab Simulink®, който е представен на фиг. 4.2.



Фиг. 4.2 Математичен модел за определяне на спирачната сила

4.2. Съпротивителна сила на основното съпротивление

Основното съпротивление действа на всяка отделна железопътна единица от влаковия състав, движейки се по прав хоризонтален участък от пътя. Това е съпротивителната сила, която го съпътства през цялото движение на влака и включва съпротивленията от триенето в буксите, плъзгането и търкалянето на колелата по релсите и въздушното съпротивление. Обикновено се изчислява на база експериментално изведени формули от втора степен за различните видове подвижен железопътен състав. Те имат следния вид:

$$(4.8) \quad \omega_0 = A + BV + CV^2, \left[\frac{N}{kN} \right],$$

където:

ω_0 е специфичната съпротивителна сила, [N/kN];

V - скорост на движение [km/h];

A, B и C са експериментално изведени постоянни коефициенти, които се различават за различните железопътни возила.

Коефициентът А отразява фрикционните загуби, В намаляването на въртящите моменти и С аеродинамичното съпротивление. Видът на уравнението за използвания вагон прототип зависи от това дали е празен или натоварен. При празен вагон уравнението е [17]:

$$(4.9) \quad \omega_0 = 1,8 + 0,01V + 0,00053V^2, \left[\frac{N}{kN} \right],$$

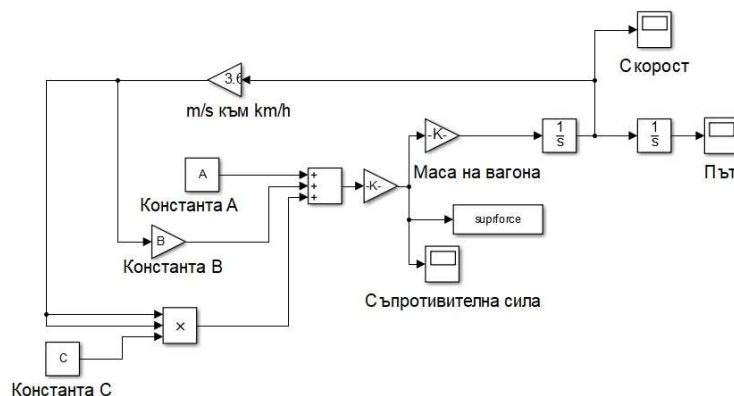
За натоварен вагон тази зависимост добива вида [17]:

$$(4.10) \quad \omega_0 = 0,9 + \frac{1}{m_q} (4 + 0,18V + 0,003V^2), \left[\frac{N}{kN} \right],$$

където:

m_q е осевото натоварване, [kN].

Моделът, с който е изследван характера на тези сили е представен на фиг. 4.4.



Фиг. 4.4 Математичен модел за определяне на силата от основното съпротивление

4.3. Съпротивителна сила от наклона на пътя

Наклонът на пътя спада към съпротивителните сили, които действат на подвижния железопътен състав само при характерни условия, т.е. не го съпътства изцяло при движението му. Тези съпротивления се наричат под общото наименование „допълнителни“. Съгласно [2, 17] специфичната съпротивителна сила от наклона пътя е равна на самия наклон, който е взет със съответния знак. Съответно ако подвижният състав се движи по наклон на изкачване, знакът е с положителна стойност, а на спускане с отрицателна. Действителната сила от наклона се получава като специфичната се умножи със съответстващата сила на тежестта на возилото, а именно:

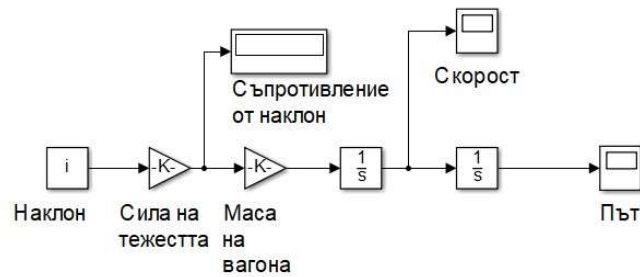
$$(4.11) \quad W_i = i \cdot G, [N],$$

където:

i е наклонът на пътя [%];

G – сила на тежестта [kN].

Моделът, представящ движението на единично железопътно возило под действието на наклона на пътя е представен на фиг.4.6



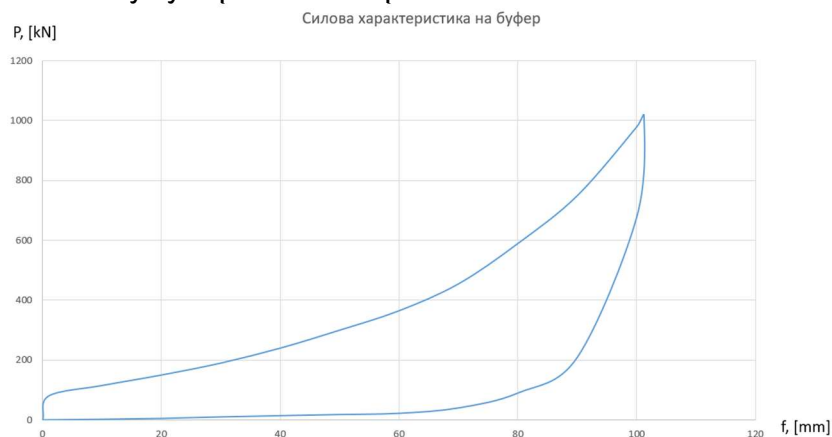
Фиг. 4.6 Математичен модел за определяне на силата от наклона на пътя
4.5. Моделиране на междувагонните връзки

При изследването на надлъжните сили, възникващи по време на движение на влаковия състав, един от най-важните елементи е максимално коректно да се моделират характеристиките на поглъщащите апарати на теглично-отбивачните съоръжения [139, 140]. В нашата страна, особено при товарните превози най-голямо приложение намират теглично-отбивачни съоръжения изпълнени с буфери и тегличен апарат. Това означава, че е необходимо да се моделират характеристиките и на двата апарата. В случай на линейна характеристика, като тази от уравнения 4.1, 4.2, 4.3, в модела се заместват съответно коефициентите на еластичност и на демпфиране. Такава характеристика имат само цилиндрично-винтовите пружини, а в съвременния подвижен железопътен състав не се вграждат такъв тип поглъщащи апарати. Основно се използват такива с метало-гумен пакет или полимерен поглъщащ апарат, които са с нелинеен прогресивен характер на изменението на силата спрямо преместването. Също така е важно, че в модела на междувагонните връзки е необходимо да се включи и коравината на рамата на вагона, понеже при изчерпване на хода на някои от теглично-отбивачните съоръжения, те започват да работят като твърдо тяло и предават натоварването изцяло към главната рама.

Като прототип при моделирането са използвани буфер и тегличен апарат със следните данни и характеристики, снети при реално изпитване:

1) Буфер:

- ход на буфер – $f = 101.2 \text{ mm}$;
- сила при максималния ход на буфера – $P = 1015 \text{ kN}$;
- стойност на погълнатата енергия – $W_e = 37.9 \text{ kJ}$;
- стойност на акумулираната енергия $W_a = 30 \text{ kJ}$.

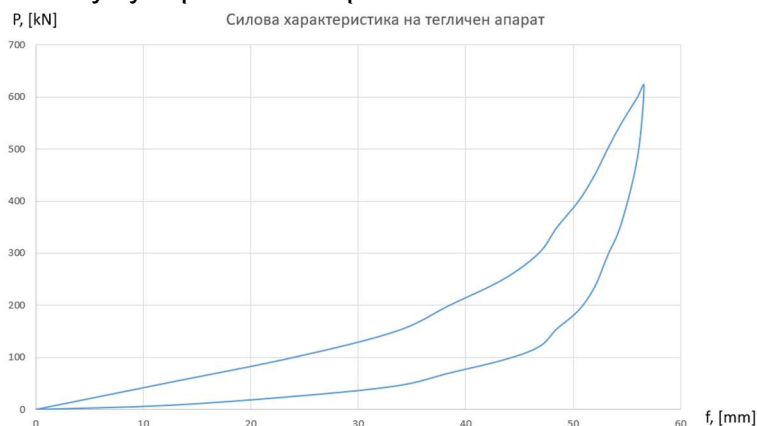


Фиг. 4.7 Силовa характеристика на буфер: P – сила при максимален ход на буфера, kN ; f – ход на буфера, mm .

2) Тегличен апарат

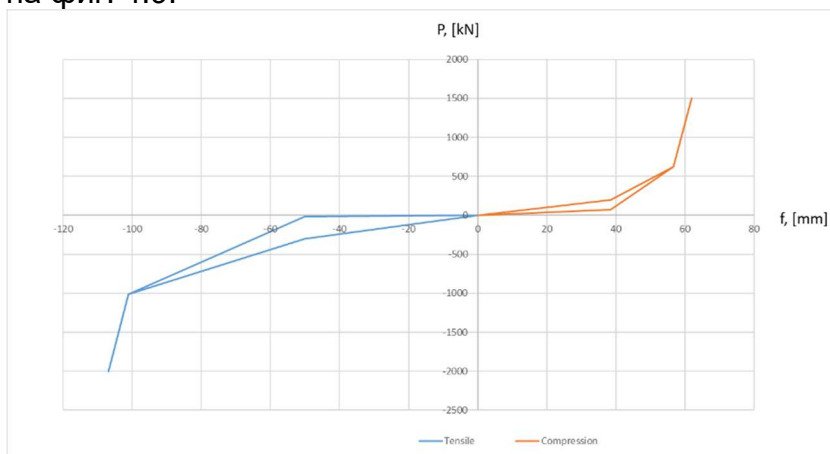
- ход на тегличния апарат – $f = 56.6 \text{ mm}$;
- сила при максималния ход на тегличния апарат – $P = 620.82 \text{ kN}$;

- стойност на погълнатата енергия – $W_e = 9.75 \text{ kJ}$;
- стойност на акумулираната енергия – $W_a = 5.57 \text{ kJ}$.



Фиг. 4.8 Силова характеристика на тегличен апарат: P – сила при максимален ход на тегличния апарат, kN ; f – ход на тегличния апарат, mm .

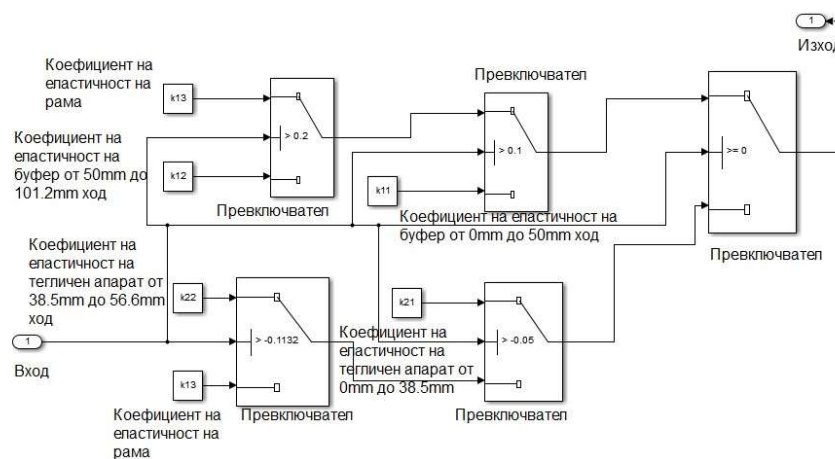
Реалните силови характеристики на теглично-отбивачните съоръжения, за да се приложат в модела на влаковия състав е необходимо да бъдат обединени. Това се прави с цел в модела ясно да се разграничава опън от натиск. Затова в изследването е прието премествания с положителен знак да се считат за опън, а тези с отрицателен за натиск. Освен това в обединената силова характеристика е добавена и коравината на рамата, която също внася известна нелинейност. Представена е на фиг. 4.9.



Фиг. 4.9 Моделирана силова характеристика на теглично-отбивачния апарат: P – сила при максимален ход на теглично-отбивачните съоръжения, kN ; f – ход на теглично-отбивачните съоръжения, mm .

Двете силови характеристики на буфера и на тегличния апарат се различават от реалните такива. Това е така, защото в модела представянето им е направено по три точки. Те са съответно в началото, средата и края на хода на теглично-отбивачните съоръжения. Разработено е по този начин с цел опростяване на модела, което значително ще намали времето за изчисление, а в същото време няма да повлияе съществено върху резултатите. След изчерпването на хода на теглично-отбивачните съоръжения, започва кривата по натоварване на рамата, без наличие на еластичност между вагоните. Тя е определена съгласно [60], където е заложено максимално надлъжно натоварване при опън да е 1.5 MN , а за натиск 2 MN [141, 142]. При тези сили са отчетени съответните деформации в рамата на вагонната конструкция.

Моделът, който представя еластичната сила на междувагонните връзки е представен на фиг. 4.10.



Фиг. 4.10 Математичен модел за определяне на силите в междувагонните връзки.

След анализа и съответно моделирането на всички сили, които оказват влияние върху влаковия състав е извършено обединяване на всички модели.

ГЛАВА 5. Резултати от изчисленията

В тази глава са представени резултатите от изчисленията, които са извършени за различните фактори, оказващи влияние върху надлъжните сили:

- различен брой вагони в състава на влака;
- различен режим на работа на спирачната система;
- различни позиции на кран-машиниста;
- различен профил на пътя;
- различна маса на вагоните;
- наличие на вагони с изолирани спирачки.

Систематизирано конфигурациите на влаковата композиция и направените изчисления са представени в таблица 5.1.

Таблица 5.1 Различни конфигурации на влаковия състав.

Брой вагони	Позиция на КМ		
	5-та	9-та	екстрено
5	P,G	P,G	P,G
10	P,G	P,G	P,G
15	P,G	P,G	P,G
20	P,G	P,G	P,G
25	P,G	P,G	P,G
30	P,G	P,G	P,G
35	P,G	P,G	P,G
40	P,G	P,G	P,G
44	P,G	P,G, G/P, ±i, изолирани 5,11,17,24,29,35,41	P,G

Използвани са следните означения:

- P – режим „P“ на функционалния вентил;
- G – режим „G“ на функционалния вентил;

- G/P – първите 22 вагона работят в режим „G“, а останалите 22 в режим „P“;
- i – наклон на пътя.

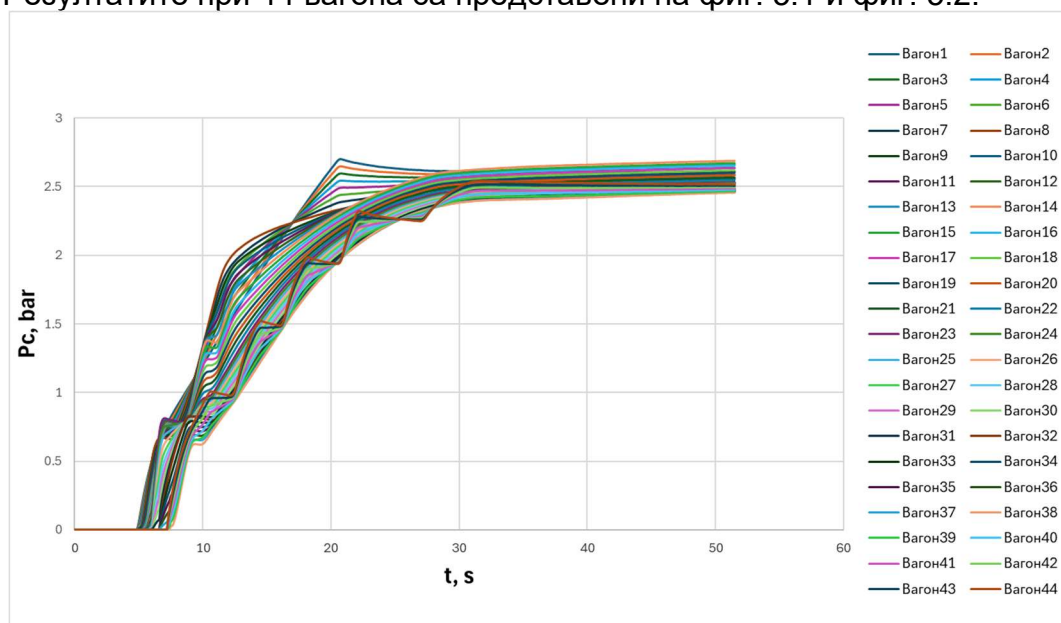
Анализирани са 58 различни случая на състава на влака, характеристики на железния път и стратегии за управление на спирачната система. С това се цели максимално точно да се отрази характерът на изменение на надлъжните сили при различни условия.

За по-голяма прегледност, резултатите са разделени на база факторите, които оказват влияние върху надлъжните сили. Най-голяма тежест имат режима на функционалния вентил, положението на използвания кран-машинист и броят на вагоните във влаковия състав. Разделянето е извършено в отделни точки, като основа в това се използва режимът на функционалния вентил.

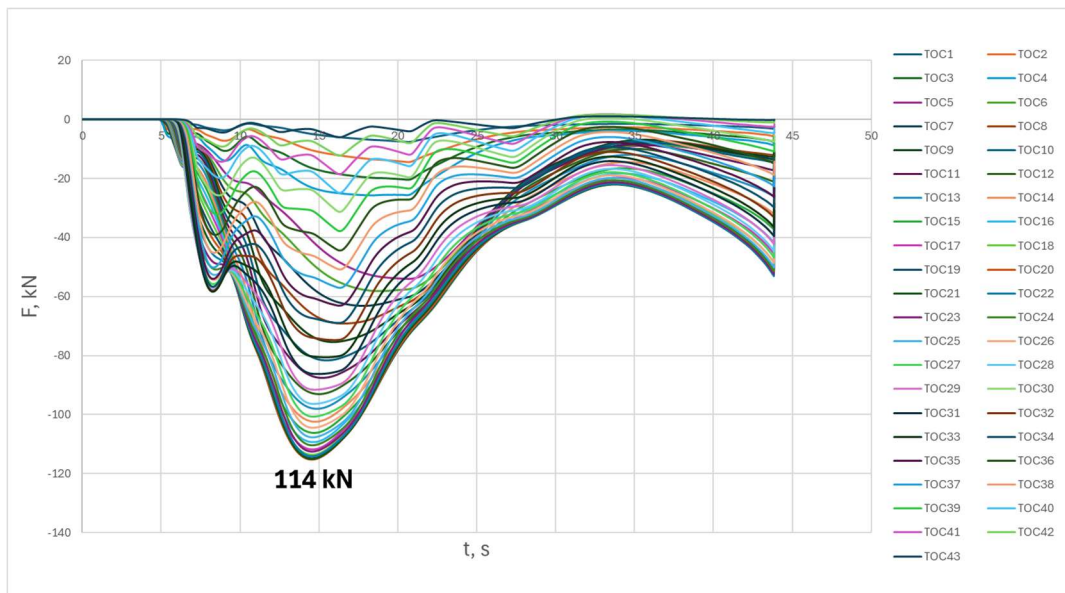
5.1. Режим „G“ на функционалния вентил

В режим „G“ на работа на спирачната система са анализирани позициите 5-та, 9-та и екстрено спиране с кран-машиниста за влакови конфигурации състоящи се от 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 и 44 вагона.

При служебните задържания със спирачната система, изразено чрез 5-та позиция на използвания кран-машинист е установено плавно изменение на надлъжните сили (без удари между вагоните), дори и за най-дългия влаков състав. Това се дължи на плавното нарастване на спирачната сила на всеки от вагоните. Максимални стойности се получават при 44 вагона, като стойностите им достигат 114 kN сумарна сила. Поради разликата в задействането на спирачната система на отделните вагони се получава „събиране“ на влака, т.е. натоварването е изцяло в натиск по буферите. Най-големи стойности на надлъжните сили се получават в средата на влака (22-ра междувагонна връзка), а най-малки се получават в неговия край. Резултатите при 44 вагона са представени на фиг. 5.1 и фиг. 5.2.



