



26. MEDZINÁRODNÁ KONFERENCIA
„SÚČASNÉ PROBLÉMY V KOLAJOVÝCH
VOZIDLÁCH - PRORAIL 2023“
20. – 22. septembra 2023, Žilina, Slovensko

<https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.2.32>

NÁVRH MECHANIZMU PRE SKÚŠKU PARKOVACEJ BRZDY

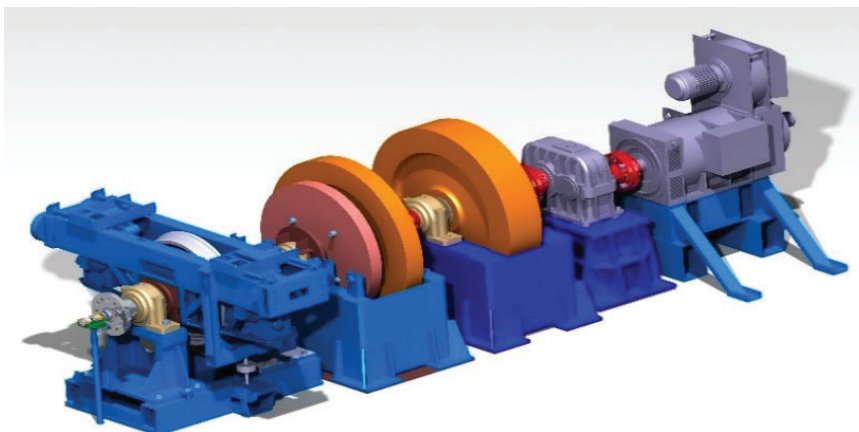
THE MECHANISM DESIGN OF A PARKING BRAKE TEST DEVICE

Andrej SUCHÁNEK^{*)}, Pavol ŠŤASTNIAK, Jozef HARUŠINEC, Mária LOULOVÁ

1 1 ÚVOD

Skúšky brzdných zostáv a komponentov vykonávané v simulovaných podmienkach nahrádzajú drahé traťové brzdové skúšky celých vozňov. Skúšky sú predovšetkým zamerané na trecie vlastnosti klátikových a kotúčových brzd koľajových vozidiel. [7, 9]

Je potrebné zaistiť, aby rozdielne brzdové stavy v rôznych skúšobniach dosahovali približne rovnaké výsledky uvedených skúšok brzdných komponentov rovnakého druhu a rovnakého výrobcu. [1, 4] Na dosiahnutie porovnateľných a spoľahlivých výsledkov musia byť takéto brzdové stavy schválené a kontrolované skupinou expertov. [6, 12]



Obr. 1 UIC brzdový stav

Fig. 1 UIC brake test bench

^{*)} **Ing. Andrej SUCHÁNEK, PhD.**, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 01 Žilina, Slovenská republika, tel.: +421 41 513 1753, e-mail: andrej.suchanek@fstroj.uniza.sk, zaoberá sa teóriou koľajových vozidiel, pevnostnými a dynamickými výpočtami na vozidlách,

Ing. Pavol ŠŤASTNIAK, PhD., tel.: +421 41 513 2562, e-mail: pavol.stastniak@fstroj.uniza.sk,

Ing. Jozef HARUŠINEC, PhD., tel.: +421 41 513 2570, e-mail: jozef.harusinec@fstroj.uniza.sk,

Ing. Mária LOULOVÁ, PhD., tel.: +421 41 513 2556, e-mail: maria.loulova@fstroj.uniza.sk.

