

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2008

Bc. Roman Rygl

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Příčiny vzniku trhlin sestavy spojení dvou nápravových převodovek na
motorových vozech ř. 854

Bc. Roman Rygl

Diplomová práce
2008

SOUHRN

Práce se zabývá příčinami a následky vzniklých poruch na sestavě spojky nápravových převodovek a možnostech jejich odhalení a odstranění v podmínkách opravárenského provozu ČD. Obsahem práce je zjednodušený pevnostní výpočet torzní vzpěry se zaměřením na porovnání rozdílů vzniklých změnou kvalitativního stavu soustavy spojky. Druhá část je zaměřena na vlastní konstrukční návrh s přihlédnutím k novým technickým možnostem.

KLÍČOVÁ SLOVA

řada 854 ČD, nápravová převodovka, konstrukce, trhlina, údržba, oprava

TITLE

Causes of fracture inception on formation of couplings of two gearboxes on railcars series 854.

ABSTRACT

This work put mind to reasons and consequences of defects risen on coupling of gearboxes and possibilities their detection and removing in repairing specification of CD.

First part of my diploma dissertation is strength calculation (in facile form) of torsion bar with address comparison of differences risen by changes of qualitative condition of coupling. Second part focus on my own proportioning with taking account of new engineering constraints.

KEYWORDS

series 854 CD, gearbox, construction, fracture, maintenance, repair

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Akademický rok: 2007/2008

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Roman RYGL**

Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**

Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**

Název tématu: **Příčiny vzniku trhlin sestavy spojení dvou nápravových převodovek na motorových vozech ř. 854.**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Trhliny vznikající ve spojení dvou nápravových převodovek uložených v hnacím podvozku motorového vozů ř. 854 mají za následek odstavení vozidla z provozu a nutnost provedení náročné opravy. V extrémním případě může dojít i k uvolnění převodovek a vzniku nehodové události. Vypracujte:

1. Popis sestavy hnacího podvozku.
2. Analýzu sil vznikajících na sestavě nápravových převodovek vně rámu podvozku.
3. Návrh způsobu provedení opravy.
4. Návrh úpravy spojení nápravových převodovek směřující k minimalizaci vzniku trhlin.


Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího DP
Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

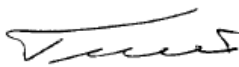
- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: Kolejové vozy. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63-870-84.
- [2] Výkresová dokumentace pojezdu motorového vozu ř.854.
- [3] Technický popis pojezdu motorového vozu ř.854.
- [4] RŮŽIČKA M., HANKE M., ROST M.: Dynamická pevnost a životnost. ČVUT Praha učební skripta.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Alois Kotrba**
ČD, a.s., DKV Brno, PJ Maloměřice

Datum zadání diplomové práce: **18. února 2008**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2008**


prof. Ing. Bohumil Culék, CSc.
děkan

L.S.


doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

dne

Obsah:

Obsah:	7
1 Úvod:	8
2 Popis Vozu:	9
2.1 Technický popis vozu 854:	10
3 Popis hnacího podvozku:	12
3.1 Přenos výkonu:	12
3.2 Rám podvozku:	13
3.3 Vedení dvojkolí a primární vypružení:	14
3.4 Uložení skříně na podvozku a sekundární vypružení:	15
3.5 Přenos tažných sil:	16
3.6 Tlumiče:	16
3.7 Brzdové ústrojí:	17
3.8 Další funkční části podvozku:	17
3.9 Sestava spojení nápravových převodovek:	18
3.10 Rozpis součástí:	22
4 Mechanismus spojky nápravových převodovek:	23
4.1 Výpočet stupňů volnosti:	23
4.2 Početní řešení mechanismu:	24
5 Zatížení spojky nápravových převodovek:	30
5.1 Propružení primárního vypružení:	30
5.2 Klopné momenty:	31
5.3 Zatížení spojky na zborcené koleji:	37
6 Pevnostní kontrola spojky nápravových převodovek:	41
6.1 Postup výpočtu:	41
6.2 Vyšetření pryžových bloků:	42
6.3 Torzní vzpěra:	50
6.4 Tahové napětí:	59
6.5 Napětí v krutu:	61
6.6 Redukované napětí:	70
6.7 Pevnostní kontrola šroubového spoje:	71
6.8 Pevnostní kontrola pryžových segmentů:	73
7 Možné příčiny vzniku prasklin:	76
7.1 Torzní vzpěra:	77
7.2 Nosník:	80
7.3 Pryžové bloky:	81
7.4 Vzájemná poloha součástí sestavy:	84
8 Návrh způsobu provedení opravy:	86
8.1 Preventivní opravy:	86
8.2 Opravy poruch:	87
9 Vlastní návrh spojky nápravových převodovek:	88
9.1 Konstrukční řešení:	88
9.2 Rozpis součástí:	91
10 Závěr:	92

1 Úvod:

Součástí provozování železničního vozidla je jeho údržba, především v podmínkách České Republiky je tato složka nadmíru důležitá. Vozidla řady 854, resp. 850 jsou provozovány na obloukovitých tratích s nekvalitní geometrickou polohou kolejnicových pásů kolejí, dále je nutné brát na zřetel stáří vozidel, resp. u vozidel řady 854 zastaralost konstrukčních uzlů především v oblasti přenosu výkonu a tažné síly. Z toho plynou zvýšené nároky na údržbové postupy, především schopnost odhalení příčin poruch dříve než nastanou a v případě poruchy rychlé a kvalitní odstranění.

Diplomová práce se zabývá vznikem, příčinami a možnostmi odstranění poruch na sestavě spojky nápravových převodovek, jejíž hlavním úkolem je zabránění otáčení nápr. převodovek kolem os dvojkolí.

Údržbou vozidla byly zjištěny poruchy v konstrukčních uzlech spojky, projevující se nadměrným opotřebením součástí, změnou vzájemné polohy součástí a doprovodným vznikem trhlin objevující se a šířící se z oblasti svárů. Při posuzování příčin poruch a možnosti jejich odstranění je nutné brát vozidlo a trať jako jednu soustavu a vyšetřovat jejich vzájemné silové působení projevující se také v sestavě spojky s přímým vlivem na její životnost a schopnost plnit požadované funkce. Je důležité posoudit možnosti a zvyklosti provozovatele při návrhu opravy nebo nového údržbového postupu.

Kapitola 9 je věnována návrhu nového konstrukčního řešení, jehož hlavním přínosem by mělo být odstranění vzniku možných příčin odhalených v této práci, ale zároveň zachování konstrukční jednoduchosti a finanční nenáročnosti nového uzlu, spojenou s minimální údržbou a s odstraněním technologických zásahů (svařování) v provozu Českých drah.

Při posuzování příčin trhlin a následných lomů součástí jsou použity jen základní možnosti vedoucí k jejich odhalení, což je dáno omezenými možnostmi Depa kolejových vozidel Brno a provozní jednotkou Horní Heršpice.

2 Popis vozu:

Vznik těchto vozů se začíná datovat v polovině 50 let 20 století, kdy státy tehdy východního bloku představovanými železničními správami uskupenými v organizaci OSŽD (Organizacia sotrudničestva železnych dorog), hledali řešení pro rychlé a hlavně moderní spojení jejich hlavních měst. Po zavrnutí parní trakce z důvodu malých výkonů, ale i elektrické trakce pro malý počet elektrifikovaných úseků, zbyla jediná možnost použití trakci motorovou, a to v podobě moderních a lehkých motorových vozů s hydraulickým přenosem výkonu.

Volba tohoto řešení narazila hned z počátku na několik úskalí, tedy v době rozhodnutí o vývoji těchto vozů neexistoval vhodný spalovací motor a technologie hydraulického přenosu výkonu (hydraulická převodovka, řídicí a regulační prvky). Příčinu tohoto stavu lze najít ve dvou zásadních fenoménech poloviny dvacátého století. Tím prvním je Druhá světová válka, která zapříčinila přerušení kontinuálního vývoje motorových vozů v ČSR a přerušení vazeb s výrobcí potřebných zařízení. Druhým neblahým jevem nejen pro oblast kolejových vozidel a železniční dopravy je rozdělení sféry vlivu vítězných mocností v poválečné Evropě a následný komunistický převrat odehrávající se začátkem roku 1948. Tato souhra událostí znamenala další zbrzdění technického vývoje a značně omezenou možnost použití technologií firem západní Evropy.

Prvními zkonstruovanými a vyrobenými poválečnými vozy je řada 820 (M 240.0). Na základě objednávky MD (ministerstvo dopravy) jsou vyrobeny dva čtyřnápravové prototypové vozy o maximálním výkonu spalovacího motoru 220 KW a s rozdílným přenosem výkonu, tedy mechanickým a hydrodynamickým, ze kterého později vzniká řada 820. Vzhledem k instalovanému výkonu je jasné, že tyto vozy měli zabezpečovat dopravu na vedlejších tratích. Pro dálkovou vnitrostátní dopravu byl souběžně vyvíjen motorový vůz řady 850 (M 286.0) s hydrodynamickým přenosem, se spalovacím motorem o jmenovitém výkonu spalovacího motoru 515 KW.

V návaznosti na zkušenosti s vývojem předchozích řad motorových vozů a se stále špatnou situací v oblasti dálkové vnitrostátní a především mezinárodní dopravě, bylo rozhodnuto o vývoji a výrobě nové řady motorových vozů, a to 852 (M 296.2) pro vnitrostátní a 853 (M 296.1) pro mezinárodní provoz. Tyto vozy o celkové hmotnosti 50,3 t měli uspořádání dvojkolí B'2', maximální rychlost 120 km/h, dosažitelnou tažnou sílu 78 KN,

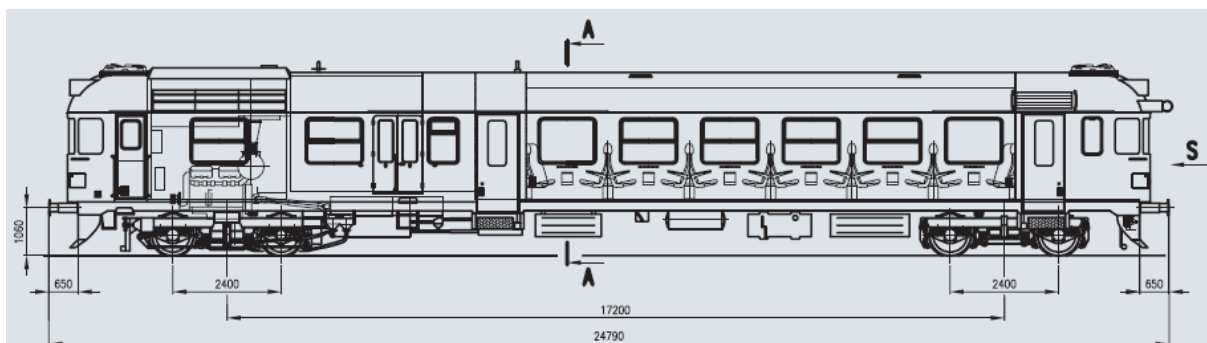
UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	STRANA: - 10 -
---------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------	--------------------

jmenovitý výkon spalovacího motoru (KS 12 V 170 DR) 588 KW a maximální hmotnost na dvojkolí 17,3 t. Právě z popisované řady vznikla prototypová rekonstrukce vozu 853.030 následně přeznačeným na 854.030.