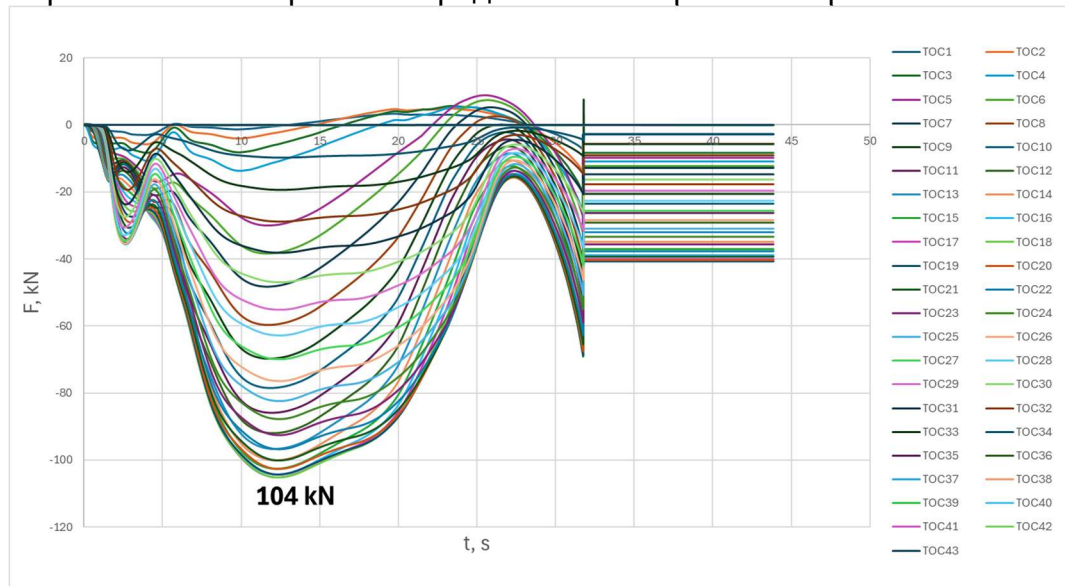
Фиг. 5.1 Зависимост $P_c=f(t)$ при режим "G" на функционалния вентил, 5-та позиция на използвания кран-машинист и 44 вагона: P_c – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.



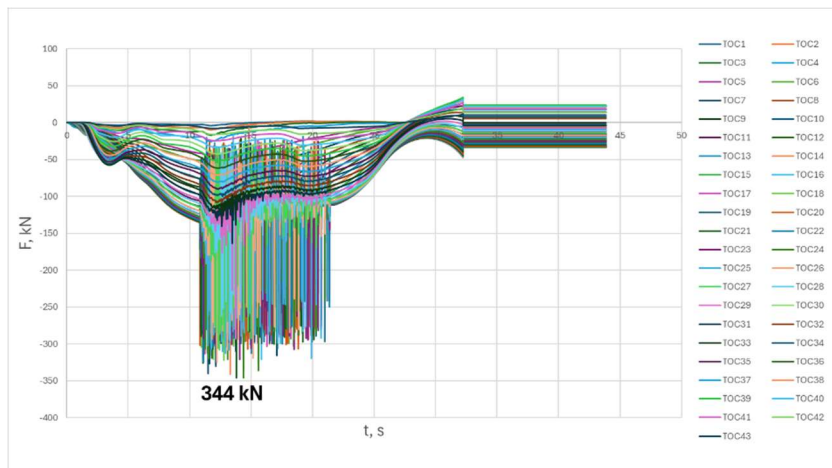
Фиг. 5.2 Надлъжни сили при режим „G” на функционания вентил, 5-та позиция на използвания кран-машинист и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При този режим на работа на спирачната система при резултатите за къси по дължина влакове (до 10 вагона) се получава редуване на натиск и опън.

При осъществяване на пълно служебно спиране (9-та позиция на кран-машинистта) се установяват първите удари между вагоните при дължина на влаковия състав над 35 вагона. До този момент максималните надлъжни сили не надвишават 104 kN (при 35-вагонен състав). Ударите между вагоните при по-голяма дължина на влаковия състав водят до локални значителни по големина сили в междувагонните връзки, достигащи до 344 kN за 44-вагонен състав. Ударите започват след 10-ти вагон и се получават до 31-ви вагон от състава на влака. Сравнено с 35-вагонния нарастването на силите е над 3 пъти. Изменението на силите при 35 вагона и при 44 са представени на фиг. 5.3 и фиг. 5.4.



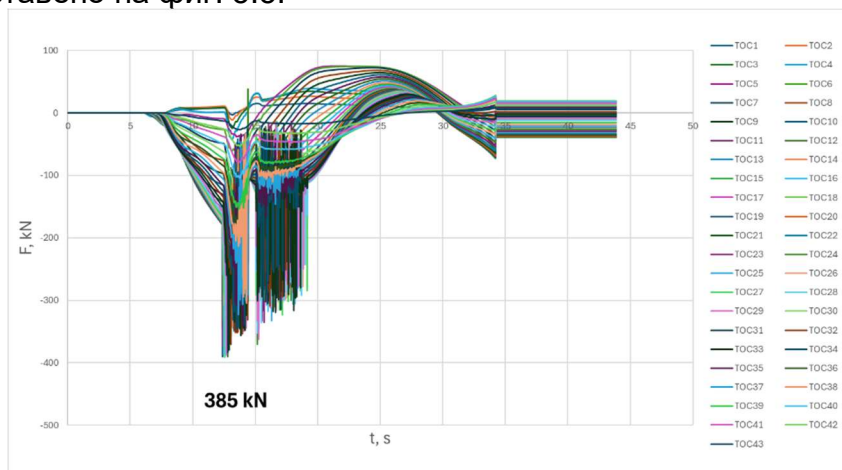
Фиг. 5.3 Надлъжни сили при режим "G" на функционания вентил, 9-та позиция на кран-машиниста и 35 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.



Фиг. 5.4 Надлъжни сили при режим "G" на функционания вентил, 9-та позиция на кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При влакови състави с дължина до 20 вагона, при които отсъстват големи закъснения в спирачния сигнал, надлъжните сили са изцяло в положителна посока (опън). При над 20 вагона, поради закъснението на спирачната вълна силите са отрицателни (натиск).

Екстреното спиране като цяло е режим, при който се получават най-високи стойности на надлъжните сили. Сравнено с пълното служебно спиране, нарастването е от порядъка на 30 kN. Отново характерът на изменение на силите е плавен при влакови състави с дължина до 35 вагона, съответно при по-дълги се получават удари между вагоните, разположени в средата на влака. Анализът на резултатите също показва, че съществува разлика в реакцията на функционания вентил на отделните вагони. Не се получава последователно задействане на спирачните системи по дължина на влака, а хаотично такова. Това води до смяна на посоката на надлъжните сили. В началото на спирачния процес се получава натиск и удари между вагоните (за дълги влакове), след което преминава в опън и по-плавно разпределяне на силите по дължина на влака. Стойностите на натисковите сили са по-големи, поради ударите, които се получават между вагоните, като максималната сила достига 385 kN при 29-та междувагонна връзка. Това е представено на фиг. 5.5.

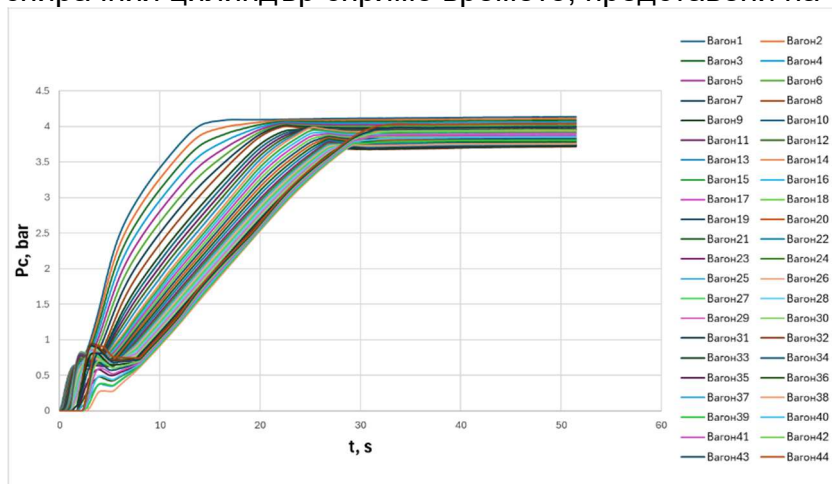


Фиг. 5.5 Надлъжни сили при режим "G" на функционания вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

5.2. Режим „P” на функционания вентил

Този режим на работа на функционания вентил, който не е характерен за товарните влакове се получават значително по-големи надлъжни сили в сравнение

с „G“ режим. Получават се вследствие на това, че има много големи разлики на достигането на сигнала за спиране до съответния вагон, а от там и сработването на самата спирачна система. Първите вагони, поради късото разстояние до кран-машиниста задържат бързо, като постепенно сигналът за спиране изостава, с нарастване на дължината влака. Изоставането става значително към вагоните, намиращи в края на влака. Това се потвърждава от резултатите относно налягането в спирачния цилиндър спрямо времето, представени на фиг. 5.6.

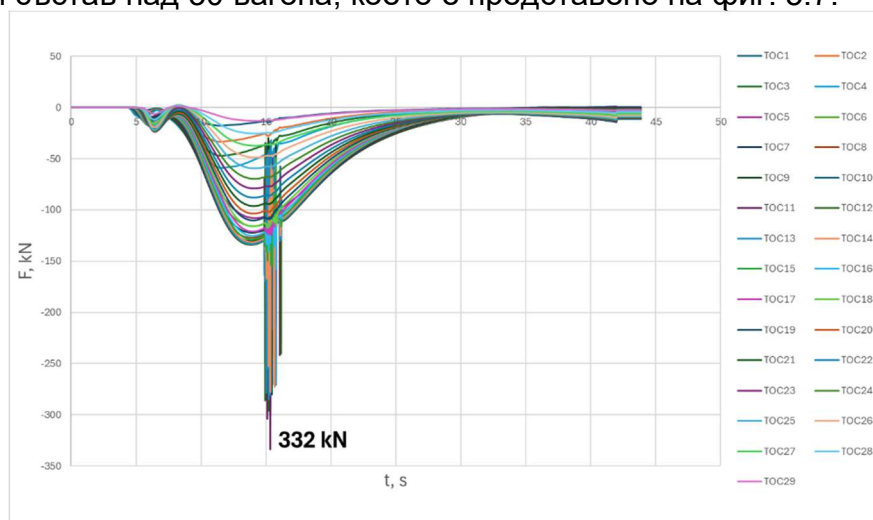


Фиг. 5.6 Зависимост $P_c=f(t)$ при режим "P" на функционалния вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист и 44 вагона: P_c – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.

Анализът на графиката показва че, максималните стойности на налягането в спирачния цилиндър за първия вагон се достигат при 14 s, а за 44-ти това се получава при 32 s. Именно тази разлика от 18 s, води до значителните надлъжни сили, които се получават в този режим.

Анализът на резултатите е извършен в същата последователност както при режим „G“ на функционалния вентил.

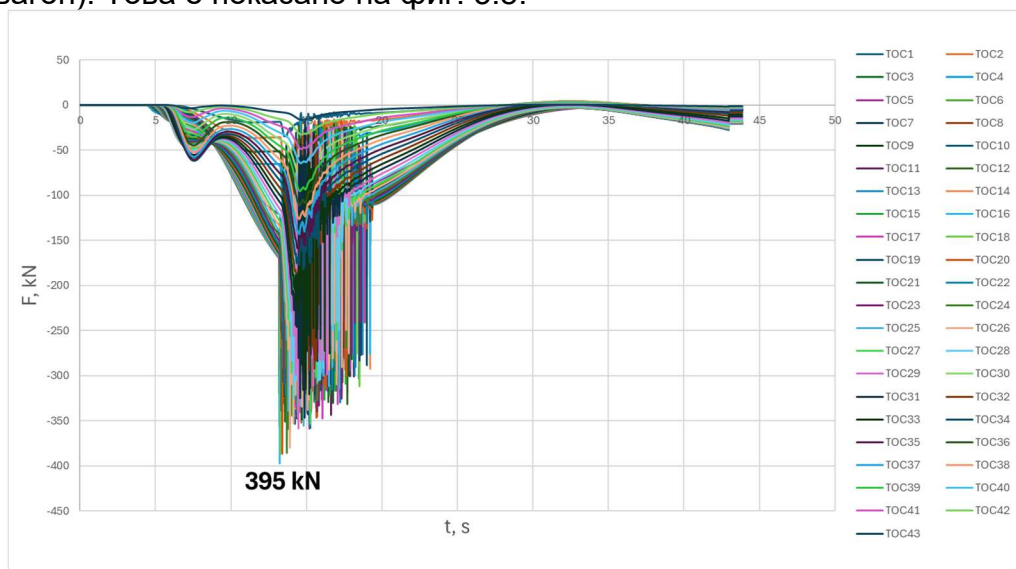
В този режим още при служебните задържания със спирачната система се получават удари в теглично-отбивачните съоръжения. Анализът за 5-то положение на използвания кран-машинист показва, че първите удари започват след дължина на влаковия състав над 30 вагона, което е представено на фиг. 5.7.



Фиг. 5.7 Надлъжни сили при режим "P" на функционалния вентил, 5-та позиция на използвания кран-машинист и 30 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

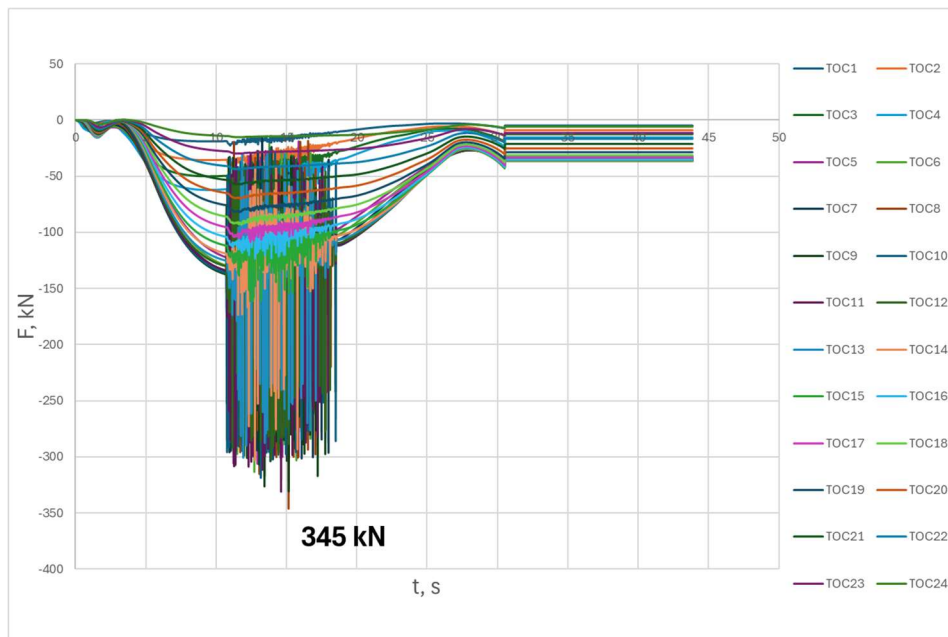
При тези параметри на влаковия състав, се получават ниски по-стойност надлъжни сили. Изключение прави периодът от време между 15 и 16.5 s, където се

получават съдържания между няколко вагони, намиращи се в началото на влака. Най-големи сили се отчитат при 11-ти вагон, като те имат стойност 332 kN. Отдалечавайки се от този вагон се получава затихване на тези удари, като след 20-ти вагон, те напълно изчезват. При влакови композиции с по-малка дължина, разпределението на силите се осъществява плавно без наличие на удари между вагоните. Именно заради отсъствието на удари максималните надлъжни сили не надвишават 110 kN. С увеличаването на дължината на влака се удължава и периода на действие на ударите, както и самите сили. В случая при 44 вагона, максималната им стойност достига 395 kN, отново в средата на влаковия състав (16-ти вагон). Това е показано на фиг. 5.8.

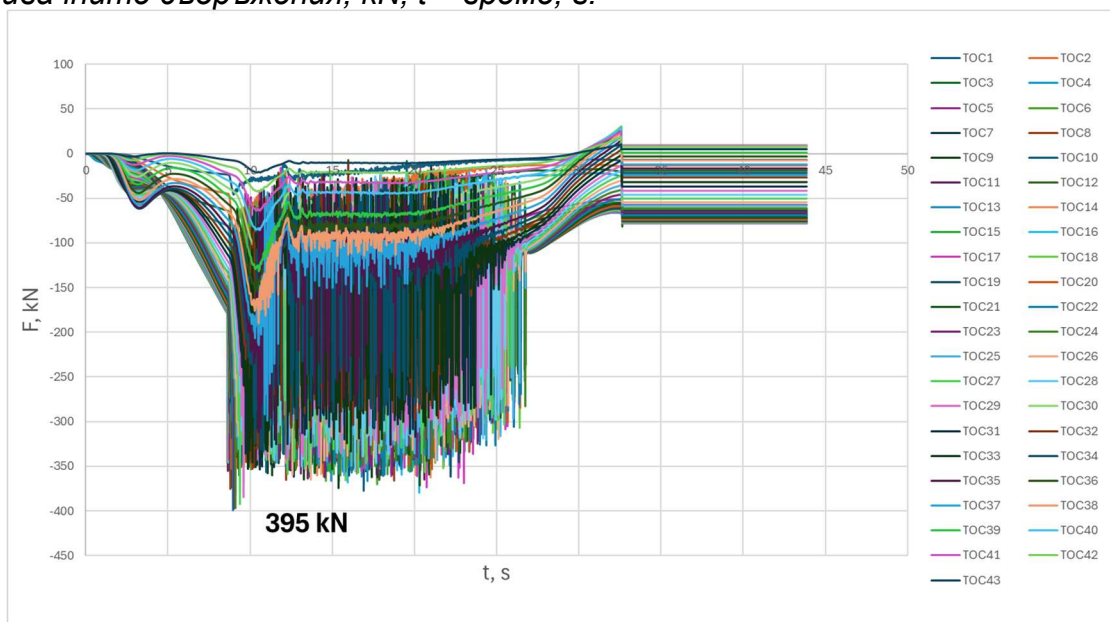


Фиг. 5.8 Надлъжни сили при режим "P" на функционания вентил, 5-та позиция на кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При 9-та позиция на използвания кран-машинист (пълно служебно спиране), характерът на изменение на силите, които действат в надлъжна посока е сходен с този при 5-та позиция на кран-машиниста. Максимални сили отново се получават при влаковия състав с най-голяма дължина и те са със стойност 395 kN. Основната разлика се състои в това, че периодът на действие на ударите между вагоните е много по дълъг. Ако при същия влаков състав и 5-та позиция на кран-машиниста, периодът от време, в който се получават удари между вагони е 5.6 s (фиг. 5.8), то при 9-та позиция ударите продължават 17.9 s, което е 3 пъти по-дълъг период на действие. Също така при това положение на кран-машиниста удари между вагоните се получават след дължина на влаковия състав над 20 вагона. До тази дължина характерът на изменение на надлъжните сили е плавен и стойностите им не превишават 105 kN. Първите удари са при влаков състав с 25 вагона, при които силите в теглично-отбивачните съоръжения достигат 345 kN и време на действие на ударите от 10.81 s до 18.5 s. Това сравнение показва, че независимо дали влаковият състав е с дължина 25 или 44 вагона, стойностите на максималните надлъжни сили нямат съществена разлика (50 kN). Обаче времето на ударно действие нараства значително с увеличаването на броя на вагоните, което е представено на фиг. 5.9 и фиг. 5.10.

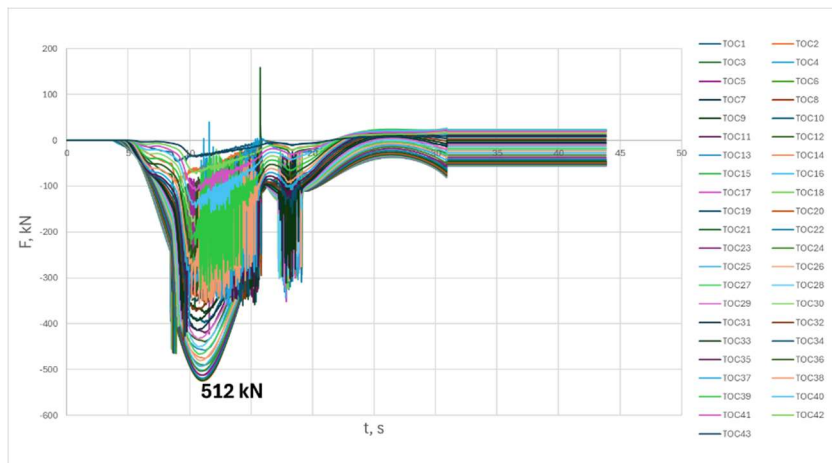


Фиг. 5.9 Надлъжни сили при режим "P" на функционания вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист и 25 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN ; t – време, s .