Na Katedre dopravnej a manipulačnej techniky je inštalovaný zotrvačnickový brzdo­vý stav (**obr. 1**), ktorý bol schválený subkomisiou UIC UK 5T ako univerzálny skúšobný brzdo­vý stav kategórie D podľa Správy ERRI B 126/RP 18. Kategória D je najvyššia kategória certifikovaných zotrvačnickových brzdo­vých stavov, umožňujúca vykonávať všetky predpísané skúšobné programy až do rýchlosti 350 km.h⁻¹. [2] Umožňuje vykonávať skúšky obložení a klátikov železničných bŕzd podľa vyhlášok UIC 541-3 a UIC 541-4 a ďalšie skúšky. [3, 8, 11]

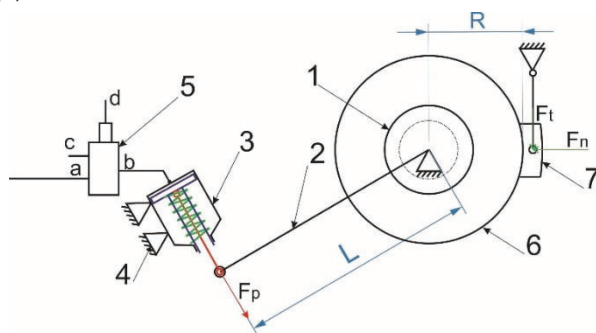
2 NÁVRH ZARIADENIA PRE TESTOVANIE PARKOVACEJ BRZDY

Pri bežných skúškach na zotrvačnickovom brzdo­vom stave sa pomocou elektromotora vytvára výkon, ktorý sa pomocou spojok a prevodovky prenáša do zotrvačnika, v ktorom sa akumuluje ako energia, ktorá sa využíva na simulovanie hmotnosti pripadajúcej na jednu brzdu. [5, 10] Počas skúšky parkovacej brzdy nie je možné takéto usporiadanie testovacej zostavy, pretože pri nulových otáčkach a postupnom zvyšovaní budiaceho prúdu dochádza k nadmernému zaťaženiu prevodovky, čo má za následok vplyv na poškodenie ozubeného dvoj­kolesia prevodovky.

Z dôvodu získavania ľahko porovnateľných výsledkov a metodiky založenej na rovnakom princípe pre všetky akreditované skúšobné stavy bola navrhnutá parkovacia brzda, ktorá umožňuje úplné vylúčenie motora a prevodovky a tým predísť ich poškodeniu. Pri návrhu parkovacej brzdy bolo potrebné brať do úvahy rýchle montážne a demontážne časy a dostatočnú tuhosť sústavy.

2.1 Princíp činnosti

Počas skúšky parkovacej brzdy sa, požadovaným prítlakom, k sebe pritlačia brzdo­vé komponenty trecích dvojíc (brzdo­vé klátiky (7) na jazdný profil kolesa (6) alebo brzdo­vé obloženia na brzdo­vý kotúč) na požadovanom trecom resp. brzdo­vom polomere R. Takto zaistené koleso resp. kotúč je pomocou pera a hriadeľa spojené pevnou kinematickou väzbou so spojku BKN (1). K spojke je prostredníctvom 4 čapov pevne pripevnené rameno (2) s osovou vzdialenosťou L.



Obr. 2 Princíp činnosti parkovacej brzdy
Fig. 2 Operation principle of the parking brake

Na opačnej strane je toto rameno uchytené k piestnici brzdo­vého valca (3). Reakčné sily, ktoré vznikajú pri interakcii brzdo­vého valca a ramena sa prostredníctvom 6 skrutiek prenášajú do rámu parkovacej brzdy (4). Tlak vzduchu v brzdo­vom valci je regulovaný pomocou proporčného ventilu FESTO MPPE (5). Napájacie napätie elektropneumatického ventilu MPPE je 24 V (DC) a ventil je ovládaný zmenou napätia v rozsahu 0 – 10 V (DC). Proporčným ventilom je umožnená regulácia tlaku vzduchu z hlavného vzduchojemu (0,8 MPa) na 0 – 0,6 MPa v brzdo­vom valci podľa veľkosti ovládacieho napätia. Schéma znázorňujúca princíp činnosti parkovacej brzdy je na **obr. 2**.

Pri postupnom zvyšovaní tlaku vzduchu v brzdo­vom valci dochádza k nárastu sily na piestnici F_p [N], ktorá je definovaná:

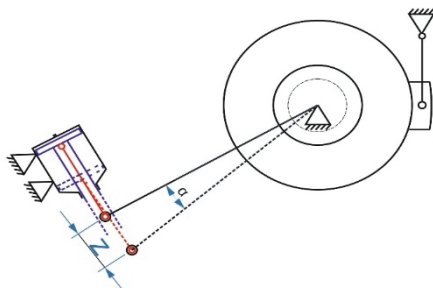
$$F_p = p_{vz} \cdot S_p \quad (1)$$

kde p_{vz} – tlak vzduchu [MPa] a S_p – plocha piesta [mm²].

