



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Analýza zatížení nápravy dvojkolí
v podvozcích typu Y25 pro nákladní
vozy

Analysis of wheelset axle load in
freight bogies Y25 type

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2023

Martin SMOLEJ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Smolej** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **492451**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Analýza zatížení nápravy dvojkolí v podvozcích typu Y25 pro nákladní vozy

Název bakalářské práce anglicky:

Analysis of wheelset axle load in freight bogies Y25 type

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte studii zatížení nápravy dvojkolí v různých typech a provedeních podvozků typu Y25 pro nákladní vozy. Vezměte v úvahu různá provedení brzdového systému a materiálu brzdových špalíků jakož i provedení rámu podvozku pro normální rozchod 1435 mm a pro rozchod 1668 mm. Proveďte rozbor, jak tyto varianty ovlivňují namáhání nápravy dvojkolí v podvozku typu Y25 a její dimenzování. Vypracujte

1. Režeršní provedení podvozků typu Y25, používaných v současnosti.
2. Rozbor zatížení nápravy standardního dvojkolí pro určené varianty podvozku a použitého brzdového systému.
3. Výpočet namáhání nápravy podle ČSN EN 13103-1:2019 a posouzení jejího dimenzování.
4. Výkres nápravy dvojkolí pro rozchod 1435 mm a vzdálenost středů ložiskových čepů 2170 mm.
5. Rámcový technologický postup výroby nápravy.

Seznam doporučené literatury:

Firemní literatura výrobců nákladních vozů a jejich podvozků
ČSN EN 13103-1:2019

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Tomáš Heptner ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

Ing. Tomáš Heptner
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítěk, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Martin Smolej

Název práce: Analýza zatížení nápravy dvojkolí v podvozcích typu Y25 pro nákladní vozy

Anglický název: Analysis of wheelset axle load in freight bogies Y25 type

Rozsah práce:

80 stran

57 obrázků

28 tabulek

0 grafů

Akademický rok: 2022/2023

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner

Klíčová slova: Železniční náprava, dvojkolí, špalíková brzda, podvozek Y25, pevnostní výpočet, výroba nápravy

Key words: Railway axle, wheelset, tread brake, bogie Y25, strength calculation, axle production



Abstrakt

Předmětem této bakalářské práce je náprava dvojkolí železničního nákladního vozu. Rešeršní část obsahuje popis klasické konstrukce podvozků Y25, včetně brzdového systému, a přehled podvozků typu Y25 produkovaných v současnosti. V práci byly analyzovány změny namáhání nápravy dvojkolí v podvozku typu Y25 v závislosti na konfiguracích špalíkové brzdy. Dále byly vypočítány teoretické maximální přitlaky brzdových zdrží a byl proveden výpočet namáhání nápravy dle normy ČSN EN 13103-1:2019 a dle provedeného silového rozboru. Na základě výsledků výpočtů byla navržena náprava dvojkolí pro rozchod 1 435 mm, která je určena pro podvozek umožňující změnu rozchodu 1 435/1 668 mm metodou výměny dvojkolí. Pro tuto nápravu byl zpracován výrobní výkres a navržen rámcový výrobní postup.

Abstract

This bachelor's thesis is focused on railway wheelset axle for freight cars. The theoretical part consists of description of classical bogie Y25 design, including braking system, and overview of bogies Y25 type produced at present. An analysis of differences in load of the axle depending on the configuration of the tread brake was carried out, and force input of the brake shoes of the same shoe holder was calculated. Stresses in particular sections of the axle were calculated subsequently according to ČSN EN 13103-1:2019 standard and according to load analysis. The wheelset axle for 1 435 mm track gauge intended for service in a bogie that can be converted from 1 435 mm to 1 668 mm track gauge via wheelset changeover was designed based on results of calculations, and general production process was proposed.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: „Analýza zatížení nápravy dvojkolí v podvozcích typu Y25 pro nákladní vozy“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 5.6.2023

.....

(podpis autora)



Poděkování

Děkuji Ing. Tomáši Heptnerovi, vedoucímu mé bakalářské práce, za odborné vedení a cenné rady při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za to, že je mi stálou oporou při studiu i v osobním životě.



Obsah

1	Úvod a cíle práce	10
2	Dvounápravový podvozek typu Y25	12
2.1	Rám	12
2.2	Ložisková skříň, vedení dvojkolí a primární vypružení.....	13
2.3	Uložení skříňe vozu na podvozek.....	14
2.4	Princip brzdění	14
2.4.1	Tlaková brzda samočinná.....	15
2.4.2	Mechanická část brzdy.....	16
2.5	Špalíková brzda	16
2.5.1	Litínové špalíky.....	17
2.5.2	Kompozitní špalíky	17
2.5.3	Trámcová brzda	19
2.6	Značení	20
2.7	Verze podvozků typu Y25.....	21
2.7.1	Dříve produkované provedení.....	21
2.7.2	Provedení Y25 L	21
2.7.3	Modernizované odvozené podvozky.....	25
2.8	Shrnutí k rešerši.....	29
3	Rozbor silových účinků na nápravu	30
3.1	Účinky hmoty na ložiskových čepech nápravy.....	30
3.2	Účinky sil od brzdění	33
3.2.1	Oboustranná špalíková brzda	33
3.2.2	Jednostranná špalíková brzda.....	35
4	Silové účinky působící na nápravu dle ČSN EN 13103-1:2019	38



4.1	Silové působení pohybujících se hmot na nápravu	38
4.1.1	Určení ohybového momentu Mx	40
4.2	Účinky způsobené brzděním	41
4.2.1	Oboustranná špalíková brzda	41
4.2.2	Jednostranná špalíková brzda.....	43
5	Postup pevnostního výpočtu nápravy dle ČSN EN 13103-1:2019.....	45
5.1	Výsledný moment působící na nápravu.....	45
5.2	Napětí v různých průřezech nápravy	47
6	Vstupní údaje pro výpočet namáhání nápravy.....	50
7	Vyšetření hodnot přítláčných sil zdrží.....	51
7.1	Kinetická energie vozu	51
7.2	Zábrzdňá dráha	52
7.3	Brzdňá dráha	53
7.4	Brzdňá síla	54
7.5	Kontrola meze adheze.....	54
7.6	Přítlačňá síla	55
7.6.1	Vypočtené hodnoty přítlačňých sil	56
7.6.2	Hodnoty přítlačňých sil brzdových zdrží na základě homologačňých zkoušek brzdových špalíků	56
8	Výpočet napětí ve vybraných průřezech nápravy	57
8.1	Výsledky výpočtů.....	59
8.2	Interpretace výsledků	60
9	Východiska konstrukce nápravy	61
10	Rámcový technologický postup výroby	62
10.1	Výroba polotovaru.....	62
10.2	Obrábění.....	62



10.3	Označení	63
10.4	Ochrana proti korozi a mechanickému opotřebení	64
10.5	Přehled všech operací	65
11	Závěr	67
12	Seznam použitých veličin a jednotek.....	68
13	Seznam obrázků	72
14	Seznam tabulek	74
15	Seznam příloh.....	75
16	Seznam zdrojů	76



1 Úvod a cíle práce

Čerpáno z [1] [2] [3] [4] [5]

Podvozky typu Y25 jsou nejrozšířenějšími podvozky pro nákladní vozy v Evropě. Jejich vývoj začal koncem 50. let ve Francii, kdy se z podvozku CFMCF disponujícím vinutými pružinami a ranou verzí Lenoirova tlumiče vyvinuly podvozky typu Y21. Koncem 60. let byl zkonstruován podvozek Y25, který byl přijat Mezinárodní železniční unií (UIC) jako standartní podvozek pro nákladní vozy. V 70. letech se jeho využití rozšířilo i do zemí tehdejšího východního bloku a koncem této dekády začíná výroba v ČSSR. Od té doby prošla jeho konstrukce různými modifikacemi. Přejít od klasické oboustranné špalíkové brzdy k brzdě jednostranné špalíkové, či brzdě kotoučové, s sebou nese změny ve způsobu namáhání nápravy silami působícími na dvojkolí při brzdění. Také materiál třecích elementů brzd doznal změn. Litinové brzdové špalíky jsou pro své nedostatky nahrazovány špalíky z kompozitních materiálů s odlišnými třecími vlastnostmi. Jedním z cílů této práce je prověření, jak se změní zatížení nápravy standartních dvojkolí provozovaných v podvozcích Y25 s klasickou koncepcí brzdového systému (oboustranná špalíková brzda s litinovými špalíky) při použití v podvozcích s modernějšími brzdovými systémy. Standardizovaný výpočet namáhání nápravy udává norma ČSN EN 13103-1:2019. Z něj plynoucí výsledky budou porovnány s výsledky výpočtů namáhání na základě vlastního čistě fyzikálního rozboru zatížení dvojkolí.

Jedním z notorických problémů železniční dopravy je propojení železničních sítí s různým rozchodem koleje. Z ekonomického hlediska je v Evropě jedno z nejdůležitějších propojení takovýchto tratí rozhraní standartního rozchodu 1 435 mm a iberského širokého rozchodu 1 668 mm mezi Francií a Španělskem. I přes vývoj dvojkolí pro nákladní vozy schopných automatické změny mezi těmito dvěma rozchody je stále nejvýhodnější metoda výměny dvojkolí s různými rozchody. Po zavezení vozu na pracoviště pro změnu rozchodu výměnou dvojkolí jsou od rámu podvozků Y25 uvolněna dvojkolí s ložiskovými skříněmi a vypružením. Skříň vozu je poté společně s podvozky vyzdvižena hydraulickými zvedáky. Následuje výměna dvojkolí a nastavení brzdových zdrží na správnou rozteč. Poté je vůz spuštěn na připravená dvojkolí, které je posléze připevněno k podvozku. Tento proces se odehrává v hraničních stanicích, například ve



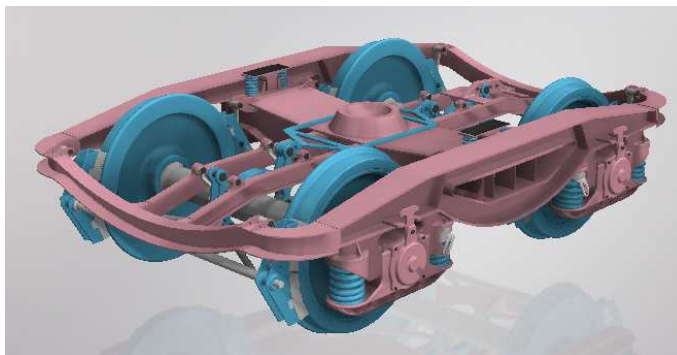
francouzském Cerbére (Obr. 1). Podvozky určené pro provoz na těchto tratích k tomu musí být náležitě uzpůsobeny. Mají větší rozteč podélníků a v důsledku toho i delší vzdálenost ložiskových čepů, tedy i delší nápravy. To při provozu na normálně rozchodné trati vede k jejich vyššímu namáhání oproti nápravám v podvozcích určených pouze na standardní rozchod. Dalším cílem této práce je kontrola a případná modifikace nápravy (odvozené od nápravy se standardní vzdáleností ložiskových čepů) pro standardní rozchodnou trať v podvozku Y25 uzpůsobeném pro provoz na trati s iberským širokým rozchodem.



Obr. 1 - Výměna dvojkolí nákladního vozu v Cerbére [6]



2 Dvounápravový podvozek typu Y25

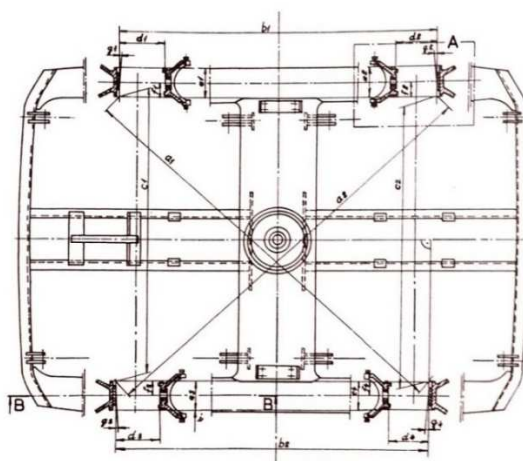


Obr. 2 - Model podvozku Y25

2.1 Rám

Čerpáno z [7] [8]

Rám může být odlévaný nebo svařovaný. Ačkoliv odlévané verze rámu mají výhodu jednoduché stavby a jsou vhodné pro velkosériovou výrobu, v dnešní době se, takřka výhradně, vyrábějí rámy svařované, jejichž technologie výroby dovoluje užití plechů různých tlouštěk pro optimalizaci hmotnosti. Rozhraní rám podvozku-dvojkolí a rám podvozku-brzda jsou pro obě varianty provedení rámu shodná.



Obr. 3 - Uzavřený rám podvozku Y25 Cs [9]

Rámy lze dále rozdělit dle konstrukce na uzavřené a otevřené. Uzavřená varianta rámu (Obr. 3) se skládá z dvou podélníků profilu I, příčnicku skříňového průřezu a dvou čelníků profilu U. V podvozcích vybavených oboustrannou špalíkovou brzdou jsou k příčnicku přivařeny dva pomocné podélníky sloužící k uložení brzdového tyčovní. Na příčník je svorníkem (nicohlavem) přišroubovaná kulová torna a dvě postranní

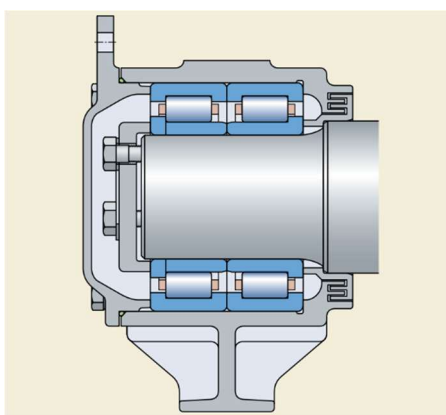


kluznice. K podélníkům jsou ze spodní strany přivařeny ocelolitinové rozsochy k vedení dvojkolí s konzolami, ve kterých je uloženo primární vypružení. V současné době je u produkovaných podvozků typu Y25 častá poddajnější a lehčí otevřená („H“) varianta rámu bez čelníků. Podvozky se díky tomu lépe přizpůsobují trati. Otevřený rám neumožňuje využití oboustranné špalíkové brzdy, proto tyto podvozky mohou být vybaveny pouze jednostrannou špalíkovou či trámčovou brzdou, popřípadě brzdou kotoučovou.

2.2 Ložisková skříň, vedení dvojkolí a primární vypružení

Čerpáno z [7] [8] [10]

Dvojkolí je uloženo v odlévaných ložiskových skříních nápravových ložisek (Obr. 4). Ložiskové čepy se nacházejí na koncích nápravy. Skříň v podvozcích Y25 obsahuje pár jednořadých valivých válečkových ložisek typu WJ/WJP 130 × 240. Vnější ložisko (WJP) se od vnitřního (WJ) liší tím, že jeho vnitřní kroužek neobsahuje přírubu. Ta je nahrazena příložným kroužkem. Tak je zajištěna možnost kontroly oběžných drah vnitřních kroužků bez nutnosti je stáhnout z ložiskového čepu. Vnitřní kroužek ložiska je na čele nápravy axiálně zajištěn koncovou deskou. Směrem ke kolu je vnitřní kroužek ložiska opřen o opěrný kroužek. Opěrný kroužek společně se stěnou skříně vytváří těsnící labyrint.

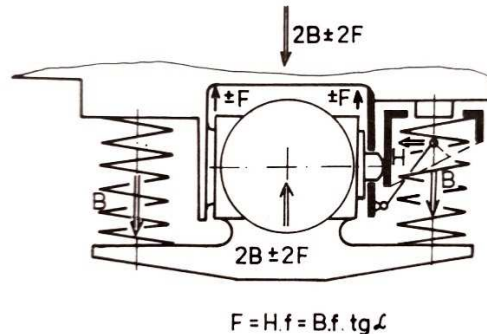


Obr. 4 - Řez typickou ložiskovou skříní [10]

Spojení s rámem je realizováno pomocí primárního vypružení, tlumiče a prvků vedení dvojkolí. Dvojkolí je vedeno rozsochově. Primární vypružení zajišťuje sada válcových vinutých pružin flexi – coil. Ve vnější pružině je zasazena pružina vnitřní s menším průměrem a kratší délkou. Tímto je dosaženo progresivní charakteristiky



vypružení, kdy je prázdný vůz odpružen pouze vnějšími pružinami a při daném větším zatížení se začne stlačovat i vnitřní pružina, což vede k lomu charakteristiky vypružení, tedy zvýšení jeho tuhosti. Vibrace jsou tlumeny třecím Lenoirovým tlumičem (Obr. 5).



Obr. 5 - Princip funkce třecího tlumiče [7]

2.3 Uložení skříně vozu na podvozek

Čerpáno z [7] [9]

Uložení přenášející zatížení od vozové skříně je realizováno pomocí kulové torny s nichlavem a dvou postranních kluznic. U vyráběných verzí Y25 se dnes využívají výhradně odpružené kluznice s párem předepjatých vinutých pružin, které třením tlumí pohyby podvozku způsobené vlnivým pohybem dvojkolí.

2.4 Princip brzdění

Čerpáno z [8]

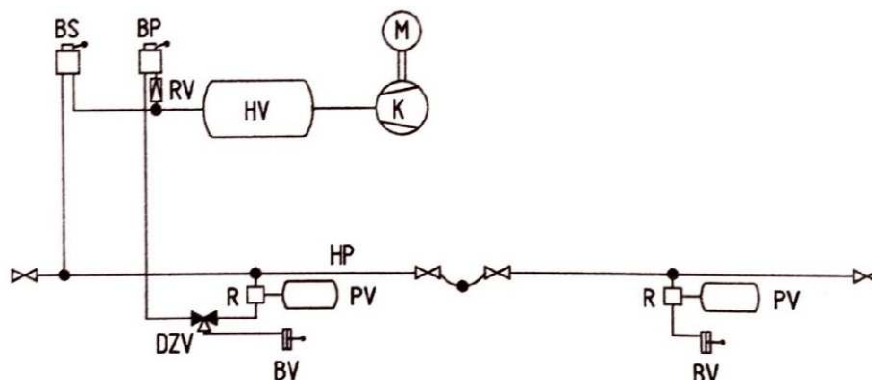
Brzdění je zajišťováno adhezním brzdovým systémem, kde jsou tečné brzdné síly, působící proti směru otáčení kola, přenášeny mezi vozidlem a kolejí v kontaktu kolo – kolejnice. Brzdná síla je tedy závislá na schopnosti kontaktu přenášet tečné síly. Konkrétně jde o brzdy třecí. Brzdná síla je vyvozována přitlačováním brzdícího elementu na otáčející se část dvojkolí. Podle zdroje brzdné síly lze brzdy v podvozku Y25 rozdělit na tlakovou brzdou samočinnou a zajišťovací brzdou mechanickou, které ovládají společné brzdové tyčové.