Špatnou hospodářskou situaci postkomunistického období, lze vnímat i z hlediska finanční situace ČD. Proto bylo rozhodnuto modernizovat některou řadu motorových vozů. Jediným řešením se ukázala celková rekonstrukce vozů z řad 852 a 853 s ponecháním soustavy přenosu výkonu (hydrodynamická převodovka H 750 M a nápravové převodovky typu NP a NK). Současně byla nutná re-motorizace, představovaná výměnou nespolehlivého motoru typu KS 12 V 170 DR za motor se stejnými parametry americké firmy Caterpillar bez nutnosti rekonstrukce rámu vozu. Dále byl celkově rekonstruován řídicí systém vozu zástavbou nového řídicího systému INTELO firmy Lokel a dosazen nový topný systém. Z hlediska vnímání běžného cestujícího je posun nejvíce vidět v důstojnějším prostoru pro cestující, dosažený výměnou kabiny WC, novým vnitřním obložením, výměnou oken, sedadel, automatickými dveřmi nebo informačním systémem.

2.1 Technický popis vozu 854:

Původní motor je nahrazen moderním dieselovým motorem Caterpillar s hydraulickými vstřikovacími jednotkami a elektronickým ovládním, tlumičem výfuku a vlastním spouštěčem. Chladicí soustava je rekonstruována, ventilátory chlazení jsou poháněny elektromotory napájenými původním dynamostartérem, později nahrazen hydrostatickým pohonem. Hydrodynamická převodovka je přímo ovládána řídicím systémem vozu. Zásobu vzduchu zajišťuje šroubový kompresor Se 100 lok, vytápění vozu je teplovodní prostřednictvím topného agregátu Eberspächer s využitím odpadního tepla s motoru. Palubní napětí je 24 V, vozová baterie je dobíjena dvěma přímo od motoru poháněnými alternátory. Pro dobíjení baterií přípojných vozů slouží generátor BD 521, k napájení z vnější sítě 230 V statický dobíječ. Vůz je vybaven elektricky ovládaným brzděčem DAKO BSE, převážná část výzbroje je soustředěna do skříně pneumatické výzbroje. Řízení vozu zajišťuje mikroprocesorový řídicí systém INTELO, který umožňuje vedle ručně zadávaného výkonu i režim automatické regulace rychlosti a vícečlenné řízení. K vybavení vozu patří i vlakový zabezpečovač LS 90, elektronický rychloměr METRA LT, resp. TRAMEX RE1, palubní radiostanice TESLA VS 47 a stabilní hasící zařízení Deugra [6].



Obr.:1. Typový výkres vozu řady 854.

Základní technická data jsou uvedeny v následující tabulce.

počet kusů	54
rozchod	1435 mm
uspořádání dvojkolí	B'2'
maximální rychlost	120 km/h
jmenovitý výkon spal. motoru	588 KW
maximální tažná síla	80 KN
přenos výkonu	hydrodynamický
spalovací motor	Caterpillar 3412 E DI-TA
zásoba paliva	1600 l
hmotnost prázdného vozu ve službě	51,5 t
hmotnost obsazeného vozu ve službě	56,5 t
maximální hmotnost na nápravu	17,3 t
délka přes nárazníky	24 790 mm
vzdálenost otočných bodů podvozků	17 200 mm
rozvor podvozku	2400 mm
šířka vozu	2883 mm
výška vozu nad TK	4200 mm
průměr nových kol	920 mm
minimální poloměr poježděného oblouku	120 mm
počet míst k sezení (pevná sedadla)	48
počet míst k stání	60

Tab.:1. Technické parametry motorových vozů ř. 854.

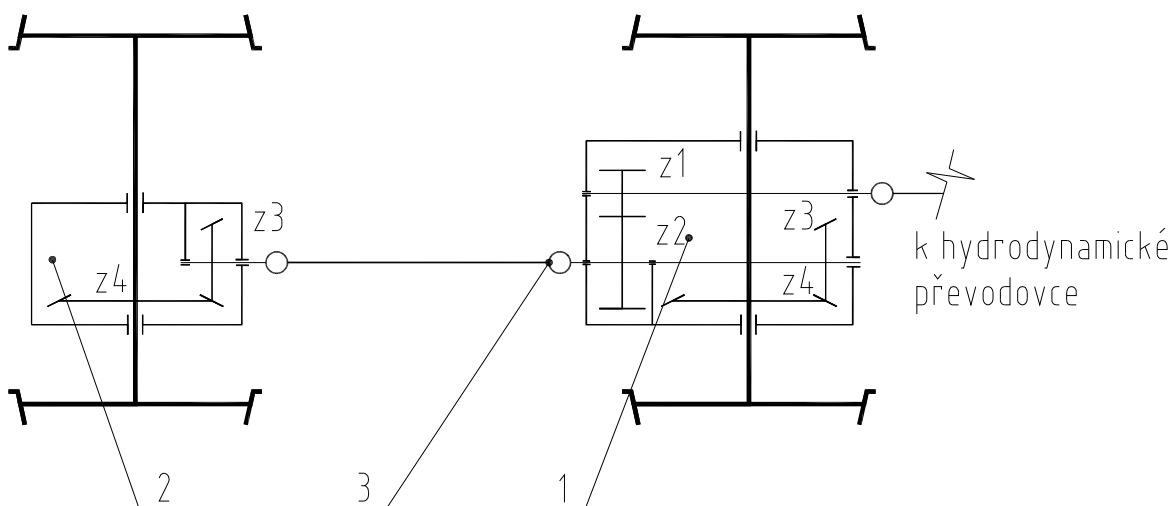
3 Popis hnacího podvozku:

Podvozky motorového vozu jsou obdobné konstrukce s použitím kolébky, ale rozdílnou koncepcí rámců. Hnací podvozek je bez příčniců a opatřen čelníky, běžný podvozek je opatřen dvěma příčnicí s absencí čelníků. Koncepce primárního a sekundárního odpružení je shodná.

V následujících kapitolách jsou popsány jednotlivé konstrukční a funkční celky hnacího podvozku.

3.1 Přenos výkonu:

Je realizován mechanicky pomocí kardanových hřídelů pohánějící nápravové převodovky uložené v tandemu, viz. **Obr.:2**.



Obr.:2. Schéma přenosu výkonu na hnacím podvozku, kde: 1,2-nápr. převodovka, 3-kardanový hřídel.

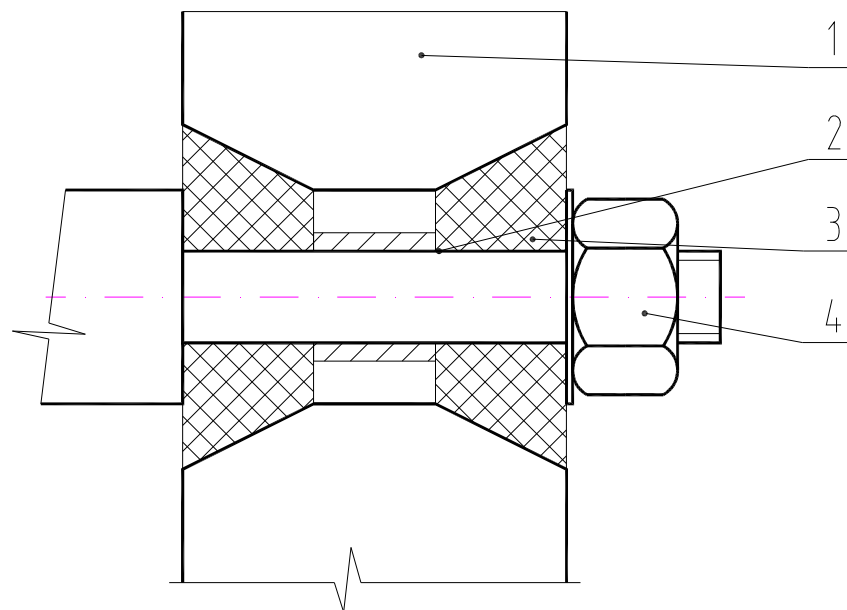
Hnací moment je z hydrodynamické převodovky přenášen pomocí vstupního kardanového hřídele do nápravové převodovky typu NP 18, mající čelní ozubené soukolí (z_2/z_1) ze kterého je hnací moment přiveden ke kuželovému soukolí (z_4/z_3) pohánějící dvojkolí příslušející k této nápravové převodovce. Výstupním koncem předlohového hřídele je umožněn přenos hnacího momentu přes spojovací kardanový hřídel na kuželové soukolí (z_4/z_3) nápravové převodovky NK 18.

Obě nápravové převodovky jsou konstruovány s ohledem na vyšší životnost, což se projevuje zejména ve vyšší hmotnosti a větších rozměrech. Skříně jsou vyrobeny technologií odlévání z litiny.

Kardanové hřídele jsou běžné konstrukce, každý složený ze dvou křížových spojek a z jedné zubové spojky umožňující jeho prodloužení.

3.2 Rám podvozku:

Je proveden svařováním ocelových plechů. Rám podvozku tvoří dva půlrámy tvaru písmene L spojené na koncích čelníků kloubovými spojkami uloženými v pryžovém lůžku. Toto konstrukční řešení umožňuje vyšší poddajnost rámu především na křížových propadech koleje.