Фиг. 5.10 Надлъжни сили при режим "P" на функционания вентил, 9-та позиция на използвания кран машинист и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN ; t – време, s .

В режим „G“ на функционания вентил, най-големи надлъжни сили се получават при екстрено задържане със спирачната система. Най-тежък режим се явява и разглеждания режим на функционания вентил. Максимални надлъжни сили достигат 512 kN при влаков състав, имащ дължина 44 вагона. При тази дължина на влака отново се получават удари между вагоните, които не са причина за най-високите по стойност сили. Графиката, която представя характера на изменение на надлъжните сили във всички теглично-отбивачни съоръжения при влаков състав с максимална дължина е показана на фиг. 5.12.



Фиг. 5.12 Надлъжни сили при режим "P" на функциониращия вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

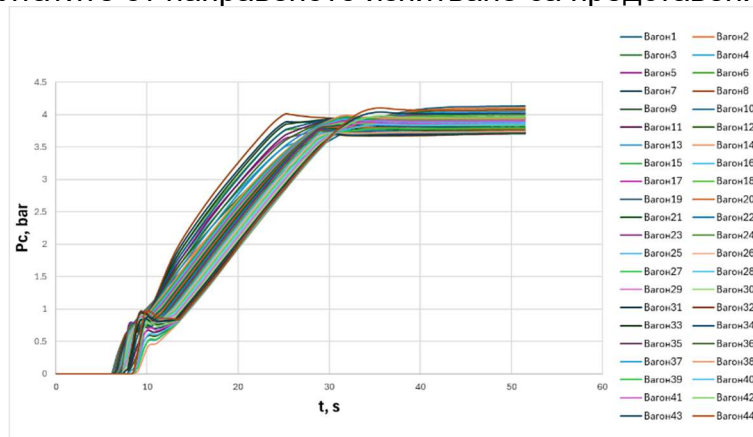
Ударите между вагоните се получават при влаков състав, който има в състава си повече от 25 вагона. При състави с по-малка дължина нарастването на силите става плавно, без удари, като максималните стойности не превишават 140 kN. Това е получено при влак с дължина 20 вагона. За сравнение при 25 вагона, където вече започват да се получават удари между вагоните тези сили достигат 375 kN.

5.3. Анализ на резултатите при различни стратегии за композиране на вагоните и управление на спирачната система

В тази подточка са представени резултатите от изчисленията за различни конфигурации от вагони, профил на пътя и управление на спирачната система. Това са най-съществените фактори, които оказват влияние върху процесите на спиране в реалната експлоатация на железопътния подвижен състав. Резултатите са анализирани при 9-та позиция на използвания кран-машинисти (пълно служебно спиране) и дължина на влаковия състав 44 вагона.

5.3.1. Челните 22 вагона работят в режим „G“ на функциониращия вентил, а останалите в режим „P“

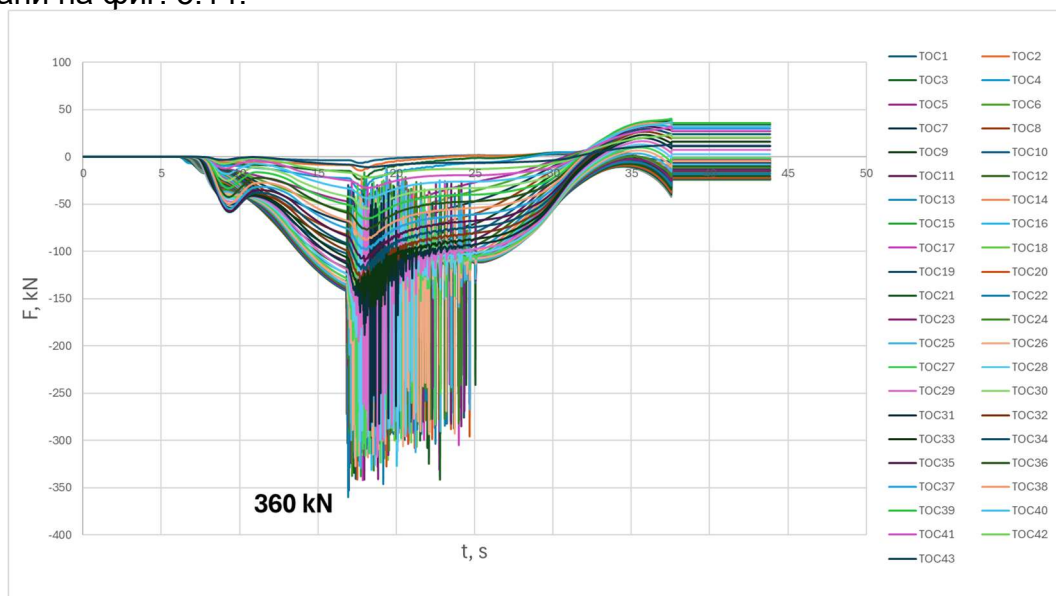
Теоретично, тази стратегия за управление на спирачната система трябва да компенсира забавянето на командния импулс за спиране. Това би довело до драстично намаляване на надлъжните усилия, получени в междувагонните връзки. Изследването е направено на стенд за газо-динамично изследване, където функциониращият вентил на първите 22 вагона работят в режим „G“, а останалите 22 в режим „P“. Резултатите от направеното изпитване са представени на фиг. 5.13.



Фиг. 5.13 Зависимост $P_c=f(t)$ при работа на 1-ви до 22-ри вагон в режим "G", а останалите в "P": P_c – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.

Анализът на фигурата показва, че отделните криви относно налягането в спирачния цилиндър са в по-тесен диапазон в сравнение с тези показани на фиг.

5.6, където всички вагони са в режим „Р“. Разликата във времето за достигане на максималното налягане на 1-ви и 44-ти вагони при разглеждания режим на функционалния вентил е 10 s. Ако всички функционални вентили са в режим „Р“ тази разлика е 20 s. Сравнено с влаков състав работещ в режим „G“ на функционалния вентил, разликата е 10.4 s. Това показва, че получените резултати от изчисленията не трябва да се различават от тези, получени за влаков състав, чиито функционални вентили на вагоните работят изцяло в режим „G“. Резултатите от изчисленията са показани на фиг. 5.14.

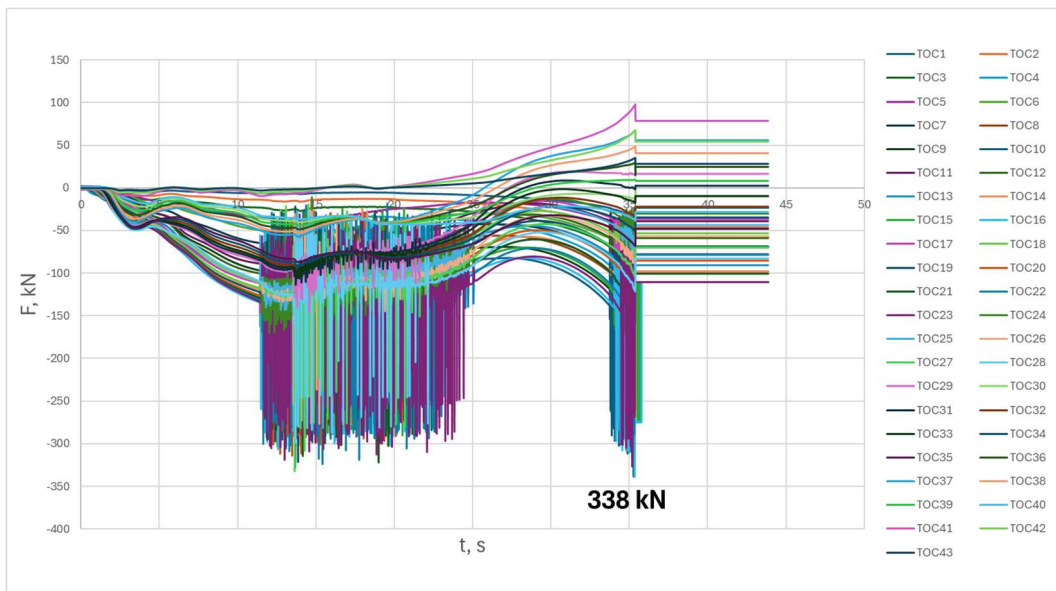


Фиг. 5.14 Надлъжни сили при работа на функционалния вентил в режим "G" за 1-ви до 22-ри вагон, а останалите в режим "P" и 9-та позиция на използвания кран-машинист: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Максималните надлъжни сили се получават в средата на влака между 22-ри и 23-ти вагон, достигайки 360 kN. Характерът на изменение на надлъжните сили се доближава максимално до резултатите, получени за влаков състав с функционални вентили, работещи изцяло в режим „G“ фиг. 5.4. Това се дължи на идентичното изменение на налягането в спирачния цилиндър при двата разгледани случая.

5.3.2. Влияние на изолирането на част от спирачните системи на вагоните върху големината на надлъжните сили.

Изолирането на спирачната система на вагоните се осъществява в модела за 44 вагона, разработен в Simulink®. Железопътните возила, които са с изолирани спирачни системи им се програмира, че спирачната сила е равна на нула и са подложени само на съпротивителни сили и силите от междувагонните връзки. За изчисленията са използвани режими на функционалния вентил „G“ и 9-то положение на използвания кран-машинист (пълно служебно спиране). На случаен принцип са изолирани спирачните системи на следните вагони: 5-ти, 11-ти, 17-ти, 24-ти, 29-ти, 35-ти и 41-ви. Резултатите от изчисленията са показани на фиг. 5.15.

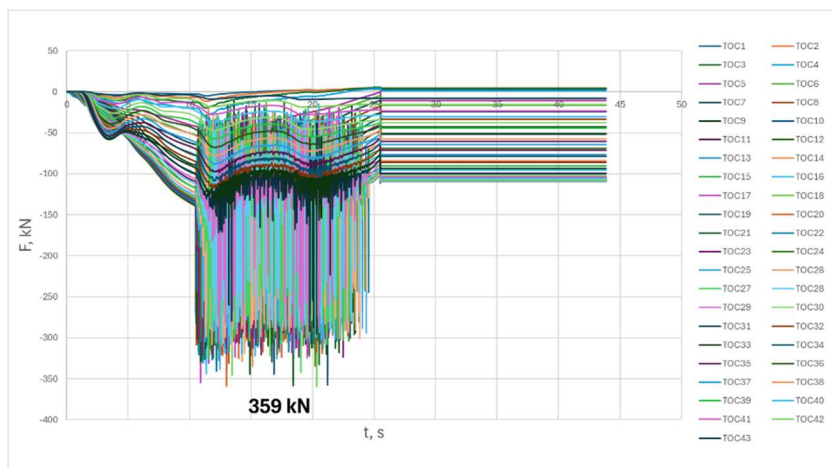


Фиг. 5.15 Надлъжни сили при режим "G" на функциониращия вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист и изолирана спирачна система на част от вагоните: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Средната част на графиката, до време от 25 s, отразява характера на изменение на надлъжните сили не се различава съществено от тази на влаков състав с включени всички спирачки и същия режим на работа. Максималните сили в този участък от графиката достигат 320 kN и отново се отчитат в средата на влаковия състав. Разликата се състои в края на спирачния процес от 34 s до 36 s. В този момент се получават удари в теглично-отбивачните съоръжения между вагона с изолирана спирачна система и вагона, намиращ се пред него. Там са и най-големите надлъжни сили. Максималните достигат 338 kN, отчетено за 10-тата междувагонна връзка, което е установено от графиката. За сравнение при влаков състав, работещ при същата стратегия за управление на спирачката, но без да има изолирани такива, максималните сили достигат 343 kN. Това показва, че големината на силите не се изменя значително. Единствено влияние оказва върху характера на изменение на силите в края на спирачния процес.

5.3.3. Влияние на наклона на пътя върху надлъжните сили

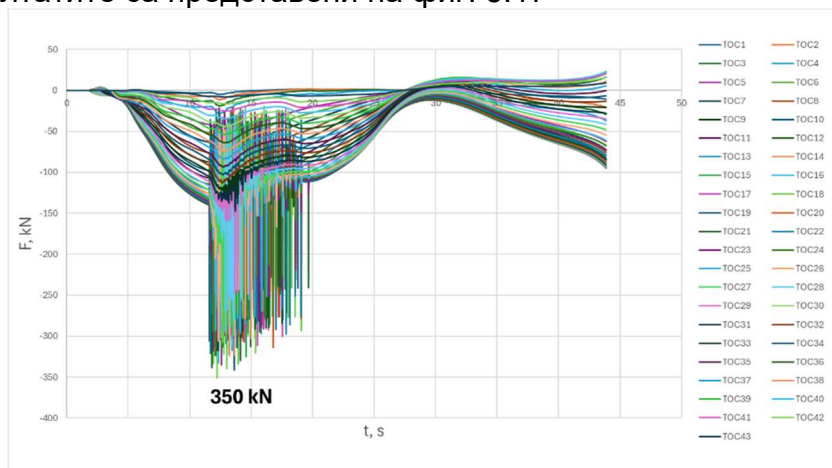
Това изследване е направено за влаков състав с максимална дължина (44 вагона), чието движение е симулирано по най-големия възможен наклон (25 ‰), както на спускане, така и на изкачване. Целта е да се анализира влиянието на този наклон върху силите, получени в теглично-отбивачните съоръжения. Съгласно представеното в Глава 4, наклон на спускане ще увеличи дяла на съпротивителните сили с 19.625 kN, а на изкачване съответно ще ги намали. Режимът на спирачната система е „G“, а позицията на използвания кран-машинист е 9-та. Първо е направен анализ при движение на влаковия състав по наклон на спускане, който е представен на фиг. 5.16.



Фиг. 5.16 Надлъжни сили при режим "G" на функционалния вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист, наклон 25‰ на спускане и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При този модел на движението на влаковия състав са налице удари между вагоните с продължителност от 10.75 s до 24.37 s (13.62 s). Именно в този участък от графиката се регистрират и най-големите надлъжни сили със стойност 359 kN, които са характерни отново за средните вагони от състава на влака. Резултатите (показани на фиг. 5.4) на еквивалентен влаков състав, който се движи по прав хоризонтален участък от пътя са максимална надлъжна сила 343 kN, и продължителност на ударите между вагоните 9.96 s. От тук може да се заключи, че наклонът на спускане води до увеличаване на надлъжните сили с 16 kN и увеличаване на продължителността на ударите в теглично-отбивачните съоръжения с 3.66 s.

Наклонът на изкачване 25 ‰ има обратния характер спрямо този на спускане. При тази конфигурация на релсовия път надлъжните сили в теглично-отбивачните съоръжения достигат 350 kN, което е локално само в 18-та междувагонна връзка. Това е увеличение от 7 kN спрямо влаков състав, който се движи по прав хоризонтален участък от пътя. Относно продължителността на времето, за което се получават ударите между вагоните е 7.98 s, при което се получава намаляване с 1.98 s. Резултатите са представени на фиг. 5.17

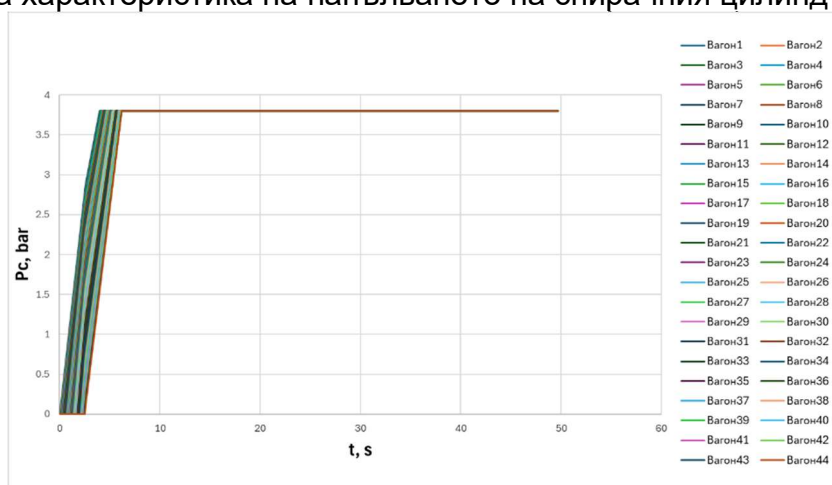


Фиг. 5.17 Надлъжни сили при режим "G" на функционалния вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист, наклон на изкачване от 25‰ и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

5.4. Сравнение на получените резултати с теоретично изведени такива

При това изследване, резултатите относно характера на изменение на налягането в спирачния цилиндър, получени за режим „P” и екстрено със спирачната система са сравнени с теоретично изведена характеристика. Основава

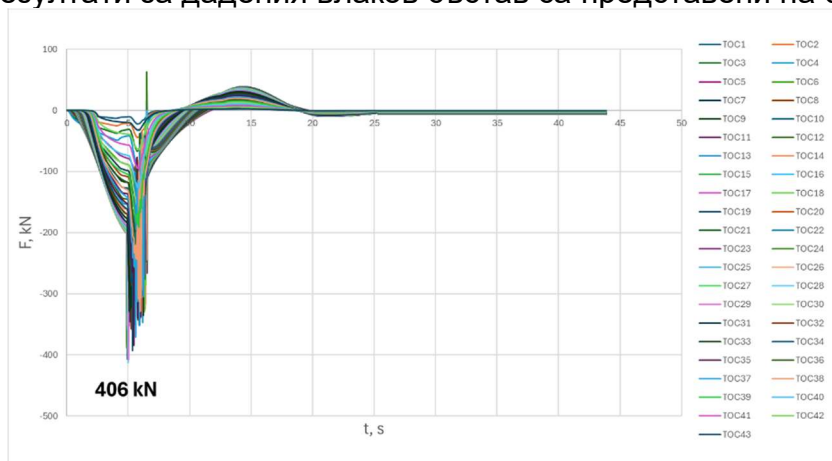
се на факта, че съгласно литературните източници [2, 18, 23] времето за напълване на спирачния цилиндър за режим „P“ е от 3 до 5 s и максималното налягане в спирачния цилиндър е 3.8 bar. Също така въздухът в главния въздухопровод се движи със скорост 250 m/s [23, 24, 25]. За прототип на изследването е използван същият вагон, както и при лабораторно снетите резултати. Получена е идеализирана характеристика на напълването на спирачния цилиндър:



Фиг. 5.18 Идеализирана зависимост $P_C=f(t)$ при режим "P" на функциониращия вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: P_C – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.

Анализът на фиг. 5.18 показва, че кривите за отделните вагони са в по-тесен диапазон отколкото при действителната характеристика. Това се дължи на многото фактори, които не се отчитат при моделирането ѝ, като например времето за реакцията на функциониращия вентил, триенето на въздуха в главния въздухопровод и др.

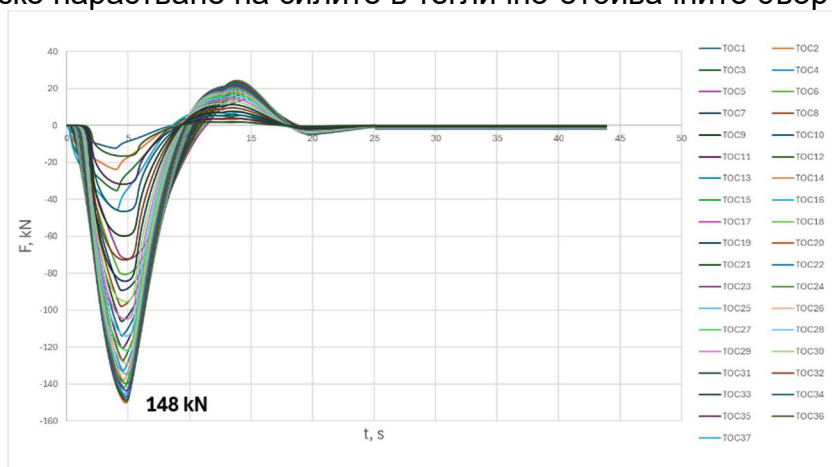
При така зададената характеристика за напълване на спирачния цилиндър, получените резултати за дадения влаков състав са представени на фиг. 5.19.