2.4.1 Tlaková brzda samočinná

Čerpáno z [8] [11]

Princip tlakové brzdy samočinné je vysvětlen na následujícím zjednodušeném schématu (Obr. 6).



Obr. 6 - Schéma pneumatické samočinné tlakové brzdy [11]

Hlavní vzduchojem (HV) umístěný na hnacím vozidle je plněn stlačeným vzduchem z kompresoru (K), který je poháněn motorem (M). Z hlavního vzduchojemu je vzduch přiváděn do hlavního potrubí (HP), které prochází celou vlakovou soustavou. Hodnota tlaku vzduchu v něm je ovládána brzdícím samočinné brzdy (BS). Je-li v hlavním potrubí provozní tlak (5 bar), je spojeno přes rozváděč s pomocnými vzduchojemy (PV), které fungují jako akumulátory energie pro jednotlivé vozy. Tímto způsobem je v nich doplňován tlak a zároveň jsou odvzdušňovány brzdové válce (BV). Dojde-li k poklesu tlaku vzduchu v hlavním potrubí, rozváděče odpojí pomocné vzduchojemy od hlavního potrubí a propojí je s brzdovými válci na dobu odpovídající poklesu tlaku.

Pokud je nákladní vůz provozován do maximální rychlosti 100 km/h tzn. v režimu S, může být vybaven brzdou s mechanickým přestavovačem prázdný – ložený. Další variantou je brzda s automatickým brzděním podle hmotnosti vozu, pro tzn. režim SS. (nákladní vozy s maximální rychlostí do 120 km/h). V tomto případě je hodnota tlaku v brzdovém válci automaticky nastavena podle hmotnosti vozu, nebo zatížení jednotlivých dvojkolí, je-li podvozek vybaven dvěma brzdovými válci. Dále se pneumatické tlakové brzdy dělí do režimů podle plnicí doby t_{pl} a vyprazdňovací doby t_{vyp} brzdového válce. Nákladní vozy určené pro rychlosti vyšší než 90 km/h, s maximem do 120 km/h, musí být vybaveny brzdou s brzdovým režimem osobní „O“ s plnicí dobou 3 – 5 sek, nebo v případě brzdění dle zatížení s plnicí dobou 3 – 6 sek.



2.4.2 Mechanická část brzdy

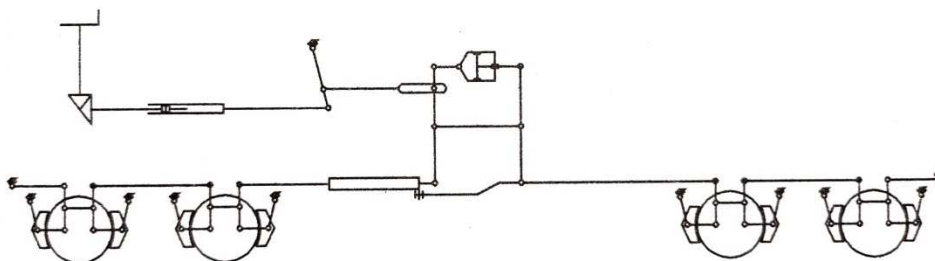
Čerpáno z [8] [11] [12]

Mechanická část brzdy zajišťuje několikanásobné zvětšení a přenos brzdící síly z brzdového válce k jednotlivým brzdícím elementům. Skládá se z brzdového pákoví a tyčové a brzdových zdrží špalíkové brzdy či čelistí kotoučové brzdy. Brzdové pákoví a tyčové musí být vyrovnávací, tedy musí rozvádět sílu rovnoměrně mezi jednotlivé brzdící elementy. Správnou odlehlost brzdících elementů při různém opotřebení a zdvih pístu brzdového válce samočinně nastavuje stavěč odlehlosti zdrží či čelistí. Brzdové zdrže špalíkové brzdy jsou spojeny s rámem pomocí závěsek zdrží a ve správné rozteči je udržují rozpory zdrží.

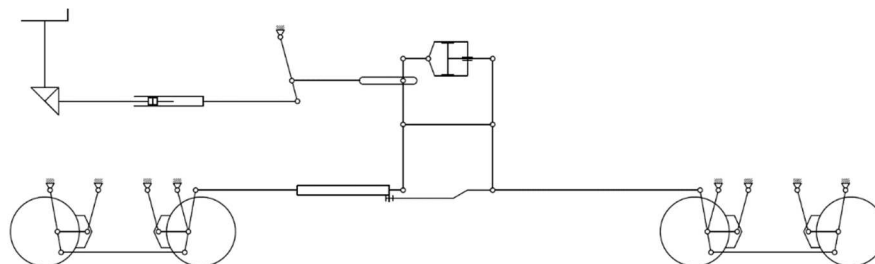
2.5 Špalíková brzda

Čerpáno z [8] [11]

U špalíkové brzdy je brzdná síla vyvolána třením brzdových špalíků o jízdní plochu kola. Během brzdění se třením mění kinetická energie na teplo. Její účinek je tudíž omezen nejvyšším možným tepelným namáháním železničních kol, protože materiály špalíků se vyznačují nižší teplotní vodivostí než materiál kol. Špalíkovou brzdou je vybavena většina nákladních vozů. V podvozcích typu Y25 jsou využívány obě varianty provedení špalíkové brzdy, tj. oboustranná i jednostranná. V případě oboustranné špalíkové brzdy jsou na kolo přitlačovány dvě brzdové zdrže z obou stran (Obr. 7). V případě jednostranné špalíkové brzdy je na kolo přitlačována pouze jedna zdrž (Obr. 8).

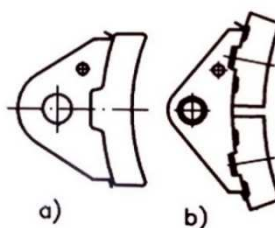


Obr. 7 - Schéma mechanické části oboustranné špalíkové brzdy 4n nákladního vozu [11]



Obr. 8 - Schéma mechanické části jednostranné špalíkové brzdy 4n nákladního vozu

Brzdové zdrže (Obr. 9) s brzdovými špalíky se používají dělené jednošpalíkové či dvoušpalíkové (u jednostranné varianty brzdy v Y25 vždy toto provedení). Skládají se z vyměnitelného brzdového špalíku a botky zdrže. Oba díly jsou k sobě vázány klínem. Materiál brzdových špalíků má zásadní vliv na brzdné vlastnosti vozu.



Obr. 9 - Brzdové zdrže: a) dělená jednošpalíková; b) dělená dvoušpalíková [8]

2.5.1 Litinové špalíky

Čerpáno z [8] [11] [12] [13]

Tradiční brzdové špalíky z šedé litiny jsou stále běžně využívány. Podle chemického složení se rozdělují na špalíky GG z nelegované litiny a na špalíky z fosfornaté litiny P10 (cca 1 % fosforu) a P14 (cca 1,4 % fosforu). Špalíky z litiny legované fosforem dosahují vyšších hodnot součinitele tření mezi kolem a špalíkem, avšak stejně jako u špalíků GG jeho hodnota klesá s teplotou. Hlavním problémem vozů vybavených litinovými špalíky jsou emise hluku pramenící z opotřebování jízdní plochy kola při brzdění. Zároveň při samotném brzdění vniká „kvičení“.

2.5.2 Kompozitní špalíky

Čerpáno z [8] [14] [15]

Zavedení kompozitních brzdových špalíků podléhá požadavkům na snižování hluku železniční dopravy, jelikož narozdíl od litinových při brzdění vyhlazují jízdní plochu



kola. V Německu či Švýcarsku již nemohou být provozovány vozy vybavené litinovými špalíky a ostatní země Evropské Unie by měly v budoucnu následovat stejného příkladu.

Rozdělují se do kategorií podle hodnoty součinitele tření. Pro nákladní vozy jsou používány kompozitní špalíky s vysokou úrovní tření K a kompozitní špalíky s nízkou úrovní tření LL (low noise, low friction). Využití špalíků kategorie K, které se vyznačují vyšší hodnotou součinitele tření než litinové špalíky, umožňuje k dosažení stejného brzdného účinku pracovat s menšími přitlaky. To dovoluje aplikaci menších brzdových válců a odlehčeného brzdového tyčového a vybavují se jimi nové vozy. Špalíky kategorie LL byly vyvinuty a jsou využívány pro přestrojení vozů provozovaných s litinovými špalíky bez nutnosti jiných úprav brzdového systému. Nevýhodou kompozitních špalíků je nižší tepelná vodivost než u špalíků litinových, což vede ke zvýšenému namáhání kol při brzdění. Jsou také dražší, avšak výrazně lépe odolávají opotřebení, takže jejich výměna je nutná v podstatně delších intervalech.

V Tab. 1 jsou uvedeny výpočtové hodnoty součinitele tření Γ pro jednotlivé materiály brzdových špalíků dle ČSN EN 13101-1:2019.

Tab. 1 - Výpočtové hodnoty součinitelů tření brzdových špalíků [16]

Materiál brzdových špalíků	Výpočtová hodnota součinitele tření Γ [-]
GG	0,1
LL	0,17
K	0,25



2.5.3 Trámcová brzda

Čerpáno z [8] [17]

Jde o brzdu se dvěma brzdovými válci a oboustranným stavěčem odlehlosti zdrží či stavěči dvěma. Brzda trámcová (Obr. 10) je moderní alternativou k jednostranné špalíkové brzdě u nových vozů, kterou předčí především nízkou hmotností, jednoduchou montáží a vyšší účinností. Při brzdění trámcovou brzdou je náprava namáhána stejným způsobem jako při brzdění klasickou jednostrannou špalíkovou brzdou.



Obr. 10 - Trámcová brzda „WheelAct Freight“ (Knorr-Bremse) [18]



2.6 Značení

Podvozky typu Y25 jsou unifikovány v základních provedeních uvedených v Tab. 2. a další vlastnosti podvozku upřesňuje doplňkové značení v Tab. 3.

Tab. 2 - Základní provedení podvozků typu Y25 [2]

Y25 C	Pro maximální hmotnost na nápravu 20 t
Y25 R	Pro maximální hmotnost na nápravu 20 t, zesílené provedení („renforcé“)
Y25 L	Pro maximální hmotnost na nápravu 22, 5 t („lourd“)

Tab. 3 - Doplňkové označení verzí podvozku Y25 [2] [8]

m	Litý ocelový rám podvozku
o	Radiálně stavitelná dvojkolí
s	Způsobilý pro provoz v režimu „S“ u vlaků do 100 km/h
s2	Způsobilý pro provoz v režimu „S“ s přípravou pro způsobilost v režimu „SS“ u vlaků do 120 km/h při hmotnosti na nápravu 20 t
ss	Způsobilý pro provoz v režimu „SS“ u vlaků do 120 km/h
s(s)	Způsobilý pro provoz v režimu „SS“ u vlaků do 120 km/h při hmotnosti na nápravu do 20 t
d	Dvoušpalíkové brzdové zdrže
D	Vybaven kotoučovou brzdou
e	Pro iberský široký rozchod
f	Se zabudovanou ruční brzdou
i	Se zabudovaným brzdovým válcem a stavěčem odlehlosti zdrží
i1	Se zabudovaným brzdovým válcem a stavěčem odlehlosti zdrží; samočinné brždění podle nákladu (v režimu „SS“) v podvozku
i2	Se zabudovaným brzdovým válcem a stavěčem odlehlosti zdrží; samočinné brždění podle nákladu (v režimu „SS“) ve spodku vozu
t	Připraven na instalaci brzdového systému do podvozku



2.7 Verze podvozků typu Y25

2.7.1 Dříve produkované provedení

Úvodní standardizované provedení dvounápravového podvozku Y25 C udalo dalším provedením základní rozměrové parametry, uvedeny v Tab. 4.

Tab. 4 - Základní rozměrové parametry podvozků typu Y25 [2]

Rozvor	1 800 mm
Rozchod	1 435 mm
Průměr kol	920 mm

Provedení Y25 R se od svého předchůdce liší zesíleným rámem a zesílením prvků brzdového tyčovní. Podvozky jsou vybaveny oboustrannou či jednostrannou špalíkovou brzdou. Verze Y25 Cs, Y25 Css, Y25 Rs, Y25 Rss jsou stále využívány. Mají maximální hmotnost na nápravu 20 t do rychlosti 100 km/h a prázdný vůz opatřen těmito podvozky se může pohybovat maximální rychlostí 120 km/h.

2.7.2 Provedení Y25 L

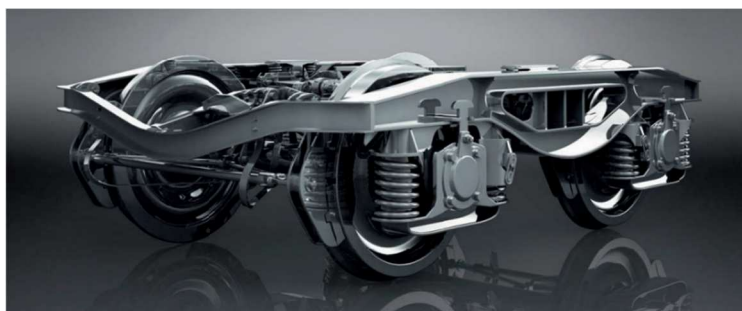
Jak bylo již výše zmíněno, písmeno L značí maximální hmotnost na nápravu 22,5 t. Toho bylo dosaženo pomocí zvýšení únosnosti různých částí podvozku (ložisek, ložiskových skříní, nápravy, brzd atd.). Je produkováno velké množství verzí podvozku Y25 L, které se navzájem liší především konstrukcí rámu a zabudovanými brzdovými systémy. Dále jsou zmíněny některé příklady, u kterých platí, není-li uvedeno jinak, standardní parametry provedení Y25 L v Tab. 5.

Tab. 5 - Standardní parametry podvozků Y25 L [2]

Maximální hmotnost na nápravu	22,5 t
Maximální rychlost podvozku	120 km/h
Maximální rychlost plně loženého vozu	Zpravidla 100 km/h s ohledem na brzdový systém
Vzdálenost středů ložiskových čepů	2 000 mm
Velikost příčných vůlí	2 × 10 mm



2.7.2.1 Y25 Ls(s) (TATRAVAGONKA Poprad)



Obr. 11 - Y25 Ls(s) (TVP) [19]

Tab. 6 - Parametry podvozku Y25 Ls(s) (TVP) [19]

Hmotnost	4,6 t
Rám	Uzavřený s pomocnými podélníky
Brzdový systém	Oboustranná špalíková brzda
Brzdové zdrže	Dělené jedno/dvoušpalíkové
Materiál brzdových špalíků	Litínové P10/Kompozitní

2.7.2.2 Y25 Ls-K (TATRAVAGONKA Poprad)



Obr. 12 - Y25 Ls-K (TVP) [20]

Tab. 7 - Parametry podvozku Y25 Ls-K (TVP) [20]

Hmotnost	4,2 t
Rám	Otevřený
Brzdový systém	Jednostranná špalíková brzda
Brzdové zdrže	Dělené dvoušpalíkové
Materiál brzdových špalíků	Kompozitní



2.7.2.3 Y25 Lsi-C-K (TATRAVAGONKA Poprad)

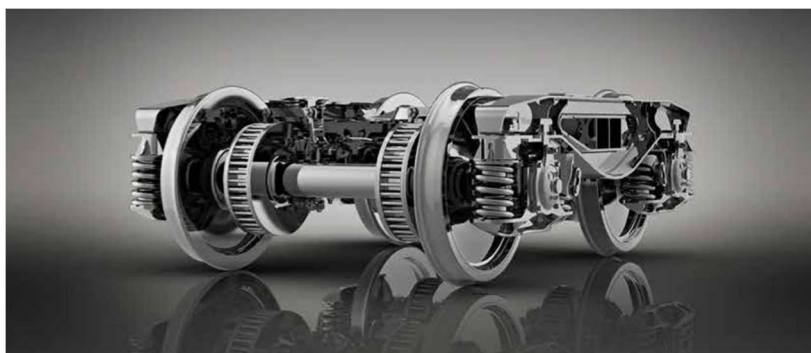


Obr. 13 - Y25 Lsi-C-K (TVP) [21]

Tab. 8 - Parametry podvozku Y25 Ls-C-K [21]

Hmotnost	4,2 t
Rám	Otevřený
Brzdový systém	Trámcová brzda
Brzdové zdrže	Dělené dvoušpalíkové
Materiál brzdových špalíků	Kompozitní

2.7.2.4 Y25 Lssi(f)-D (TATRAVAGONKA Poprad)



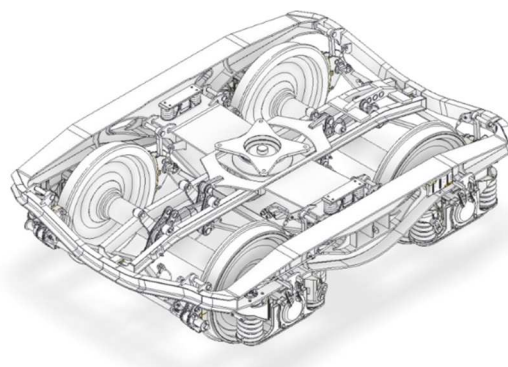
Obr. 14 - Y25 Lssi(f)-K (TVP) [22]

Tab. 9 - Parametry podvozku Y25 Lssi(f)-D (TVP) [22]

Hmotnost	5 – 5,15 t
Rám	Otevřený
Brzdový systém	Kotoučová brzda
Rozložení brzdy	Celkem 4 kotouče nalisované na nápravách, 4 jednotky kotoučové brzdy



2.7.2.5 Y25 Lse (Eisenbahnlaufwerke Halle)



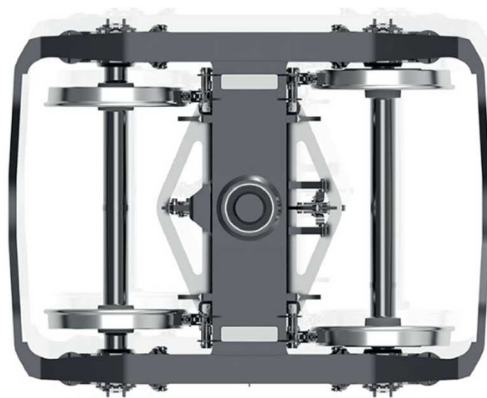
Obr. 15 - Y25 Lse (ELH) [23]

Y25 Lse je příklad podvozku typu Y25 pro provoz na standardním a iberském širokém rozchodu. Tomu odpovídá polohovatelné zavěšení brzdových špalíků pro jejich nastavení na požadovanou rozteč. Záchytka dvojkolí je sklapovací, aby nepřekážela vyzvednutí vozu s rámem podvozku při výměně dvojkolí s jiným rozchodem.