Obr.:3. Kloubové spojení půlrámů podvozku, kde: 1-podélník, 2-čep čelníku, 3-pryžové segmenty, 4-spojovací matice.

Na **Obr.:3** je zobrazeno schéma uložení čepu (2) přes pryžové vložky (3) v dutině podélníku (1) druhého půl-rámu. Vzájemná poloha je zajištěná šroubovým spojem s použitím pojistné korunové matice (4).

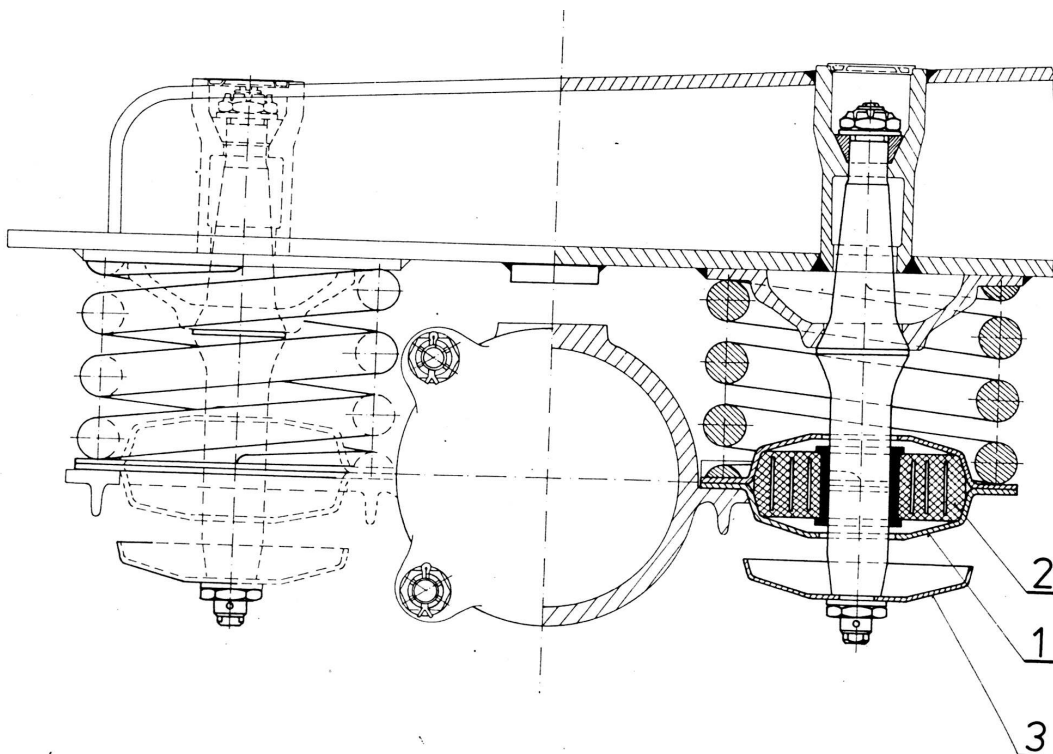
Odlišně jsou konstruovány čelníky, což si vyžádala nutnost dostatečného prostoru pro průchod hnacího kardanového hřídele z hydrodynamické převodovky. Na čelníku situovaného blíže k čelu vozidla je osazen přídatný pluh.

3.3 Vedení dvojkolí a primární vypružení:

Vedení dvojkolí je typu VÚKV Praha. Tento systém využívá vyjímatelný předeprnutý vetknutý čep v uzpůsobené dutině v podélníku rámu. Konzola ložiskové skříně se s tímto čepem stýká prostřednictvím tzv. pouzdra pryžového prstence (1), které tvoří sestavu dvou prolisovaných snýtovaných misek objímající vlastní pryžový prstenec (2). V pryžovém prstenci jsou zavulkanizovány tři plechové prstence a samotný kontakt s čepem je realizován pomocí třídílného silikonového pouzdra [2].

Příčná a podélná tuhost vedení dvojkolí je závislá na samotné tuhosti pryžových prstenců. Vnitřní mezikruhová vrstva pryže přitlačuje silikonové pouzdro na vodící čep, a tím vyvozuje třecí tlumení svislých pohybů [2].

Primární vypružení je realizováno vinutými šroubovitými pružinami uložených na konzolách umístěných na podélnících rámu a ložiskových skříních.

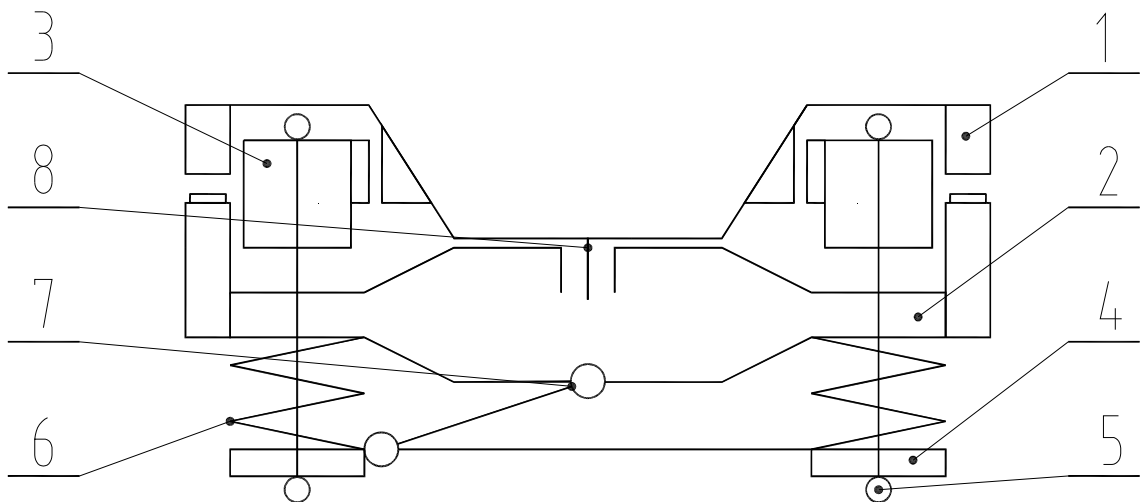


Obr.:4. Vedení dvojkolí, kde: 1-pouzdro pryžového prstence, 2-pryž. prstenec, 3-miska.

3.4 Uložení skříňě na podvozku a sekundární vypružení:

Skříň motorového vozu (1) je na podvozku uložena pomocí kluznic, které jsou umístěny mezi kolébkou (2) a skříní, viz. **Obr.:5**.

Kolébkka podvozku je svařované konstrukce, je opatřena dutinou pro průchod kardanového hřídele, narážkami pro vymezení maximální svislé vůle mezi skříní a kolébkou a pouzdrem pro umístění nichlavu.



Obr.:5. Schematický příčný průřez podvozkem v oblasti kolébkky, kde: 1-skříň vozu, 2-kolébkka, 3-rám podvozku, 4-nosič sek. vypružení, 5-závěska, 6- sekun. vypružení, 7-příčné táhlo, 8-nichlav.

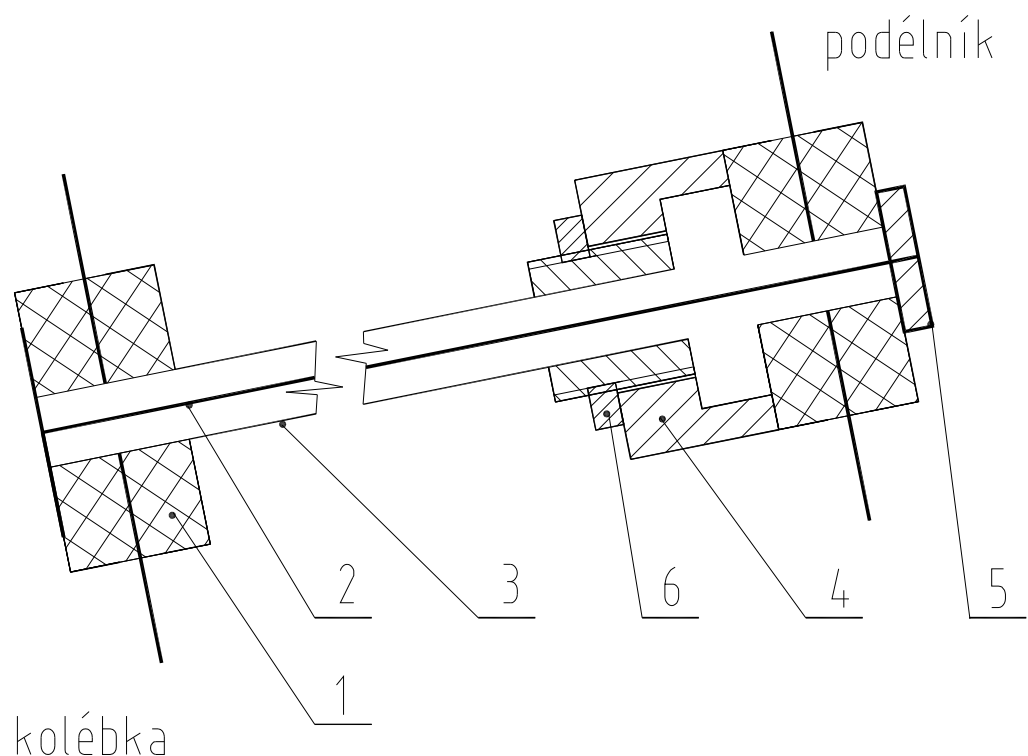
Sekundární vypružení je realizováno čtyřmi páry koaxiálně uloženými vinutými pružinami umístěných mezi nosičem sekundárního vypružení a kolébkou podvozku.

Přenos svislých sil mezi rámem podvozku a kolébkou (skříní vozidla) je provedeno pomocí svislých závěsů (5) s hraníky, sloužící zároveň jako příčné vypružení skříňě vůči podvozku. Pro zvýšení příčné tuhosti je mezi nosič sekundárního vypružení (4) a kolébkou vloženo příčně uložené táhlo (7). Vymezení příčných maximálních výchylek skříňě vůči podvozku je provedeno pryžovými narážkami umístěných na vnitřní stojně rámu a proti kus na skříní vozidla.

3.5 Přenos tažných sil:

Tažnou sílu na obvodě kola dvojkolí je nutné přenést na skříň vozidla a dále na táhlové či narážecí ústrojí.