Фиг. 5.19 Теоретично изведени надлъжни сили при режим "P" на функциониращия вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Дори и при идеализирани данни отново за тази дължина на влака се получават удари между вагоните. Времето им за действие е много по-малко, отколкото при симулацията на влаков състав с действителна характеристика по напълване на спирачния цилиндър. Сравнявайки продължителността на ударите в теоретичния случай е 1.49 s, а при реално получените е 17.9 s, което е изключително голяма разлика. От гледна точка на големината на получените сили не се получават съществени разлики, като и в двата разглеждани случая те са около 400 kN.

Първите удари между вагоните се получават при влаков състав с дължина над 37 вагона (фиг. 5.20). Изследването показва, че първите удари се получават за влакова композиция, състояща се от 25 железопътни единици. Това прави с 12 вагона по-голяма дължина на влака, без да се появяват удари между тях и съответно рязко нарастване на силите в теглично-отбивачните съоръжения.



Фиг. 5.20 Теоретично изведени надлъжни сили при режим "P" на функционалния вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 37 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Изводи към Глава 5

1) Относно режим „G“:

- анализът на резултатите показва, че най-благоприятен режим на функционалния вентил за влакови състави с голяма дължина се явява режимът „G“.
- най-високи стойности на надлъжните сили се получават при екстрено задържане с кран-машиниста, като те не превишават 380 kN.
- ударите между вагоните (къдравата част от графиката) са характерни при дължина на влаковия състав над 35 вагона, а при служебно задържане, изразено с 5-та позиция на използвания кран-машинист напълно отсъстват.
- при влакове с дължина до 15 вагона в състава си, в режим „G“ се получават по високи надлъжни сили, отколкото при „P“ режим.

2) Относно режим „P“:

- най-високи стойности на надлъжните сили и за този режим се получават при екстрено задържане със спирачната система. Стойността им достига до 520 kN.
- ударите между вагоните се получават при много по-малка дължина на влаковия състав, което зависи от положението на кран-машиниста. За 5-та позиция на използвания кран-машинист това става при дължина на влака над 30 вагона, а за пълно служебно спиране и екстрено спиране над 20 вагона.

3) Смесен режим „G/P“:

- при тази стратегия за работа на функционалния вентил на влаковия състав не се получава съществена разлика в надлъжните сили, сравнено с такъв, който работи изцяло в режим „G“. Това се дължи на факта, че развитието на налягането в спирачния цилиндър не се различава много, както е например сравнено с режим „P“.

4) наличие на изолирани вагони.

- съгласно резултатите, изолирането на вагони от състава на влака води до появата на удари между тях в края на спирачния процес. Тези удари

се получават между вагона с изолирана спирачна система и този преди него.

- в края на спирането се получават максималните натискови сили между вагоните.
- 5) Профил на пътя:
- наклонът на пътя не оказва влияние върху големината на надлъжните сили, а върху времето им за действие. Сравнено с прав хоризонтален участък на пътя, при спускане това време се увеличава с 3.66 s, а при изкачване намалява с 1.98 s.
- 6) Сравнение на получените резултати с такива, изведени от направено теоретично изследване. Това сравнение доведе до извода, че колкото кривите са в по-тесен диапазон са за напълване на спирачния цилиндър на отделните вагони, толкова по-малка е продължителността на ударите в теглично-отбивачните съоръжения.

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

На база резултатите от дисертационния труд относно изследването на изменението на надлъжните сили при товарните влакове с дължина над 500 m, може да се обобщи, че е разработен подходящ модел за изследването ѝ. Този модел съчетава както компютърна симулация на развитието на надлъжните сили, така и реално натурно изпитване за изследване на спирачните процеси във функция на времето. Извършената работа позволява да бъдат формулирани следните основни приноси:

I. Научно-приложни

1. Извършен е анализ на нормативните документи и достъпните литературни източници относно влаковите спирачни системи, методите за тяхното симулиране и изпитване и начините за изследване на големината на надлъжните сили, които възникват в междувагонните връзки. На база това е установено, че повечето от разработките представят резултати от теоретично изследване на тези сили чрез числени методи или математични модели, но липсва експериментално верифициране на тези резултати.
2. Разработена е методика за изследване на процесите на развитие на надлъжните сили във функция на времето и развитието на спирачните процеси по дължината на влаковия състав.
3. Разработен е динамичен модел на влаков състав, състоящ се от 44 вагона, който представя максимално точно поведението му под действието на различни скорости на движение, различни характеристики на железния път и различни стратегии за управление на спирачните системи.

II. Приложни приноси

1. За целите на дисертационния труд е извършена модернизация на стенд за газо-динамично изследване на спирачните процеси. Заменена е компресорната инсталация и е направена профилактика на всички пневматични уреди така, че да отговаря на експлоатационните изисквания на UIC.
2. Внедрена е измервателна система, състояща се от трансмитери, които измерват налягането в главния въздухопровод и спирачните цилиндри, които са разположени в 14 точки. Изцяло нова е системата за регистриране и

обработка на данните, получени от трансмитерите, която позволява различни начини за визуализацията им. Това я прави подходяща за използването ѝ в редица научно-изследователски дейности.

3. Чрез разработените динамични модели на влаковия състав в режим спиране са установени силите, които се получават в междувалонните връзки за всички вагони от зададения състав на влака. Разработен е модел, който представя теоретичното развитие на спирачните процеси и са анализирани получените резултати.
4. Модернизираният стенд, измервателната система, методиката за снемане на надлъжните сили и симулационния модел, относно развитието на спирачните процеси във функция на времето са приложими в бъдещи разработки при решаването на спирачни задачи с различни по тип подвижен състав и спирачна система, включително и на вагони с товаро-зависимо спиране.
5. Модернизираният стенд, измервателната система, методиката за снемане на надлъжните сили и симулационният модел успешно са приложени в учебния процес по дисциплините „Технология и системи за управление влаковете“ и „Тягови и спирачни изчисления“, изучавани от студентите в специалности „Транспортна техника и технологии“ и „Технология и управление на транспорта“ към Факултета на транспорта на Технически университет - София.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Кръстев, С., Велков, К., Кръстев, О. Симулационен модел за определяне на спирачния път на влаков състав., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2021 Conference Proceedings, pp. 45-50, 2021.
2. Krastev, S., Velkov, K., Krastev, O., Analysis of the influence of freight trains length on their braking distance. *AIP Conf. Proc.* 10 April 2024; 3064 (1): 060001. <https://doi.org/10.1063/5.0199253>, Sozopol, BulTrans 2022.
3. Krastev, S., Velkov, K., Slavchev, S., Maznichki, V., Measurement system for Determining the Main Pneumatic Parameters of Train Braking System., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2023 Conference Proceedings, pp. 6-11, 2023.
4. Krastev, S., Slavchev, S., Maznichki, V., Sinapov, P., Veleв, M. Investigation of the Influence of Distributor Valve Position on Longitudinal Train Dynamics During Braking. *Eng. Proc.* **2026**, 121, 13. <https://doi.org/10.3390/engproc2025121013>
5. Кръстев, С. Проучване относно методите за изследване на надлъжната динамика на влаков състав в режим спиране., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2025 Conference Proceedings.

SUMMARY

Dissertation Title: **Investigation of the variation in longitudinal train forces during braking**

Autor: **Eng. Stefan Krastev, MSc**

The dissertation is dedicated to the longitudinal forces arising in a train set during braking. Various models describing their emergence and evolution are investigated. Their dependence on the actual development of braking processes in both stationary and non-stationary phases is defined. For this study, laboratory tests were conducted to establish the development of braking forces under various simulated train configurations, travel speeds, track gradients, and braking system control strategies. Based on this, a suitable research model was developed and the results were analyzed.

Chapter one provides a review of research related to longitudinal forces in a train set during braking, based on an analysis of available literature on the dissertation topic. The literature review analyzes the main types of train braking systems, their characteristics, performance metrics, and methods for investigating longitudinal forces within the train. On this basis, the goal and objectives of the dissertation are formulated.

Chapter two analyzes the current state of a test rig for gas-dynamic investigation of the braking system of a 44-wagon train. For the purposes of the dissertation, a modernization was carried out, including the replacement of the compressor unit and a complete inspection of the braking system.

Chapter three presents the measurement system required for recording the primary parameters of the braking system. A methodology for conducting laboratory tests and determining the longitudinal forces in the train has also been developed.

Chapter four presents the development of the train set models under the influence of longitudinal forces using MATLAB Simulink®. The mathematical apparatus for calculating the forces is described, and the models for individual forces as well as the integrated model of the entire train set are presented.

Chapter five presents the research results based on the factors with the most significant impact on longitudinal forces, such as the triple valve mode, the number of wagons in the train, and the position of the driver's brake valve. This chapter also analyzes operational factors affecting longitudinal forces, such as track gradient and braking system inhomogeneity. The obtained results are compared with theoretically derived data.

In conclusion, it can be summarized that the modernized test rig, the measurement system, the methodology for recording longitudinal forces, and the simulation model regarding the development of braking processes as a function of time provide a significant opportunity to improve the dynamic qualities of long-haul trains.



Technical University of Sofia
Faculty of Transport
Department of Railway Engineering

Eng. Stefan Kirilov Krustev, MSc

**INVESTIGATION OF THE VARIATION IN LONGITUDINAL
TRAIN FORCES DURING BRAKING**

ABSTRACT

of a dissertation submitted for the award of the educational and scientific
degree
"PhD"

Field of Higher Education: 5. Technical Sciences

Professional Field: 5.5 Transport, Shipping, and Aviation

Scientific Specialty: Railway Rolling Stock and Train Traction

Supervisors: Assoc. Prof. Kiril Velkov, PhD
Assoc. Prof. Svetoslav Slavchev, PhD

SOFIA, 2026

The PhD Thesis was discussed and approved for defense by the Department Council of the Department of Railway Engineering at the Faculty of Transport, Technical University of Sofia, during a regular meeting held on 18.02.2026.

The public defense of the PhD thesis will take place on 07.07.2026 at 13.00 in the Conference Hall of the Library and Information Centre (BIC) of the Technical University of Sofia. The defense will be conducted during an open session of the Scientific Jury, appointed by Order No. OЖ-5.5-06 from 12.03.2026 of the Rector of the Technical University of Sofia. The jury consists of the following members:

1. Assoc. Prof. Svetoslav Martinov, PhD, Eng - Chairperson of the Scientific Jury
2. Prof. Valeri Stoilov, PhD, Eng
3. Prof. Krasimir Krastanov, PhD, Eng
4. Assoc. Prof. Dobrinka Atmadzhova, DSc, Eng
5. Assoc. Prof. Stavri Dimitrov, PhD, Eng - Scientific Secretary of the Jury

Reviewers:

1. Prof. Valeri Stoilov, PhD, Eng
2. Assoc. Prof. Dobrinka Atmadzhova, DSc, Eng

The dissertation materials are available to all interested parties at the Dean's Office of the Faculty of Transport, Technical University of Sofia, Building 9, Room 9310.

The PhD candidate is a full-time doctoral student at the Department of Railway Engineering, Faculty of Transport. The research presented in this PhD thesis was conducted by the author, with parts of the work supported by various scientific research projects.

Author: Eng. Stefan Krastev, MSc

Title: Investigation of the Variation in Longitudinal Forces within a Train
Consist during Braking

Circulation: 30 copies

Printed by the Publishing and Printing Centre of the Technical University of Sofia

I. GENERAL CHARACTERISTICS OF THE PHD THESIS

Relevance of the Research Problem

The steadily increasing volume of freight traffic and the drive to reduce transport costs have led to an increase in the mass and length of train sets. Railway tracks in Europe are currently designed for an axle load of 22.5 t/axle, with an ongoing trend towards increasing this limit to 25 t/axle. Furthermore, with the evolution of the transport sector, trains are becoming longer, reaching lengths exceeding 1000 m.

These developments inevitably lead to various operational challenges. A significant issue arises from the forces generated within the drawgear and buffering systems during train movement. The study of longitudinal forces is characterised by the need to analyse both the motion of the train as a whole and the relative displacements of individual wagons within the consist. These displacements result from the varying forces acting on each wagon, as well as the slack (clearance) and elasticity of the inter-wagon connections.

While longitudinal forces occur in every operating mode, their peak values are typically observed during braking. The primary motivation for research in this field is the prevention of fatigue cracks and structural failures in both the inter-wagon couplings and the structural components of the rolling stock (such as underframes, bogies, etc.), as well as the mitigation of derailment risks.

Aim of the Dissertation, Key Objectives, and Research Methods

Following the analysis of train braking system theories and the existing methods for the theoretical investigation of longitudinal train dynamics, the aim of this dissertation can be defined. It is formulated as follows:

Aim: To investigate the longitudinal behaviour of a train set during a specific operating mode, based on results obtained from laboratory tests regarding the spatial and temporal development of braking forces, and through the selection of an appropriate mathematical model.

To achieve the stated aim, the following objectives must be addressed:

1. Selection of a dynamic model that accurately represents the development of longitudinal forces during the braking process.
2. Conducting laboratory tests to determine the development of braking forces by simulating various train configurations, operating speeds, track parameters, and braking system control strategies.
3. Execution of a numerical experiment using the selected mathematical model, integrated with the parameters obtained from the laboratory tests.
4. Comparison and analysis of the experimental results against the calculated numerical data.
5. Formulation of conclusions based on the research findings.

Scientific Originality

A methodology has been developed for investigating the temporal development of longitudinal forces and the propagation of braking processes along the length of the train consist.

Based on the obtained results, a dynamic model of a 44-wagon train set has been established. This model provides a highly accurate representation of the train's behaviour

under the influence of varying operating speeds, track characteristics, and braking system control strategies.

Practical Applicability

The results obtained from this dissertation regarding the temporal development of braking processes and the corresponding evolution of longitudinal forces are applicable to the resolution of braking performance problems. The primary objective of such applications is to enhance the running dynamics and ride quality of the investigated rolling stock.

Dissemination of Research Results

The primary findings of this dissertation have been presented at international conferences and published in periodical journals:

- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2021
- AIP Conference Proceedings, Volume 3064, Issue 1, 10 April 2024
- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2023
- Engineering Proceedings by MDPI, Volume 121, Issue 1, 13, 2026
- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2025

Publications

The dissemination of the research, the proposed methodologies, the results obtained, and the formulated conclusions has been carried out through five papers presented at international scientific conferences. One paper is single-authored. One report has been published in a journal indexed in the world-renowned Scopus database, while the remaining four have been published in peer-reviewed editions.

Structure and Volume of the PhD Thesis

The dissertation consists of 130 pages and is structured into an introduction, five chapters dedicated to addressing the key research objectives, a summary of the main contributions, a list of publications related to the thesis, and a bibliography.

A total of 142 literary sources are cited, of which 91 are in Latin script, 51 are in Cyrillic, and the remainder consist of web resources. The work includes 51 figures and 3 tables. The numbering of the figures and tables in this Abstract corresponds to the numbering used in the full PhD Thesis text.

II. CONTENTS OF THE PHD THESIS

CHAPTER 1. Literature Review

The review of research regarding longitudinal forces in a train consist during braking is conducted based on an analysis of available literature related to the subject of the PhD thesis. The literature review analyses the primary types of train braking systems, their characteristics, and their performance indicators. Based on this, it is concluded that the highest longitudinal forces occur during the braking of the train set. Specifically, this is due to the transient period of the brake cylinder filling, which is determined by the distributor valve (triple valve) used [43]. Furthermore, a train consist may be composed of different types of wagons with varying braking systems, distributor valve settings (G/P modes), and load conditions, leading to discrepancies in the forces generated between individual railway units [44]. Consequently, this results in relative displacement between the vehicles and longitudinal impacts (buffing and drafting) between them [45].

An analysis of the primary research methods for investigating longitudinal train forces during braking was conducted. It was established that a unified approach exists for such research, consisting of the following:

- Selection of an appropriate dynamic model that accurately represents the longitudinal behaviour of the train;
- Determination of the forces acting on each vehicle within the train consist;
- Formulation and solution of the differential equations describing the motion of the train;
- Calculation of the forces generated within the couplers.

According to the analysis performed, the most suitable model for this type of research is the three-mass train model. This model represents the behaviour of the wagons located at the head (front), middle, and rear (end) of the train (Fig. 1.11).

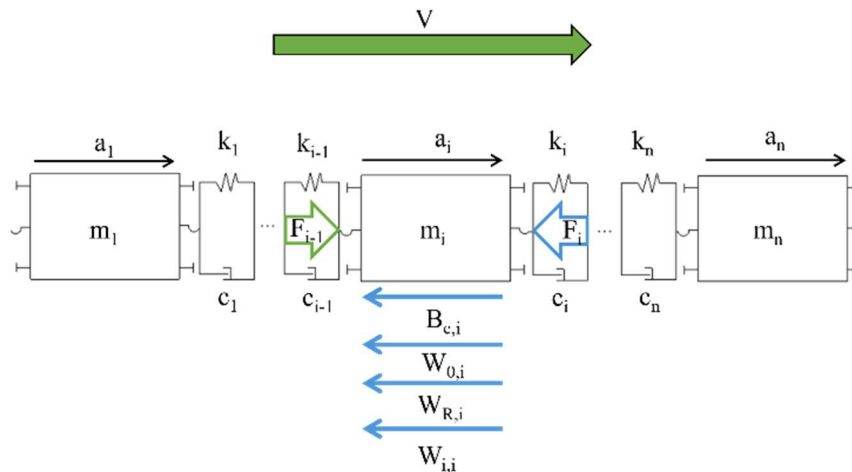


Fig. 1.11 Three-mass dynamic model for the investigation of longitudinal train forces, where: mass of an individual vehicle, [kg]; acceleration of the vehicle, [m/s^2]; stiffness coefficient of the couplers, [N/m]; damping coefficient, [$N \cdot s/m$]; braking force, [kN]; basic running resistance force, [kN]; curve resistance force, [kN]; gradient resistance force, [kN]; inter-wagon coupling force, [kN].

The greatest challenge in this kind of study is elucidating the behaviour of the train under the influence of braking forces as a function of time [71]. For this reason, most research in this field is specifically focused on the modelling of braking processes [102], and more specifically on the transient phase of the brake cylinder filling [103, 104]. A

significant portion of these studies presents theoretical investigations of braking forces, yet there is a notable lack of experimental results to verify the theoretical findings. Based on the analysis conducted in this literature review, the aim of the PhD thesis is formulated as follows: to investigate the longitudinal behaviour of a train set during a specific operating mode, based on results obtained from laboratory tests regarding the spatial and temporal development of braking forces, and through the selection of an appropriate dynamic model.

CHAPTER 2. Analysis of the Current State and Modernisation of a Gas-Dynamic Test Rig for Train Braking Systems

Full-scale testing to record the parameters of train braking systems was conducted using a test rig located in the laboratory of the Department of Railway Engineering at the Technical University of Sofia. This facility enables the simulation of braking processes for train consists equipped with specific types of braking systems. The length of the consist can be adjusted, with the number of wagons ranging from 1 to 44 (Fig. 2.1).



Fig. 2.1 General view of the gas-dynamic test rig for braking systems: 1 – supporting structure; 2 – air pipes (brake pipe); 3 – distributor valve type KE1; 4 – brake cylinder; 5 – driver's brake valve Knorr D2; 6 – auxiliary reservoir; 7 – compressor; 8 – pressure gauges.

Based on the analysis of the current state of the test rig, a comprehensive inspection of all structural components was conducted prior to the full-scale testing. The modernisation of the facility was carried out through the following steps: integration of a new air supply system; inspection and calibration of the pressure transducers; and verification and sealing of all pneumatic connections.

Recording the braking system parameters for the purposes of this PhD thesis required the development of a new measurement system to partially replace the existing one. The primary motivation for this was the implementation of modern measurement tools and a virtual instrument, which enable more efficient and accurate data acquisition and processing.

CHAPTER 3. Development of a Measurement System for Recording Braking System Parameters

3.1. Measurement System

The newly developed measurement system monitors the following variables:

- Brake pipe pressure specified in time at specific points along the length of the train;
- Brake cylinder pressure specified in time at specific locations along the train depending on the particular study.