Tab. 10 - Y25 Lse (ELH) [24]

Hmotnost	4,5 t
Vzdálenost středů ložiskových čepů	2 170 mm
Brzdový systém	Oboustranná špalíková brzda
Brzdové zdrže	Dělené dvoušpalíkové
Materiál brzdových špalíků	Kompozitní

2.7.2.6 Y25 Lsde-K (GREENBRIER)



Obr. 16 - Y25 Lsde-K (GB) [25]

Tento podvozek je také konstruován pro provoz jak na normálně rozchodných tratích, tak na tratích s iberským širokým rozchodem 1 668 mm. Uveden je spíše pro



zajímavost, jelikož výrobcem je označen jako typ Y25, avšak tomu neodpovídá rozvor 2 000 mm.

Tab. 11 - Parametry podvozku Y25 Lsde-K (GB) [25]

Hmotnost	4,290 - 4,395 t (podle typu dvojkolí)
Rám	Uzavřený bez pomocných podélníků
Rozvor	2 000 mm
Vzdálenost středů ložiskových čepů	2 170 mm
Brzdový systém	Jednostranná špalíková brzda
Brzdové zdrže	Dělené dvoušpalíkové
Materiál brzdových špalíků	Kompozitní typu K

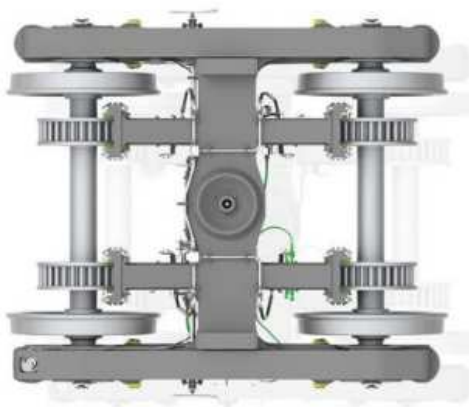
2.7.3 Modernizované odvozené podvozky

Čerpáno z [7] [26]

Modifikace standartních provedení podvozků typu Y25 podléhají snahám o zvyšování maximálních zatížení na nápravu, zvyšování přepravních rychlostí a ekologičnost provozu. Z velké části se týkají rámu podvozků, jejich únosnosti a především vedení dvojkolí. Tuhé rozsochové vedení s třecím tlumičem podvozku Y25 vzniklo původně pro francouzské tratě s malým množstvím oblouků s malým poloměrem. Po rozšíření i na tratě s horší výškovou a směrovou úpravou vyvstaly problémy s nedostatečným tlumením a délkou vlny pohybu dvojkolí při vyšších rychlostech. Pro zajištění stabilního a klidného chodu i při vyšších rychlostech za dosažení snížení opotřebení okolků a hlav kolejnic, energetických úspor a snížení hluku se využívají například rejdoavná dvojkolí. Rejdoavná dvojkolí dovolují natočení vůči rámu podvozku o určitý úhel. Přirozené rejdoavnosti, která je daná účinkem rozdílných podélných skluzových sil, lze dosáhnout vhodným naladěním příčné, podélné a úhlové tuhosti dvojkolí. Tento účinek je možné zesílit vzájemnou kinematickou vazbou dvojkolí.



2.7.3.1 GB25RS (GREENBRIER)



Obr. 17 - GB25RS (GB) [25]

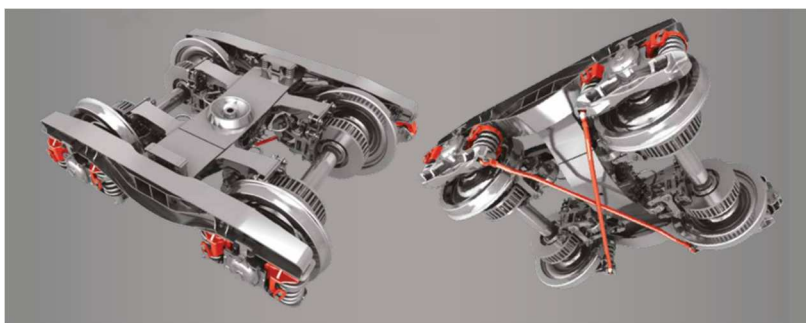
V podvozku GB25RS je využíváno přirozené rejdovnosti dvojkolí a jeho otevřený rám je konstruován na přenášení vyšších zatížení. Třecí tlumič je po obou stranách ložiskové skříně.

Tab. 12 - Parametry podvozku GB25RS (GB) [25]

Hmotnost	3,9 – 5,25 t podle druhu brzdového systému
Rám	Otevřený
Maximální hmotnost na nápravu	25 t
Maximální rychlost z hlediska pojezdu	120 km/h
Maximální rychlost při 25 t na nápravu	100 km/h
Brzdový systém	Kotoučová/ jednostranná špalíková/trámcová brzda



2.7.3.2 TVP NG-DBS (TATRAVAGONKA Poprad)



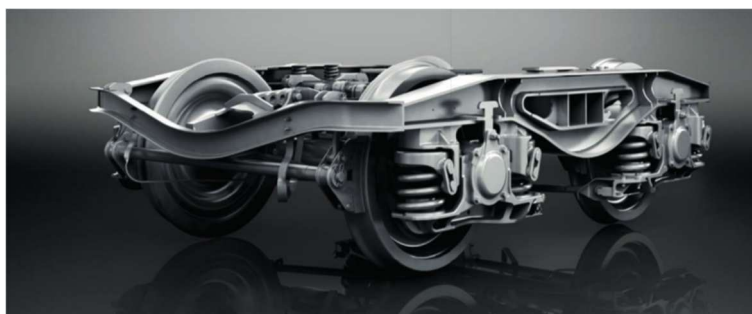
Obr. 18 - TVP NG-DBS (TVP) [27]

Podvozek je konstruován s křížovou kinematickou vazbou dvojkolí zvyšující jejich přirozenou rejdivnost. Dalším hlavním rozdílem oproti standartním podvozkům Y25 je provedení vypružení a vedení dvojkolí s třecími tlumiči po obou stranách ložiskové skříně.

Tab. 13 - Parametry podvozku TVP NG-DBS (TVP) [27]

Hmotnost	5 t
Rám	Otevřený
Maximální rychlost při 22,5 t na nápravu	120 km/h
Brzdový systém	Kotoučová brzda
Podélná vůle dvojkolí	+/- 8 mm

2.7.3.3 TVP 2009-R (TATRAVAGONKA Poprad)



Obr. 19 - TVP 2009-R (TVP) [28]

Povozeček je uzpůsoben pro provoz na ruském širokém rozchodu 1 520 mm. Od standartních provedení Y25 se liší především křížovou vazbou dvojkolí a konstrukcí vedení dvojkolí a vypružení s třecími tlumiči po obou stranách ložiskové skříně.



Tab. 14 - Parametry podvozku TVP 2009-R (TVP) [28]

Hmotnost	5,15 t
Rám	Uzavřený
Vzdálenost středů ložiskových čepů	2 036 mm
Maximální hmotnost na nápravu	25 t
Maximální rychlost při 25 t na nápravu	120 km/h
Brzdový systém	Oboustranná špalíková brzda
Brzdové zdrže	Dělené jednošpalíkové
Materiál brzdových špalíků	Kompozitní

2.7.3.4 DRRS 25LD (ELH WAGGONBAU NIESKY)



Obr. 20 - DRRS 25LD (ELH WBN) [29]

Primární vypružení podvozku DRRS 25LD je místo vinutých válcových pružin realizováno pomocí dvojitého pryzových válcových pružin. Kluznice jsou provedeny bez podélných vůlí.

Tab. 15 - Parametry podvozku DRRS 25LD (ELH WBN) [29]

Hmotnost	5,2 t
Rám	Otevřený
Maximální hmotnost na nápravu	25 t
Maximální rychlost při 25 t na nápravu	100 km/h
Maximální rychlost při 22,5 t na nápravu	120 km/h
Brzdový systém	Kotoučová brzda



2.8 Shrnutí k rešerši

Výše zmíněné podvozky se špalíkovou brzdou určené pro rozchod 1 435 mm jsou vybaveny stejným dvojkolím. Podvozky se špalíkovou brzdou určené pro změnu mezi rozchody jsou rovněž vybaveny stejnými dvojkolími pro daný rozchod. Litinové špalíky jsou v těchto podvozcích nahrazovány špalíky kompozitními. Dvojkolím v podvozcích vybavených kotoučovou brzdou obsahuje brzdové kotouče nalisované na sedlech nápravy. Náprava tohoto dvojkolí se tak liší od nápravy standartního dvojkolí. Varianta podvozku s kotoučovou brzdou tedy nebude zahrnuta v rozboru zatížení dvojkolí. Uvažované konfigurace brzdových systémů jsou shrnuty v Tab. 16.

Tab. 16 - Přehled alternativ brzdového systému uvažovaných v rozboru zatížení

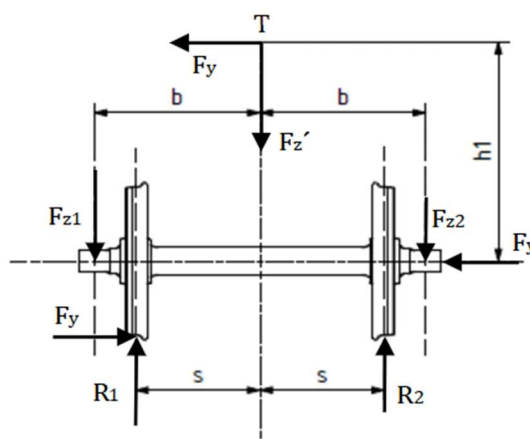
Typ brzdového systému	Materiál přítlačných elementů	Označení ve výpočtu namáhání
Oboustranná špalíková brzda s dělenými jedno/dvoušpalíkovými zdržemi	Litinové špalíky	2GG
	Kompozitní špalíky LL	–
	Kompozitní špalíky K	–
Jednostranná špalíková brzda nebo trámcová brzda s dělenými dvoušpalíkovými zdržemi	Litinové špalíky	–
	Kompozitní špalíky LL	1LL
	Kompozitní špalíky K	1K



3 Rozbor silových účinků na nápravu

3.1 Účinky hmoty na ložiskových čepích nápravy

Výpočtový model nápravy je nosník na dvou podpěrách ve středech ložiskových čepů. Pro namáhání nápravy vozovou skříní (Obr. 21) je uvažována svislá statická síla F_z a vodorovná statická síla F_y působící ve výšce těžiště skříně. Svislé dynamické účinky budou zohledněny dynamickou přírážkou $k_d = 0,25$ [7] k síle F_z . Síla F_y představuje účinky nevyrovnaného příčného zrychlení a_N na hmotu skříně a účinky síly větru působící na boční plochu vozu. Pro potřeby výpočtu je uvažována hodnota $a_N = 1 \text{ m/s}^2$ z případu zastavení vozidla ve stavebně převýšeném oblouku $p_{st} = 150 \text{ mm}$ odpovídající také nedostatku převýšení při jízdě maximální traťovou rychlostí. Tímto je zajištěna dostatečná bezpečnost výpočtu při zanedbání bočních sil větru a respektování příčných dynamických účinků mezi vozidlem a kolejí při použití dimenzování na trvalou pevnost. m_1 [kg] je hmotnost hmot uložených na ložiskových čepích, g [m/s^2] gravitační zrychlení, $2s$ [mm] vzdálenost styčných kružnic, $2b$ [mm] vzdálenost středů ložiskových čepů a h_1 [mm] vzdálenost těžiště hmoty na ložiskových čepích T od osy nápravy.



Obr. 21 – Síly od vozové skříně působící na nápravu

$$F_z = m_1 \cdot g \quad [N] \quad (1)$$

$$F_z' = (1 + k_d) \cdot F_z \quad [N] \quad (2)$$

$$F_y = m_1 \cdot a_N \quad [N] \quad (3)$$

$$a_N = p_{st} \cdot \frac{g}{2s} \quad [m/s^2] \quad (4)$$



Reakce na příčnou sílu F_y v rovině temen kolejnic působí na okolku kola, ke kterému F_y směřuje, a její momentový účinek má za následek změnu zatížení ložiskových čepů nápravy F_{z1} a F_{z2} viz (5) a (6).

$$F_{z1} = \frac{F_z'}{2} + F_y \cdot \frac{h_1}{2b} = \left(0,625 + 0,5 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \quad [N] \quad (5)$$

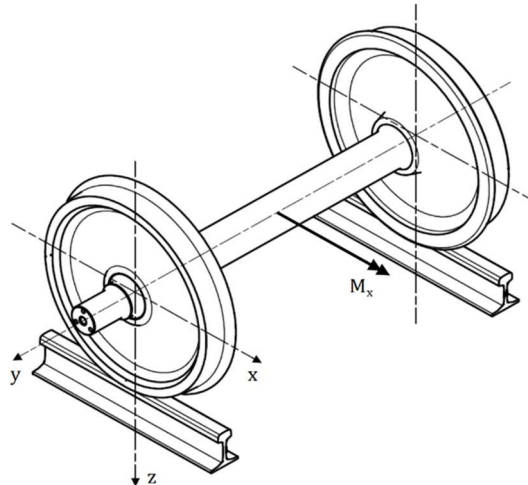
$$F_{z2} = \frac{F_z'}{2} - F_y \cdot \frac{h_1}{2b} = \left(0,625 - 0,5 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \quad [N] \quad (6)$$

Svislá reakce na kolo v kontaktu kolo – kolejnice R_1 na straně přitíženého ložiskového čepu je tak dána dle (7) a R_2 na straně odlehčeného ložiskového čepu dle (8).

$$R_1 = \frac{1}{2s} \cdot [F_{z1} \cdot (b + s) - F_{z2} \cdot (b - s) + F_y \cdot R] \quad [N] \quad (7)$$

$$R_2 = \frac{1}{2s} \cdot [F_{z2} \cdot (b + s) - F_{z1} \cdot (b - s) - F_y \cdot R] \quad [N] \quad (8)$$

Na nápravu v důsledku popsaného zatížení působí výsledný ohybový moment M_x v rovině $y - z$ (Obr. 22).



Obr. 22 - Ohybový moment M_x



3.1.1.1 Ohybový moment M_x

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí (Obr. 23) je M_x dán pro $y \in \langle 0; b - s \rangle$ dle vztahu (9)

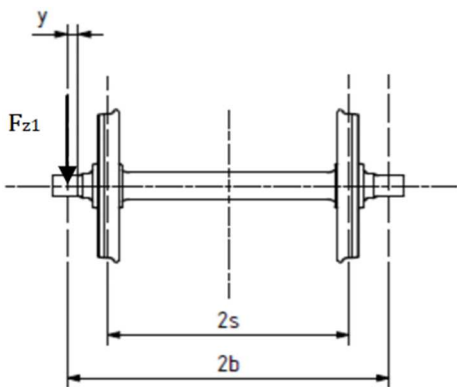
$$M_x = F_{z1} \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (9)$$

a pro $y \in \langle b + s; 2b \rangle$ dle (10).

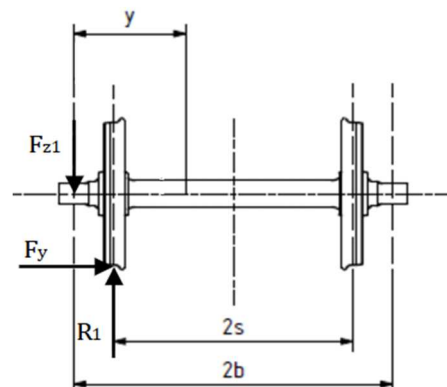
$$M_x = F_{z2} \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (10)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi (Obr. 24) je M_x dán pro $y \in \langle b - s; b + s \rangle$ vztahem (11).

$$M_x = F_{z1} \cdot y - R_1 \cdot (y - b + s) + F_y \cdot R \quad [N \cdot mm] \quad (11)$$

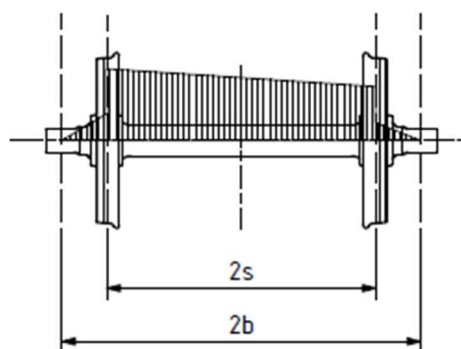


Obr. 23 – Výpočet M_x mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí



Obr. 24 - Výpočet M_x mezi styčnými kružnicemi

Výsledný průběh ohybového momentu M_x ilustruje následující schéma (Obr. 25).



Obr. 25 - Průběh ohybového momentu M_x

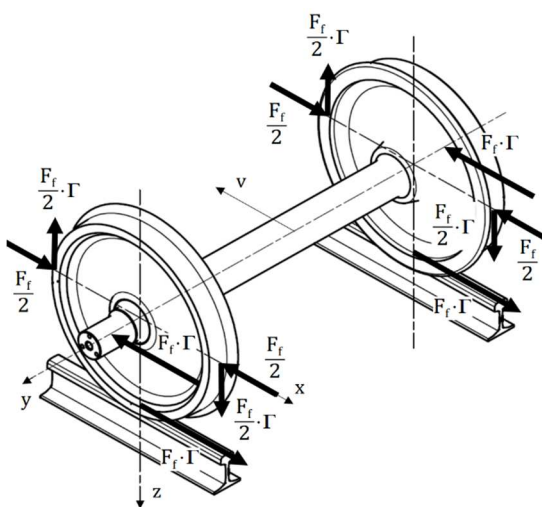


3.2 Účinky sil od brzdění

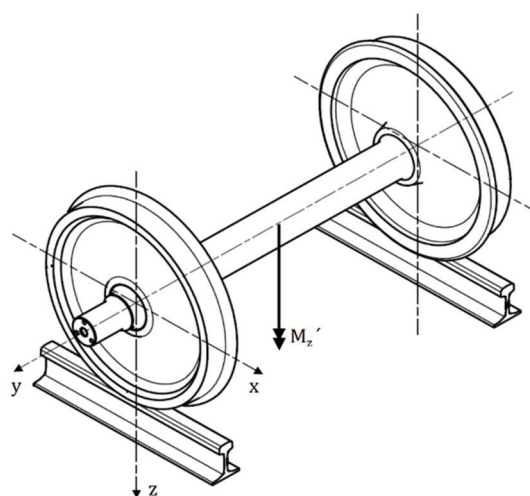
Pro určení silového působení brzdového systému na nápravu je uvažováno rovnoměrné rozložení brzdných účinků a odval kol po kolejnici probíhá s absencí skluzu. Síla F_f odpovídá celkové síle, kterou jsou přitlačovány brzdové zdrže na jedno kolo.