Přenos tažné síly mezi dvojkolím a rámem podvozku je realizováno svislými čepy (trny), na kolébku je tažná síla přenesena pomocí dvou tažně-tlačných podélně uložených táhel, viz. **Obr.:6**.



Obr.:6. Tažně tlačná tyč, kde: 1-pryžové segmenty, 2-vnitřní táhlo, 3-vnější táhlo, 4-pouzdra, 5-matice, 6-matice

Na **Obr.:6** je zobrazeno funkční schéma tažně tlačné tyče, kde samotná tažně tlačná tyč složená ze dvou částí (3) a (4), je přes pouzdra opatřenými pryžovými vložkami (1) spojena s konzolami kolébky a rámu podvozku, a stažena táhlem (2) pomocí korunové matice (5). Sevření pryžových vložek, které je nutné sledovat, lze nastavovat též pomocí stavěcí matice (6).

3.6 Tlumiče:

V primárním vypružení jsou neoddělitelnou součástí vedení dvojkolí typu VÚKV Praha, viz. kapitola 2.3. Tlumení kmitů sekundárního vypružení je zabezpečeno hydraulickými

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	STRANA: - 17 -
---------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------	----------------

tlumiči řazenými mezi nosič sekundárního vypružení a kolébkou podvozku. Příčné kmity skříně s kolébkou vůči podvozku jsou tlumeny dvojicí pákových hydraulických tlumičů.

3.7 Brzdové ústrojí:

Brzdná síla je vyvozena dvojicí 12“ pneumatických válců připevněných na konzolách čelníku (první od čela vozidla). Tato síla je dále přenesena prostřednictvím soustavy pákovic a dvojčinných zdrží na obvody kol. Konstantní odlehnutí zdrží od kol zabezpečuje automatický stavěč zdrží.

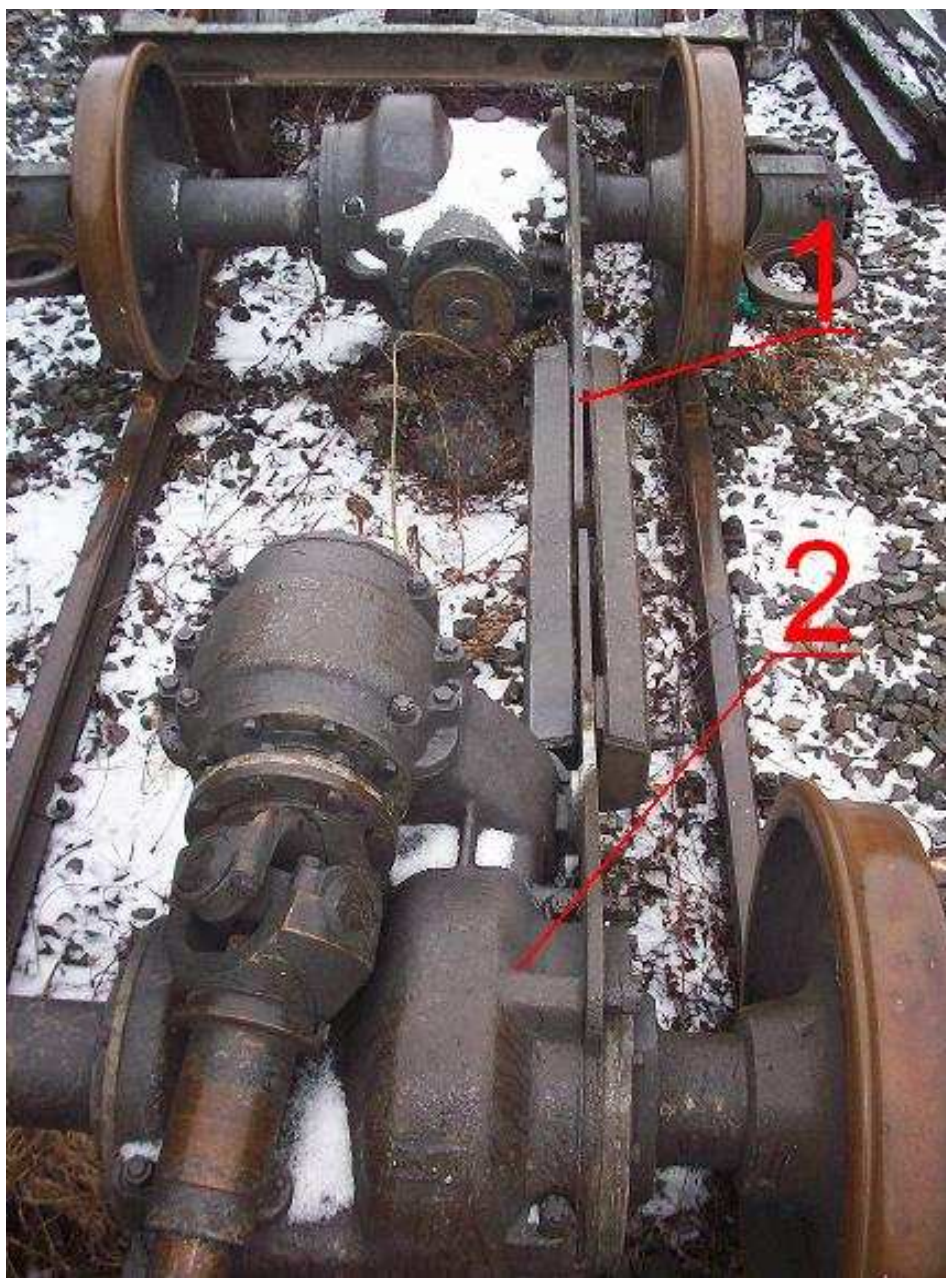
3.8 Další funkční části podvozku:

Pro jízdní vlastnosti obecně je důležitý systém pískování, zde představený čtyřmi nádobami pískovače o objemu 20 l, které jsou umístěny na koncích podélníků podvozku. Aktivní pískovače jsou vždy ty ve směru jízdy. Médiem je používán křemičitý písek vháněn mezi styk kolo – kolejnice soustavou pryžových hadic pomocí stlačeného vzduchu.

Okrajovými uzly, přesto do jisté míry podstatnými jsou například blatníky nad všemi koly nebo upravený první čelník ve směru jízdy do podoby bezpečnostního pluhu.

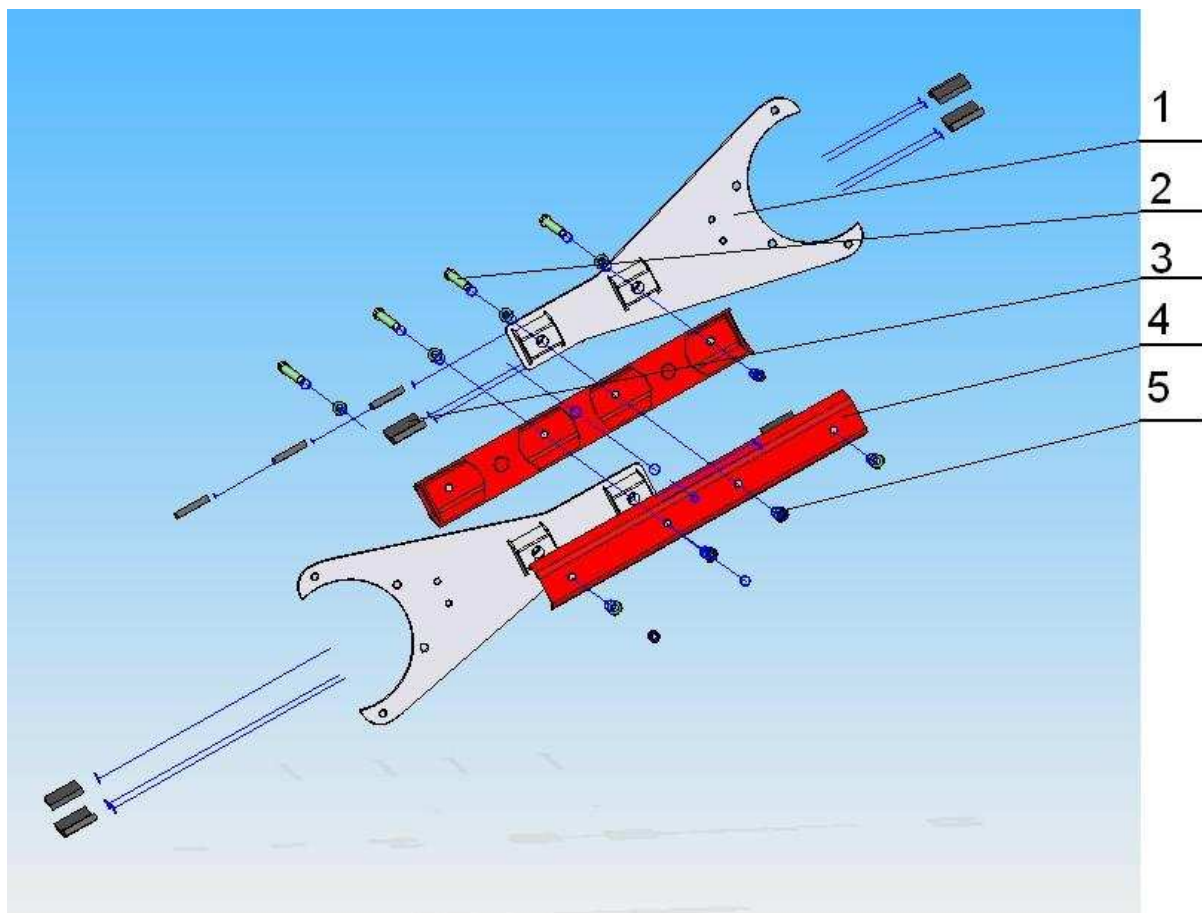
3.9 Sestava spojení nápravových převodovek:

Účelem spojení nápravových převodovek je především v zabránění otáčivého pohybu jednotlivých nápravových převodovek kolem os dvojkolí hnacího podvozku. Celá sestava se montuje na nápravové převodovky přes torzní vzpěry pomocí šroubového spoje a dodatečně přivařovaných zarážek, viz. **Obr.:7**.