The objective is to record their characteristics under various braking system operating modes, wagon configurations, and control strategies.

The new measurement system is based on entirely new technologies for processing the signals received from the pressure transmitters. For a clearer and more precise representation of the system, its block diagram is shown in Fig. 3.1.

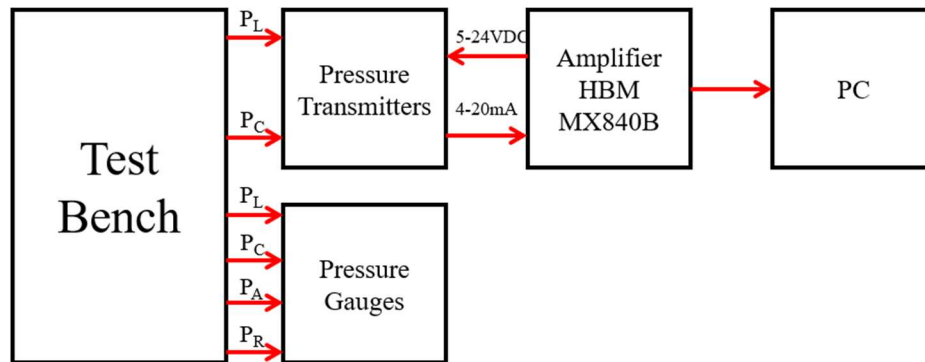


Fig. 3.1 Block diagram of the measurement system

Braking system parameters are measured simultaneously by pressure transmitters and mechanical pressure gauges located at various points on the test rig. The pressure transmitters are supplied with a DC voltage ranging from 5 to 24 VDC directly from the amplifier to which they are connected. This eliminates the need for an external power supply, significantly simplifying the measurement system.

According to the wiring diagram, the output signal can be either voltage-based or current-based. In this study, a current loop (4–20 mA) configuration was selected because of the substantial length of the cables; a voltage signal would have resulted in a significant voltage drop. The output signal from the transmitters is fed into an HBM MX840B universal amplifier. This 8-channel device allows the connection of up to 15 different types of transducers per channel. Data from the amplifier is transmitted to a PC via Ethernet connectivity. These amplifiers operate with the specialised catman®AP software, where the signal can be visualised either as a digital value in the respective unit or as a real-time graph.

The primary advantages of the developed measurement system can be summarised as follows:

- No external power supply is required for the pressure transmitters;
- The amplifier features eight channels; therefore, only two units are required for the purposes of this PhD thesis to accommodate the 14 transmitters;
- The amplifiers have a compact and lightweight design;
- The catman®AP software provides extensive capabilities for signal processing and visualisation;
- The software allows the measurement results to be exported in various data formats.

3.2. Methodology for Investigating Longitudinal Train Forces during Braking through Experimental Acquisition of Key Braking System Parameters

3.2.1. General Provisions

In contrast to the theoretical approach for determining the primary pneumatic and mechanical processes occurring within a train braking system, experimental determination yields higher accuracy of the results. On one hand, this is due to the fact

that the object of study is a real wagon braking system. On the other hand, the theoretical approach involves certain simplifications which inevitably lead to a degree of inaccuracy, however minimal.

The objective of this methodology is to systematise the methods and tools for determining the parameters of the pneumatic processes occurring in the braking system under various wagon configurations and operating modes. This, in turn, provides a robust foundation for determining longitudinal forces during train braking. The present methodology further develops the one previously established by [135].

3.2.2. Experimental Determination of the Primary Train Braking System Parameters

3.2.2.1. Measured Variables

The primary parameters essential for the current study are:

- Brake pipe pressure as a function of time, at specific points along the length of the train;
- Brake cylinder pressure, also as a function of time, at specific locations along the train depending on the particular study.

The objective is to record their characteristics under various braking system operating modes and wagon configurations. Other parameters of the braking system are monitored only visually via the pressure gauges installed on them.

3.2.2.2. Sequence of Operations for Recording Braking Parameter Characteristics

3.2.2.2.1. Initial Conditions

To initiating the gas-dynamic investigation of braking processes on the test rig, several essential conditions must be met to ensure the correct and safe execution of the experimental process. These initial conditions are systematised as follows:

1. Ambient air temperature during testing must be 20°C. Given that the test rig is located in a closed laboratory where a constant temperature of 20°C is maintained year-round, this condition is considered fulfilled.
2. All mechanical connections, such as couplings, clamps, hoses, etc., must be inspected for looseness or cracks before charging the system with compressed air.
3. Hoses and pipelines must be checked for internal aerodynamic resistance using appropriate methods.
4. Leakage inspection – After charging the system with compressed air, a visual and audible inspection for significant air leaks must be performed. If none are detected, a brake pipe leakage test is conducted to ensure it remains within specified limits. This is performed by reducing the brake pipe pressure by 0.5–0.7 bar in a fully charged system, then moving the driver's brake valve handle to the "Lap" (Neutral/Isolated) position. If the brake pipe pressure drops by more than 0.05 bar within 60 s, a thorough leak detection procedure must be initiated.
5. Distributor valve verification – In a charged system, it must be verified that the distributors achieve the required filling and release times for the brake cylinders.
6. Brake application experiments must be conducted only when the system is fully charged and ready for action, i.e., at the following pressure values: $P_L = 5$ bar; $P_A = 5$ bar; $P_R = 5$ bar; $P_C = 0$ bar;
7. Brake release experiments are carried out at pressure values: $P_L < 5$ bar (for emergency braking $P_L = 0$ bar) и $P_C > 0$ bar.

3.2.2.2.2. Recording the Characteristics of Gas-Dynamic Processes

The objective of this section is to record the brake cylinder filling and release diagrams, as well as to measure the command impulse times and the brake pipe propagation times. Based on these measurements, the respective velocities are calculated. The diagrams will be recorded for various train configurations, both distributor

valve operating modes (G/P), and for Type II train inhomogeneity, according to the following sequence:

- 1) Assembly of the „train“ consist – a train is configured with a specific number of wagons, with the minimum for this type of test being 1 and the maximum capacity of the test rig being 44.
- 2) Configuration of the distributor valve modes – all distributors handles are set to the respective operating mode. To simulate a homogeneous train, all wagons must be set either to "P" (Passenger) or "G" (Goods) mode. For an inhomogeneous train, the wagons are switched between both modes. Two wagon configurations are considered: in the first, the front half of the wagons operate in "P" mode, while the rear half are in "G" mode. In the second configuration, the arrangement is reversed.
- 3) Installation of pressure transmitters – for each configuration, transmitters must be installed at the head, middle, and rear of the train. These are wired and connected to the measurement system, after which the recording is initiated.
- 4) Execution of various brake application and release tests:
 - Service Braking (Graduated Application). During this type of application, the driver's brake valve is moved through each braking stage until full service braking is reached ($5 > P_L > 3.5$ bar). After each stage, once a constant pressure is established in the brake cylinders, a delay of 20 s is observed before moving to the next stage to allow for the stabilisation of the air in the brake pipe.
 - Emergency Braking. A full application is performed until the pressures reach $P_L = 0$ bar и $P_c = P_{c_{max}}$.

Upon completion of the brake application tests, the system is moved to the release phase, and the measurement recording is stopped.

- 5) Testing to record the command impulse time and the brake pipe propagation time.
 - Command impulse time.

The train is configured with the maximum number of wagons (44 wagons), and pressure transmitters are installed on the brake pipe at equal intervals along the length of the train and connected to the measurement system. Once the system is fully charged and ready for operation, recording is initiated, and an emergency braking application is performed. The time is measured from the moment the pressure begins to drop immediately after the driver's brake valve until the moment the pressure begins to drop at the last wagon.

- Brake Pipe Propagation Time.

The train is configured with various wagon arrangements, and for each of them, the time is recorded from the moment the emergency braking signal is initiated until the onset of pressure in the brake cylinder of the last wagon. The pressure transmitters are installed on the brake pipe at equal intervals along the length of the train.

3.2.2.3. Processing of the Obtained Results

The output signal from the pressure transmitters is a current ranging from 4 to 20 mA; however, the software used allows for its direct conversion into a specific unit of pressure (in this case, bar). This is achieved by entering a scaling factor (correction coefficient) into the software settings. The resulting data, in the respective units of measurement, is saved to the computer's memory with an .xls extension, enabling subsequent processing on any computer equipped with Microsoft Excel. The recording consists of data from the pressure transmitters for every 0.1 s interval, organised in a tabular format.

3.2.2.4. Calculation of Key Gas-Dynamic Parameters of the Braking Process

These parameters include the command impulse speed and the brake pipe propagation speed, respectively. Based on the experimental results obtained regarding the command impulse time and the brake pipe propagation times for various wagon

configurations, the corresponding speeds can be calculated. The command impulse speed is determined by equation (1.19).

$$V_{KH} = \frac{l_n}{t_{KH}}, \frac{m}{s}$$

The brake pipe propagation speed is determined by equation (1.20)

$$V_{CB} = \frac{l_n}{t_{CB}}, \frac{m}{s}$$

Additionally, it is necessary to measure the total length of the brake pipe for all tested wagon configurations.

3.2.2.5. Determination of the Braking Force during Transient and Quasi-steady-state Braking Processes

If the time of the braking process development is considered, it can be conventionally divided into two primary periods. The first period, the so-called "transient" phase, occurs from the moment the brake cylinder pressure begins to rise from 0 bar up to 95% of its maximum value. The second period is characterised by the maintenance of constant pressure within the brake cylinder.

Based on the results obtained from the full-scale tests regarding the change in brake cylinder pressure recorded at every 0.1 s interval, it is possible to determine the braking force for any given moment in time. This includes both the transient and the quasi-steady-state processes of the brake cylinder filling. Calculations are performed based on UIC [23] correlations according to equation (4.7).

$$B_C = \sum F_{дин.} \cdot \mu_k, [kN]$$

3.2.2.6. Determination of Inter-wagon Coupling Forces

Once the nature of the variation of all longitudinal forces has been elucidated, the forces generated within the couplers are determined. This analysis considers various braking system control strategies in the following order:

3.2.2.6.1. A model is selected to study the longitudinal forces in the train set.

3.2.2.6.2. A prototype wagon is selected, the parameters of which are used for calculating its longitudinal forces.

3.2.2.6.3. The resistance forces generated by various factors are identified:

- Main resistance force according to equation (4.8):

$$\omega_0 = A + BV + CV^2, \left[\frac{N}{kN} \right]$$

- Resistance force of track slope according to equation (4.11):

$$W_i = i \cdot G, [N]$$

3.2.2.6.4. Modeling of the characteristics of the draft gear is performed.

3.2.2.6.5. Differential equations are formulated for each wagon in the train set.

3.2.2.6.6. An analysis of the longitudinal train behavior under various operating parameters is conducted. For this purpose, simulation models are developed.

CHAPTER 4. Mathematical Model Developed in Simulink®

The Simulink® MATLAB® software environment was employed to develop the mathematical model describing the behaviour of the train consist and the resulting longitudinal forces during braking. The constructed model consists of 44 wagons, which represents a significant expansion compared to the basic three-mass model discussed in the literature review. Increasing the number of masses in the model aims to achieve highly accurate results that correspond to the behaviour of an equivalent real-world train consist. The schematic representation of the model follows the principles shown in Fig. 1.11.

The motion of each railway unit is described by a system of differential equations, considering only the forces acting in the direction of the train's motion (longitudinal forces). To simplify the model, vertical and lateral forces are neglected.

The differential equations of motion for the train consist, comprising 44 vehicles, are derived using Newton's Second Law. For each wagon, the equations are presented as follows:

- for first wagon:

$$(4.1) \quad m_1 a_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(v_1 - v_2) = -B_{c,1} - W_{0,1} - W_{R,1} \pm W_{i,1}$$

- for i-th wagon:

$$(4.2) \quad m_i a_i + k_{i-1}(x_i - x_{i-1}) + k_i(x_i - x_{i+1}) + c_{i-1}(v_i - v_{i-1}) + c_i(v_i - v_{i+1}) \\ = -B_{c,i} - W_{0,i} - W_{R,i} \pm W_{i,i}$$

- for last wagon:

$$(4.3) \quad m_{44} a_{44} + k_{43}(x_{44} - x_{43}) + c_{43}(v_{44} - v_{43}) \\ = -B_{c,44} - W_{0,44} - W_{R,44} \pm W_{i,44}$$

where:

- V is the travel speed, [km/h];
- mass of an individual vehicle, [kg];
- vehicle acceleration, [m/s²];
- stiffness coefficient of the draft and buffering gear, [N/m];
- damping coefficient, [N·s/m];
- braking force, [kN];
- primary (running) resistance force, [kN];
- curve resistance force, [kN];
- grade resistance force, [kN];
- longitudinal force in the inter-car couplings, [kN];
- displacement of a single vehicle, [m].

The equations for the first and the last wagon of the train consist differ from the rest. All wagons from the 2nd to the 43rd share an identical structural equation describing their motion. The formulas derived in this manner are valid for the linear dependence of the elastic elements within the couplers.

To account for non-linear characteristics, an additional model was developed to represent the complex nature of inter-wagon connections with energy dissipation. In solving the equations of motion for the train consist, it is essential to elucidate the nature of the variation for all forces acting upon it.

4.1. Brake force

The modeling of the braking force for each individual railway vehicle is based on the experimental data regarding the brake pipe and brake cylinder pressure development, recorded on the gas-dynamic test rig. By analyzing their variation and applying mathematical transformations, the required braking force is obtained. The explanation of the mathematical apparatus and the modeling process is presented following the analysis of the freight wagon braking system, which was selected as the prototype for this study. The model is illustrated in Fig. 4.1.

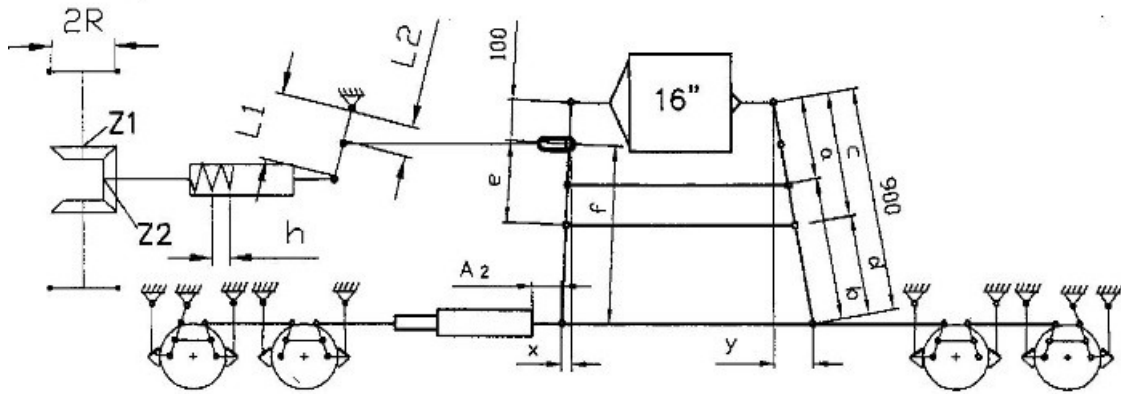


Fig. 4.1 Wagon brake rigging [138].

The air pressure, overcoming the force of the piston within the brake cylinder which is rigidly fixed to the wagon underframe, drives the horizontal levers (balancers). This increases the effective braking force according to the leverage ratio determined by the position of the levers themselves. For the selected wagon, this leverage ratio is 4.1 for the empty condition and 11.73 for the loaded condition. From there, the force is transmitted to the vertical levers via the brake rigging regulator (slack adjuster). These, in turn, drive the brake beams (triangle shafts), to which the brake shoe holders and brake shoes are attached. The resulting clamping force of the friction block is converted into a braking force through the coefficient of friction of the friction pair. The mathematical derivation of the braking force is presented as follows:

- effective brake cylinder force [41]:

$$(4.4) \quad F_t = p_c \cdot F - F_F, [kN],$$

where:

F is cross-sectional area of the brake cylinder piston, [cm²];

F_F – spring force within the brake cylinder, [kN].

- Total brake blocks force [41]:

- loaded wagon:

$$(4.5) \quad \sum F_{\text{дин.}} = (F_t \cdot i_{\text{нат.}} - i_R \cdot F_R) \eta, [kN],$$

where:

i_{нат.} is total multiplication ratio for the brake rigging in loaded condition;

i_R – multiplication ratio after the central rigging;

F_R – counteracting force of the brake rigging regulator, [kN];

η – mean efficiency of the rigging while the wagon is moving.

- empty wagon, [41]:

$$(4.6) \quad \sum F_{\text{дин.}} = (F_t \cdot i_{\text{пр.}} - i_R \cdot F_R) \eta, [kN],$$

where:

i_{пр.} is total multiplication ratio for the brake rigging in empty condition;

- brake force, [41]:

$$(4.7) \quad B_C = \sum F_{\text{дин.}} \cdot \mu_k, [kN],$$

where:

μ_k is friction coefficient in brake blocks.

The dependencies for determining the braking force are incorporated into the model for investigating the variation of the braking force, developed in MATLAB Simulink®, which is presented in Fig. 4.2.

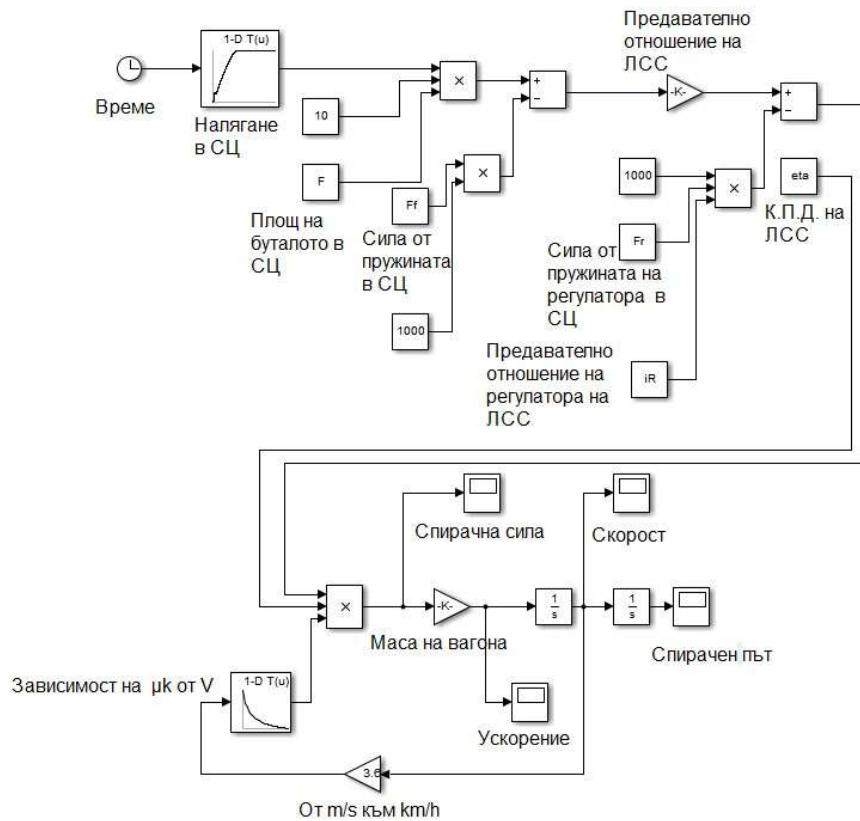


Fig. 4.2 Mathematical model for determining the brake force

4.2. Main resistance force

The resistance acts on each individual railway unit of the train consist as it moves along a straight and level track section. This resistance force accompanies the train throughout its entire journey and includes the resistance from friction in the axle box bearings, the sliding and rolling of the wheels on the rails, and aerodynamic drag. It is typically calculated using experimentally derived second-degree (quadratic) equations for various types of railway rolling stock. These equations take the following form:

$$(4.8) \quad \omega_0 = A + BV + CV^2, \left[\frac{N}{kN} \right],$$

where:

ω_0 is specific resistance force, [N/kN];

V – speed of the vehicle [km/h];

A, B и C are coefficients, that depend on type of the vehicle.