3.2.1 Oboustranná špalíková brzda

Na jedno kolo jsou přitlačovány dvě brzdové zdrže. Přítlačná síla jedné zdrže na kolo je tedy rovna polovině síly F_f . Působící síly jsou znázorněny v následujícím schématu (Obr. 26).



Obr. 26 - Síly působící na dvojkolí při brzdění oboustrannou špalíkovou brzdou



Obr. 27 - Ohybový moment $M_{z'}$

Ze silového rozboru vyplývá, že výslednice přítlačných sil brzdových zdrží a tečných sil na obvodu kola v kontaktu kolo – špalík je díky jejich symetrické konfiguraci rovna nule. Ohybový moment $M_{z'}$ působící na nápravu v rovině $x - y$ (Obr. 27) je tedy vyzovován pouze brzdnými tečnými silami v kontaktu kolo – kolejnici a jejich reakcemi ve středech ložiskových čepů.



3.2.1.1 Ohybový moment M_z'

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí (Obr. 28) je M_z' dán pro $y \in < 0; b - s >$ vztahem (12)

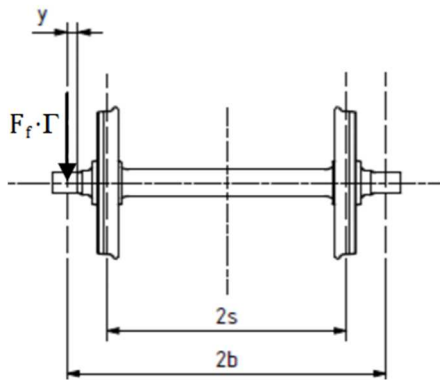
$$M_z' = F_f \cdot \Gamma \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (12)$$

a pro $y \in < b + s; 2b >$ vztahem (13).

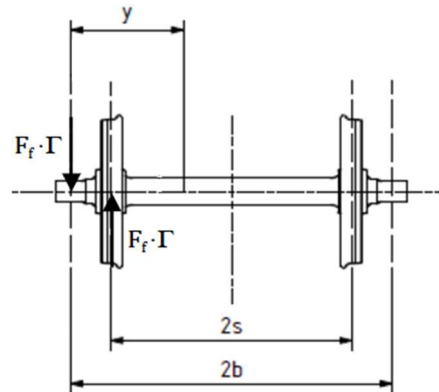
$$M_z' = F_f \cdot \Gamma \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (13)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi (Obr. 29) je M_z' dán pro $y \in < b - s; b + s >$ vztahem (14).

$$M_z' = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) \quad [N \cdot mm] \quad (14)$$

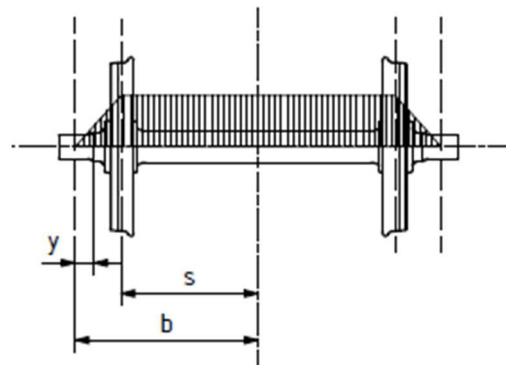


Obr. 28 – Výpočet M_z' mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí



Obr. 29 - Výpočet M_z' mezi styčnými kružnicemi

Výsledný průběh M_z' je naznačen na následujícím schématu (Obr. 30).

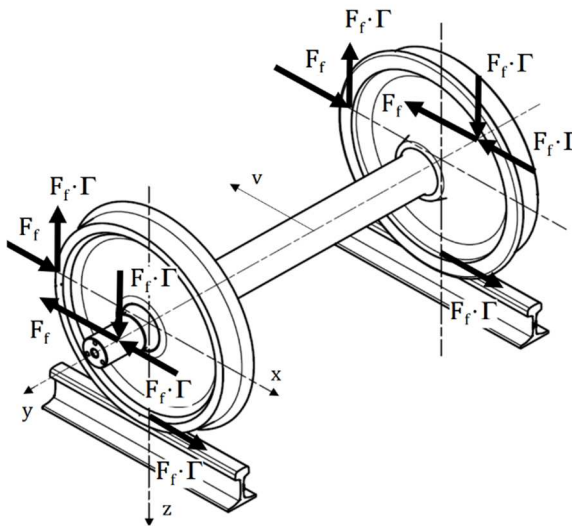


Obr. 30 - Průběh ohybového momentu M_z'

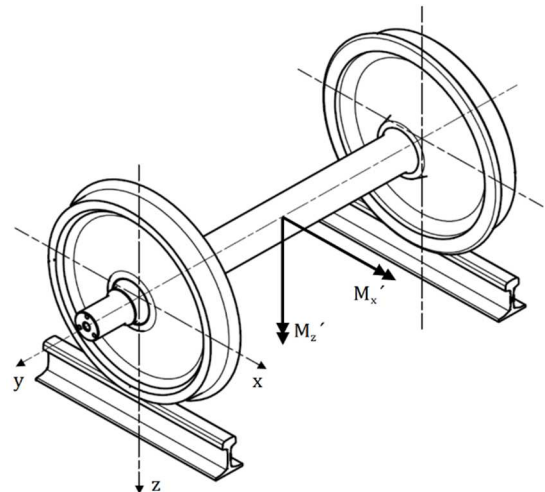


3.2.2 Jednostranná špalíková brzda

Silovým rozbohem působení jednostranné špalíkové či trámkové brzdy, při kterém je na jedno kolo přitlačována pouze jedna brzdová zdrž, lze namáhání nápravy brzdovými silovými účinky rozdělit na dva případy. V prvním případě působí přitlačné síly zdrží ve směru jízdy vozidla a v druhém proti směru jízdy (Obr. 31).



Obr. 31 - Síly působící na dvojkolí při brzdění jednostrannou špalíkovou brzdou v případě přitlačné síly zdrží působící proti směru pohybu dvojkolí



Obr. 32 - Ohybové momenty M_x' a M_z'

V obou případech je náprava zatížena stejným ohybovým momentem M_x' v rovině $y - z$ od tečných sil v kontaktu kolo – špalík a jejich reakcemi ve středech ložiskových čepů. V prvním případě jsou přitlačné síly brzdových zdrží a tečné brzděné síly v kontaktech kolo – kolejnice orientovány proti sobě. V případě druhém mají tyto síly shodnou orientaci, tudíž výsledný ohybový moment M_z' působící na nápravu v rovině $x - y$ nabývá vyšších hodnot než v případě prvním.



3.2.2.1 Ohybový moment M_x'

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí (Obr. 33) je M_x' dán pro $y \in < 0; b - s >$ vztahem (15)

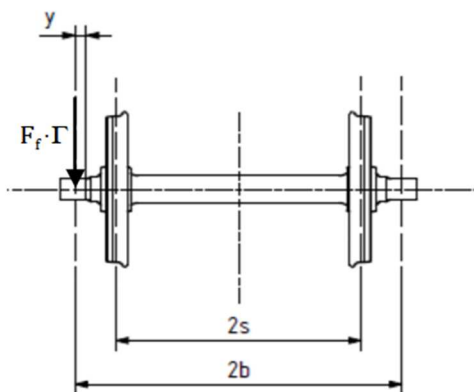
$$M_x' = F_f \cdot \Gamma \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (15)$$

a pro $y \in < b + s; 2b >$ vztahem (16).

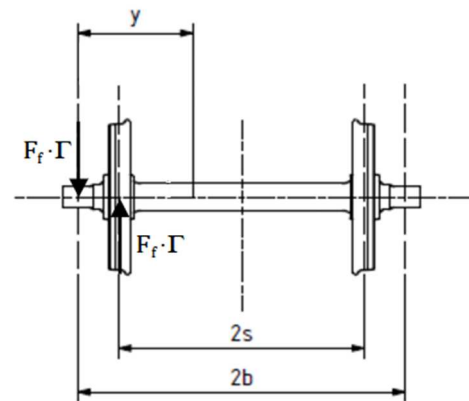
$$M_x' = F_f \cdot \Gamma \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (16)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi (Obr. 34) je M_x' dán pro $y \in < b - s; b + s >$ vztahem (17).

$$M_x' = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) \quad [N \cdot mm] \quad (17)$$

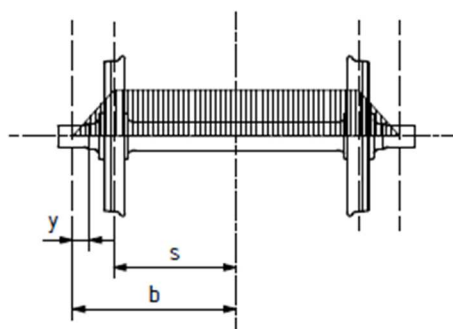


Obr. 33 - Výpočet M_x' mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí



Obr. 34 - Výpočet M_x' mezi styčnými kružnicemi

Výsledný průběh M_x' je naznačen na následujícím schématu (Obr. 35).



Obr. 35 - Průběh ohybového momentu M_x'



3.2.2.2 Ohybový moment M_z'

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí (Obr. 36) je dán pro $y \in < 0; b - s >$ vztahem (18)

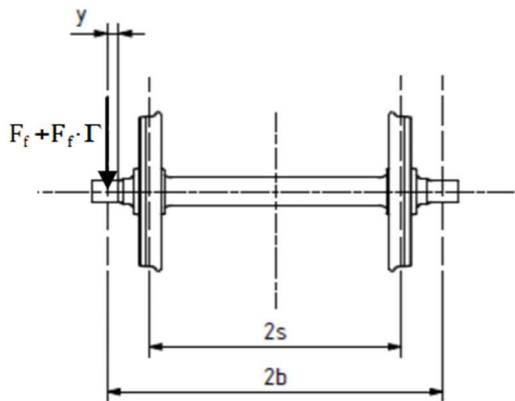
$$M_z' = F_f \cdot (1 + \Gamma) \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (18)$$

a pro $y \in < b + s; 2b >$ vztahem (19).

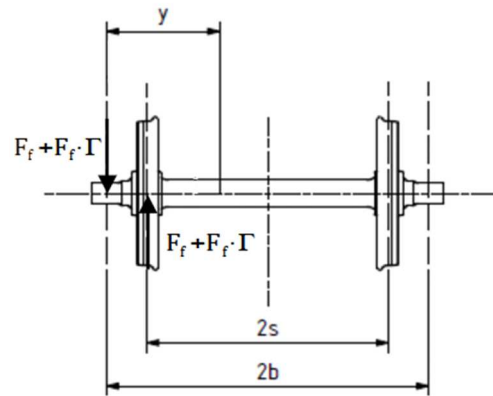
$$M_z' = F_f \cdot (1 + \Gamma) \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (19)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi (Obr. 37) je M_z' dán pro $y \in < b - s; b + s >$ vztahem (20).

$$M_z' = F_f \cdot (1 + \Gamma) \cdot (b - s) \quad [N \cdot mm] \quad (20)$$

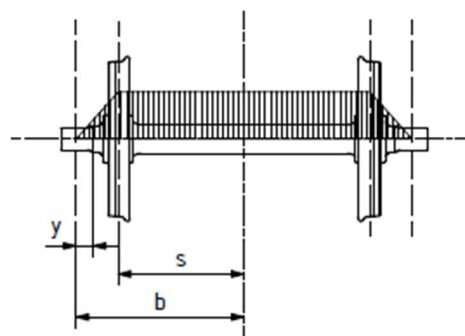


Obr. 36 - Výpočet M_z' mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí



Obr. 37 - Výpočet M_z' mezi styčnými kružnicemi

Výsledný průběh M_z' je naznačen na následujícím schématu (Obr. 38).



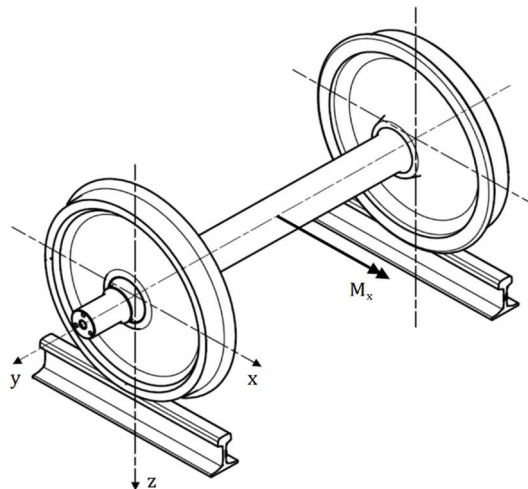
Obr. 38 - Průběh ohybového momentu M_z'



4 Silové účinky působící na nápravu dle ČSN EN 13103-1:2019

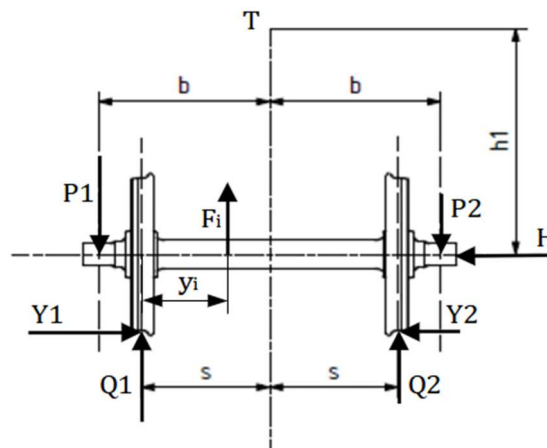
4.1 Silové působení pohybujících se hmot na nápravu

Výpočtový model nápravy dvojkolí je nosník na dvou podpěrách nacházejících se ve středech ložiskových čepů. Síly od pohybujících se hmot na něj působí ve vertikální rovině $y - z$. Společně vytvářejí ohybový moment M_x (Obr. 39).



Obr. 39 - Znárodnění zvedného souřadného systému a orientace momentu M_x [16]

Norma ČSN EN 13103-1:2019 zavádí nejnepříznivější podmínky pro namáhání nápravy. Je to asymetrické rozdělení sil, vertikální směr působení sil od nevypružených hmot F_i a to, že hodnota sil od nevypružených hmot vychází z jejich hmotnosti vynásobené tíhovým zrychlením g . Za těchto podmínek pak definuje pro hnané nápravy dvojkolí se standartním rozchodem působící síly (Obr. 40, Tab. 17) vztahy (21) až (27).



Obr. 40 - Síly od hmot v pohybu působící na nápravu [16]



$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \quad [N] \quad (21)$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \quad [N] \quad (22)$$

$$Y_1 = 0,3 \cdot m_1 \cdot g \quad [N] \quad (23)$$

$$Y_2 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g \quad [N] \quad (24)$$

$$H = Y_1 - Y_2 \quad [N] \quad (25)$$

$$Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot \left[P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - \sum_i F_i \cdot (2s - y_i) \right] \quad [N] \quad (26)$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot \left[P_2 \cdot (b + s) - P_1 \cdot (b - s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R - \sum_i F_i \cdot y_i \right] \quad [N] \quad (27)$$

Tab. 17 - Definice rozměrů a sil působících na nápravu dle normy [16]

P_1 [N]	Svislá síla působící na přitížený ložiskový čep
P_2 [N]	Svislá síla působící na odlehčený ložiskový čep
Y_1 [N]	Vodorovná síla v kontaktu kolo – kolejnice působící na straně přitíženého ložiskového čepu
Y_2 [N]	Vodorovná síla v kontaktu kolo – kolejnice působící na straně odlehčeného ložiskového čepu
H [N]	Příčná síla vyrovnávající síly Y_1 a Y_2
Q_1 [N]	Svislá reakce na kolo na straně přitíženého ložiskového čepu
Q_2 [N]	Svislá reakce na kolo na straně odlehčeného ložiskového čepu
F_i [N]	Síla od nevypružených hmot
y_i [mm]	Vzdálenost síly F_i od stopy kola



4.1.1 Určení ohybového momentu M_x

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí (Obr. 41) je M_x dán pro $y \in < 0; b - s >$ vztahem (28)

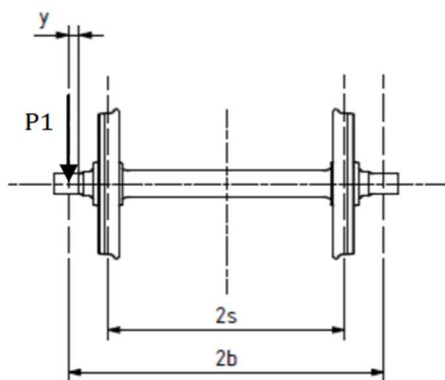
$$M_x = P_1 \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (28)$$

a pro $y \in < b + s; 2b >$ vztahem (29).

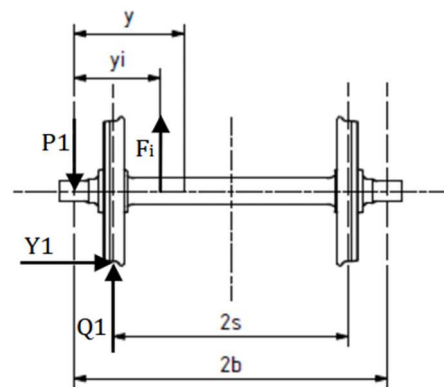
$$M_x = P_2 \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (29)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi (Obr. 42) je M_x dán pro $y \in < b - s; b + s >$ vztahem (30).

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1(y - b + s) + Y_1 \cdot R - \sum_i F_i \cdot (y - b + s - y_i) \quad [N \cdot mm] \quad (30)$$

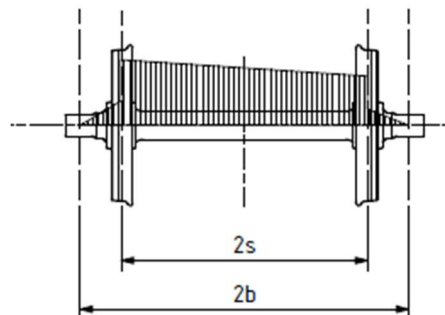


Obr. 41 - Výpočet M_x mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí [16]



Obr. 42 - Výpočet M_x mezi styčnými kružnicemi [16]

Průběh ohybového momentu M_x je znázorněn na následujícím schématu (Obr. 43).