Obr.:7. Vyvázané dvojkolí spojené spojkou nápravových převodovek, kde:
1-sestava spojení nápr. převodovek, 2-nápravová převodovka

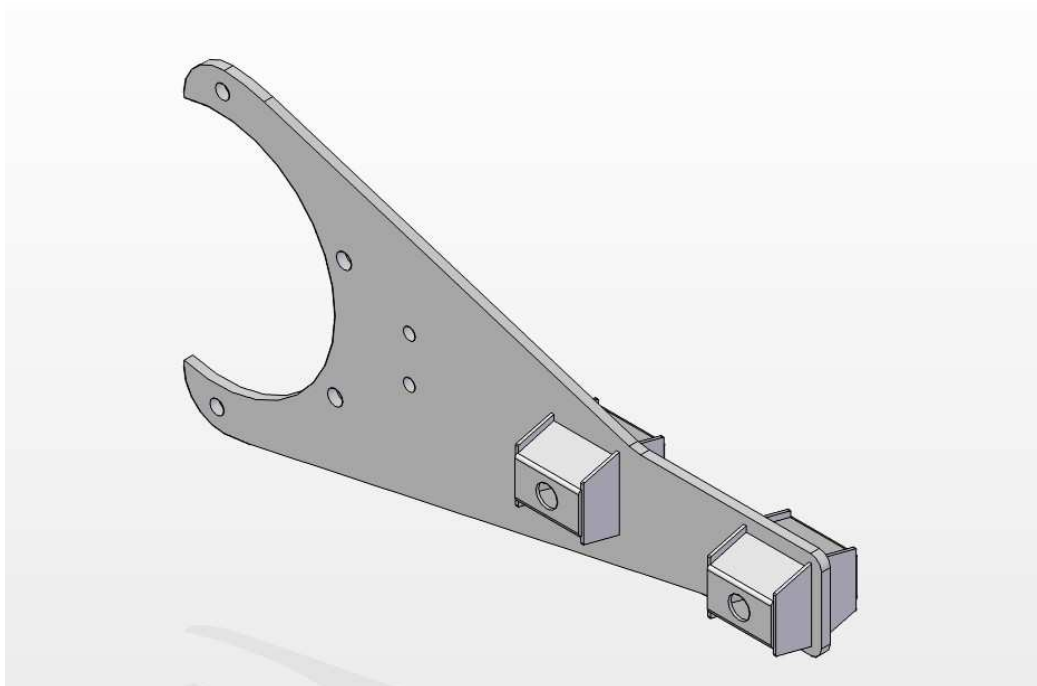
Skládá se, dle **Obr.:8**, ze dvou torzních vzpěr (1) umožňující úhlové deformace, prostřední částí tvořena dvěma nosníky (4), které jsou spojeny s torzními vzpěrami pomocí šroubů (2) a matic s podložkami (5), stahující jednotlivé části přes pryžové segmenty (3).



Obr.:8. Rozložená sestava spojky nápravových převodovek, kde: 1-torzní vzpěra, 2-šroubový, 3-pryžový blok, 4-nosník, 5-matice, podložka.

3.9.1 Torzní vzpěra (1):

Je vyrobena z plechu o tloušťce 16 mm z oceli třídy 11 373.1, pro potřeby přenosů sil je opatřena navařenými konzolami viz. **Obr.:9** pro uchycení pryžových segmentů a zářkami pro pevné uchycení a zabránění vzájemnému pohybu torzní vzpěry a nápravové převodovky.



Obr.:9. Model torzní vzpěry



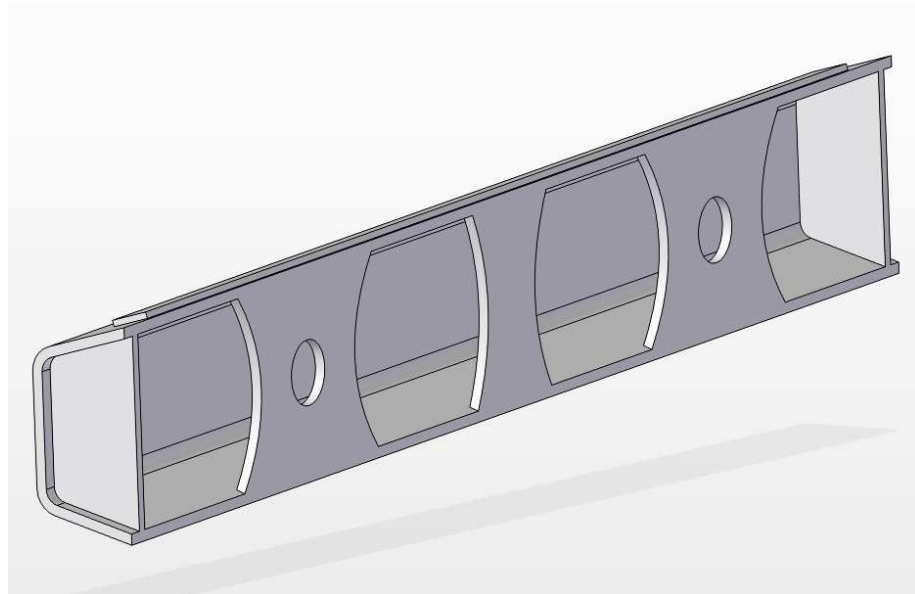
Obr.:10. Navařená zarážka na torzní vzpěře, přišroubovaná na skříň nápr. převodovky

3.9.2 Pryžové bloky (3):

Jsou vyrobeny ze syntetického kaučuku. Jak bylo naznačeno výše, jsou vkládány mezi torzní vzpěry a nosníky a jejich vzájemná poloha je aretována šroubovými spoji stahujícími tyto součásti. Rozměry jednotlivých bloků jsou (délka, šířka, výška): 114 mm, 80 mm, 20 mm.

3.9.3 Nosník (4):

Je vyroben z plechu o tloušťce 8 mm z materiálu 11 373.1 technologií tváření za studena, tzn. základní tvar nosníku je zhotoven ohýbáním plechu do požadovaného tvaru. Na výsledný tvar profilu jsou přivařeny podélná a příčná žebra sloužící ke zvýšení pevnosti, viz. **Obr.:11**.



Obr.:11. Model nosníku spojky nápravových převodovek.

3.10 Rozpis součástí:

pozice	součást	počet	hmotnost (kg)
1	torzní vzpěra	2	42,00
2	nosník	2	23,80
3	pryžový segment	16	0,02
4	šroub M24 x 240	4	1,10
5	matice M24	4	0,09
6	podložka 24	8	–
hmotnost celkem:			136,5

Tab.:2. *Součásti spojky*

Pozn.: hmotnosti zjištěny pomocí programu Solid Edge V18.

4 Mechanismus spojky nápravových převodovek:

Spojení dvou nápravových převodovek motorového vozu řady 854 je realizováno pomocí spojky, která představuje mechanismus se 4 prvky, včetně základního rámu. Prostřední člen (spojující obě nápravové převodovky) je nezatížený binární člen se dvěma posuvnými vazbami.

4.1 Výpočet stupňů volnosti:

Každý prvek (v ploše) včetně základního rámu má 3 stupně volnosti, tedy 4 prvková soustava má podle vzorce (1):

$$n_o = 3 \cdot (u - 1) = 3 \cdot (4 - 1) = 9 \quad (1)$$

kde:

u.....počet těles soustavy

Při vzájemném spojení dochází k omezení pohybu těles mechanické soustavy, a tím ke snížení počtu stupňů volnosti. Stupeň volnosti soustavy těles je závislý na počtu prvků a na počtu a druhu použitých vazeb (viz. **tab.:3**).

druh vazby	odebraných stupňů volnosti mechanismu	počet vazeb ve vyšetřovaném mechanismu
pevná (vp)	3	0
rotační (r)	2	2
posuvná (p)	2	2
volná (v)	2	0
obecná (o)	1	0

Tab.:3. Vazby mechanismu

Počet stupňů volnosti se vypočte pomocí upraveného vzorce (2):

$$n = 3(u - 1) - 3vp - 2(r + p + v) - 1o$$

po _ úpravě

(2)

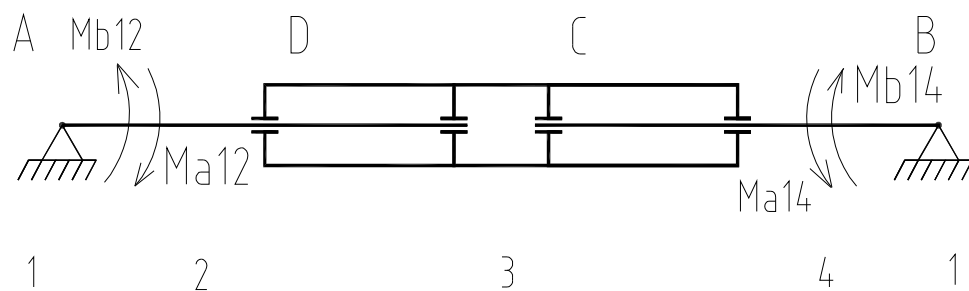
$$n = 3(u - 1) - 2(r + p)$$

$$n = 3(4 - 1) - 2(2 + 2) = 1^\circ$$

Z výsledku vzorce (2) je patrné, že se jedná o mechanismus. Podle schématu je patrné, že výsledný 1 stupeň volnosti náleží možnému podélnému posuvu binárního členu.

4.2 Početní řešení mechanismu:

Při výpočtu vzájemného silového působení mezi jednotlivými tělesy soustavy je použita metoda uvolňování, která vychází z úvahy, že má-li být v rovnováze soustava těles musí být v rovnováze každý její člen. Na **Obr.:12** je znázorněn mechanický model mechanismu.