The form of the equation for the prototype wagon depends on whether it is in an empty or loaded condition. For an empty wagon, the equation is as follows [17]:

$$(4.9) \quad \omega_0 = 1,8 + 0,01V + 0,00053V^2, \left[\frac{N}{kN} \right],$$

For loaded wagon the equation is [17]:

$$(4.10) \quad \omega_0 = 0,9 + \frac{1}{m_q} (4 + 0,18V + 0,003V^2), \left[\frac{N}{kN} \right],$$

where:

m_q is axle load, [kN].

The model used to investigate the nature of these forces is presented in Fig. 4.4.

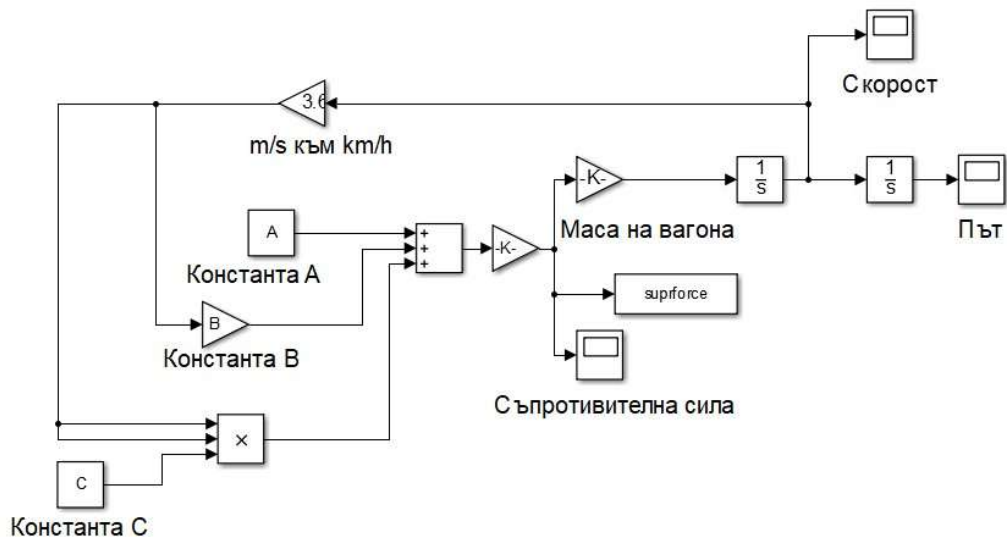


Fig. 4.4 Mathematical model for determining the main resistance force

4.3. Grade resistance force

The track gradient belongs to the category of resistance forces that act on the rolling stock only under specific conditions; therefore, it does not accompany the train throughout its entire movement. These resistances are collectively referred to as "additional resistances". According to [2, 17], the specific gradient resistance is numerically equal to the gradient itself, taken with the appropriate sign. Accordingly, if the rolling stock is moving on an uphill gradient (ascent), the sign is positive, whereas on a downhill gradient (descent), it is negative. The actual gradient resistance force is obtained by multiplying the specific resistance by the corresponding weight of the vehicle, as follows:

$$(4.11) \quad W_i = i \cdot G, [N],$$

where:

i is track gradient [%];

G – weight [kN].

The model representing the motion of an individual railway vehicle under the influence of the track gradient is shown in Fig. 4.6.

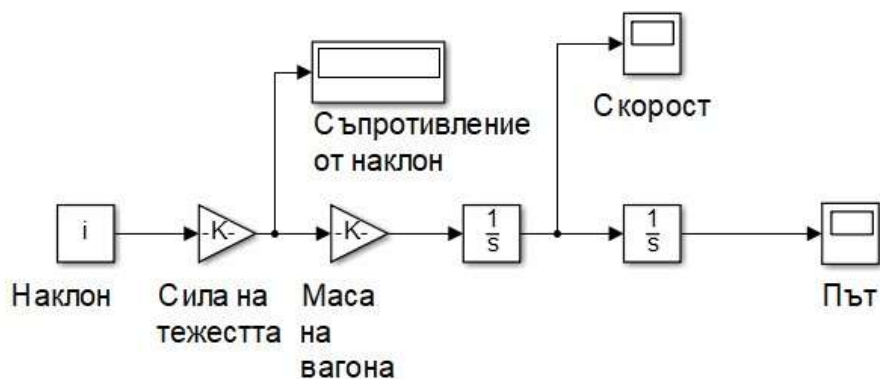


Fig. 4.6 Mathematical model for determining grade resistance force

4.5. Modeling of Inter-wagon Couplers

When investigating the longitudinal forces arising during train movement, one of the most critical elements is the highly accurate modelling of the draft gear characteristics [139, 140]. In our country, particularly in freight transport, the most widely used systems

consist of buffers and drawgear. This necessitates the modelling of the characteristics of both components.

In the case of a linear characteristic, such as that described by equations 4.1, 4.2, and 4.3, the stiffness and damping coefficients are simply substituted into the model. However, such characteristics are only exhibited by helical compression springs, which are not installed in modern rolling stock. Instead, elastomer-based (rubber-metal) or polymer draft gears are primarily used, which exhibit a non-linear progressive relationship between force and displacement.

Furthermore, it is essential that the model of the inter-wagon connections incorporates the stiffness of the wagon underframe. This is because, once the stroke of a coupler is exhausted, it begins to act as a rigid body, transmitting the entire load directly to the main underframe.

As a prototype for the modelling, a buffer and drawgear assembly were used with the following data and characteristics, recorded during real testing:

1) Buffer:

- buffer stroke – $f = 101.2$ mm;
- force at maximum buffer stroke – $P = 1015$ kN;
- absorbed energy – $We = 37.9$ kJ;
- accumulated energy - $Wa = 30$ kJ.

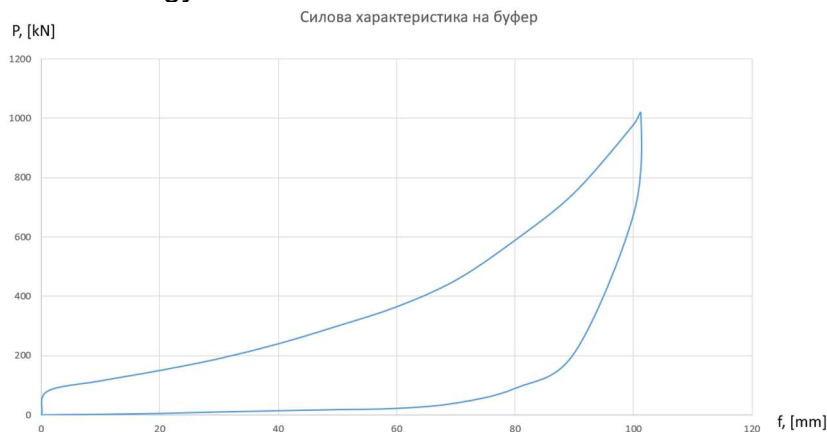


Fig. 4.7 Force-displacement characteristic of a buffer: P – Force at maximum buffer stroke, kN; f – buffer stroke, mm.

2) Drawgear

- drawgear stroke – $f = 56.6$ mm;
- force at maximum drawgear stroke – $P = 620.82$ kN;
- absorbed energy – $We = 9.75$ kJ;
- accumulated energy – $Wa = 5.57$ kJ.

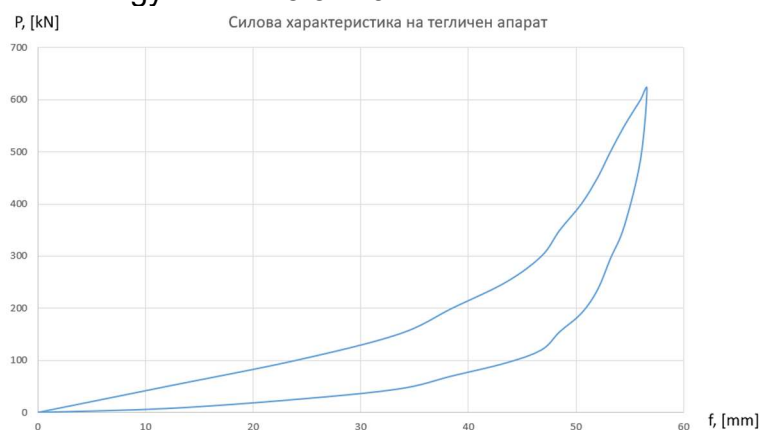


Fig. 4.8 Force-displacement characteristic of a drawgear: P – Force at maximum drawgear stroke, kN; f – drawgear stroke, mm.

To implement the real characteristics of the couplers into the train consist model, it is necessary to integrate them into a combined characteristic. This is done to clearly distinguish between tension (draft) and compression (buff) within the model. Therefore, in this study, displacements with a positive sign are defined as tension, while those with a negative sign represent compression. Furthermore, the stiffness of the underframe has been added to the combined characteristic, which also introduces a degree of non-linearity. This integrated characteristic is presented in Fig. 4.9.

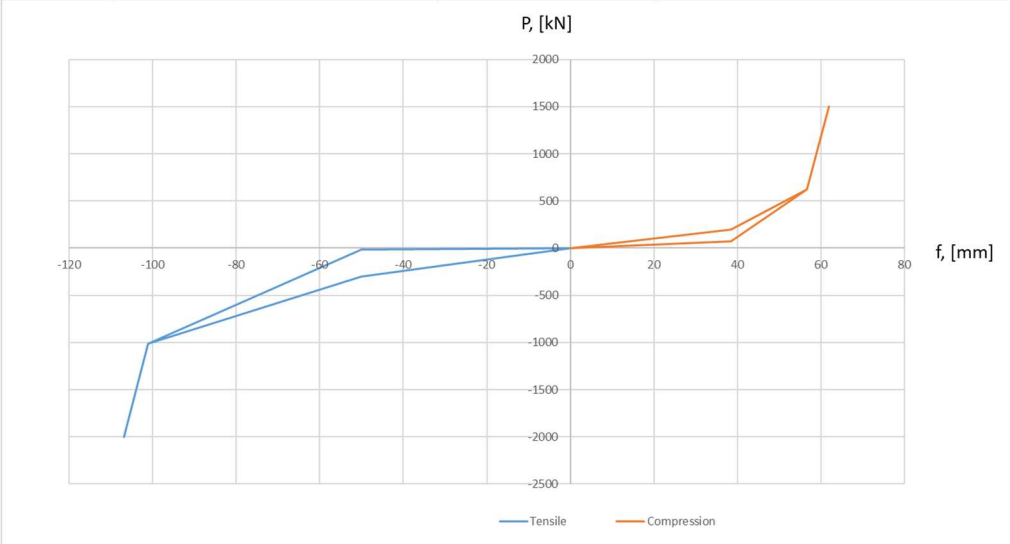


Fig. 4.9 Modelled the force-displacement characteristic of couplers: P – Force at maximum coupler stroke, kN; f – stroke of coupler, mm.

The force characteristics of the buffer and the drawgear implemented in the model differ slightly from the real-world curves. This is because they are represented using a three-point approximation, corresponding to the beginning, middle, and end of the coupler stroke. This approach was developed to simplify the model, significantly reducing computation time without having a substantial impact on the accuracy of the results.

Once the coupler stroke is exhausted, the underframe loading curve begins. This characteristic is defined in accordance with [60], where the maximum longitudinal loads are set at 1.5 MN for tension and 2 MN for compression [141, 142]. The corresponding elastic deformations of the main underframe of the wagon structure were accounted for at these force levels.

The model representing the elastic force of the inter-wagon connections is shown in Fig. 4.10.

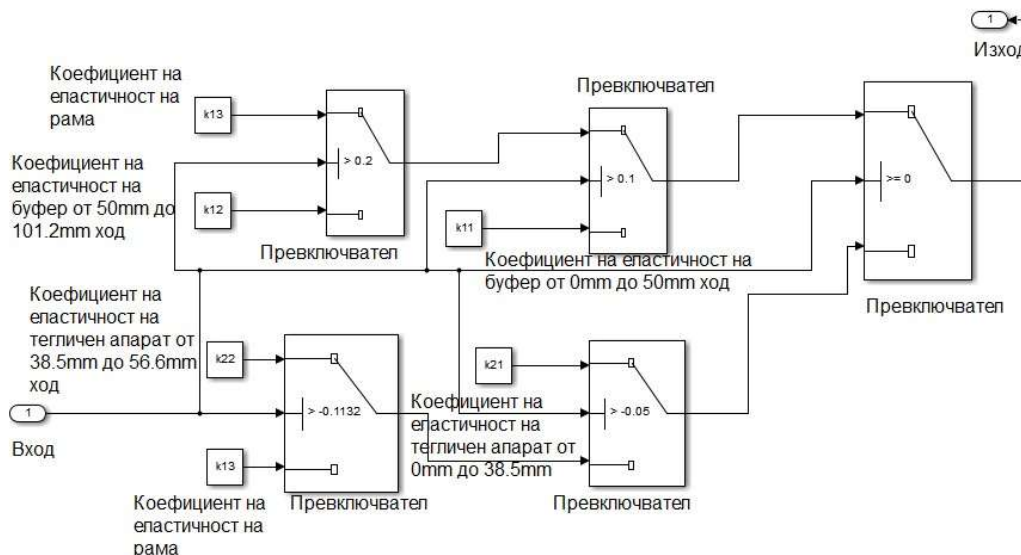


Fig. 4.10 Mathematical model for the determination of inter-wagon coupling forces.

Following the analysis and subsequent modelling of all forces acting upon the train consist, an integration of all individual models was performed.

CHAPTER 5. Analysis of the Results

This chapter presents the results of calculations performed to evaluate various factors influencing the longitudinal forces, including:

- Varying number of wagons within the train consist;
- Different operating modes of the braking system (G/P);
- Various positions of the driver's brake valve (DBV);
- Different track profiles (gradients);
- Varying wagon masses (empty vs. loaded);
- Presence of wagons with isolated (cut-out) brakes.

The configurations of the train sets and the performed calculations are systematically presented in Table 5.1.

Wagons	DBV position		
	5-th	9-th	Emergency
5	P,G	P,G	P,G
10	P,G	P,G	P,G
15	P,G	P,G	P,G
20	P,G	P,G	P,G
25	P,G	P,G	P,G
30	P,G	P,G	P,G
35	P,G	P,G	P,G
40	P,G	P,G	P,G
44	P,G	P,G, G/P, ±i, isolated 5, 11, 17, 24, 29, 35, 41	P,G

Таблица 5.1 Different configuration of train set.

The following designations are used:

- P – Distributor valve in "P" (Passenger) mode;
- G – Distributor valve in "G" (Goods) mode;

- G/P – The first 22 wagons operate in "G" mode, while the remaining 22 operate in "P" mode;
- i - track gradient (slope).

A total of 58 different scenarios involving train configurations, track characteristics, and braking system control strategies were analysed. The objective is to represent the nature of the variation in longitudinal forces under diverse conditions with maximum accuracy.

For greater clarity, the results are categorised based on the factors influencing the longitudinal forces. The most significant factors are the distributor valve mode, the driver's brake valve position, and the number of wagons in the train consist. The results are divided into separate sections, using the distributor operating mode as the primary basis for classification

5.1. „G“ Mode of distributor

In the "G" operating mode of the braking system, the 5th and 9th service positions, as well as the emergency braking position of the driver's brake valve, were analysed for train configurations consisting of 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, and 44 wagons.

During service braking applications, specifically represented by the 5th position of the DBV, a gradual variation in longitudinal forces was established (without inter-wagon impacts), even for the longest train consist. This is attributed to the smooth development of the braking force on each of the wagons. The maximum values were recorded for the 44-wagon consist, reaching a total force of 114 kN. Due to the delay in the activation of the braking system between individual wagons, a "bunching" of the train occurs; that is, the load consists entirely of compressive forces acting on the buffers. The highest longitudinal forces are observed in the middle of the train (at the 22nd inter-wagon connection), while the lowest values occur at the rear end. The results for the 44-wagon consist are presented in Fig. 5.1 and Fig. 5.2.

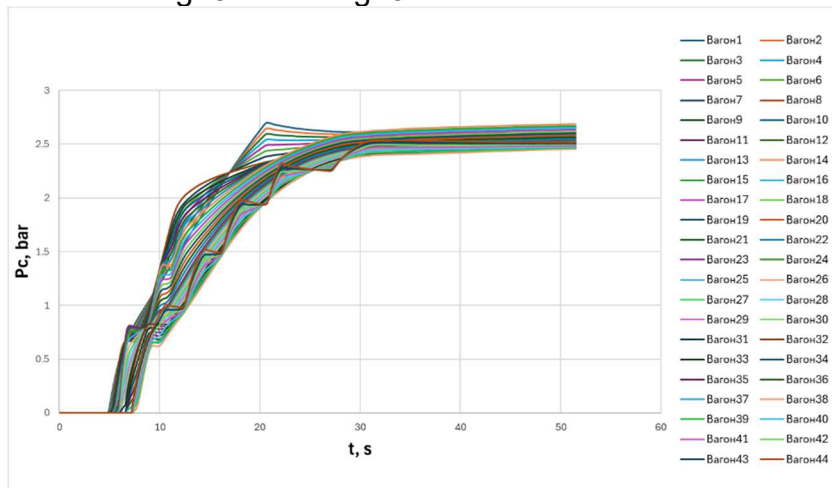


Fig. 5.1 Brake cylinder pressure–time relationship for “G” mode of the distributor valve, 5th position of the driver’s brake valve, and a 44-wagon train: PC – brake cylinder pressure, bar; t – time, s.

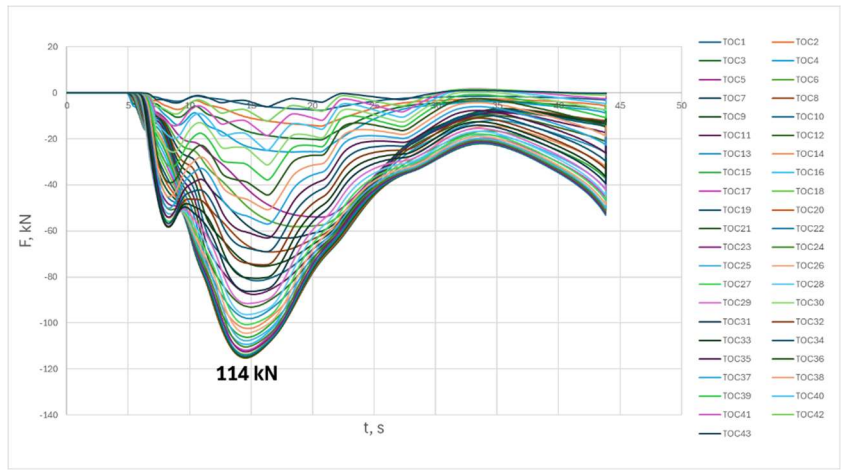


Fig. 5.2 Longitudinal forces for “G” mode of the distributor valve, 5th position of the driver’s brake valve, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

Under this operating mode of the braking system, the results obtained for short train consists (up to 10 wagons) show an alternation between compressive and tensile forces.

When full service braking is applied (9th position of the driver’s brake valve), the first inter-wagon impacts are observed for train consists longer than 35 wagons. Up to this length, the maximum longitudinal forces do not exceed 104 kN (for a 35-wagon train). For longer train consists, the impacts between wagons lead to locally significant forces in the inter-wagon couplers, reaching 344 kN for a 44-wagon train. These impacts begin after the 10th wagon and occur up to the 31st wagon in the train consist. Compared to the 35-wagon train, the increase in force magnitude is more than three times. The force development for the 35-wagon and 44-wagon trains is shown in Fig. 5.3 and Fig. 5.4, respectively.