Pôsobením sily FP na rameno vzniká krútiaci moment M_k [N.mm], ktorého veľkosť je definovaná:

$$M_k = F_p \cdot L \quad (2)$$

kde: L – osová vzdialenosť stredov uložení ramena [mm].



Obr. 3 Zmena geometrie pri vysunutej ojnici Z

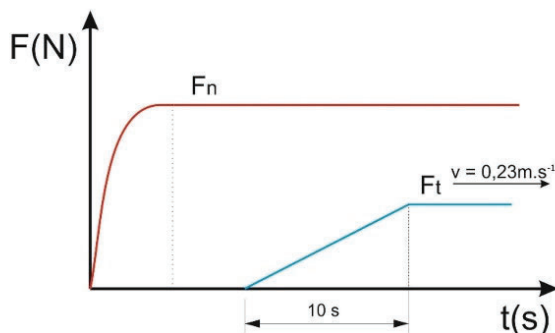
Fig. 3 Change of the geometry when the rod is extended

Maximálny možný zdvih piestnice brzdového valca je $Z_{max} = 200$ mm. Pri takomto posunutí dôjde k zmene geometrie, ktorá je zapríčinená rotačným pohybom ramena.

Zmena geometrie obr. 3, ktorá je zapríčinená vysunutím ojnice Z, a tým aj pootočením ramena o uhol α ovplyvňuje veľkosť zmeny krútiaceho momentu M_k minimálne.

2.2 Postup vykonania skúšky

Skúška začína zabrzdzením skúšaného kolesa (kotúča) požadovanou prítlačnou silou F_n . Po dosiahnutí požadovanej sily F_n začne elektropneumaticky ventil (5) zvyšovať tlak v brzdovom valci a vyvodzovať prostredníctvom páky (2) krútiaci moment. Tento



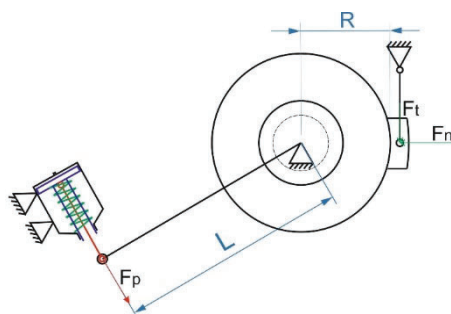
Obr. 4 Priebeh sily pri teste parkovacej brzdy

Fig. 4 The course of the force in the parking brake test

moment je zachytený tiahlom snímača tangenciálnej sily F_t osadeným silovým snímačom. Ako vidieť na obr. 4 sila F_t rastie li-neárne, počas desiatich sekúnd, až do momentu, kedy dôjde k prekonaniu trecích síl. Po prekonaní trecích síl a dosiahnutí simulovanej rýchlosti vozidla $v = 0,23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ sa z nameraných hodnôt normálovej a tangenciálnej sily dopočíta súčiniteľ trenia.

2.3 Dimenzionálny návrh ramena parkovacej brzdy

Pri návrhu ramena bolo potrebné určiť medznú silu, ktorá bude potrebná pre prekonanie účinku parkovacej brzdy. V návrhovom výpočte sme uvažovali s priemerom kolesa $D = 920$ mm, s prítlačnou silou 50 kN, súčiniteľom trenia $f = 0,5$ (-) a priemerom piesta brzdového valca $d = 254$ mm. Na kolese vzniká momentová rovnováha akčného momentu M_k rovnica (2) a reakčného momentu M_R [Nm] ako je schematicky znázornené na obr. 5.