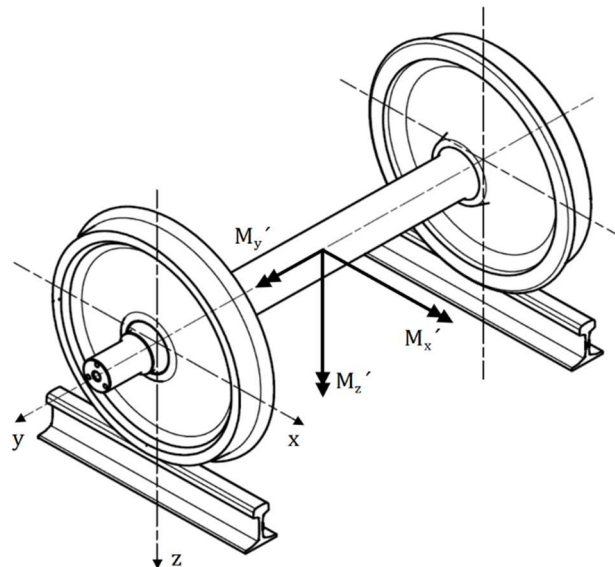


Obr. 43 - Průběh ohybového momentu M_x [16]



4.2 Účinky způsobené brzděním

Silové účinky způsobené brzděním dávají za vznik momentům reprezentovaným složkami $M_{x'}$, $M_{y'}$ a $M_{z'}$ (Obr. 44). Ohybový moment $M_{x'}$ vzniká působením svislých sil paralelních s osou z , ohybový moment $M_{z'}$ působením vodorovných sil paralelních s osou x a kroutící moment $M_{y'}$ působením tečných sil na obvodu kol.



Obr. 44 - Orientace momentů $M_{x'}$, $M_{y'}$ a $M_{z'}$ [16]

4.2.1 Oboustranná špalíková brzda

4.2.1.1 Určení ohybového momentu $M_{x'}$

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí je $M_{x'}$ dán pro $y \in \langle 0; b - s \rangle$ vztahem (31)

$$M_{x'} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (31)$$

a pro $y \in \langle b + s; 2b \rangle$ vztahem (32),

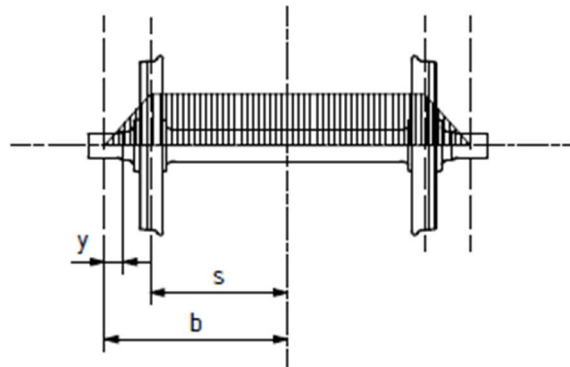
$$M_{x'} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (32)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi je $M_{x'}$ dán pro $y \in \langle b - s; b + s \rangle$ vztahem (33).

$$M_{x'} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) \quad [N \cdot mm] \quad (33)$$



Průběh ohybového momentu M_x' je znázorněn na následujícím schématu (Obr. 45).



Obr. 45 - Průběh ohybového momentu M_x' [16]

4.2.1.2 Ohybový moment M_z'

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí je M_z' dán pro $y \in < 0; b - s >$ vztahem (34)

$$M_z' = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (34)$$

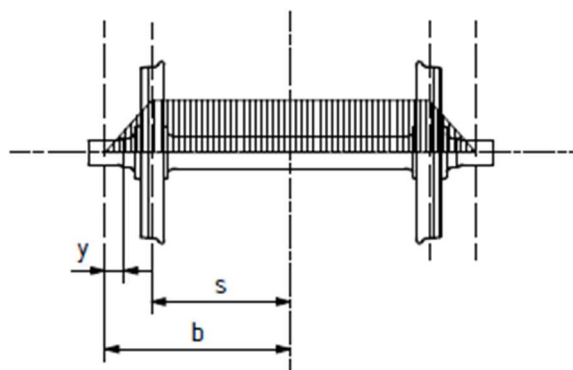
a pro $y \in < b + s; 2b >$ vztahem (35).

$$M_z' = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (35)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi je M_z' pro $y \in < b - s; b + s >$ dán vztahem (36).

$$M_z' = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (b - s) \quad [N \cdot mm] \quad (36)$$

Průběh ohybového momentu M_z' je znázorněn na následujícím schématu (Obr. 46).



Obr. 46 - Průběh ohybového momentu M_z' [16]



4.2.1.3 Kroutící moment M_y'

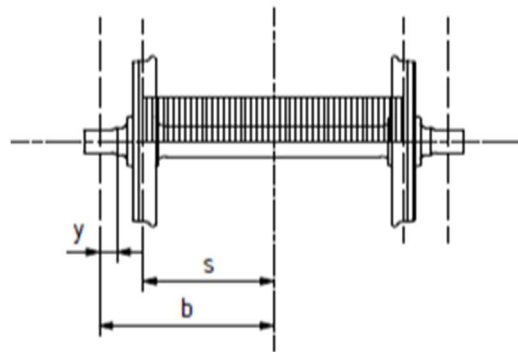
V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí je kroutící moment M_y' nulový a v oblasti mezi styčnými kružnicemi je dán pro $y \in \langle b - s; b + s \rangle$ vztahem (37),

$$M_y' = 0,3 \cdot P' \cdot R \quad [N \cdot mm] \quad (37)$$

kde P' je podíl brzděné síly P , která představuje polovinu tíhy na nápravu působící na kolej. Výpočet P' je pro určení namáhání nápravy definován vztahem (38) [30].

$$P' = P = \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{2} \quad [N] \quad (38)$$

Průběh kroutícího momentu M_y' je znázorněn na následujícím schématu (Obr. 47).



Obr. 47 - Průběh kroutícího momentu M_y' [16]

4.2.2 Jednostranná špalíková brzda

4.2.2.1 Ohybový moment M_x'

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí je M_x' dán pro $y \in \langle 0; b - s \rangle$ vztahem (39)

$$M_x' = F_f \cdot \Gamma \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (39)$$

a pro $y \in \langle b + s; 2b \rangle$ vztahem (40).

$$M_x' = F_f \cdot \Gamma \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (40)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi je M_x' dán pro $y \in \langle b - s; b + s \rangle$ vztahem (41).

$$M_x' = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) \quad [N \cdot mm] \quad (41)$$



4.2.2.2 Ohybový moment M_z'

V oblasti mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí je M_z' dán pro $y \in < 0; b - s >$ vztahem (42)

$$M_z' = F_f \cdot (1 + \Gamma) \cdot y \quad [N \cdot mm] \quad (42)$$

a pro $y \in < b + s; 2b >$ vztahem (43).

$$M_z' = F_f \cdot (1 + \Gamma) \cdot (2b - y) \quad [N \cdot mm] \quad (43)$$

V oblasti mezi styčnými kružnicemi je M_z' dán pro $y \in < b - s; b + s >$ vztahem (44).

$$M_z' = F_f \cdot (1 + \Gamma) \cdot (b - s) \quad [N \cdot mm] \quad (44)$$

4.2.2.3 Kroutící moment M_y'

V oblasti mezi styčnými kružnicemi je kroutící moment M_y' nulový a v oblasti mezi styčnými kružnicemi je dán pro $y \in < b - s; b + s >$ vztahem (45).

$$M_y' = 0,3 \cdot P' \cdot R \quad [N \cdot mm] \quad (45)$$

Momenty od brzdění jednostrannou špalíkovou brzdou mají obdobný charakter průběhu jako od brzdění oboustrannou špalíkovou brzdou.



5 Postup pevnostního výpočtu nápravy dle ČSN EN 13103-1:2019

5.1 Výsledný moment působící na nápravu a redukované napětí

Čerpáno z [31]

Velikost celkového ohybového momentu MX působícího ve svislé rovině $y - z$ je dle principu superpozice dán rovnicí (46).

$$MX = M_x + M_x' \quad [N \cdot mm] \quad (46)$$

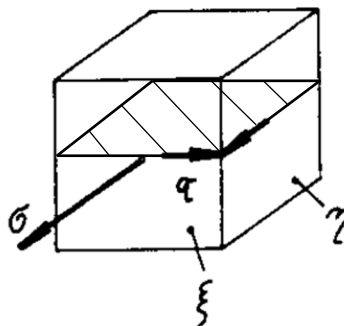
Celkový ohybový moment MZ působící v horizontální rovině $x - y$ je roven momentu vzniklého působením sil od brzdění M_z' (47).

$$MZ = M_z' \quad [N \cdot mm] \quad (47)$$

Velikost celkového kroutícího momentu MY je rovna velikosti kroutícího momentu M_y' (48).

$$MY = M_y' \quad [N \cdot mm] \quad (48)$$

Při uvažování statického zatížení působí dle normy na nápravu v oblasti mezi styčnými kružnicemi kombinované namáhání ohybem a krutem. Jedná se o namáhání kruhového průřezu o poloměru d . Vzniká tak dvojosá napjatost znázorněna na elementárním hranolku (Obr. 48).



Obr. 48 - Znázornění dvojosé napjatosti v obecném bodě nápravy [31] ; upraveno



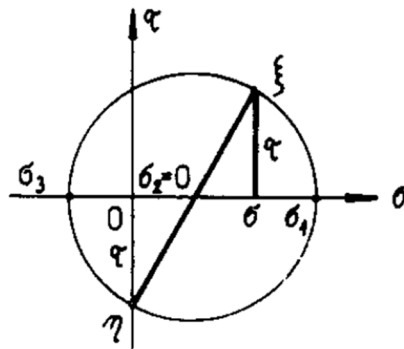
Vyšrafovaná oblast značí rovinu namáhání, σ představuje normálové napětí σ_n vyvolané ohybovými momenty MX a MZ podle rovnice (49)

$$\sigma_n = \frac{32 \cdot \sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi \cdot d^3} \quad [N/mm^2] \quad (49)$$

a τ je smykové napětí vyvolané krutícím momentem MY podle (50).

$$\tau = \frac{16 \cdot MY}{\pi \cdot d^3} \quad [N/mm^2] \quad (50)$$

Z Mohrovy kružnice pro tuto napjatost (Obr. 49) vyplývají hlavní napětí $\sigma_1 > 0$, $\sigma_3 < 0$ a $\sigma_2 = 0$ podle vztahu (51).



Obr. 49 - Sestrojení Mohrovy kružnice pro danou napjatost [31]

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_n}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad [N/mm^2] \quad (51)$$

Pro sestavení pevnostní podmínky je nutno použít některou z teorií pevnosti. Podle Hypotézy maximálního smykového napětí (τ_{\max}) pro houževnaté materiály, kterou předepisuje norma, je pro tento případ namáhání pevnostní podmínka dána dle (52),

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_D \quad [N/mm^2] \quad (52)$$

kde σ_D je dovolené napětí.

Dosazením vztahů (50) a (49) do vztahu (52) je získán pro redukované napětí vztah (53)

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot \sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{16 \cdot MY}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad [N/mm^2] \quad (53)$$



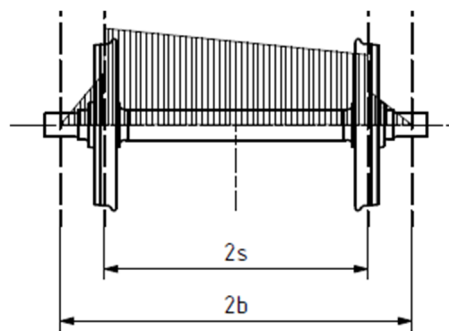
a následnou úpravou vztah (54),

$$\sigma_{red} = \frac{32 \cdot \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3} \quad [N/mm^2] \quad (54)$$

ze kterého vyplývá vztah (55) pro výsledný moment namáhající nápravu MR .

$$MR = \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2} \quad [N \cdot mm] \quad (55)$$

Charakter průběhu výsledného redukovaného momentu (Obr. 50) je obdobný pro všechny konfigurace brzdového systému zahrnuté ve výpočtu jak pro zatížení definované normou, tak pro zatížení definované vlastním rozbohem.



Obr. 50 - Průběh výsledného momentu MR

5.2 Napětí v různých průřezích nápravy

Čerpáno z [32]

V pevnostním výpočtu je nutné brát v potaz skutečnosti, že ohybový moment působí na nápravu za její rotace, tudíž ji namáhá cyklicky se symetricky střídavým průběhem, nikoliv staticky, a že samotná náprava obsahuje náhlé změny průřezu, vruby. Ty způsobují lokální změny napjatosti, které mohou iniciovat tvorbu trhlin vedoucí ke křehkému lomu. Proto je zaveden součinitel koncentrace napětí K zohledňující geometrii a náprava je posuzována podle únavové pevnosti. K vyjadřuje poměr maximálního napětí nacházejícího se v kořenu vrubu a napětí nominálního vycházejícího z rovnice (54). Pro plnou nápravu tedy platí pro napětí vztah (56).

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3} \quad [N/mm^2] \quad (56)$$

Mezi vruby se řadí například drážky, zápichy, osazení nebo nalisování. V oblastech na povrchu válcových částí nápravy, kde nedochází ke změnám poloměru, je $K = 1$.



V přechodu mezi dvěma válcovými částmi v místě kořene vrubu udává norma pro výpočet součinitele K empirické vztahy (57) až (60),

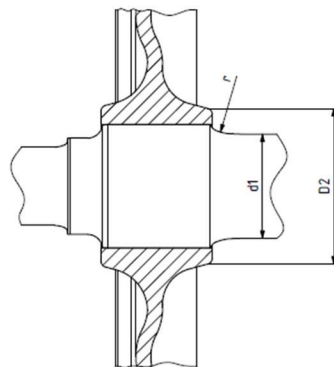
$$K = A_1 + 1 \quad [-] \quad (57)$$

$$A_1 = \frac{(4 - Y) \cdot (Y - 1)}{5 \cdot (10 \cdot X)^{(2,5 \cdot X + 1,5 - 0,5 \cdot Y)}} \quad [-] \quad (58)$$

$$X = \frac{r}{d} \quad [-] \quad (59)$$

$$Y = \frac{D_2}{d} \quad [-] \quad (60)$$

kde r je poloměr přechodu, d je průměr válcové části, pro kterou se počítá napětí, a D_2 je průměr sousední válcové části (Obr. 51). Je-li na tuto část nalisován náboj odpovídá průměr D_2 průměru náboje. To se netýká opěrných kroužků, neboť ty jsou uloženy pouze s mírným přesahem.



Obr. 51 - Parametry vrubu [16]

Pro drážku se napěťová špička tvoří na jejím dně. Součinitel K pro dno drážky je určen dle empirických vztahů (61) až (65),

$$K = A_1 \cdot A_2 + 1 \quad [-] \quad (61)$$

$$A_1 = \frac{(4 - Y) \cdot (Y - 1)}{5 \cdot (10 \cdot X)^{(2,5 \cdot X + 1,5 - 0,5 \cdot Y)}} \quad [-] \quad (62)$$

$$A_2 = \frac{-1,2 \cdot X^2 + 37 \cdot X}{Y^6} + 1,74 \quad [-] \quad (63)$$

$$X = \frac{r}{d} \quad [-] \quad (64)$$



$$Y = \frac{D_2}{d} \quad [-] \quad (65)$$

kde d je průměr průřezu nápravy v místě dna drážky, D_2 průměr větší sousední válcové součásti, či náboje a r poloměr drážky.

Norma definuje dovolená napětí odvozená od meze únavy pro části hnané nápravy, které jsou zatíženy ohybem za rotace, v závislosti na jakosti materiálu nápravy. Pro nápravu s plným kruhovým průřezem udává hodnoty v Tab. 18.

Tab. 18 - Mez únavy pro nápravu z materiálu EA1N [16]

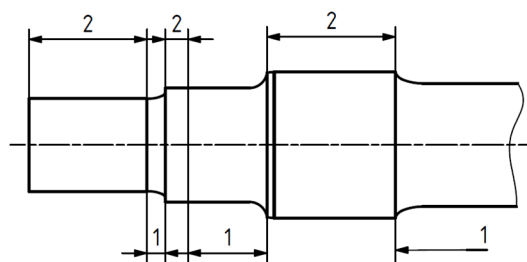
Jakost oceli	Mez únavy pro části bez uložení $\sigma_c [N/mm^2]$	Mez únavy pro části s uložení $\sigma_c [N/mm^2]$
EA1N a EA1T	200	120

Dále pak pro dané oceli udává hodnotu koeficientu bezpečnosti k použitého ve výpočtu dovolených napětí σ_D pro jednotlivé oblasti nápravy (Obr. 52), uvedené v Tab. 19.

Tab. 19 - Bezpečnost a dovolené napětí [16]

Jakost oceli	$k [-]$	$\sigma_D [N/mm^2]$	
		Oblast 1 ¹	Oblast 2 ²
EA1N a EA1T	1,2 ³	166	100

¹ Oblast 1: dřík, sedla kluzných ložisek, přechodové části
² Oblast 2: sedla kol, sedla valivých ložisek, oblast pod opěrnými kroužky
³ Platí v případě použití protikorozní ochrany, ochrany proti mechanickému opotřebení dle ČSN EN 13261 (třída ochrany nápravy 1, 2 a 3) a dodržování předpisů pro inspekci a údržbu dle ČSN EN 15313.

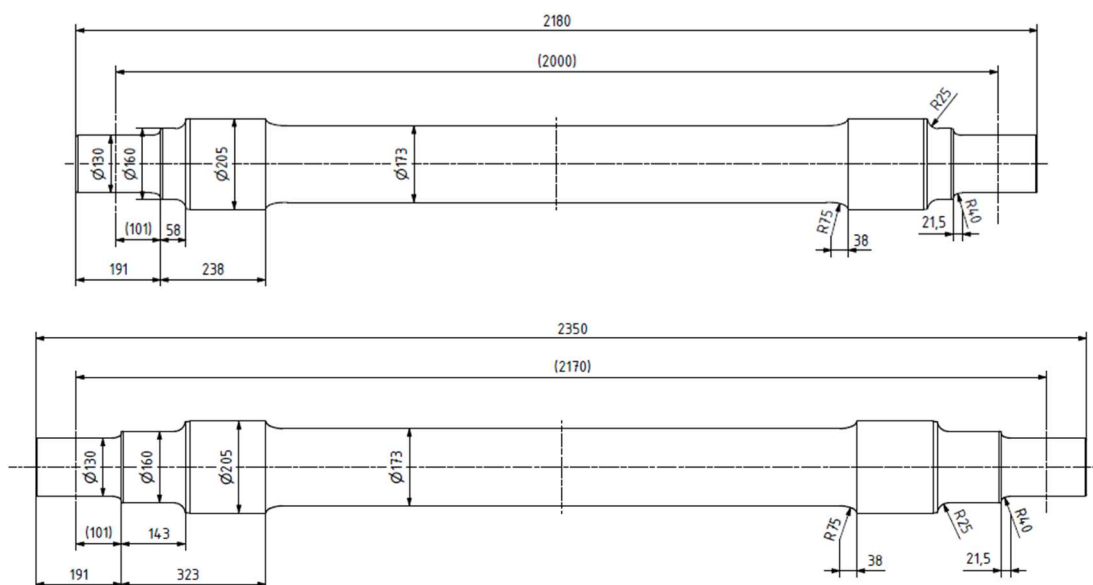


Obr. 52 - Oblasti nápravy s rozdílnou mezí únavy



6 Vstupní údaje pro výpočet namáhání nápravy

Výpočet zahrnuje nápravu standartního dvojkolí v provedení podvozku Y25 s jednostrannou špalíkovou brzdou s kompozitními špalíky typu LL a K. Pro srovnání zahrnuje výpočet také standartní provedení podvozku Y25 s oboustrannou špalíkovou brzdou s litinovými špalíky GG. Dále bude pro obdobné konfigurace brzdového systému vypočítáno namáhání nápravy dvojkolí se standartním rozchodem s delší vzdáleností středů ložiskových čepů (Obr. 53) pro podvozek schopný provozu na širokém iberském rozchodu. Uvažované parametry podvozku a vozu jsou uvedeny v Tab. 20.