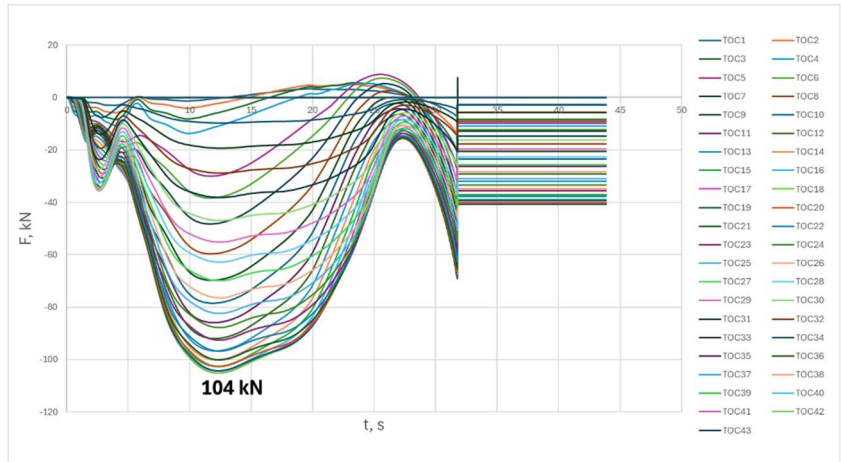


Fig. 5.3 Longitudinal forces for “G” mode of the distributor valve, 9th position of the driver’s brake valve, and a 35-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

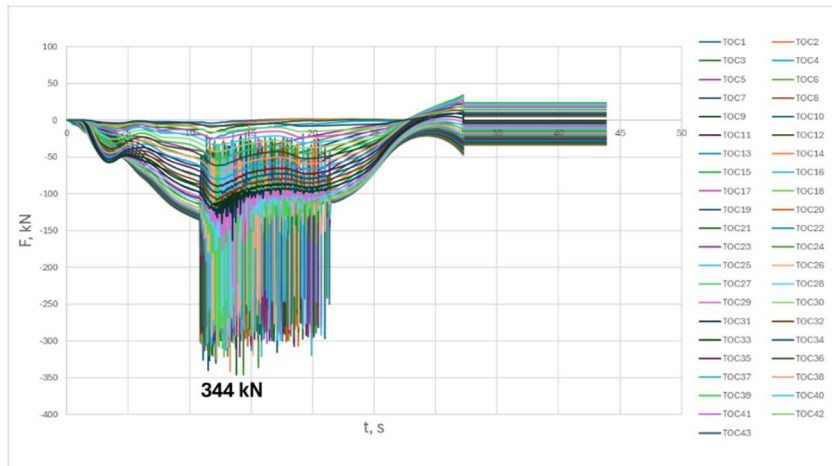


Fig. 5.4 Longitudinal forces for “G” mode of the distributor valve, 9th position of the driver’s brake valve, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

For train consists with a length of up to 20 wagons, where there are no significant delays in the braking signal, the longitudinal forces are entirely tensile. For train lengths exceeding 20 wagons, due to the delay of the braking wave, the forces become compressive.

Emergency braking is generally the operating mode in which the highest values of longitudinal forces occur. Compared to full service braking, the increase is on the order of 30 kN. The character of force variation remains smooth for train lengths up to 35 wagons, whereas for longer trains, inter-wagon impacts occur in the middle section of the train.

The analysis also shows that there are differences in the response of the distributor valves of individual wagons. The braking systems are not activated sequentially along the train length but rather chaotically, which leads to a change in the direction of longitudinal forces. At the beginning of the braking process, compressive forces and impacts occur between wagons (for long trains), after which the forces transition into tension and become more smoothly distributed along the train length.

The compressive force values are higher due to the impacts between wagons, with a maximum force of 385 kN recorded at the 29th inter-wagon connection, as shown in Fig. 5.5.

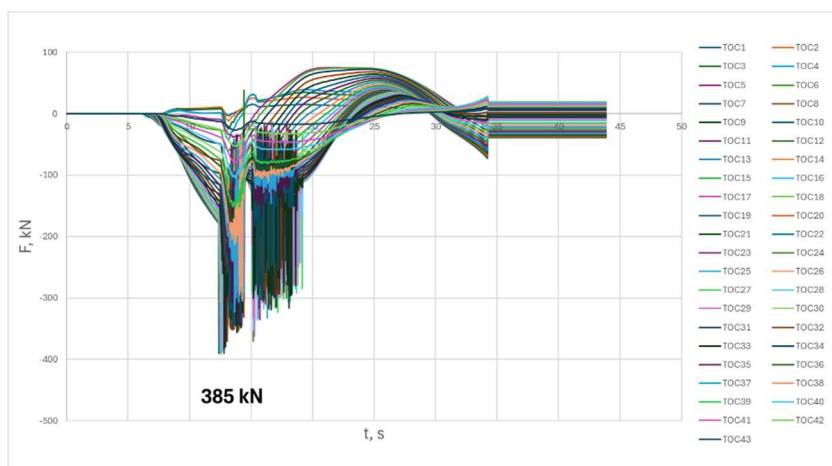


Fig. 5.5 Longitudinal forces for “G” mode of the distributor valve, emergency braking, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

5.2. “P” Mode of the Distributor Valve

This operating mode of the distributor valve, which is not typical for freight trains, results in significantly higher longitudinal forces compared to the “G” mode. This is due to the large differences in the arrival time of the braking signal to each wagon and, consequently, the activation of the braking system itself.

The first wagons, due to their short distance from the driver’s brake valve, brake rapidly, while the braking signal progressively lags as the train length increases. This delay becomes particularly significant for the wagons located at the rear of the train, which is confirmed by the brake cylinder pressure–time results shown in Fig. 5.6.

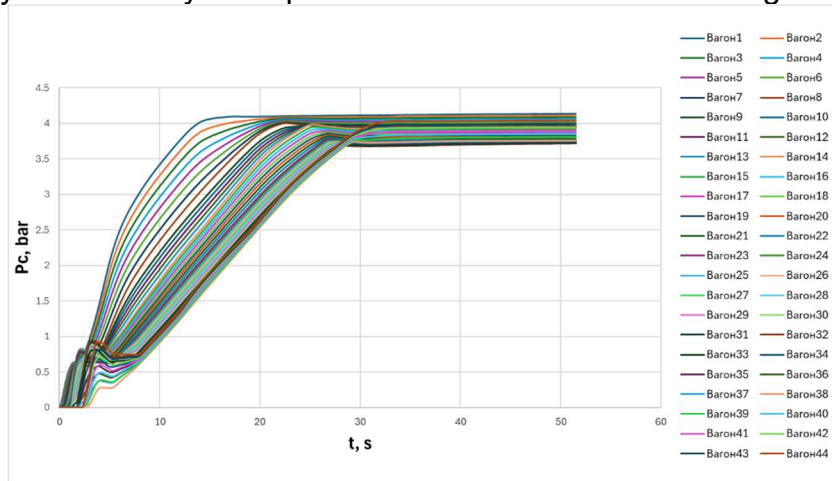


Fig. 5.6 Brake cylinder pressure–time dependence for “P” mode of the distributor valve, 9th position of the driver’s brake valve, and a 44-wagon train: P_c – brake cylinder pressure, bar; t – time, s.

Analysis of Fig. 5.6 shows that the maximum brake cylinder pressure for the first wagon is reached at 14 s, while for the 44th wagon it is reached at 32 s. This 18-second difference leads to the generation of substantial longitudinal forces in this operating mode. The analysis of the results follows the same sequence as that applied for the “G” mode.

In this mode, inter-wagon impacts occur already during service braking. The analysis of the 5th DBV position shows that the first impacts appear for train lengths exceeding 30 wagons, as shown in Fig. 5.7.

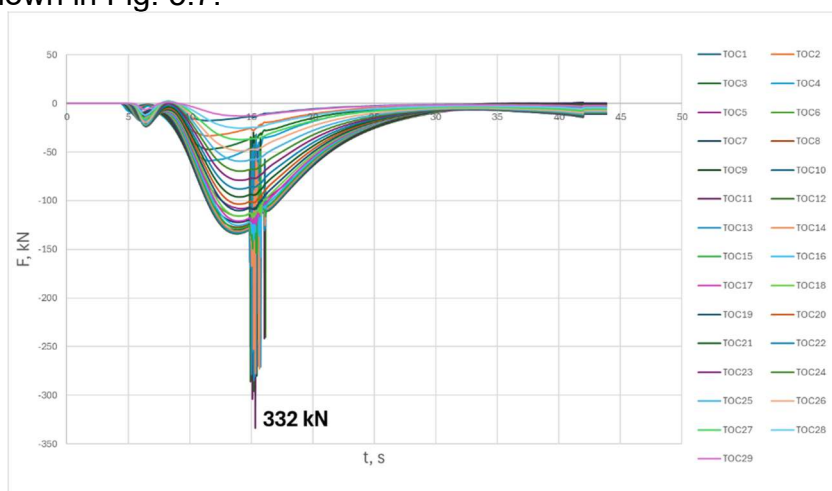


Fig. 5.7 Longitudinal forces for “P” mode of the distributor valve, 5th position of the driver’s brake valve, and a 30-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

For these parameters, relatively low-magnitude longitudinal forces are obtained. An exception is observed in the time interval between 15 and 16.5 s, during which impacts

occur between several wagons located at the front of the train. The highest forces are recorded at the 11th wagon, reaching 332 kN. Moving away from this wagon, the impacts gradually diminish and completely disappear after the 20th wagon.

For shorter train configurations, the force distribution is smooth, without impacts, and the maximum longitudinal forces do not exceed 110 kN. With increasing train length, both the duration and magnitude of the impacts increase. For a 44-wagon train, the maximum force reaches 395 kN, occurring again in the middle of the train (16th wagon), as shown in Fig. 5.8.

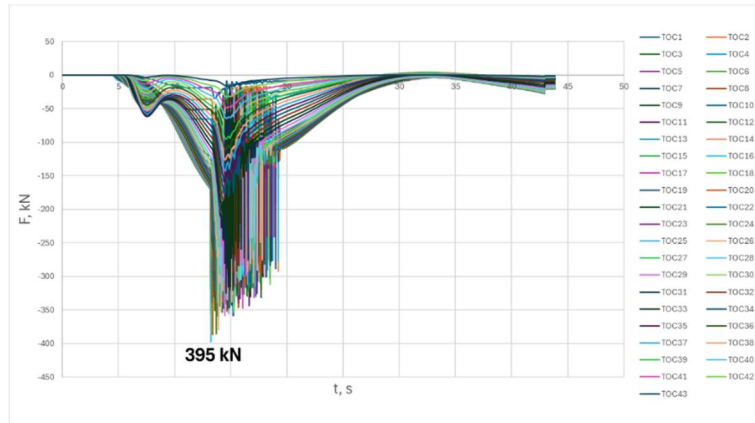


Fig. 5.8 Longitudinal forces for “P” mode of the distributor valve, 5th position of the driver’s brake valve, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

At the 9th DBV position (full service braking), the character of force variation is similar to that at the 5th position. The maximum forces again occur for the longest train consist and reach 395 kN. The key difference is the duration of the impacts. While at the 5th DBV position the impact duration is 5.6 s (Fig. 5.8), at the 9th position the impacts last 17.9 s, i.e. three times longer.

At this DBV position, impacts occur for train lengths exceeding 20 wagons. Up to this length, the force variation is smooth and does not exceed 105 kN. The first impacts occur for a 25-wagon train, where the forces increase to 345 kN, with an impact duration from 10.81 s to 18.5 s. This comparison shows that regardless of whether the train consists of 25 or 44 wagons, the maximum force values differ only slightly (approximately 50 kN). However, the impact duration increases significantly with the number of wagons, as shown in Fig. 5.9 and Fig. 5.10.

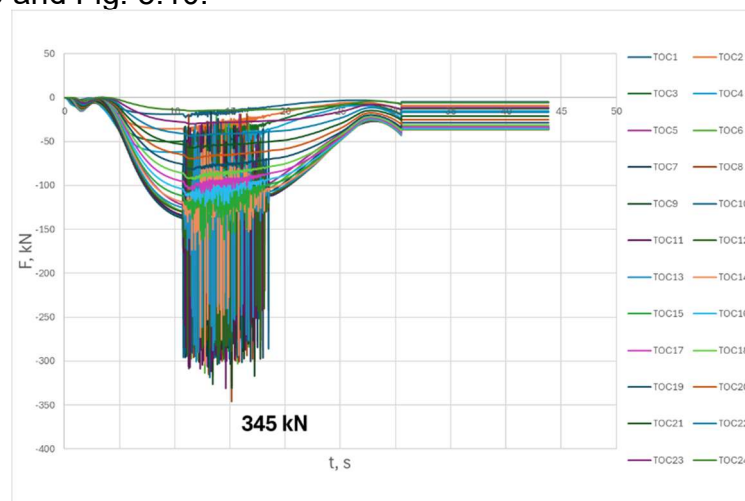


Fig. 5.9 Longitudinal forces for “P” mode of the distributor valve, 9th position of the driver’s brake valve, and a 25-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

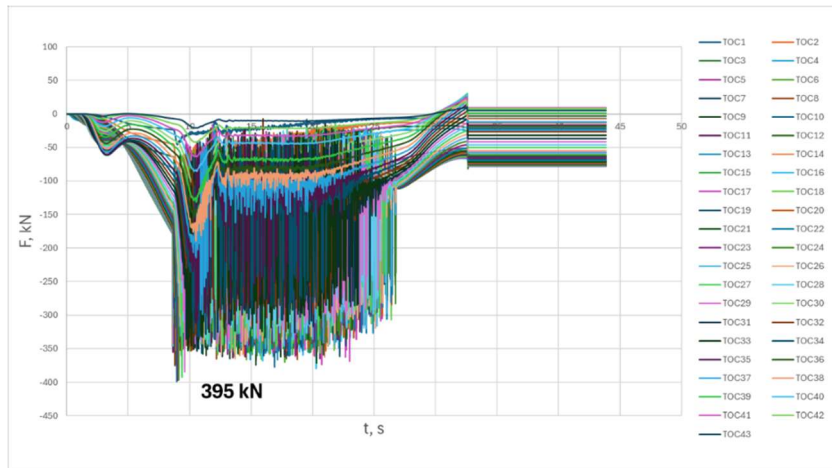


Fig. 5.10 Longitudinal forces for “P” mode of the distributor valve, 9th position of the driver’s brake valve, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

In the "G" (Goods) operating mode of the distributor valve, the highest longitudinal forces are observed during emergency braking applications. This mode also represents the most critical operating scenario for the distributor valve. Peak longitudinal forces reach 512 kN in a train consist with a length of 44 wagons. At this train length, impact forces between the wagons occur once again; however, in this particular case, they are not the primary cause of the maximum force values. The graph illustrating the variation of longitudinal forces across all couplers for the maximum train length is shown in Fig. 5.12.

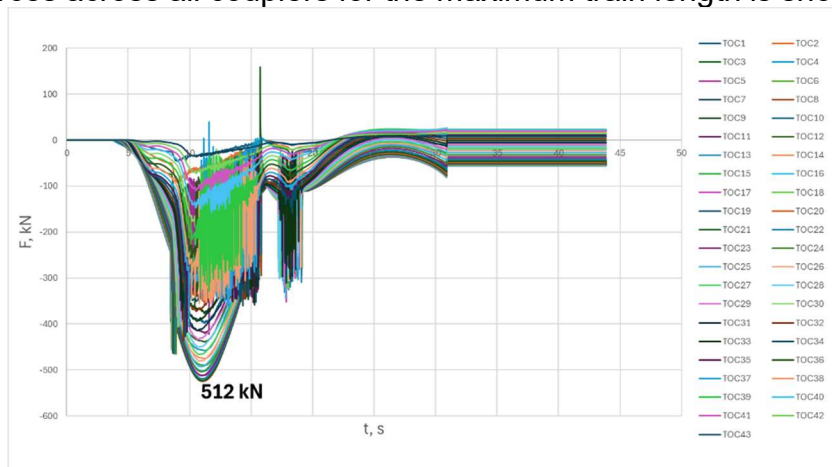


Fig. 5.12 Longitudinal forces for “P” mode of the distributor valve, emergency braking, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

Inter-wagon impacts occur for train lengths exceeding 25 wagons. For shorter trains, the force increase is smooth and does not exceed 140 kN, as observed for a 20-wagon train. For a 25-wagon train, where impacts begin to occur, the forces increase sharply to 375 kN.

5.3. Analysis of Different Train Sets and Braking Control Strategies

This subsection presents results obtained for different wagon configurations, track profiles, and braking control strategies, which are among the most significant factors influencing braking processes in real railway operation. The results are analysed for full service braking and a 44-wagon train consist.

5.3.1. The first 22 wagons operate in “G” mode, while the remaining 22 wagons operate in “P” mode

Theoretically, this braking strategy should compensate for the braking command impulse delay and significantly reduce longitudinal forces in the inter-wagon couplers. The investigation was conducted on the gas-dynamic test rig, and the results are shown in Fig. 5.13.

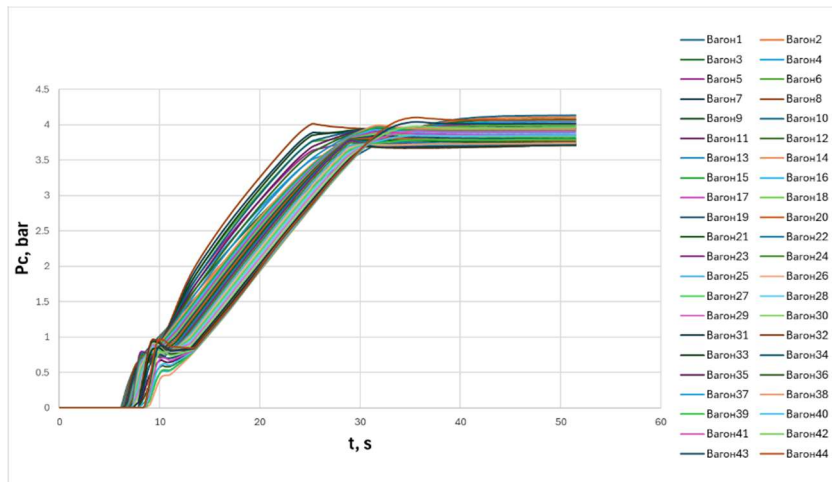


Fig. 5.13 Brake cylinder pressure–time dependance for mixed braking mode: wagons 1–22 operating in “G” mode and wagons 23–44 operating in “P” mode: PC – brake cylinder pressure, bar; t – time, s..

The brake cylinder pressure curves are more closely grouped compared to the case where all wagons operate in “P” mode (Fig. 5.6). The time difference between the first and last wagons reaching maximum brake cylinder pressure is 10 s, compared to 20 s when all wagons operate in “P” mode. The calculated longitudinal forces are shown in Fig. 5.14.

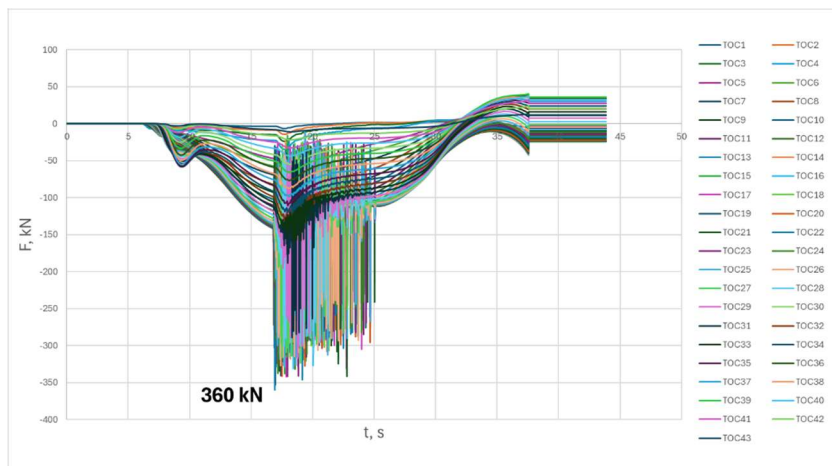


Fig. 5.14 Longitudinal forces for mixed braking mode (“G” mode for wagons 1–22 and “P” mode for wagons 23–44) and 9th position of the driver’s brake valve: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

The maximum forces occur in the middle of the train, between the 22nd and 23rd wagons, reaching 360 kN. The character of force variation is very close to that obtained for a train operating entirely in “G” mode.

5.3.2. Influence of Isolated Braking Systems

The isolation of the braking systems for specific wagons is implemented within the 44-wagon model developed in Simulink®. For the railway vehicles with isolated braking

systems, the model is programmed such that the braking force is zero; these vehicles are subjected only to resistance forces and inter-wagon coupling forces.

The calculations were performed using the "G" (Goods) mode of the distributor valve and the 9th position of the driver's brake valve (full service braking). The braking systems of the following wagons were isolated on a random basis: 5th, 11th, 17th, 24th, 29th, 35th, and 41st. The calculation results are shown in Fig. 5.12.