Obr. 5 Priebeh sily pri teste parkovacej brzdy

Fig. 5 The course of the force in the parking brake test

$$M_R = M_k \quad (3)$$

Reakčný moment M_R je definovaný:

$$M_R = R \cdot F_n \cdot f \quad (4)$$

Po dosadení rovnice (2) a rovnice (4) do rovnice (3) dostávame:

$$R \cdot F_n \cdot f = F_p \cdot L \quad (5)$$

Následne dosadíme rovnicu (1) do rovnice (5):

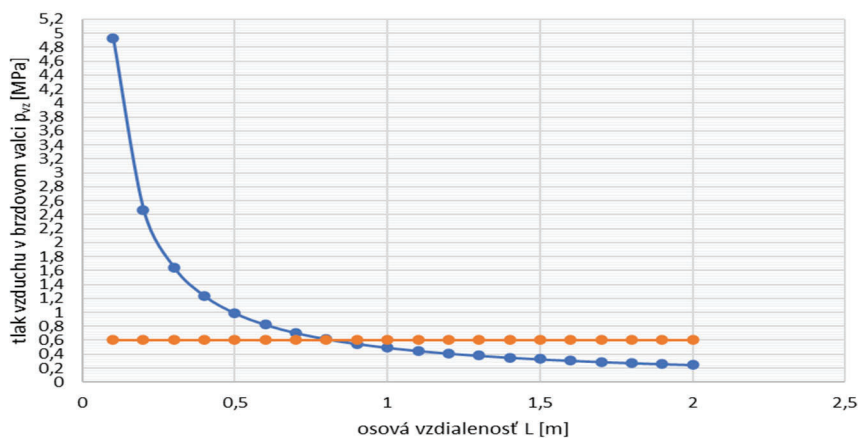
$$R \cdot F_n \cdot f = p_{vz} \cdot S_p \cdot L \quad (6)$$

Vyjadríme si plochu piesta brzdového valca:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (7)$$

Po dosadení rovnice (7) do rovnice (6) a následnej úprave dostávame vzťah, ktorý nám určuje závislosť tlaku vzduchu v brzdovom valci p_{vz} k osovej vzdialenosti ramena L :

$$p_{vz} = \frac{4 \cdot R \cdot F_n \cdot f}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{1}{L} \quad (8)$$



Obr. 6 Priebeh sily pri teste parkovacej brzdy

Fig. 6 The course of the force in the parking brake test

Z grafu na **obr. 6** môžeme určiť osovú vzdialenosť L , ktorá bude zodpovedať tlaku vzduchu, ktorý je možné regulovať pomocou elektropneumatického ventilu. Po zhodnotení sme zvolili dĺžku osovej vzdialenosti $L = 1$ m.

2.4 Zmena krútiaceho momentu počas zdvihu

Pre určenie zmeny krútiaceho momentu vplyvom pootočenia ramena bolo potrebné najskôr vypočítať uhol pootočenia ramena α :

$$\alpha = \frac{Z \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot L}, \quad (9)$$

kde Z [m] je vysunutie ojnice.

Následne sa upraví sila vyvolávaná pneumatickým valcom:

$$F_{P,Z=200} = F_P \cdot \cos \alpha. \quad (10)$$

Po dosadení rovnice (9) do rovnice (10) vznikla rovnica:

$$F_{P,Z=200} = F_P \cdot \cos \frac{Z \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot L}. \quad (11)$$

Pri pootočení ramena nedochádza len k zmene sily F_P [N] ale aj k zmene kolmej vzdialenosti medzi stredom otáčania a zložky sily kolmej na rameno. Skrátenie vzdialenosti L' [m] bolo vypočítané nasledovne:

$$L' = Z \cdot \sin \frac{Z \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot L}, \quad (12)$$

a vzdialenosť L'' [m] od stredu otáčania ramena ku kolmému pôsobeniu sily $F_{P,Z=200}$ [N] sa vypočítala:

$$L'' = L - L'. \quad (13)$$

Po dosadení rovnice (12) do rovnice (13) sa získala rovnica:

$$L'' = L - Z \cdot \sin \frac{Z \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot L}. \quad (14)$$