Obr. 53 - Rozměry náprav

Tab. 20 - Parametry podvozku a vozu

Hmotnost na dvojkolí prázdný/plně ložený	4/22,5 t
Rozchod koleje	1 435 mm
Poloměr kol R	920 mm
Maximální rychlost v	120 km/h
Výška těžiště od spojnice temen kolejnic prázdného/plně loženého vozu h	1 950/2 380 mm
Vzdálenost mezi působišti svislých sil $2b$	2 000 mm
Vzdálenost mezi působišti svislých sil na nápravu v podvozku pro iberský rozchod $2b$	2 170 mm
Vzdálenost styčných kružnic $2s$	1 500 mm



7 Vyšetření hodnot přítláčných sil zdrží

7.1 Kinetická energie vozu

Čerpáno z [11]

První krok je určení hmotnosti vozu. Prázdný vůz má hmotnost 4 t na nápravu a plně ložený vůz 22,5 t na nápravu. Vzhledem k tomu, že se jedná o vůz se dvěma dvounápravovými podvozky, určí se jeho hmotnost v prázdném m_{vp} a plně loženém stavu m_{vpl} následujícím výpočtem:

$$m_{vp} = 4 \cdot 4\,000 = 16\,000 \text{ kg}$$

$$m_{vpl} = 4 \cdot 22\,500 = 90\,000 \text{ kg}$$

Na vozidle vykonávajícím posuvný pohyb se ještě nachází hmoty vykonávající rotační pohyby. V tomto případě jde o dvojkolí. Vliv momentů setrvačnosti rotujících částí je potřeba zohlednit při výpočtu jejich redukci na posuvný pohyb zavedením součinitele rotujících hmot ξ . Vztah pro kinetickou energii vozidla je pak podle rovnice (66).

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot (1 + \xi) \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v^2 \quad [J] \quad (66)$$

Pro nákladní vozy se běžně využívá odhad hodnoty součinitele $\xi = 0,04$ [33], nebo se vypočítá následným způsobem ze vztahu (67) dle Koenigovy věty,

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v^2 + \sum_j \frac{1}{2} \cdot J_{DVj} \cdot \omega_k^2 \quad [J] \quad (67)$$

kde J_{DVj} [$kg \cdot m^2$] je moment setrvačnosti dvojkolí a ω_k úhlová rychlost kol.

$$\omega_k = \frac{v}{R} \quad [rad/s] \quad (68)$$

Dosazení za ω_k z (68) a za E_k z (66) do (67) je získán vztah pro redukovanou hmotnost (69),

$$m_{red} = m_v \cdot \left(1 + \sum_j \frac{J_{DVj}}{m_v \cdot R^2} \right) \quad [kg] \quad (69)$$



ze kterého vyplývá vztah pro součinitel rotujících hmot (70).

$$\xi = \sum_j \frac{J_{DVj}}{m_v \cdot R^2} \quad [-] \quad (70)$$

Pro moment strvačnosti dvojkolí je využita hodnota $J_{DV} = 91 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ vycházející z 3D modelu dvojkolí v programu Autodesk Inventor. Hodnoty součinitele rotujících hmot pro prádný a plně ložený čtyřnápravový vůz jsou tedy rovny:

$$\xi_p = 4 \cdot \frac{91}{16\,000 \cdot 0,46^2} = 0,11$$

$$\xi_{pl} = 4 \cdot \frac{91}{90\,000 \cdot 0,46^2} = 0,02$$

Kinetická energie E_k vozu je ekvivalentní brzdě práci W_b (71). Brzdě práce je vykonávána brzdou silou F_b a celkovým jízdním odporem vozidla O , působícím proti směru pohybu vozu, na brzdě dráze l_b . Konkrétně jde odpor o vzduchu O_{vzd} , odpor valení O_{val} , odpor tření v nápravových ložiskách O_L , odpor ze zrychlení O_a a odpor trati O_T .

$$E_k = W_b = \int_0^{l_b} (F_b + O) dl \quad [J] \quad (71)$$

Při zanedbání jízdních odporů je výpočet na straně bezpečnosti a po zintegrování vztahu (71) je kinetická energie vozu dána podle rovnice (72).

$$E_k = F_b \cdot l_b \quad [J] \quad (72)$$

7.2 Zábzdna dráha

Čerpáno z [8]

Zábzdna dráha l bude určena na základě provozní brzdové zkoušky. Ta slouží ke stanovení brzdící hmotnosti vozidla B , definované vztahem (73).

$$B = \frac{\lambda \cdot m_v}{100} \quad [t] \quad (73)$$

Tento parametr vypovídá o výkonosti a schopnosti brzdové soustavy železničního vozidla pro rychlosti do 200 km/h zajistit za stanovených výchozích podmínek



požadovanou zábrzdnu dráhu. Odvozeným parametrem, který zohledňuje hmotnost testovaného vozidla, je brzdicí procento λ . Zkoušené vozy nebo skupiny vozů se na zkušební rychlost roztlačí lokomotivou a po odpojení samočinně zabrzdí. Ze změřené dráhy se potom stanoví brzdicí procento zkoušeného vozidla dle vztahu (74).

$$\lambda = \frac{C}{l} - D \quad [-] \quad (74)$$

Konstanty C a D pro zkoušky s jednotlivými vozy jsou uvedeny v Tab. 21.

Tab. 21 - Konstanty C, D [8]

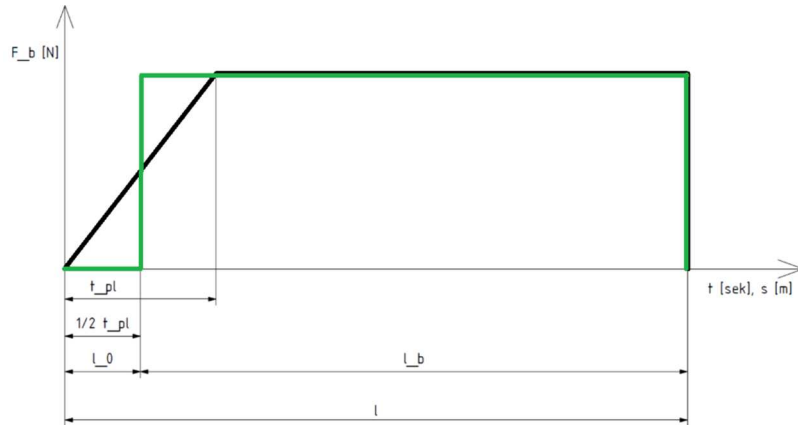
Rychlost [km/h]	C	D
120	83 634	19

Maximální předepsaná hodnota brzdicího procenta pro nákladní vozy do 125 km/h je rovna $\lambda_{max} = 125 \%$ [11]. Tato hodnotu bude využita v následujících výpočtech pro vyšetření maximálních přítláčných sil namáhajících nápravu. Hodnota požadované zábrzdne dráhy se určí vyjádřením ze vztahu (74) a dosazením hodnot:

$$l = \frac{83\,634}{125 + 19} = 580,792 \text{ m}$$

7.3 Brzdná dráha

Plnicí doba válce tlakové brzdy v režimu „O“ (osobní brzda) je ve výpočtu uvažována $t_{pl} = 4 \text{ sek}$. Je to doba, za kterou při rychločinném zabrzdění od okamžiku nárůstu tlaku v brzdovém válci dosáhne tento tlak 95 % své konečné hodnoty. Pro následující zjednodušení výpočtu je nárůst brzdne síly v čase považován za lineární. Ten je následně nahrazen skokovou změnou brzdne síly (Obr. 54). Takto je zábrzdna dráha rozdělena na dráhu l_0 , kterou teoreticky ujede vozidlo, než začne po spuštění brzdy brzdit, a brzdnu dráhu l_b , na které působí konstantní brzdna síla. Dráha l_0 je spočítána jako součin počáteční rychlosti v a poloviny plnicí doby t_{pl} . Pro zajištění bezpečnosti následného pevnostního výpočtu nápravy je uvažována rychlost vozu před začátkem brzdní 120 km/h i pro plně ložený stav, ačkoliv podvozky Y25 se špalíkovou brzdou je při hmotnosti na nápravu 22,5 t přípustné provozovat pouze do 100 km/h.



Obr. 54 - Schéma průběhu F_b : černě linearizovaný průběh, zeleně zjednodušující náhrada

$$l_0 = v \cdot \frac{1}{2} t_{pl} \quad [m] \quad (75)$$

$$l_b = l - l_0 \quad [m] \quad (76)$$

Dosazení do (76) a (77):

$$l_0 = 33,33 \cdot \frac{1}{2} \cdot 4 = 66,66 \text{ m}$$

$$l_b = 580,792 - 66,66 = 514,132 \text{ m}$$

7.4 Brzdná síla

Vztah pro výpočet brzdné síly F_b je vyjádřen z rovnice (72) a po dosazení za kinetickou energii ze vztahu (66) je dán rovnicí (77).

$$F_b = \frac{m_v \cdot (1 + \xi) \cdot v^2}{2 \cdot l_b} \quad [N] \quad (77)$$

Dosazení hodnot do (73) pro prázdný vůz:

$$F_{b\ p} = \frac{m_{v\ p} \cdot (1 + \xi_p) \cdot v^2}{2 \cdot l_b} = \frac{16\ 000 \cdot 1,11 \cdot 33,33^2}{2 \cdot 514,132} = 19\ 187 \text{ N}$$

Pro plně ložený vůz:

$$F_{b\ pl} = \frac{m_{v\ pl} \cdot (1 + \xi_{pl}) \cdot v^2}{2 \cdot l_b} = \frac{90\ 000 \cdot 1,02 \cdot 33,33^2}{2 \cdot 514,132} = 99\ 176 \text{ N}$$

7.5 Kontrola meze adheze

Adheze představuje schopnost přenášet stykovou ploškou mezi kolem a kolejnicí tečné síly. Jako součinitel adheze μ se označuje poměr svislého zatížení G_v



$$G_v = m_v \cdot g$$

[N] (78)

a tečné adhezní síly F_t . Tečná síla se tedy vypočítá podle vzorce (79).

$$F_t = \mu \cdot G_v = \mu \cdot m_v \cdot g$$

[N] (79)

Jako limitní hodnota využitelnosti adheze se při výpočtech využívá $\mu = 0,15$ [-] [8]. Aby nedošlo ke smýkání při zablokování kola, musí být splněna podmínka stálého valení (80).

$$F_b \leq F_t$$

[N] (80)

Tečná síla pro prázdný vůz:

$$F_{t p} = \mu \cdot m_{v p} \cdot g = 0,15 \cdot 16\,000 \cdot 9,81 = 23\,544\, N$$

Tečná síla pro plně ložený vůz:

$$F_{t pl} = \mu \cdot m_{v pl} \cdot g = 0,15 \cdot 90\,000 \cdot 9,81 = 132\,435\, N$$

Hodnoty tečných adhezních sil pro prázdný i plně ložený vůz vyšly větší než hodnoty brzdě síly pro ekvivalentně ložené vozy. Adhezní limity jsou dodrženy.

7.6 Příkladná síla

Brzdě síla vozu F_b je rovnoměrně rozložena mezi brzdě zdrže které jsou přitlačovány přítláčnou silou na jízdní plochu kola. Tím mezi nimi vzniká tření, které vyvolává brzdě sílu jednoho kola F_{b1} . Pro čtyřnápravový vůz je F_{b1} dána dle (81).

$$F_{b1} = \frac{F_b}{8}$$

[N] (81)

Celková přítláčná síla zdrží na jedno kolo F_f se spočte podle vztahu (82).

$$F_f = \frac{F_{b1}}{\Gamma}$$

[N] (82)

Pro plně ložený vůz vybavený oboustrannou špalíkovou brzdě s litinovými špalíky GG se součinitelem tření $\Gamma = 0,1$ je tedy přítláčná síla zdrží rovna:

$$F_{f pl} = \frac{F_{b pl}}{8 \cdot \Gamma} = \frac{99\,176}{8 \cdot 0,1} = 123\,970\, N$$



7.6.1 Vypočtené hodnoty přitlačných sil

Stejným způsobem byly dopočítány přitlačné síly ostatních alternativ mechanické části špalíkové brzdy v podvozku a výsledky výpočtů jsou v Tab. 22.

Tab. 22 - Vypočtené přitlaky všech zdrží na jedno kolo

Materiál brzdových špalíků	Γ [-]	F_{fp} [kN]	F_{fpl} [kN]
GG	0,1	24	124
LL	0,17	14,1	72,9
K	0,25	9,6	49,6

7.6.2 Hodnoty přitlačných sil brzdových zdrží na základě homologačních zkoušek brzdových špalíků

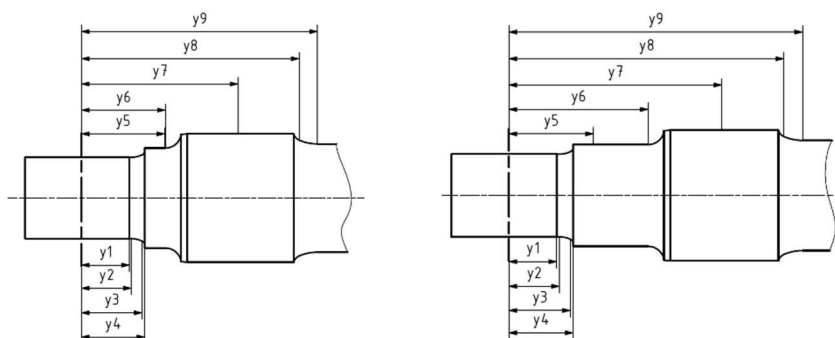
Pro srovnání výsledků výpočtu přitlaků brzdových zdrží s reálnými hodnotami byly vybrány přitlaky brzdových zdrží na základě homologačních zkoušek brzdových špalíků uvedených v Tab. 23. Bylo rozhodnuto, že pro výpočet namáhání nápravy budou využity právě tyto hodnoty.

Tab. 23 - Maximální přitlačné síly brzdových zdrží na jedno kolo dle materiálu špalíků uvažované ve výpočtu namáhání nápravy v této práci [30]

Materiál brzdových špalíků	F_f [kN]
GG	120
LL	100
K	38



8 Výpočet napětí ve vybraných průřezech nápravy



Obr. 55 – Vybrané nebezpečné průřezy nápravy

Kontrolované průřezy (Obr. 55) byly určeny dle charakteru zatížení a geometrie v jednotlivých částech nápravy. V této kapitole je proveden výpočet pro jeden průřez nápravy brzděné oboustrannou špalíkovou brzdou s litinovými špalíky. Zde se konkrétně jedná o nejvíce namáhaný průřez v oblasti ložiskového čepu. Výpočtová dokumentace jednotlivých náprav pro dané konfigurace brzdového systému dle normy je v příloze (viz příloha A) a výsledky jsou uvedeny v kap. 8.1. Hmotnost dvojkolí m_2 [kg] byla odečtena z 3D modelu dvojkolí v programu Autodesk Inventor.

$$m_1 = 21\,447 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1\,053 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$s = 750 \text{ mm}$$

$$b = 1000 \text{ mm}$$

$$R = 460 \text{ mm}$$

$$h_1 = h - R = 1920 \text{ mm}$$

$$F_f = 120 \text{ kN}$$

$$\Gamma = 0,1$$

$$y = 76,7 \text{ mm}$$

$$d = 130 \text{ mm}$$



Výpočet působících sil dosazením do rovnic (21) až (27) a (38):

$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{1\,920}{1\,000}\right) \cdot 21\,447 \cdot 9,81 = 162 \text{ kN}$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{1\,920}{1\,000}\right) \cdot 21\,447 \cdot 9,81 = 101 \text{ kN}$$

$$Y_1 = 0,3 \cdot 21\,447 \cdot 9,81 = 63 \text{ kN}$$

$$Y_2 = 0,15 \cdot 21\,447 \cdot 9,81 = 32 \text{ kN}$$

$$H = 63 - 32 = 31 \text{ kN}$$

$$Q_1 = \frac{1}{1500} [162 \cdot (1\,000 + 750) - 101 \cdot (1\,000 - 750) + 32 \cdot 460] = 182 \text{ kN}$$

$$Q_2 = \frac{1}{1500} [101 \cdot (1\,000 + 750) - 162 \cdot (1\,000 - 750) - 32 \cdot 460] = 81 \text{ kN}$$

$$P' = \frac{(21\,447 + 1053) \cdot 9,81}{2} = 110 \text{ kN}$$

Ohybový moment M_x dosazením do rovnice (28):

$$M_x = P_1 \cdot y = 162 \cdot 76,7 = 12\,425 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ohybový moment M_x' dosazením do rovnice (31):

$$M_x' = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot y = 0,3 \cdot 120 \cdot 0,1 \cdot 76,7 = 276 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ohybový moment MX dosazením do rovnice (46):

$$MX = M_x + M_x' = 12\,425 + 276 = 12\,701 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ohybový moment M_z' dosazením do rovnice (34) a (47):

$$MZ = M_z' = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot y = 120 \cdot (0,3 + 0,1) \cdot 76,7 = 3\,682 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kroutící moment M_y' :

$$MY = M_y' = 0$$

Výsledný redukovaný moment MR dosazením do rovnice (55):

$$MR = \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2} = \sqrt{12\,701^2 + 3\,682^2} = 13\,224 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Součinitel koncentrace napětí K :

$$K = 1$$

Napětí na povrchu σ z rovnice (56):

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3} = \frac{1 \cdot 32 \cdot 13\,224 \cdot 10^3}{\pi \cdot 130^3} = 61,3 \text{ N/mm}^2$$

Maximální dovolené napětí σ_D je pro oblast čepu valivých ložisek:

$$\sigma_D = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma < \sigma_D \rightarrow \text{Náprava v tomto průřezu vyhovuje}$$

8.1 Výsledky výpočtů

Vypočtené napětí v kontrolovaných průřezích jednotlivých částí náprav jsou uvedeny v Tab. 24 pro nápravu se standardní vzdáleností ložiskových čepů 2 000 mm a v

Tab. 25 pro nápravu se vzdáleností ložiskových čepů 2 170 mm. Zeleně označené výsledky značí, že část nápravy pevnostně vyhovuje pro dané zatížení. Červeně vyznačené výsledky značí nevyhovující průřezy nápravy.