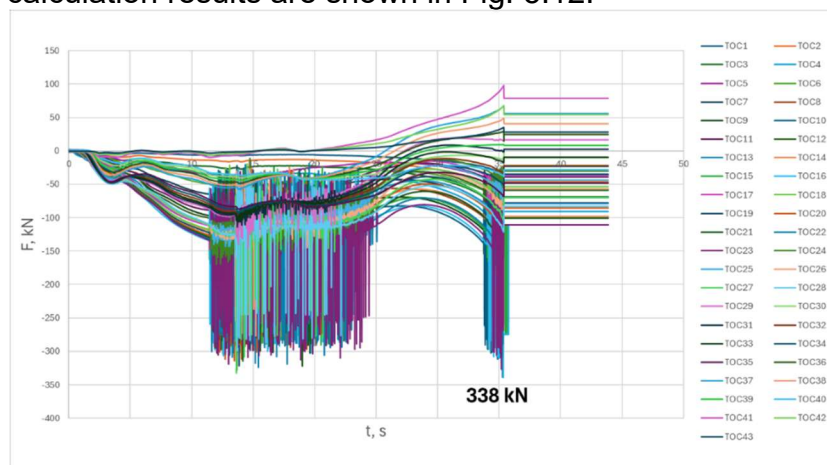


Fig. 5.15 Longitudinal forces for "G" mode of the distributor valve, 9th position of the driver's brake valve, and isolated braking systems on selected wagons: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

The middle section of the graph, up to 25 s, reflecting the time-history of the longitudinal forces, does not differ significantly from that of a train consist with all brakes active under the same operating mode. The maximum forces in this part of the graph reach 320 kN and are once again recorded in the middle of the train.

The difference occurs towards the end of the braking process, between 34 s and 36 s. At this stage, longitudinal impacts occur within the couplers between the wagon with the isolated braking system and the wagon directly ahead of it. This is also where the highest longitudinal forces are observed. The maximum values reach 338 kN, recorded at the 10th inter-wagon connection, as established from the graph. For comparison, in a train consist operating under the same braking strategy but without isolated brakes, the peak forces reach 343 kN. This indicates that the magnitude of the forces does not change significantly. The primary influence is observed only in the nature of the force variation during the final phase of the braking process.

5.3.3. Influence of Track Gradient

This investigation was conducted for a train consist of maximum length (44 wagons), with its movement simulated on the steepest possible track gradient (25 ‰), for both downhill and uphill scenarios. The objective is to analyse the influence of this gradient on the forces generated within the couplers. As presented in Chapter 4, a downhill gradient increases the resistance force component by 19.625 kN, whereas an uphill gradient reduces it accordingly. The braking system is set to "G" mode, and the driver's brake valve is in the 9th position. The initial analysis focuses on the train consist moving on a downhill gradient (descent), which is illustrated in Fig. 5.16.

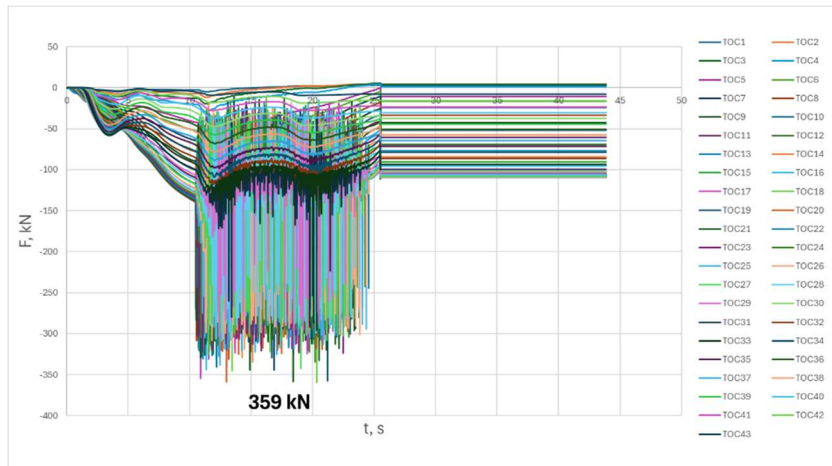


Fig. 5.16 Longitudinal forces for “G” mode of the distributor valve, 9th position of the driver’s brake valve, downhill gradient of 25‰, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

In this motion model of the train consist, inter-wagon impacts are present with a duration from 10.75 s to 24.37 s (totaling 13.62 s). It is precisely in this section of the graph that the peak longitudinal forces are recorded, reaching a value of 359 kN, which are once again characteristic of the wagons in the middle of the consist.

For comparison, the results for an equivalent train consist moving on a straight and level track (shown in Fig. 5.4) indicate a maximum longitudinal force of 343 kN and an impact duration of 9.96 s. From this, it can be concluded that a downhill gradient leads to an increase in longitudinal forces by 16 kN and an extension of the impact duration within the couplers by 3.66 s.

An uphill gradient of 25 ‰ exhibits the opposite effect compared to the downhill scenario. In this track configuration, the longitudinal forces in the couplers reach 350 kN, occurring locally only at the 18th inter-wagon connection. This represents an increase of 7 kN compared to a train consist moving on a straight and level track. Regarding the duration of the inter-wagon impacts, it is recorded at 7.98 s, resulting in a decrease of 1.98 s. The results are presented in Fig. 5.17.

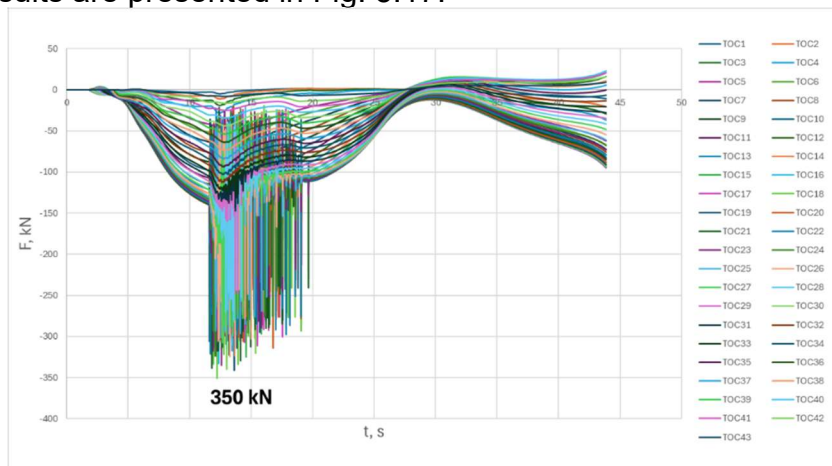


Fig. 5.17 Longitudinal forces for “G” mode of the distributor valve, 9th position of the driver’s brake valve, uphill gradient of 25‰, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

5.4. Comparison with Theoretical Results

In this study, the results regarding the time-history of the brake cylinder pressure, obtained for the "P" (Passenger) mode during emergency braking, are compared with a theoretically derived characteristic. This comparison is based on the fact that, according

to literature sources [2, 18, 23], the brake cylinder filling time for "P" mode ranges from 3 to 5 s, and the maximum brake cylinder pressure is 3.8 bar. Furthermore, the air in the brake pipe propagates at speed of 250 m/s [23, 24, 25]. The same wagon type used for the laboratory-recorded results was employed as the prototype for this investigation. An idealized characteristic of the brake cylinder filling was thus obtained:

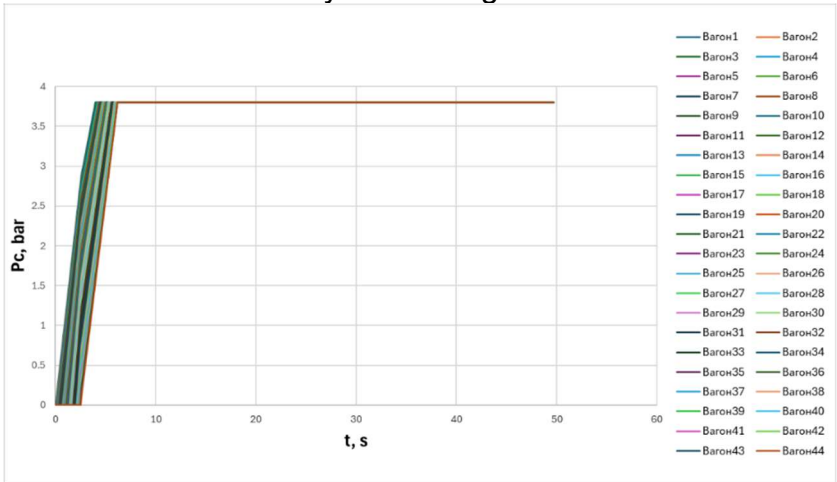


Fig. 5.18 Idealised brake cylinder pressure–time dependance for “P” mode of the distributor valve, emergency braking, and a 44-wagon train: P_C – brake cylinder pressure, bar; t – time, s.

The analysis of Fig. 5.18 indicates that the curves for the individual wagons are much more closely clustered than those in the actual (experimental) characteristic. This is attributed to numerous factors that are not accounted for in the idealized modeling, such as the response time of the distributor valve, air friction within the brake pipe, and others.

Given this specified brake cylinder filling characteristic, the resulting data for the particular train consist are presented in Fig. 5.19.

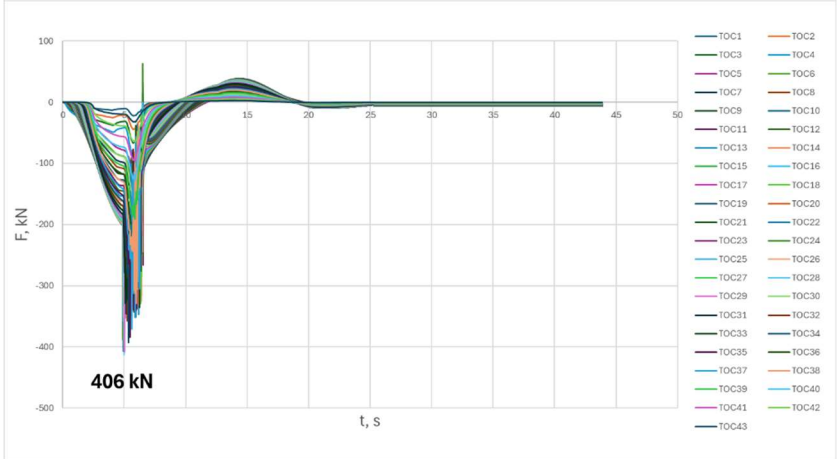


Fig. 5.19 Theoretically derived longitudinal forces for “P” mode of the distributor valve, emergency braking, and a 44-wagon train: F – longitudinal force in the inter-wagon coupler, kN; t – time, s.

Even with idealized data, inter-wagon impacts occur once again for a train consist of this length. However, their duration is significantly shorter than in the simulation of a train consist using the actual (experimental) brake cylinder filling characteristic. Comparing the duration of these impacts, the theoretical case yields 1.49 s, whereas the real-world case results in 17.9 s, representing an exceptionally large discrepancy. In terms of the magnitude of the generated forces, no significant differences are observed, with values remaining around 400 kN in both cases.

The initial inter-wagon impacts occur in a train consist exceeding 37 wagons in length (Fig. 5.20). In contrast, the investigation based on a real-world braking system shows that

the first impacts appear in a train formation consisting of only 25 railway units. This indicates that the idealized model allows for a train length that is 12 wagons longer before impacts and the subsequent sharp increase in coupler forces occur.

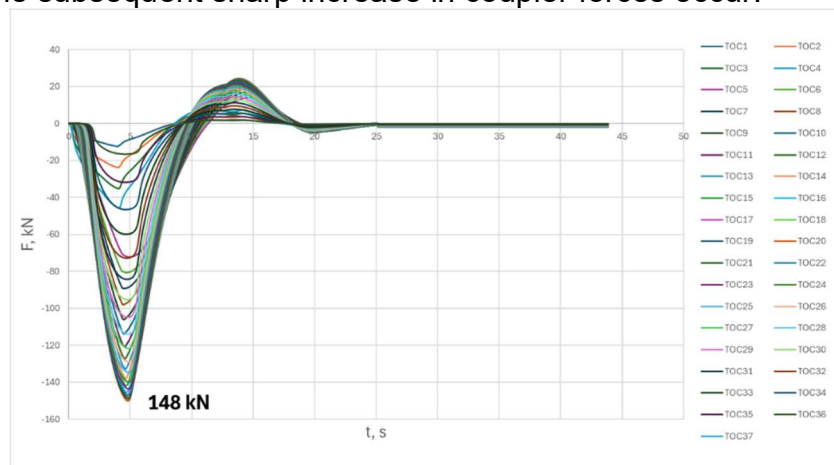


Fig. 5.20 Theoretically derived longitudinal forces for "P" mode, emergency braking, and a 37-wagon consist: longitudinal coupler force, [kN]; time, [s]

Conclusions to Chapter 5

- 1) Regarding "G" Operating Mode:
 - The analysis indicates that "G" mode is the most favourable distributor valve setting for long train consists.
 - The highest longitudinal forces occur during emergency braking, with values not exceeding 380 kN.
 - Inter-wagon impacts (represented by the oscillatory/fluctuating part of the graph) are characteristic for train consists exceeding 35 wagons, whereas they are completely absent during service braking.
 - For shorter trains (up to 15 wagons), "G" mode results in higher longitudinal forces compared to "P" mode.
- 2) Regarding "P" Operating Mode:
 - The peak longitudinal forces for this mode also occur during emergency braking, reaching values up to 520 kN.
 - Inter-wagon impacts occur at significantly shorter train lengths, depending on the DBV position. For Position 5, this occurs for trains over 30 wagons, while for full service and emergency braking, it starts at lengths exceeding 20 wagons.
- 3) Mixed "G/P" Mode:
 - This braking strategy does not result in significant differences in longitudinal forces compared to a consist operating entirely in "G" mode. This is due to the fact that the brake cylinder pressure development does not diverge sufficiently to create a major discrepancy, as is the case with pure "P" mode.
- 4) Presence of Isolated brakes:
 - The isolation of wagons leads to the occurrence of longitudinal impacts towards the end of the braking process. These impacts occur specifically between the wagon with the isolated brake and the one immediately preceding it.
 - Maximum compressive (buff) forces between wagons are recorded during the final phase of the braking process.
- 5) Track Profile:
 - The track gradient does not significantly influence the magnitude of the longitudinal forces, but rather their duration. Compared to a straight and

level track, the impact duration increases by 3.66 s on a downhill gradient and decreases by 1.98 s on an uphill gradient.

6) Comparison with Theoretical Research:

- The comparison between experimental and theoretical results leads to the conclusion that the more closely clustered the brake cylinder filling curves of individual wagons are, the shorter the duration of the impacts within the couplers.

SCIENTIFIC-APPLIED AND APPLIED CONTRIBUTIONS

Based on the results of this PhD thesis regarding the investigation of longitudinal forces in freight trains exceeding 500 m in length, it can be concluded that a robust and appropriate research model has been developed. This model integrates computer simulations of longitudinal force development with full-scale experimental testing of braking processes as a function of time. The research conducted allows for the formulation of the following primary contributions:

I. Scientific-Applied Contributions

1. A comprehensive analysis of regulatory documents and available scientific literature was conducted regarding train braking systems, their simulation and testing methods, and the established techniques for investigating the magnitude of longitudinal coupler forces. Based on this review, it was established that while the majority of studies provide results from theoretical investigations using numerical methods or mathematical models, there is a notable lack of experimental verification to validate these theoretical findings.
2. A methodology has been developed for investigating the temporal development of longitudinal forces and the propagation of braking processes along the length of the train consist.
3. A high-fidelity dynamic model of a train consist comprising 44 wagons has been developed. This model provides an accurate representation of the train's behavior under the influence of varying operating speeds, track characteristics, and diverse braking system control strategies.

II. Applied Contributions

1. A modernization of the gas-dynamic test rig for the investigation of braking processes was carried out for the purposes of this PhD thesis. The compressor installation was replaced, and a comprehensive maintenance of all pneumatic devices was performed to ensure compliance with the UIC (International Union of Railways) operational requirements.
2. A measurement system has been implemented, consisting of pressure transmitters located at 14 points to measure the pressure within the brake pipe and brake cylinders. An entirely new system for data acquisition and processing has been introduced, which allows for various methods of data visualisation. This versatility makes the system suitable for a wide range of research and development activities.
3. Through the developed dynamic models of the train consist during braking, the forces generated within the inter-wagon couplers for all vehicles in the specified consist were established. A model representing the theoretical development of braking processes was developed, and the obtained results were comprehensively analysed.
4. The modernised test rig, the measurement system, the methodology for recording longitudinal forces, and the simulation model regarding the temporal development

of braking processes are applicable to future research. They can be employed in addressing braking performance challenges for various types of rolling stock and braking systems, including wagons equipped with load-proportional (load-compensated) braking.

5. The modernised test rig, the measurement system, the methodology for recording longitudinal forces, and the simulation model have been successfully implemented into the educational process. They are utilised in the courses "Technology and Train Control Systems" and "Traction and Braking Calculations" for students majoring in "Transport Equipment and Technologies" and "Transport Technology and Management" at the Faculty of Transport, Technical University of Sofia.

LIST OF PUBLICATIONS RELATED TO THE PHD THESIS

1. Кръстев, С., Велков, К., Кръстев, О. Симулационен модел за определяне на спирания път на влаков състав., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2021 Conference Proceedings, pp. 45-50, 2021.
2. Krastev, S., Velkov, K., Krastev, O., Analysis of the influence of freight trains length on their braking distance. *AIP Conf. Proc.* 10 April 2024; 3064 (1): 060001. <https://doi.org/10.1063/5.0199253>, Sozopol, BulTrans 2022.
3. Krastev, S., Velkov, K., Slavchev, S., Maznichki, V., Measurement system for Determining the Main Pneumatic Parameters of Train Braking System., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2023 Conference Proceedings, pp. 6-11, 2023.
4. Krastev, S., Slavchev, S., Maznichki, V., Sinapov, P., Veleв, M. Investigation of the Influence of Distributor Valve Position on Longitudinal Train Dynamics During Braking. *Eng. Proc.* **2026**, 121, 13. <https://doi.org/10.3390/engproc2025121013>
5. Кръстев, С. Проучване относно методите за изследване на надлъжната динамика на влаков състав в режим спиране., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2025 Conference Proceedings.

SUMMARY

Dissertation Title: **Investigation of the variation in longitudinal train forces during braking**

Autor: **Eng. Stefan Krastev, MSc**

The dissertation is dedicated to the longitudinal forces arising in a train set during braking. Various models describing their emergence and evolution are investigated. Their dependence on the actual development of braking processes in both stationary and non-stationary phases is defined. For this study, laboratory tests were conducted to establish the development of braking forces under various simulated train configurations, travel speeds, track gradients, and braking system control strategies. Based on this, a suitable research model was developed and the results were analyzed.

Chapter one provides a review of research related to longitudinal forces in a train set during braking, based on an analysis of available literature on the dissertation topic. The literature review analyzes the main types of train braking systems, their characteristics, performance metrics, and methods for investigating longitudinal forces within the train. On this basis, the goal and objectives of the dissertation are formulated.

Chapter two analyzes the current state of a test rig for gas-dynamic investigation of the braking system of a 44-wagon train. For the purposes of the dissertation, a modernization was carried out, including the replacement of the compressor unit and a complete inspection of the braking system.

Chapter three presents the measurement system required for recording the primary parameters of the braking system. A methodology for conducting laboratory tests and determining the longitudinal forces in the train has also been developed.

Chapter four presents the development of the train set models under the influence of longitudinal forces using MATLAB Simulink®. The mathematical apparatus for calculating the forces is described, and the models for individual forces as well as the integrated model of the entire train set are presented.

Chapter five presents the research results based on the factors with the most significant impact on longitudinal forces, such as the triple valve mode, the number of wagons in the train, and the position of the driver's brake valve. This chapter also analyzes operational factors affecting longitudinal forces, such as track gradient and braking system inhomogeneity. The obtained results are compared with theoretically derived data.

In conclusion, it can be summarized that the modernized test rig, the measurement system, the methodology for recording longitudinal forces, and the simulation model regarding the development of braking processes as a function of time provide a significant opportunity to improve the dynamic qualities of long-haul trains.