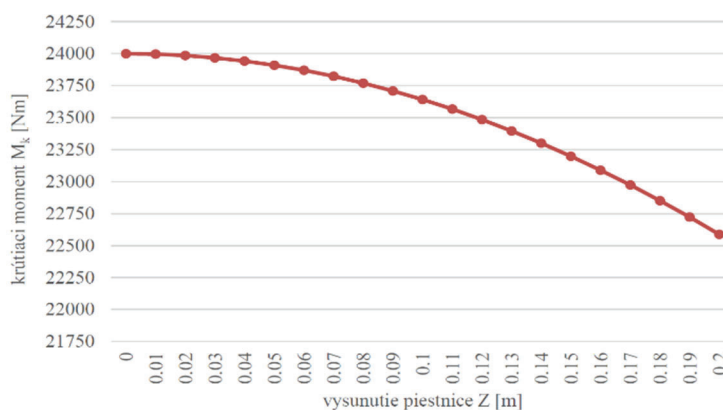
Výsledný krútiaci moment pri vysunutí piestnice $M_{k,Z=200}$ [N.m]:

$$M_{k,Z=200} = F_{P,Z=200} \cdot L''. \quad (15)$$

Po dosadení rovnice (11) a rovnice (14) do rovnice (15) sa získala rovnica:

$$M_{k,Z=200} = F_P \cdot \cos \frac{Z \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \left(L - Z \cdot \sin \frac{Z \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot L} \right). \quad (16)$$

Pri dosadení vypočítanej osovej vzdialenosti L do rovnice (16) je možné určiť celý priebeh zmeny krútiaceho momentu, závislej na zmene geometrie pri vysunutí piestnice $Z = 0 - 200$ m. Priebeh zmeny krútiaceho momentu vplyvom zmeny geometrie je znázornený na **obr. 7**. Pri poklese momentu je prostredníctvom tangenciálnej sily regulovaný elektropneumatický ventil, ktorý spoľahlivo vyrovnáva tieto straty.



Obr. 7 Zmena krútiaceho momentu vplyvom vysunutia piestnice

Fig. 7 The change of the torque influenced with extension of piston rod

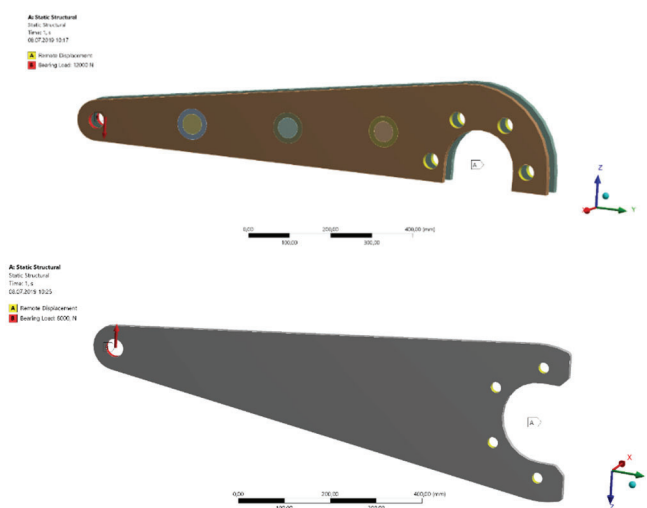
2.5 Návrh konštrukcie ramena parkovacej brzdy

Pri návrhu konštrukcie ramena bolo potrebné určiť veľkosť sily piestnice F_P . Táto sila vychádza z momentovej rovnováhy z rovnice (3), kde po vyjadrení dostávame:

$$F_P = \frac{R \cdot F_n \cdot f}{L} \quad (17)$$

Pre vybrané hodnoty navrhnuté v dimenzionálnom výpočte a zvolenej dĺžky L dostávame veľkosť sily $F_P = 12\,000$ N.