Tab. 24 - Vypočtené napětí v nebezpečných průřezích nápravy s $2b = 2\,000 \text{ mm}$

Průřez	y [mm]	$\sigma \text{ [N/mm}^2\text{]}$						σ_D [N/mm ²]
		2GG		1LL		1K		
		ČSN	Rozbor	ČSN	Rozbor	ČSN	Rozbor	
1	76,7	61,3	53,9	76	72,8	63,3	59,5	100
2	79,5	70,6	62	87,6	83,9	72,9	68,6	166
3	96,7	65,2	57,3	80,8	77,4	67,3	63,3	166
4	101	56,2	49,4	73,1	66,7	60,8	54,5	166
5	133	57	50,1	70,7	67,7	58,9	55,4	100
6	134,2	68,5	60,2	84,9	81,3	70,7	66,5	166
7	250	86,3	56,2	95,5	70,2	88	60,5	100
8	347,6	114,4	74,4	127,1	93,7	116,7	80,4	166
9	377	141	91,7	156,8	115,8	143,8	99,1	166



Tab. 25 - Vypočtené napětí v nebezpečných průřezech nápravy s $2b = 2\ 170\text{ mm}$

Průřez	y [mm]	σ [N/mm ²]						σ_D [N/mm ²]
		2GG		1LL		1K		
		ČSN	Rozbor	ČSN	Rozbor	ČSN	Rozbor	
1	76,7	60,3	53,5	75,2	72,5	62,3	59,2	100
2	79,5	69,4	61,6	86,6	83,5	71,7	68,2	166
3	96,7	64,1	56,9	79,9	77,1	66,2	62,9	166
4	101	57,9	49	72,2	66,4	59,8	54,2	166
5	133	56,1	49,8	69,9	67,4	57,9	55	100
6	219,2	110	97,6	137,1	132,3	113,6	108	166
7	335	102,1	71	115,2	90,4	104,3	76,9	100
8	432,6	135,5	94,2	153,7	120,9	138,6	102,4	166
9	462	167,2	116,2	189,8	149,5	170,9	126,4	166

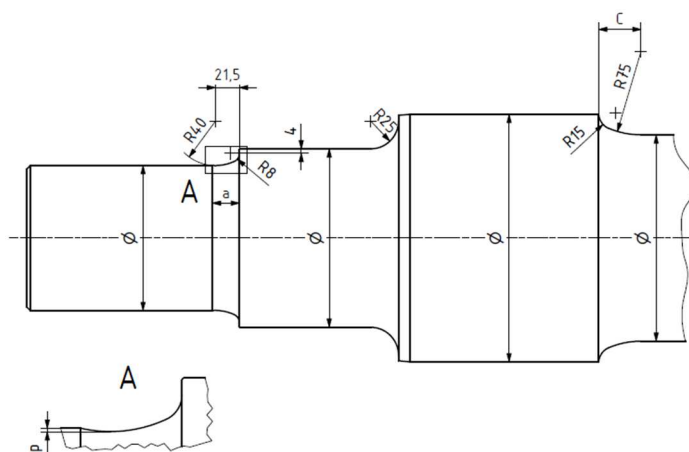
8.2 Interpretace výsledků

Prověřována jsou dvě provedení: a) náprava pro rozchod 1 435 mm určená do podvozku Y25 určených výhradně pro provoz na rozchodu 1 435 mm (vzdálenost středů čepů 2 000 mm), b) náprava pro rozchod 1 435 mm určená do podvozku Y25 pro provoz jak na rozchodu 1 435 mm, tak na rozchodu 1 668 mm (vzdálenost středu čepů 2 170 mm). Náprava a) navržena pro provoz v podvozku s oboustrannou špalíkovou brzdou s litinovými špalíky vyhovuje pevnostním požadavkům normy i pro provoz v podvozku s jednostrannou špalíkovou brzdou s kompozitními špalíky typu LL a K. Oproti tomu náprava b) těmto požadavkům nevyhovuje pro žádný z daných brzdových systémů v oblasti sedel kol a dříku. Tyto oblasti je nutno dimenzovat na větší průměry, a to dle zatížení při konfiguraci brzdového systému 1LL, které je pro namáhání nápravy nejnejpříznivější. Na základě výpočtu dle provedeného rozboru zatížení by obě nápravy pevnostně vyhovovaly požadavkům normy ve všech svých průřezech. Silové účinky uvažované ve výpočtu dle normy zajišťují velkou bezpečnost výsledků.



9 Východiska konstrukce nápravy

Při návrhu rozměrů nápravy je, pokud možno, potřeba vycházet jednak z rozměrů normalizovaných součástí dvojkolí a jednak z doporučených geometrií přechodů (Obr. 56) společně s doporučenými poměry průměrů částí nápravy a přesahy normalizovaných součástí, které předepisuje norma ČSN EN 13103-1:2019. Požadavky na drsnost povrchu, geometrické a rozměrové tolerance udává norma ČSN EN 13261:2020. V úvahu je dále nutné brát budoucí údržbu a opravy nápravy. Sedla kol mohou být poškozena při demontáži kol a vibrační korozi během provozu. Proto je nutné zajistit možnost přesoustružení sedel na menší rozměr, tedy zohlednit tuto skutečnost v pevnostním výpočtu. Výrobní výkres navržené nápravy je v příloze B a výpočtová dokumentace je součástí přílohy A.



Obr. 56 - Geometrie přechodů mezi průměry doporučená normou [16]



10 Rámcový technologický postup výroby

V této kapitole je pro nadimenzovanou nápravu navržen sled výrobních operací, kterými projde každý vyrobený kus. Součástí výrobního procesu jsou dále zkoušky chemického složení, mikrostruktury a mechanických vlastností materiálu, namátková kontrola všech výkresových rozměrů a geometrických tolerancí, zkouška na zbytková napětí a zkoušky nátěrových systémů, kterým se práce nevěnuje.

10.1 Výroba polotovaru

Čerpáno z [14] [34] [35] [36]

Základního tvaru nápravy je dosaženo kovááním do polozápuštěk ze čtvercových, na pile nařezaných, předvalků zahřátých na tvářecí teplotu přibližně 1 250 °C v průběžné krokové peci. Před kovááním je nutné zbavit předvalek okují. To je provedeno nejprve mechanicky (rotujícími řetězy) a poté ostřikem tlakovou vodou. Kování se uskutečňuje na hydraulickém kovářském lisu se třemi tvarovými kovadly. Předvalek je nejdříve uchopen do čelistí manipulátoru, který v průběhu kováání otáčí nápravu kolem své osy. Pro vykováání druhé strany je náprava otočena na otočném stole. Po dokončení kováacího procesu jsou upáleny konce náprav kyslíko-acetylenovým plamenem na řezacím stroji. Následně je na čelo vyraženo značení, které musí být s nápravou přenášeno celým výrobním procesem (po obrobení čel je označení realizováno popisem nápravy nesmazatelnou barvou) a náprava je uložena na krokový chladník. Poté přichází na řadu proces normalizačního žíhání pro dosažení rovnoměrné jemnozrné feriticko-perlitické struktury, při kterém je náprava zahřáta v průchozí peci na požadovanou teplotu, a opět volně zchlazena na teplotu okolí. Před vychladnutím je náprava rovnána na hydraulickém rovnacím lisu. Po vychladnutí je povrch nápravy otryskán v průběžné tunelové komoře kovovým granulátem. Nakonec jsou kontrolovány předepsané rozměry výkovku.

10.2 Obrábění

Čerpáno z [14] [37]

Nejprve se provede navrtání středících důlků na jednoúčelovém navrtávacím stroji. Následuje hrubování nápravy, upnuté mezi hroty, na hrotovém soustruhu pro



dlouhé obrobky. Soustruží se dvěma nástroji současně. Poté jsou ve stroji na obrábění čel frézována čela nápravy na čisto, zavrtány nové středící důlky, vrtány a řezány díry se závitem pro šrouby, které slouží k upevnění koncové desky pro zajištění nápravových ložisek. Následuje soustružení nápravy na čisto na soustruhu (Obr. 57). Další operací je válečkování povrchu nápravy pro zpevnění povrchu a zvýšení únavové pevnosti nápravy. Posledním obráběcím procesem je broušení funkčních ploch a přechodových částí. Využívá se moderních CNC obráběcích strojů. Po dokončení obrábění je náprava očištěna a krátkodobě konzervována v oplachové lázni. Dále přichází na řadu kontrola rozměrů hotové nápravy. Následuje kontrola přítomnosti povrchových vad a vad těsně pod povrchem elektromagnetickou polévací zkouškou a zkouška ultrazvukem na přítomnost vnitřních vad.



Obr. 57 - Obrábění železniční nápravy na číslicově řízeném soustruhu (KOVOSVIT MAS) [38]

10.3 Označení

Po dokončení všech výrobních operací musí být na jednom čele nápravy vyraženo označení zabírající maximálně jeho polovinu. To je zajištěno automatickým razícím strojem. Na čelo nápravy je poté navíc nalepen čárový kód pro usnadnění identifikace.

Tab. 26 - Minimální požadavky na označení nápravy dle normy [39]

Značka výrobce
Číslo tavby
Jakost oceli
Měsíc a poslední dvě číslice roku výroby
Sériové číslo nápravy po tepelném zpracování



10.4 Ochrana proti korozi a mechanickému opotřebení

Čerpáno z [14] [39] [40] [41]

Nápravu je nutno, kromě částí s uložením, opatřit antikorozi ochranou. Ochrana proti mechanickým nárazům je aplikována, je-li vyžadována provozními podmínkami nápravy. Zpravidla se jedná o vysokorychlostní provoz.

Tab. 27 - Rozdělení úrovně ochrany náprav [39]

Třída ochrany	Použití
Třída 1	Části nápravy vystavené atmosférické korozi a mechanickým nárazům
Třída 2	Části nápravy vystavené účinkům specifických korozivních látek
Třída 3	Části nápravy vystavené atmosférické korozi
Třída 4	Nelakované nápravy vystavené atmosférické korozi

Před nanesením nátěrového systému je pro jeho správnou přilnavost zásadní dokonalé odmaštění povrchu nápravy. Pro zajištění ochrany třídy 3 se využívají jednovrstvé nátěrové systémy na bázi alkydové pryskyřice. Bude-li náprava vystavena agresivním chemickým účinkům, je nutné ji opatřit třídou ochrany 2. K tomu se využívají dvouvrstvé nátěrové systémy skládající se ze základní a vrchní vrstvy na bázi epoxidových pryskyřic či polyuretanu. Nátěr je nanášen stříkací pistolí pomocí hydraulického tlaku (bezvzduchové stříkání). Následně nátěrové hmoty zasychají při teplotě okolí. Části neopatřené ochranným nátěrem je potřeba konzervovat, aby při skladování a přepravě zůstaly kovově čisté. Za tímto účelem jsou ošetřovány antikorozními oleji (např. Rustilo) pro přepravu nebo konzervačními vosky (např. Tectyl) pro dlouhodobou ochranu. Pro další manipulaci jsou tyto části zabaleny do papíru a pěnové polyetylenové fólie. Ta je nakonec zajištěna lepící páskou.



10.5 Přehled všech operací

Tab. 28 – Rámcový výrobní postup nápravy

Pořadí	Operace	Stroj/pracoviště
1.	Zahřátí předvalku na tvářecí teplotu	Ohřívací kroková pec
2.	Zbavení předvalku okují rotujícími řetězy a otryskáním tlakovou vodou	Linka pro zbavení okují
3.	Vykování tvaru nápravy	Hydraulický lis se třemi tvarovými kovadly
4.	Upálení konců náprav	Stroj na řezání plamenem
5.	Vyražení značení za tepla na čelo nápravy	Automatický razící stroj
6.	Chladnutí na teplotu okolí	Krokový chladník
7.	Normalizační žíhání	Žíhací kroková pec
8.	Rovnění nápravy	Rovnací lis
9.	Chladnutí na teplotu okolí	Krokový chladník
10.	Otryskání kovovými broky	Tryskač náprav
11.	Kontrola rozměrů a vizuální kontrola povrchu	Ruční měřidla
12.	Zavrtání středících důlků	Dvoustranný navrtávací stroj
13.	Hrubování výkovku	Soustruh
14.	Frézování čel na čisto, zavrtání středících důlků, vrtání a řezání děr se závity	Obráběcí centrum pro obrábění čel
15.	Soustružení na čisto	Soustruh
16.	Válečkování	Válečkovací stroj
17.	Broušení ložiskových čepů, sedel opěrných kroužku, sedel kol a přechodů	Bruska
18.	Oplach	Čisticí a konzervační linka
19.	Kontrola základních rozměrů	Ruční měřidla
20.	Elektromagnetická polévací zkouška na přítomnost povrchových vad	Defektoskop



Pořadí	Operace	Stroj/pracoviště
21.	Zkouška ultrazvukem na přítomnost podpovrchových vad	Ultrazvuk
22.	Vyražení značení na čelo nápravy	Automatický razicí stroj
23.	Odmaštění povrchu	Postřiková odmašťovací linka
24.	Nanesení nátěrového systému na dřík nápravy	Ruční hydraulická stříkáč pistole
25.	Sušení nátěrového systému	Sušárna nátěrových hmot
26.	Nanesení konzervačního oleje na ložiskové čepy, sedla opěrných kroužku a sedla kol	Expedice
27.	Zabalení konzervovaných částí pro ochranu proti mechanickému poškození	Expedice



11 Závěr

Byl proveden rozbor zatížení nápravy dvojkolí v podvozku typu Y25 nákladního vozu v předpokládaných nejnepříznivějších podmínkách z hlediska jejího namáhání pro výpočet na trvalou pevnost, a to pro nápravu v podvozku s oboustrannou špalíkovou brzdou a v podvozku s jednostrannou špalíkovou brzdou. Hodnoty přítláčných sil brzdových zdrží byly pro výpočet namáhání stanoveny na základě hodnot pro homologační zkoušky brzdových špalíků. Výsledky výpočtů namáhání nápravy byly porovnány s výsledky výpočtů dle normy ČSN EN 13103-1:2019. Z porovnání vyplývá, že výpočet dle normy zajišťuje vysokou bezpečnost výsledků a klade tak přísné nároky na konstrukci náprav. Dále z výsledků vyplývá, že s nápravou provozovaná ve standardních podvozcích Y25 vybavených oboustrannou špalíkovou brzdou s litinovými špalíky vyhovuje požadavkům normy i pro provoz v podvozcích Y25 vybavených jednostrannou špalíkovou brzdou (či brzdou trámcovou) s kompozitními špalíky typu LL a K.

Stejným způsobem bylo vypočítáno namáhání nápravy s větší vzdáleností středů ložiskových čepů určené pro provoz na trati s normálním rozchodem 1 435 mm v podvozku Y25, který je možné po výměně dvojkolí provozovat na trati s širokým iberským rozchodem 1 668 mm. Tato náprava, rozměrově odvozená od standardní nápravy, nespĺňuje předpisy pro žádný z uvažovaných brzdových systémů. Z tohoto důvodu byla navržena nová náprava respektující předpisy. Pro tuto nápravu byl následně sestaven rámcový technologický postup výroby za využití moderních číslicově řízených strojů. Výpočtová dokumentace namáhání jednotlivých náprav je v příloze A. Výrobní výkres nové navržené nápravy je v příloze B.

Při rešerši problematiky výroby železničních náprav jsem se seznámil s množstvím video materiálu na internetové platformě YouTube. V příloze C jsou uvedeny odkazy na některá videa pro usnadnění hledání dalším případným zájemcům o toto téma.