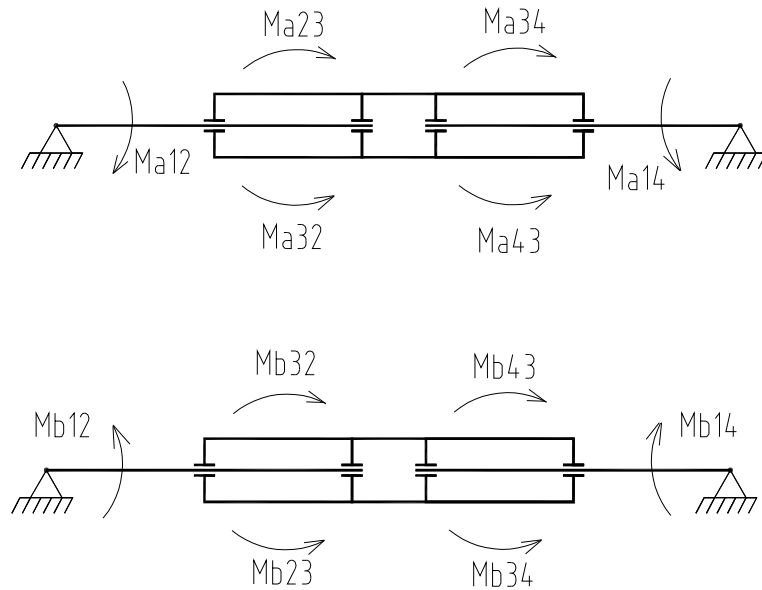
Obr.:12. Mechanický model spojky torzní vzpěry

kde:

- 1základní rám (dvojkolí)
- 2, 4torzní vzpěry
- 3binární člen se dvěma posuvnými vazbami
- A, Brotační vazby

C, Dposuvné vazby

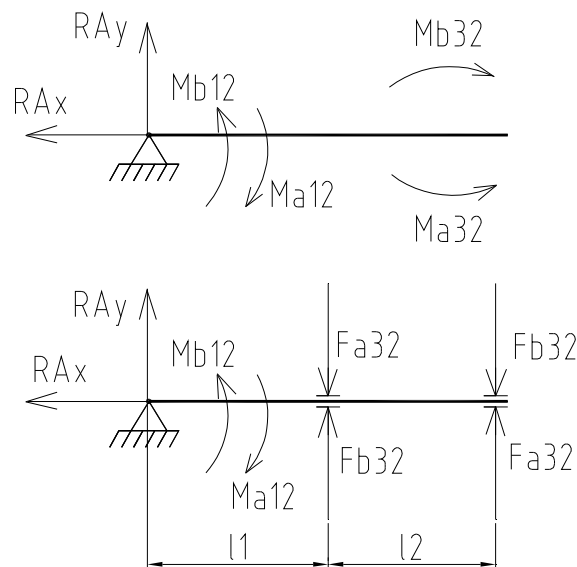
Na obrázku **Obr.:13** jsou znázorněny působení vnějších momentů na jednotlivá tělesa torzní vzpěry:



Obr.:13. Momentové zatížení torzní vzpěry

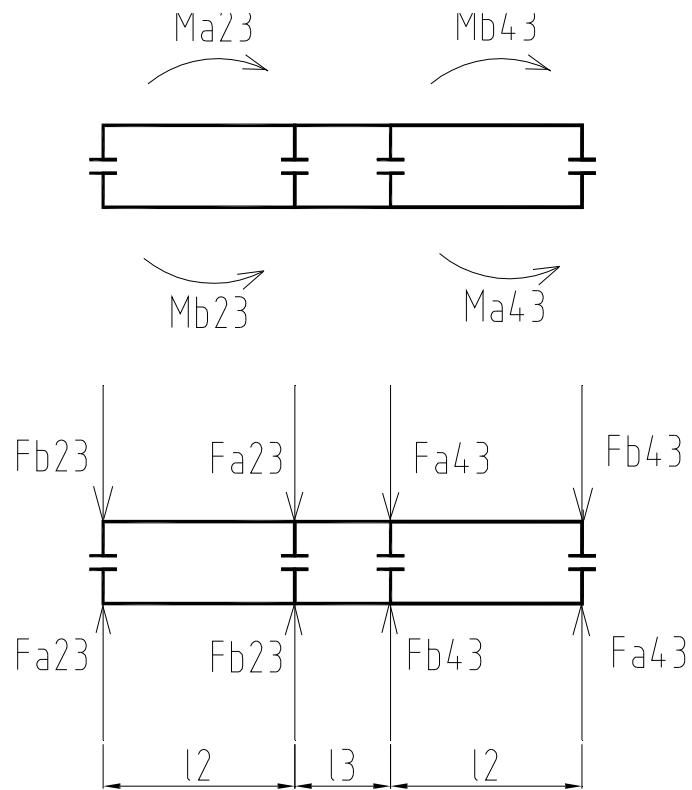
V dalším kroku uvolním jednotlivé tělesa mechanismu, což představuje zavedení akčních a reakčních sil do jednotlivých vazeb.

těleso č. 2



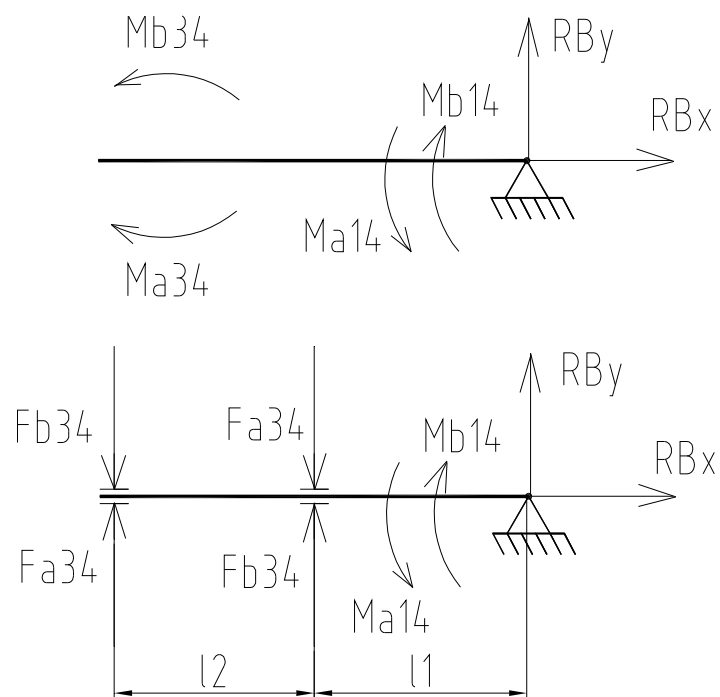
Obr.:13. Uvolněné těleso torzní vzpěry 2

těleso č. 3:



Obr.:15. Uvolněné těleso nosníku 3

těleso č. 4:



Obr.:16. Uvolněné těleso torzní vzpěry 4

4.2.1 Rovnice rovnováhy sil a momentů:

Pro každý uvolněný člen mechanismu je možno napsat 3 skalární rovnice z nichž alespoň jedna musí být momentová.

člen č. 2:

$$x: -Rax = 0 \quad (3)$$

$$y: Ray + Fb32 - Fb32 + Fa32 - Fa32 = 0 \quad (4)$$

$$Ma: Mb12 - Ma12 - Mb32 + Ma32 = 0$$

nebo také :

$$Mb12 - Ma12 - Fa32 \cdot l1 + Fb32 \cdot l1 + Fa32 \cdot (l1 + l2) - Fb32 \cdot (l1 + l2) = 0 \quad (5)$$

$$Mb12 - Ma12 + Fa32 \cdot l2 - Fb32 \cdot l2 = 0$$

pozn.: z uvedeného je zřejmé, že:

$$Ma12 = Ma32 = 2 \cdot Fa32 \cdot \frac{l2}{2} = Fa32 \cdot l2 \quad (6)$$

$$Mb12 = Mb32 = 2 \cdot Fb32 \cdot \frac{l2}{2} = Fb32 \cdot l2$$

člen č. 3:

$$x: 0 \quad (7)$$

$$y: -Fb23 - Fa23 - Fa43 - Fb43 + Fa23 + Fb23 + Fb43 + Fa43 = 0 \quad (8)$$

$$M: -Ma23 + Mb23 - Mb43 - Ma43 = 0 \quad (9)$$

člen č. 4:

$$x: Rbx=0 \quad (10)$$

$$y: Rby + Fa34 + Fb34 - Fb34 - Fa34 = 0 \quad (11)$$

$$M_b: Ma_{14} - Mb_{14} + Mb_{34} - Ma_{34} = 0$$

nebo také:

$$Ma_{14} - Mb_{14} + Fa_{34} \cdot l_1 - Fb_{34} \cdot l_1 + Fb_{34} \cdot (l_1 + l_2) - Fa_{34} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (12)$$

$$Ma_{14} - Mb_{14} + Fb_{34} \cdot l_2 - Fa_{34} \cdot l_2 = 0$$

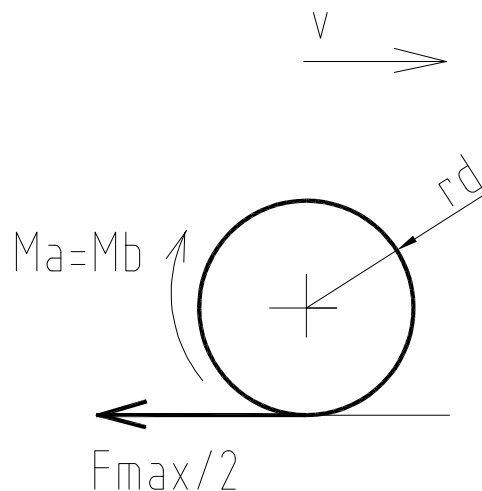
pozn.: z uvedeného je zřejmé, že:

$$Ma_{14} = Ma_{34} = 2 \cdot Fa_{34} \cdot \frac{l_2}{2} = Fa_{34} \cdot l_2 \quad (13)$$

$$Mb_{14} = Mb_{34} = 2 \cdot Fb_{34} \cdot \frac{l_2}{2} = Fb_{34} \cdot l_2$$

Při výpočtu uvažuji maximální tažnou sílu, která je udána výrobcem vozidla, v ideálním případě lze uvažovat stejné rozdělení tažné síly na obě hnací nápravy podvozku.

4.2.2 Výpočet hnacího momentu:



Obr.:17. Hnací moment na kole vozidla

$$Ma = Mb = \frac{F_{\max}}{2} \cdot rd = \frac{80000}{2} \cdot 0,46 = 18400 \text{ Nm} \quad (14)$$

4.2.3 Výpočet vnitřních sil mechanismu:

Pro výpočet použiji sestavené rovnice (6) a (13), které po úpravě dostanou tvar:

$$Fa = \frac{Ma}{l_2} = \frac{18400}{0,35} = 52571 \text{ N} \quad (15)$$

$$Fb = \frac{Mb}{l2} = \frac{18400}{0,35} = 52571 N \quad (16)$$

pozn.: pro zjednodušení označení jsem ve výše uvedených vzorcích předchozích dvou kapitol nepoužil indexování.