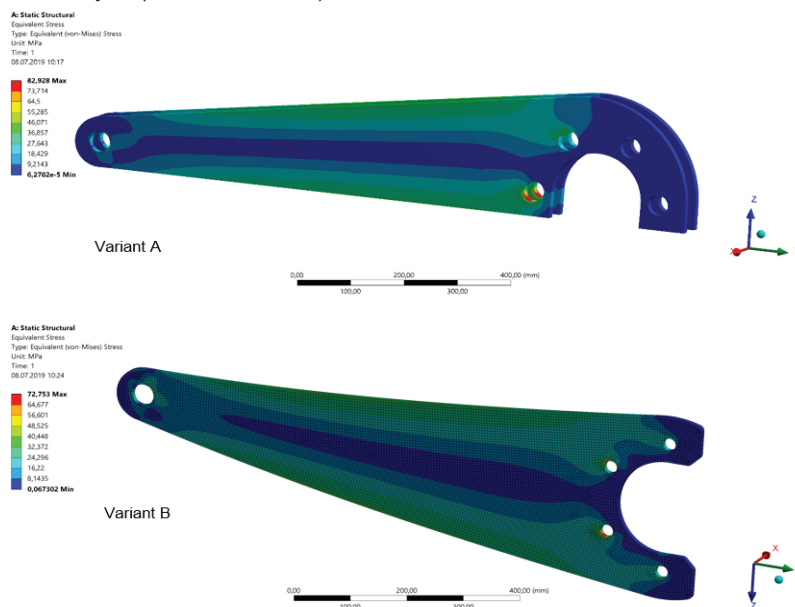
Pri konštrukčnom návrhu sme navrhli dva varianty konštrukcie ramena, ako je možné vidieť na **obr. 8**. Variant A bol zaťažovaný celkovou silou F_P . Variant B bol zaťažovaný polovičnou silou F_P , pretože vo výpočte sme uvažovali s ramenom pozdĺžne rozdeleným na dve symetrické časti.



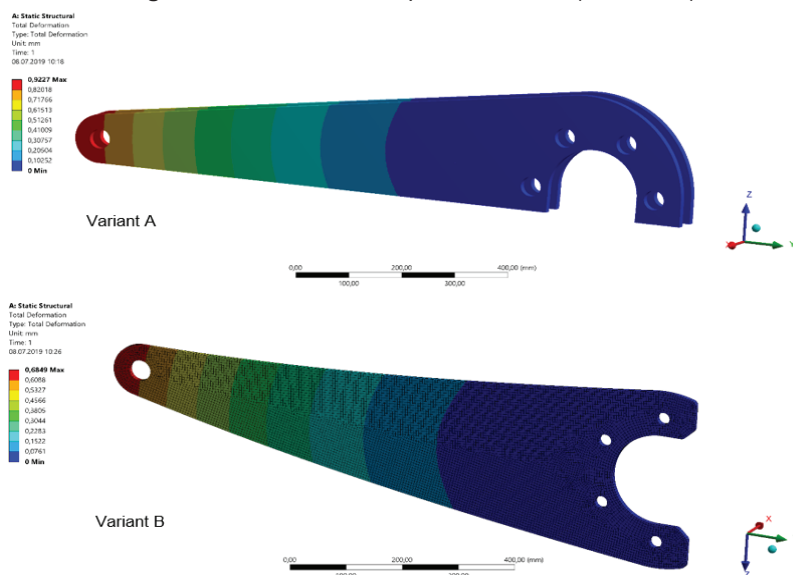
Obr. 8 Návrh ramena parkovacej brzdy

Fig. 8 Designs of the parking brake arm solution

Pomocou numerického výpočtu bola v programe ANSYS Workbench vykonaná štruktúrálna analýza (**obr. 9** a **obr. 10**).



Obr. 9 Rozloženie ekvivalentného napätia
Fig. 9 Distribution of the equivalent stress (von Mises)