12 Seznam použitých veličin a jednotek

Znak	Jednotka	Popis
A_1	[–]	Koeficient pro výpočet součinitele K , závislý na geometrii nápravy
A_2	[–]	Koeficient pro výpočet součinitele K , závislý na geometrii nápravy
a_N	$[m/s^2]$	Nevyrovnané příčné zrychlení
B	$[t]$	Brzdící hmotnost
b	$[mm]$	Polovina vzdálenosti středů ložiskových čepů
C	[–]	Konstanta pro výpočet brzdícího procenta
D	[–]	Konstanta pro výpočet brzdícího procenta
d	$[mm]$	Průměr části nápravy
D_2	$[mm]$	Průměr větší válcové části/průměr nalisovaného náboje v místě přechodu mezi částmi nápravy či v místě drážky
E_k	$[J]$	Kinetická energie
F_b	$[N]$	Brzdná síla vozu
F_{b1}	$[N]$	Brzdná síla na jedno kolo
F_f	$[N]$	Přítlačná síla zdrží na jedno kolo
F_i	$[N]$	Tíha i -té nevypružené součásti dvojkolí
F_t	$[N]$	Maximální tečná síla přenositelná adhezí v kontaktu kolo–kolejnice
F_y	$[N]$	Příčná síla působící v těžišti vozu
F_z	$[N]$	Svislá síla působící v těžišti vozu
F_{z1}	$[N]$	Svislá síla působící na přitížený ložiskový čep
F_{z2}	$[N]$	Svislá síla působící na odlehčený ložiskový čep
F_z'	$[N]$	Svislá síla působící v těžišti vozu po zohlednění dynamických účinků
G_v	$[N]$	Tíha vozu
g	$[m/s^2]$	Gravitační zrychlení
H	$[N]$	Síla vyrovnávající příčné síly Y_1 a Y_2



h	$[mm]$	Výška těžiště hmot na ložiskových čepch od spojnice temen kolejnic
h_1	$[mm]$	Výška těžiště hmot na ložiskových čepch od osy nápravy
J_{DV}	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti dvojkolí
K	$[-]$	Součinitel koncentrace napětí
k	$[-]$	Součinitel bezpečnosti
k_d	$[-]$	Součinitel zohledňující dynamické silové účinky
l	$[m]$	Zábrzdňá dráha
l_b	$[m]$	Brzdňá dráha
l_0	$[m]$	Dráha ujetá vozidlem po začátku brzdění do chvíle, kdy začne účinkovat konstantní brzdňá síla
m_1	$[kg]$	Hmotnost působící na ložiskové čepy
m_2	$[kg]$	Hmotnost dvojkolí
MR	$[N \cdot mm]$	Výsledný moment působící na nápravu
m_{red}	$[kg]$	Redukovaná hmotnost
m_v	$[kg]$	Hmotnost vozidla
MX	$[N \cdot mm]$	Výsledný ohybový moment ve svislé rovině
M_x	$[N \cdot mm]$	Ohybový moment od hmot v pohybu
M_x'	$[N \cdot mm]$	Ohybový moment způsobený silovými účinky brzdění ve svislé rovině
MY	$[N \cdot mm]$	Výsledný kroutící moment
M_y'	$[N \cdot mm]$	Kroutící moment způsobený silovými účinky brzdění
MZ	$[N \cdot mm]$	Výsledný ohybový moment ve vodorovné rovině
M_z'	$[N \cdot mm]$	Ohybový moment způsobený silovými účinky brzdění ve vodorovné rovině
O	$[N]$	Celkový jízdní odpor
P	$[N]$	Svislá síla působící na ložiskové čepy
P_1	$[N]$	Svislá síla působící na přitížený ložiskový čep
P_2	$[N]$	Svislá síla působící na odlehčený ložiskový čep
p_{st}	$[mm]$	Stavební převýšení koleje



P'	[N]	Podíl brzděné síly P
Q_1	[N]	Svislá reakce na kolo na straně přetíženého ložiskového čepu
Q_2	[N]	Svislá reakce na kolo na straně odlehčeného ložiskového čepu
R	[mm]	Poloměr kola dvojkolí
r	[mm]	Poloměr zaoblení přechodové části nápravy
R_1	[N]	Svislá reakce na kolo na straně přetíženého ložiskového čepu
R_2	[N]	Svislá reakce na kolo na straně odlehčeného ložiskového čepu
s	[mm]	Polovina vzdálenosti styčných kružnic
t_{pl}	[sek]	Plnicí doba brzdového válce
t_{vyp}	[sek]	Vyprazdňovací doba brzdového válce
v	[m/s]	Rychlost vozu
W_b	[J]	Brzdná práce
X	[–]	Poměr poloměru přechodu a průměru průřezu v místě kořene vrubu
Y	[–]	Poměr průměru větší sousední válcové části a průměru průřezu v místě kořene vrubu
y	[mm]	Vzdálenost průřezu nápravy od středu ložiskového čepu
Y_1	[N]	Vodorovná síla v kontaktu kolo–kolejnice působící na straně přetíženého ložiskového čepu
Y_2	[N]	Vodorovná síla v kontaktu kolo–kolejnice působící na straně odlehčeného ložiskového čepu
Γ	[–]	Součinitel tření
λ	[%]	Brzdicí procento
μ	[–]	Adhezní poměr
ξ	[–]	Součinitel rotujících hmot
σ	[N/mm^2]	Výsledné napětí



σ_1	$[N/mm^2]$	Největší hlavní napětí
σ_2	$[N/mm^2]$	Druhé největší hlavní napětí
σ_3	$[N/mm^2]$	Nejmenší hlavní napětí
σ_D	$[N/mm^2]$	Dovolené napětí
σ_c	$[N/mm^2]$	Mez únavy
σ_n	$[N/mm^2]$	Normálové napětí
σ_{red}	$[N/mm^2]$	Redukované napětí
τ	$[N/mm^2]$	Smykové napětí
ω_k	$[rad/s]$	Úhlová rychlost kola



13 Seznam obrázků

Obr. 1 - Výměna dvojkolí nákladního vozu v Cerbére [6]	11
Obr. 2 - Model podvozku Y25	12
Obr. 3 - Uzavřený rám podvozku Y25 Cs [9]	12
Obr. 4 - Řez typickou ložiskovou skříní [10]	13
Obr. 5 - Princip funkce třecího tlumiče [7]	14
Obr. 6 - Schéma pneumatické samočinné tlakové brzdy [11]	15
Obr. 7 - Schéma mechanické části oboustranné špalíkové brzdy 4n nákladního vozu [11]	16
Obr. 8 - Schéma mechanické části jednostranné špalíkové brzdy 4n nákladního vozu .	17
Obr. 9 - Brzdové zdrže: a) dělená jednošpalíková; b) dělená dvoušpalíková [8]	17
Obr. 10 - Trámcová brzda „WheelAct Freight“ (Knorr-Bremse) [18]	19
Obr. 11 - Y25 Ls(s) (TVP) [19]	22
Obr. 12 - Y25 Ls-K (TVP) [20]	22
Obr. 13 - Y25 Lsi-C-K (TVP) [21]	23
Obr. 14 - Y25 Lssi(f)-K (TVP) [22]	23
Obr. 15 - Y25 Lse (ELH) [23]	24
Obr. 16 - Y25 Lsde-K (GB) [25]	24
Obr. 17 - GB25RS (GB) [25]	26
Obr. 18 - TVP NG-DBS (TVP) [27]	27
Obr. 19 - TVP 2009-R (TVP) [28]	27
Obr. 20 - DRRS 25LD (ELH WBN) [29]	28
Obr. 21 – Síly od vozové skříně působící na nápravu	30
Obr. 22 - Ohybový moment M_x	31
Obr. 23 – Výpočet M_x mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí	32
Obr. 24 - Výpočet M_x mezi styčnými kružnicemi	32
Obr. 25 - Průběh ohybového momentu M_x	32
Obr. 26 - Síly působící na dvojkolí při brzdění oboustrannou špalíkovou brzdou	33
Obr. 27 - Ohybový moment $M_{z'}$	33
Obr. 28 – Výpočet $M_{z'}$ mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí	34
Obr. 29 - Výpočet $M_{z'}$ mezi styčnými kružnicemi	34



Obr. 30 - Průběh ohybového momentu Mz'	34
Obr. 31 - Síly působící na dvojkolí při brzdění jednostrannou špalíkovou brzdou v případě přítlačné síly zdrží působící proti směru pohybu dvojkolí	35
Obr. 32 - Ohybové momenty Mx' a Mz'	35
Obr. 33 - Výpočet Mx' mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí	36
Obr. 34 - Výpočet Mx' mezi styčnými kružnicemi	36
Obr. 35 - Průběh ohybového momentu Mx'	36
Obr. 36 - Výpočet Mz' mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí	37
Obr. 37 - Výpočet Mz' mezi styčnými kružnicemi	37
Obr. 38 - Průběh ohybového momentu Mz'	37
Obr. 39 - Znázornění zvedeného souřadného systému a orientace momentu Mx [16]	38
Obr. 40 - Síly od hmot v pohybu působící na nápravu [16]	38
Obr. 41 - Výpočet Mx mezi středem ložiskového čepu a styčnou kružnicí [16]	40
Obr. 42 - Výpočet Mx mezi styčnými kružnicemi [16]	40
Obr. 43 - Průběh ohybového momentu Mx [16]	40
Obr. 44 - Orientace momentů Mx' , My' a Mz' [16]	41
Obr. 45 - Průběh ohybového momentu Mx' [16]	42
Obr. 46 - Průběh ohybového momentu Mz' [16]	42
Obr. 47 - Průběh kroutícího momentu My' [16]	43
Obr. 48 - Znázornění dvouosé napjatosti v obecném bodě nápravy [31] ; upraveno....	45
Obr. 49 - Sestrojení Mohrovy kružnice pro danou napjatost [31]	46
Obr. 50 - Průběh výsledného momentu MR	47
Obr. 51 - Parametry vrubu [16]	48
Obr. 52 - Oblasti nápravy s rozdílnou mezí únavy	49
Obr. 53 - Rozměry náprav	50
Obr. 54 - Schéma průběhu Fb : černě linearizovaný průběh, zeleně zjednodušující náhrada	54
Obr. 55 - Vybrané nebezpečné průřezy náprav	57
Obr. 56 - Geometrie přechodů mezi průměry doporučená normou [16]	61
Obr. 57 - Obrábění železniční nápravy na číslicově řízeném soustruhu (KOVOSVIT MAS) [38]	63



14 Seznam tabulek

Tab. 1 - Výpočtové hodnoty součinitelů tření brzdových špalíků [16]	18
Tab. 2 - Základní provedení podvozků typu Y25 [2]	20
Tab. 3 - Doplnkové označení verzí podvozku Y25 [2] [8].....	20
Tab. 4 - Základní rozměrové parametry podvozků typu Y25 [2]	21
Tab. 5 - Standartní parametry podvozků Y25 L [2]	21
Tab. 6 - Parametry podvozku Y25 Ls(s) (TVP) [19].....	22
Tab. 7 - Parametry podvozku Y25 Ls-K (TVP) [20]	22
Tab. 8 - Parametry podvozku Y25 Ls-C-K [21].....	23
Tab. 9 - Parametry podvozku Y25 Lssi(f)-D (TVP) [22].....	23
Tab. 10 - Y25 Lse (ELH) [24]	24
Tab. 11 - Parametry podvozku Y25 Lsde-K (GB) [25].....	25
Tab. 12 - Parametry podvozku GB25RS (GB) [25].....	26
Tab. 13 - Parametry podvozku TVP NG-DBS (TVP) [27].....	27
Tab. 14 - Parametry podvozku TVP 2009-R (TVP) [28]	28
Tab. 15 - Parametry podvozku DRRS 25LD (ELH WBN) [29]	28
Tab. 16 - Přehled alternativ brzdového systému uvažovaných v rozboru zatížení	29
Tab. 17 - Definice rozměrů a sil působících na nápravu dle normy [16]	39
Tab. 18 - Mez únavy pro nápravu z materiálu EA1N [16].....	49
Tab. 19 - Bezpečnost a dovolené napětí [16]	49
Tab. 20 - Parametry podvozku a vozu.....	50
Tab. 21 - Konstanty C, D [8]	53
Tab. 22 - Vypočtené přítlaky všech zdrží na jedno kolo	56
Tab. 23 - Maximální přítláčné síly brzdových zdrží na jedno kolo dle materiálu špalíků uvažované ve výpočtu namáhání nápravy v této práci [30].....	56
Tab. 24 - Vypočtené napětí v nebezpečných průřezech nápravy s $2b = 2\ 000\ \text{mm}$	59
Tab. 25 - Vypočtené napětí v nebezpečných průřezech nápravy s $2b = 2\ 170\ \text{mm}$	60
Tab. 26 - Minimální požadavky na označení nápravy dle normy [39].....	63
Tab. 27 - Rozdělení úrovně ochrany náprav [39].....	64
Tab. 28 – Rámcový výrobní postup nápravy.....	65



15 Seznam příloh

PŘÍLOHA A: Výpočtová dokumentace dle ČSN EN 13103-1:2019

PŘÍLOHA B: SM-BP-2023-01 (výrobní výkres nápravy)

PŘÍLOHA C: Odkazy na videa k tématu výroby železničních náprav



16 Seznam zdrojů

- [1] ČERNOHORSKÝ, M. Podvozky Y25 a další. In: *Parostroj: Moravskoslezský železniční občasník* [online]. 1. 3. 1999 [cit. 2023-01-07]. Dostupné z: <http://www.parostroj.net/technika/Y25/Y25.htm>
- [2] HERMANN, J. *Güterwagen-Drehgestelle: Y 25* [online]. Linkenheim-Hochstetten: Hermann Jahn, 2016 [cit. 2022-01-07]. Dostupné z: http://www.drehgestelle.de/6/y25_t.html
- [3] PIQUERAS, A., J. SAURA a F. PAÑOS. Automatic gauge changing for freight. The OGI project. *360.revista de alta velocidad*. Fundación de los Ferrocarriles Españoles, 2018, (5), 71-79. ISSN 2174-9655.
- [4] Just what is the job of ... the team at the gauge changeover installation in Cerbère?: Yan Donval and others work to make sure trains can travel between Spain and the rest of Europe without delays. In: *DBCargo.com* [online]. Mainz: DB Cargo AG [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.dbcargo.com/rail-de-en/logistics-news/Just-what-is-the-job-of-gauge-changeover-installation-Cerbere-6224096>
- [5] @FOUDURAIL. Cerbere.wmv. In: *YouTube* [online]. 14. 9. 2010 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=BFWTHiWn4-4>
- [6] HOOGSTEYN, S. Une fois la caisse levée, les roues sont enlevées. In: *Serge, le foudurail* [online]. Serge Hoogsteyn, ©1999-2022 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.foudurail.org/vo/cerbere4.html>
- [7] IZER, J. a Z. MARUNA. *Kolejové vozy*. Bratislava: ALFA, 1986.
- [8] HELLER, P. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [9] POHL, R. a C. NOVOTNÝ. *Železniční vozidla II: Dopravní prostředky*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2003. ISBN 80-01-02690-6.



- [10] Railway technical handbook: Volume 1: Axleboxes, wheelset bearings, sensors, condition monitoring, subsystems and services [brožura]. In: *Skf.com* [online]. Gothenburg: AB SKF [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196801410ca-10987_2-EN_tcm_12-503040.pdf
- [11] DOUDA, P., T. HEPTNER a J. KOLÁŘ. *Pozemní dopravní prostředky*. 3. vyd. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04308-0.
- [12] MARUNA, Z. *Metodika konstruování kolejových vozidel, osobní a nákladní podvozky: doplňkové skriptum*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1988.
- [13] DINGS, P. a M.G. DITTRICH. Roughness on Dutch railway wheels and rails. *Journal of Sound and Vibration*. 1996, **193**(1), 103-112.
- [14] ZIMA, R. a P. JANOŠ. *Dvojkolí: 50 let tradice výroby dvojkolí v Bohumíně*. Bohumín: M-Press plus pro BONATRANS GROUP, 2012.
- [15] Brake blocks. In: *Greencargo.com* [online]. Stockholm: Green Cargo AB, 2023 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://www.greencargo.com/en/traffic-information/brake-blocks>
- [16] ČSN EN 13103-1 (280513). *Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Část 1: Konstrukční metoda pro nápravy s vnějšími ložiskovými čepy*. Praha: ÚNMZ, 2019.
- [17] TreadAct Freight: Compact Freight Car Brake [brožura]. In: *Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH* [online]. 2022 [cit. 2023-01-07]. Dostupné z: <https://rail.knorr-bremse.com/en/de/products/product-brochures/>
- [18] Efficient applications for Freight Cars: 'TreadAct Freight'. In: *Knorr-bremse.com* [online]. München: Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH [cit. 2023-01-07]. Dostupné z: <https://rail.knorr-bremse.com/en/de/products/braking-systems/actuation/#pid=6>



- [19] Y25Ls(s) [brožura]. In: *Tatrasvagonka a.s. Poprad* [online]. 2023 [cit. 2023-03-05].
Dostupné z: <https://tatrasvagonka.sk/inc/uploads/2016/06/Y-25-Lss.pdf>
- [20] Y25Ls-K [brožura]. In: *Tatrasvagonka a.s. Poprad* [online]. 2023 [cit. 2023-03-05].
Dostupné z: https://tatrasvagonka.sk/inc/uploads/2016/06/Y25Ls-K_nahlad.pdf
- [21] Y25Lsi-C-K [brožura]. In: *Tatrasvagonka a.s. Poprad* [online]. 2023 [cit. 2023-03-05].
Dostupné z:
https://tatrasvagonka.sk/inc/uploads/2016/06/tv_produkt_list_y25lsick_0914.indd_n.pdf
- [22] Y25Lssi(f)-D [brožura]. In: *Tatrasvagonka a.s. Poprad* [online]. 2023
[cit. 2023-03-05]. Dostupné z:
https://tatrasvagonka.sk/inc/uploads/2016/08/Y25Lssif_D_nahlad.pdf
- [23] Y25Lse. In: *Elh.de* [online]. Landsberg: Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co, 2023
[cit. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://www.elh.de/produkte/y25>
- [24] Y25Lse [brožura]. In: *Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co* [online]. 2023
[cit. 2023-03-05]. Dostupné z:
https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/05_Y25Lse.pdf
- [25] Product catalog: Freight wagons, Tank wagons, Car carriers, Bogies [katalog]. In:
Greenbrier Europe [online]. 2023 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z:
<https://www.greenbrier-europe.com/product-catalog-download-pdf/>
- [26] KALIVODA, J. *Teorie vozidel: Vazba vozidlo – kolej, bezpečnost proti vykolejení*
[přednáška]. Praha: České vysoké učení technické v Praze. 2. 12. 2022.
- [27] TVP NG-DBS [brožura]. In: *Tatrasvagonka a.s. Poprad* [online]. 2023
[cit. 2023-03-05]. Dostupné z:
https://tatrasvagonka.sk/inc/uploads/2016/06/PL_podvozok-TVP-NG-DBS_ENG_DE_4.5.2016.pdf



- [28] TVP 2009-R [brožura]. In: *Tatravagónka a.s. Poprad* [online]. 2023 [cit. 2023-03-05]. Dostupné z: https://tatravagonka.sk/inc/uploads/2016/07/TVP-2009-R_nahlad.pdf
- [29] Bogie DRRS 25LD. In: *Waggonbau-niesky.com* [online]. Niesky: ELH Waggonbau Niesky GmbH, 2023 [cit. 2023-4-20]. Dostupné z: <https://www.waggonbau-niesky.com/en/products/bogie/bogie-drrs-25ld/>
- [30] Informace poskytl Ing. Tomáš Heptner, vedoucí této práce, Praha 23. 3. 2023.
- [31] MICHALEC, J. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2010. ISBN 978-800-1042-243.
- [32] KOLEKTIV. *Pružnost a pevnost II*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1985.
- [33] HODÍK, K. *Brzdy železničných koľajových vozidiel: učebný text pre 2. a 3. roč. trojročného učeb. odboru mechanik opravár*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1986.
- [34] LUCCHINI RS. *Lucchini RS Axle Forge*. In: YouTube [online]. [cit.2023-03-08]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=N4jGigIRstw&t=3s>
- [35] JANDA, J. *Technologie výroby kolejových vozidel*. Bratislava: ALFA, 1986.
- [36] ŽĎAS. Straightening of Railway Axles. In: YouTube [online]. [cit.2023-03-08]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=J6eMOiZburw&list=PLPt5B52v0QpkHWOY1rLIFh1ByHVvUWGa&index=1>
- [37] LUCCHINI RS. 13 steps for perfect axle. In: YouTube [online]. [cit.2023-03-08]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=txfxDIYCha8>
- [38] SPH 50: Základní koncepce. In: *Kovosvit.cz* [online]. Sezimovo Ústí: KOVOSVIT MAS, 2022 [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz/sph-50/>



- [39] ČSN EN 13261 (280522). *Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Nápravy - Požadavky na výrobek*. Praha: ÚNMZ, 2021.
- [40] LUCCHINI RS. Wheelset protection [brožura]. In: *Lucchini RS S.p.A* [online]. 2023 [cit. 2023-4-10]. Dostupné z: <https://lucchinirs.com/download/wheelset-brochure/?wpdmdl=10507&refresh=644670567db7f1682337878>
- [41] Nápravy. In: *Walborailway.cz* [online]. Ostrava: WALBO RAILWAY [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.walborailway.cz/produkty/napravy>