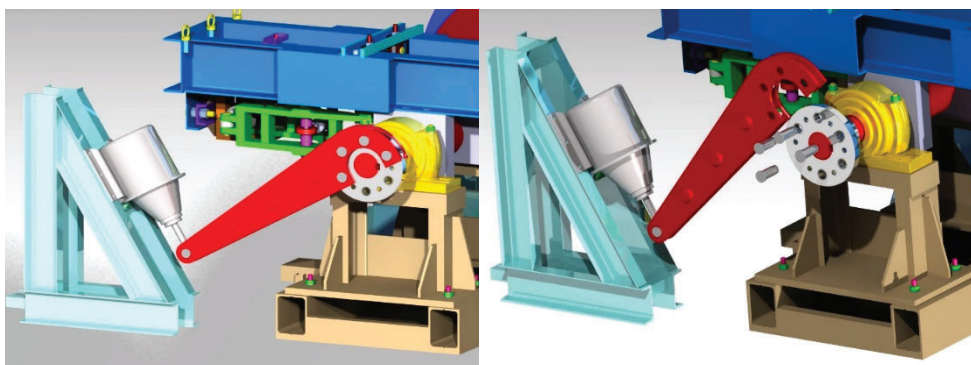


Obr. 10 Celková deformácia
Fig. 10 Total deformation

V analýze sa zisťovali miesta, v ktorých dochádzalo ku koncentráciám napätí, veľkosti vzniknutých napätí a posunutí vplyvom pôsobenia zaťažujúcich sily F_P . V štruktúrálnej

analýze bolo najpodstatnejšou úlohou správne určenie okrajových podmienok tak, aby čo najreálnejšie zodpovedali reálnemu stavu. Vo výpočtoch variantných riešení sme uvažovali s dvomi okrajovými podmienkami. Okrajová podmienka A odoberá všetky stupne voľnosti v mieste uloženia ramena na spojku BKN. Okrajová podmienka B predstavuje silu F_p , ktorá pôsobí v mieste uloženia čapu spájajúceho rameno s piestnicou brzdového valca.

Zhodnotením výsledkov štruktúrálnej analýzy sme zistili, že Variant B je vhodnejší ako variant A. Hodnotiacim kritériom boli maximálne ekvivalentné napätia a totálna deformácia. Avšak pri hlbšej analýze montážnych a demontážnych prác sme zistili, že z montážneho hľadiska je variant A výhodnejšou alternatívou. Zmontovaný a demontovaný stav variantu A môžeme vidieť na **obr. 11**.



Obr. 11 Návrh ramena parkovacej brzdy
Fig. 11 Parking brake arm design

3 ZÁVER

Článok sa zaoberá problematikou vývoja zariadenia slúžiaceho pre experimentálny výskum trecích vlastností brzdových komponentov koľajových vozidiel. Pomocou tohto zariadenia bude možné vykonávať súbor novo predpísaných skúšok na akreditovanom zotrvačnikovom brzdovom stave. Zariadenie je priamo určené pre skúšobné testovanie parkovacej brzdy a v článku sú popísané princípy, na ktorých toto zariadenie pracuje ako aj samotný postup skúšky, ktorá sa na tomto zariadení vykonáva. Brzdové systémy sú zahrnuté vo viacerých UIC a európskych normách. UIC 541-3 a UIC 541-4 sú najdôležitejšie normy pre skúšanie brzd koľajových vozidiel. V ďalšej časti sa článok zaoberá dimenzionálnym návrhom ramena parkovacej brzdy a návrhom konštrukcie ramena parkovacej brzdy. Predstavené sú dve riešenia, na ktorých bola vykonaná štruktúrna analýza a boli zhodnotené výhody a nevýhody týchto variantov. Výsledky z takto navrhnutého zariadenia, pre skúšku parkovacej brzdy, sú jasné a ľahko porovnateľné s výsledkami z ďalších akreditovaných brzdových stavov. V súčasnosti je už parkovacia brzda na zotrvačnikovom brzdovom stave vyrobená a zaradená v procese testovania.

Podakovanie

Táto práca bola vytvorená vďaka podpore projektu VEGA: 1/0513/22 - Výskum vlastností železničných brzdových komponentov v simulovaných prevádzkových podmienkach na zotrvačnikovom brzdovom stave.

Literatúra

[1] Gerlici, J., Lack, T.: Rail vehicles brake components test bench utilisation. Applied mechanics and material, vol. 486, 2014, s. 379-386, ISSN 1660-9336. [2] Gerlici, J., Lack,

T.: Analýza dynamických vlastností skúšobného stavu RAILBCOT. PRORAIL 2015 Súčasn \acute{e} problémy v koľajových vozidlách, ISBN 978-80-89276-48-6, s. 329-343. [3] Gerlici, J., Nozhenko, O., Cherniak, G., Gorbunov, M., Domin, R., Lack, T.: The development of diagnostics methodological principles of the railway rolling stock on the basis of the analysis of dynamic vibration processes of the rail. MATEC Web of Conferences 157, 2018. [4] Gerlici, J., Gorbunov, M., Kravchenko, K., Prosvirova, O., Lack, T.: Noise and temperature reduction in the contact of tribological elements during braking. MATEC Web of Conferences 157, 2018. [5] Lack, Gerlici, J.: The assessment of the integration methods for the rail vehicle ride dynamics solution. MATEC Web of Conferences 157, 2018. [6] Dižo, J., Blatnický, M., Steisunas, S., Skočilasová, B.: Assessment of a rail vehicle running with the damaged wheel on a ride comfort for passengers. MATEC Web of Conferences 157, 2018. [7] Blatnický, M., Dižo, J., Blatnická, M.: Structural design of soldering station chain conveyor working positions. MATEC Web of Conferences 157, 2018. [8] Blatnický, M., Dižo, J., Sága, M., Gerlici, J., Kuba, E.: Design of a mechanical part of an automated platform for oblique manipulation. Applied sciences [electronic]. Switzerland, ISSN 2076-3417 Roč. 10, č. 23, s. 1-24, 2020. [9] Gerlici, J., Gorbunov, M., Kravchenko, K., Kostyukovich, A., Nozhenko, O., Lack, T.: Experimental rigs for wheel/rail contact research. Manufacturing Technology, ISSN 1213-2489, Roč. 19, č. 5 2019, s. 909-916 Scopus. [10] Gerlici, J., Sakhno, V., Yefymenko, A., Verbitskii, V., Kravchenko, A., Kravchenko, K.: The stability analysis of two-wheeled vehicle model. Machine modelling and simulations 2017 ISSN 2261-236X. 1. vyd. 2018. s. [1-10]. DOI: 10.1051/matec-conf/201815701007. [11] Gerlici, J., Lack, T.: Analýza geometrie železničnej koľaje. Komunikácie. ISSN 1335-4205. Roč. 5, č. 1 2003, s. 43-51. SCOPUS. [12] Lack, T., Gerlici, J.: Tangenciálne napätie pre neeliptickú kontaktnú plochu počítané pomocou modifikovanej metódy FASTSIM]. Civil-Comp Proceedings, ISSN 1339-4509, Iss. 1, s. 10, 2016.



Resumé

Brzdový stav pre skúšanie brzdových komponentov koľajových vozidiel je dôležit \acute{e} zariadenie pre vykonávanie skúšok pre skutočné brzdové zostavy a komponenty v simulovaných podmienkach v laboratóriu. Príspevok pojednáva o návrhu zariadenia určeného na testovanie a výskum trecích charakteristík brzdových systémov. Popísaný je priebeh skúšky parkovacej brzdy, princíp činnosti zariadenia, na ktorom bude test vykonaný a výpočet hlavného konštrukčného prvku tohto zariadenia. Navrhnuté boli dve varianty, na ktorých boli vykonané štruktúrne analýzy s následným vyhodnotením a výberom optimálnej varianty. Výsledky získané pomocou takéhoto zariadenia budú slúžiť na tvorbu nových noriem a pravidiel, ako aj následnú certifikáciu brzdových komponentov brzdových systémov koľajových vozidiel.

Summary

The brake bench for testing brake components of rolling stock is an important device for performing tests for real brake assemblies and components under simulated conditions in the laboratory. The article deals with the design of the device set for testing and researching the frictional characteristics of brake systems. There are described the course of the parking brake, the principle of operation of the device on which the test will be performed and the calculation of the main structural element of this device. Two variants were proposed, on which structural analyzes were performed with followed evaluation and choosing of the optimal variant. The obtained results by using this device will be used for the creation of new

standards and rules, as well as the followed certification of brake components of rail vehicles brake systems.