Při dosazení do rovnic rovnováhy je zřejmé, že všechny reakční síly (**Rax, Ray, Rbx, Rby**) jsou nulové, to je dáno předpokladem ideálního zatížení obou hnacích náprav podvozku, kdy moment **Ma** je roven momentu **Mb**.

K tomuto stavu v běžném provozu nemůže dojít. Jednotlivé hnací nápravy podvozku jsou rozdílně zatěžovány , což je dáno zjevnými faktory při jízdě reálného vozidla po reálné koleji.

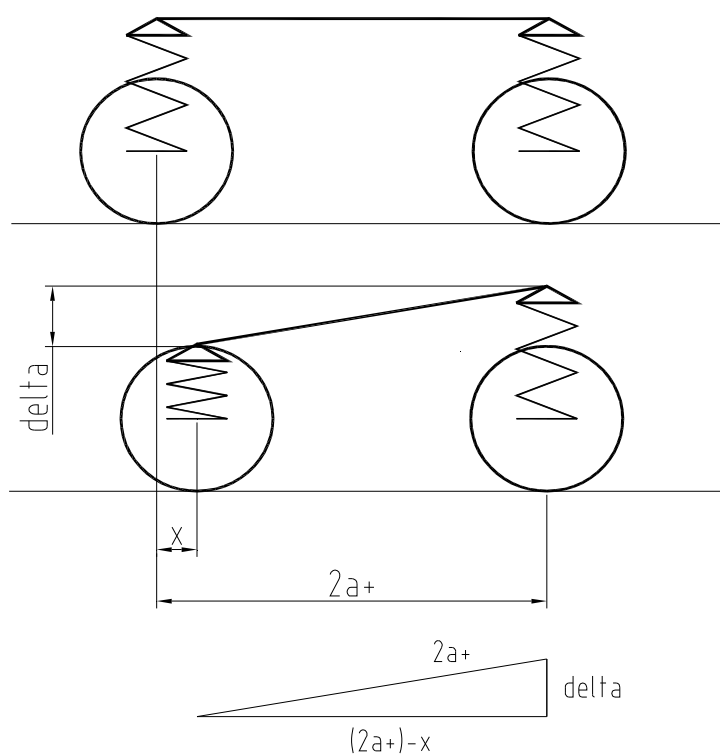
Při výpočtu zatížení působící na jednotlivá tělesa mechanismu torzní vzpěry je nutno brát v úvahu skutečné parametry a stav jízdní dráhy a parametry vyšetřovaného vozidla.

5 Zatížení spojky nápravových převodovek:

5.1 Svislá deformace primárního vypružení:

Při jízdě vozidla po reálné koleji dochází ke vzniku dynamických sil. Ty mají potom za následek nestejně stlačování pružin primárního vypružení, a tím k prodloužení os dvojkolí.

Vzniklé prodloužení vyvolává silovou reakci na mechanismu torzní vzpěry.



Obr.:18. Změna skutečné osové vzdálenosti při svislé deformaci pružin primárního vypružení

5.1.1 Výpočet změny osové vzdálenosti:

$$(2a^+ - x)^2 = 2a^{+2} - \text{delta}^2$$

$$(2a^+ - x) = \sqrt{2a^{+2} - \text{delta}^2}$$

$$(2a^+ - x) = \sqrt{2300^2 - 40^2}$$

$$(2a^+ - x) = 2299,65 \text{ mm}$$

(17)

$$x = 2a^+ - 2299,65 = 2300 - 2299,65 = 0,35 \text{ mm} \quad (18)$$

5.2 Klopné momenty:

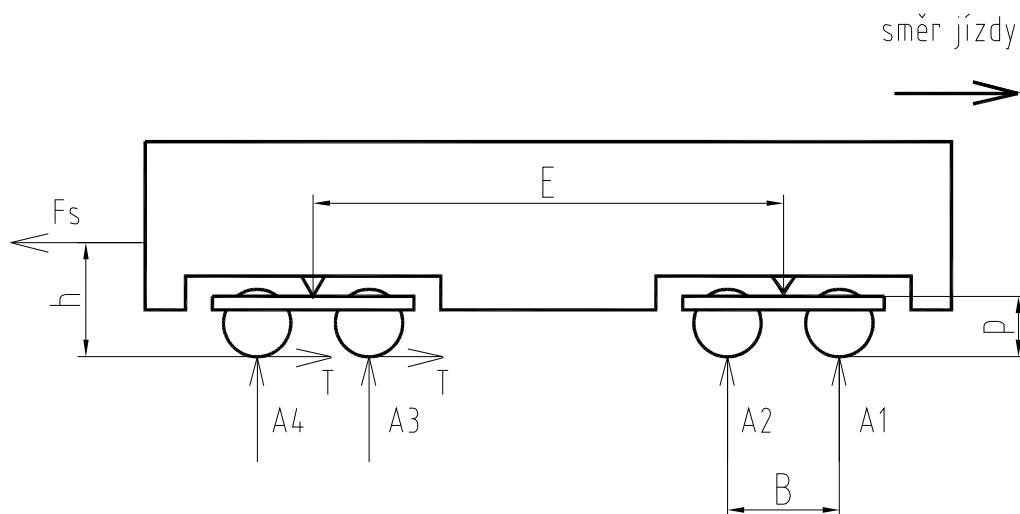
Při působení tažné síly dochází ke změně nápravových tlaků na jednotlivých dvojkolích. Tento fenomén má negativní vliv na přenášení tažné síly mezi kolem a kolejnicí, kdy nadlehčovaná náprava má ztíženou schopnost přenášet tažnou sílu vyvíjenou spalovacím trakčním motorem.

Při výpočtu odlehčení, resp. přitížení jednotlivých náprav rozdělím úlohu na dvě části, kdy je řešena zvlášť odlehčení od klopného momentu skříně vozidla a zvlášť odlehčení od klopných momentů podvozku. Velikosti obou odlehčení resp. přitížení jsou zohledněny při určení nápravových sil při působení tažné síly. Celá problematika klopných momentů vozidla při působení tažné síly je řešena metodou superpozice.

Vstupní hodnoty:

E (vzdálenost otočných bodů podvozků)	17200 mm
B (rozvor podvozku)	2300 mm
h (výška háku nad TK)	1060 mm
p (výška bodu přenosu tažné síly nad TK)	650 mm
F_s (maximální tažná síla)	80000 N
M_v hmotnost plně obsazeného vozu ve službě	56,5 t
M_{hdv} maximální hmotnost na nápravu*	17,3 t

pozn.: *hmotnost na nápravu hnacího podvozku



Obr.:19. Rozložení sil na vozidle

5.2.1 Tažná síla na hnacím dvojkolí:

Jestliže neuvažují působení klopných momentů vozidla, tažná síla na hnacím dvojkolí lze vypočítat podle uvedeného vzorce:

$$T = \frac{Fs}{n} = \frac{80000}{2} = 40000 \text{ N} \quad (19)$$

kde:

n.....počet hnacích náprav

5.2.2 Statické zatížení běžných dvojkolí:

$$Ab = \left(\frac{Mv - 2 \cdot Mhdv}{2} \right) \cdot g \cdot 1000 = \quad (20)$$

$$Ab = \left(\frac{56,5 - 2 \cdot 17,3}{2} \right) \cdot g \cdot 1000 = (10,95) \cdot g \cdot 1000 = 107420 \text{ N}$$

kde:

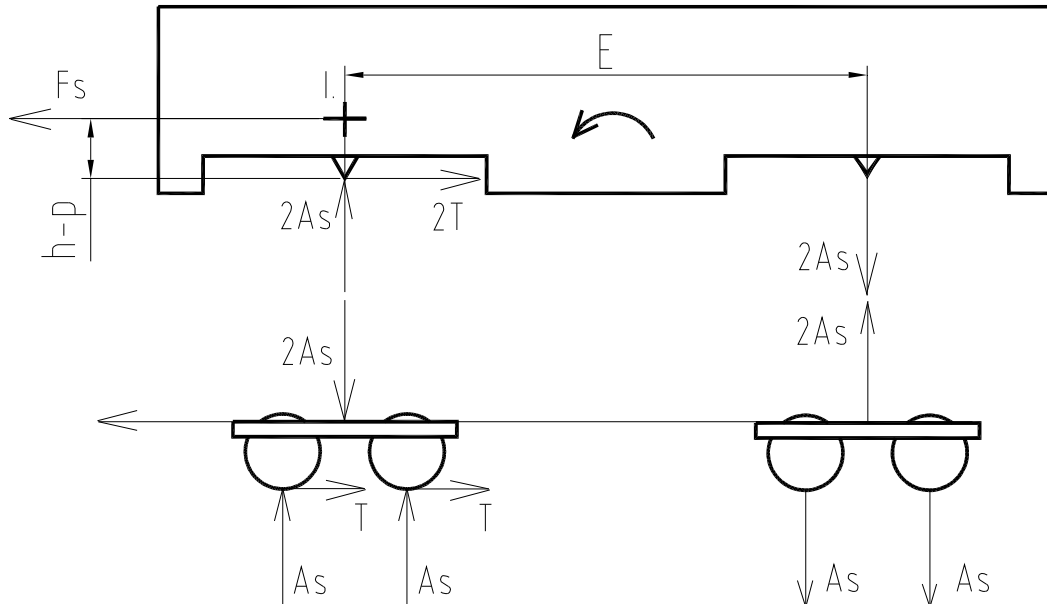
g.....gravitační zrychlení (m/s^2)

5.2.3 Statické zatížení hnacích dvojkolí:

$$Ah = Mhdv \cdot g \cdot 1000 \quad (21)$$

$$Ah = 17,3 \cdot g \cdot 1000 = 169713 \text{ N}$$

5.2.4 Momentová rovnováha na skříní k bodu I.:



Obr.:20. Rozložení tažných a svislých sil na vozidle

$$2T \cdot (h - p) - 2 \cdot A_s \cdot E = 0$$

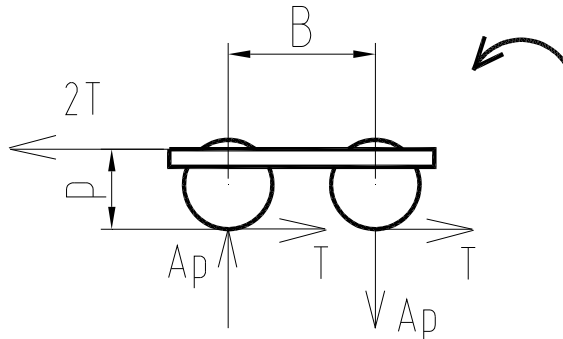
$$A_s = 2T \cdot \frac{(h - p)}{E} = 2 \cdot 40000 \cdot \frac{(1060 - 650)}{17200} \quad (22)$$

$$A_s = 1907 \text{ N}$$

kde:

T.....tažná síla na obvodu kola

5.2.5 Momentová rovnováha na hnacím podvozku:



Obr.:21. Rozložení sil na hnacím podvozku

$$2T \cdot p - Ap \cdot B = 0$$

$$Ap = 2T \cdot \frac{p}{B} = 2 \cdot 40000 \cdot \frac{650}{2300} \quad (23)$$

$$Ap = 22609 \text{ N}$$

5.2.6 Změna nápravových sil:

a) Hnací podvozek je první ve směru jízdy,

$$\begin{aligned} \text{dvojkolí 1: } \Delta A1 &= As + Ap = 1907 + 22609 & (24) & A1 = Ah - \Delta A1 = 169713 - 24516 \\ \Delta A1 &= 24516 \text{ N} & & A1 = 145197 \text{ N} & (28) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{dvojkolí 2: } \Delta A2 &= As - Ap = 1907 - 22609 & (25) & A2 = Ah - \Delta A2 = 169713 - (-20702) \\ \Delta A2 &= -20702 \text{ N} & & A2 = 190415 \text{ N} & (29) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{dvojkolí 3: } \Delta A3 &= -As = -1907 \text{ N} & (26) & A3 = Ab - \Delta A3 = 107420 - (-1907) \\ & & & A3 = 109327 \text{ N} & (30) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{dvojkolí 4: } \Delta A4 &= -As = -1907 \text{ N} & (27) & A4 = Ab - \Delta A4 = 107420 - (-1907) \\ & & & A4 = 109327 \text{ N} & (31) \end{aligned}$$

b) hnací podvozek je druhý ve směru jízdy.

$$\begin{array}{ll}
\text{dvojkolí} & \Delta A1 = A_s = 1907 \text{ N} & (32) & A1 = Ab - \Delta A1 = 107420 - 1907 & \\
\text{1:} & & & A1 = 105513 \text{ N} & (36)
\end{array}$$

$$\begin{array}{ll}
\text{dvojkolí} & \Delta A2 = A_s = 1907 \text{ N} & (33) & A2 = Ab - \Delta A2 = 107420 - 1907 & \\
\text{2:} & & & A2 = 105513 \text{ N} & (37)
\end{array}$$

$$\begin{array}{ll}
\text{dvojkolí} & \Delta A3 = -A_s + A_p = -1907 + 22609 & (34) & A3 = Ah - \Delta A3 = 169713 - 20702 & \\
\text{3:} & \Delta A3 = 20702 \text{ N} & & A3 = 149011 \text{ N} & (38)
\end{array}$$

$$\begin{array}{ll}
\text{dvojkolí} & \Delta A4 = -A_s - A_p = -1907 - 22609 & (35) & A4 = Ah - \Delta A4 = 169713 - (-24516) & \\
\text{4:} & \Delta A4 = -24516 \text{ N} & & A4 = 194229 \text{ N} & (39)
\end{array}$$

5.2.7 Porovnání nápravových sil:

Rozborem obou stavů je patrné, že největší vliv na odlehčení či přitížení dvojkolí má konstrukční řešení uzlu přenosu tažné síly z podvozku na skříň vozidla, které je řešeno pomocí nichlavu, nevýhodou tohoto řešení je velká výška bodu, ve kterém dochází k přenosu tažné síly, a tím k velkým klopným momentům podvozku.

Menší vliv na přenos tažné síly ve styku kolo-kolejnice má klopný moment vyvozovaný skříň vozidla, to je dáno dominantním rozměrem vzdálenosti otočných čepů podvozků vůči velikosti ramene na kterém působí tažná síla F_s , podíl těchto dvou hodnot je 42:1. Naproti tomu podíl principiálně stejných hodnot u podvozku je 3,54:1, tudíž o řád menší.

Dalším rozbohem výsledků se jeví výhodnějším umístit hnací podvozek jako druhý ve směru jízdy a využít pozitivní působení klopného momentu skříně na velikost nápravových sil. S tímto předpokladem je dále počítáno.

5.2.8 Hnací moment na nápravách:

Vychází se z předpokladu:

$$\mu = \frac{T_i}{A_i} \Rightarrow T_i = \mu \cdot A_i$$

$$T_3 = \mu \cdot A_3 = 0,25 \cdot 149011 = 37252 \text{ N} \quad (40)$$

$$T_4 = \mu \cdot A_4 = 0,25 \cdot 194229 = 48557 \text{ N}$$

$$M_3 = T_3 \cdot \frac{D_{dv}}{2} = 37252 \cdot \frac{920}{2} = 17135920 \text{ Nmm} = 17136 \text{ Nm} \quad (41)$$

$$M_4 = T_4 \cdot \frac{D_{dv}}{2} = 48557 \cdot \frac{920}{2} = 22336220 \text{ Nmm} = 22362 \text{ Nm} \quad (42)$$

rozdíl kroutcích momentů:

$$\Delta M = M_4 - M_3 = 22362 - 17136 = 5226 \text{ Nm} \quad (43)$$

kde:

- μ součinitel adheze 0,25
- T_3 tažná síla na 3 nápravě
- T_4 tažná síla na 4 nápravě
- M_3 hnací moment na 3 nápravě
- M_4 hnací moment na hnací nápravě
- D_{dv} maximální průměr kol

Rozdíl hnacích momentů je zachytáván spojkou nápravových převodovek.

5.3 Zatížení spojky na zborcené koleji::

Za zborcenou se považuje kolej v takovém výškovém uspořádání, u něhož místa styku jednotlivých kol s kolejnicemi neleží v jedné rovině, ale u jednoho nebo několika kol vykazují výškové rozdíly. Následkem toho dochází ke vzájemnému úhlovému natočení dvojkolí podvozku kolem podélné osy, což má za následek vznik tečného napětí ve spojení těchto dvojkolí.

Zborcená kolej má dvě příčiny vzniku:

- a) Záměrná úprava koleje do vzestupnice, jíž se upravuje převýšení koleje mezi přímou a obloukem s převýšením,
- b) nežádoucí příčinou jsou výškové odchylky od jmenovitého stavu vznikající již při úpravě koleje a zvětšující se v průběhu provozu, například křížové propady.

Oba tyto typy výškových nerovností se mohou superponovat.

5.3.1 Vzestupnice:

Je to úsek koleje (kolejnicového pásu), ve kterém se plynule mění převýšení od nulového do maximálního (převýšení vnějšího kolejnicového pásu v oblouku). Převýšení vzestupnice stoupá stálým sklonem daným poměrem 1:n, jako minimální sklon se uvažuje u běžných tratí $n = 400$ a u vlečkových drah $n = 300$.

Při výpočtu se uvažuje poloha dvojkolí podvozku na zborcené koleji (vzestupnici), vzájemné převýšení dvojkolí potom bude:

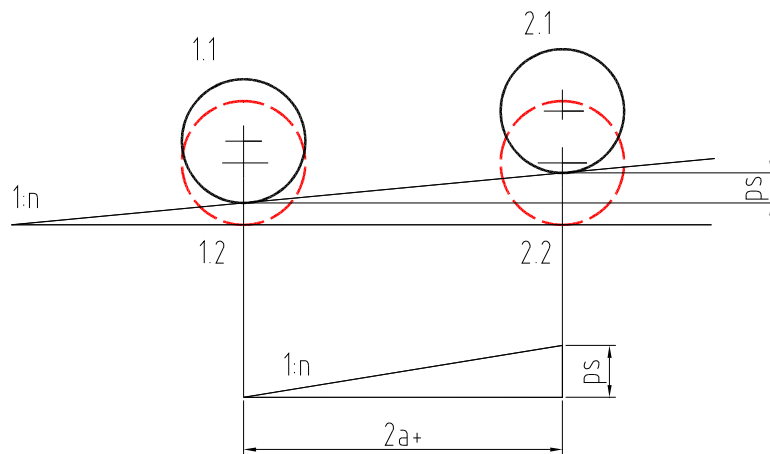
$$pv = \frac{2a^+}{n} = \frac{2300}{300} = 7,7 \text{ mm}$$

(44)

kde:

$2a^+$ rozvor podvozku

n strmost vzestupnice

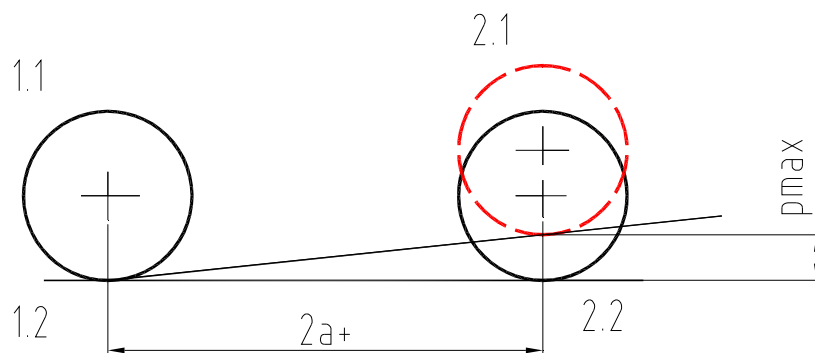


Obr.:22. Postavení podvozku na vzestupnici

5.3.2 Extrémní zborcení koleje:

Výše popsaná nerovnost způsobená vzestupnicí představuje pouze ideální případ. Ve skutečném provozu dochází k dalším vzájemným výškovým nerovnostem kolejnicových pásů, které jsou dány úpravou koleje a změn vzniklých provozem, tyto změny se souhrnně nazývají stárnutí tratě. Pro potřeby zjištění maximálního zborcení se jednotlivé nerovnosti superponují.

Pro výpočet namáhání soustavy spojky nápravových převodovek od vzájemného pootočení dvojkolí je použita vyhláška UIC 515 udávající maximální zborcení koleje na bázi rozvoru podvozku. Vyhláška uvádí maximální sklon kolejnice, na níž leží čtvrtý bod, jestliže tři vytvářejí rovinu (viz. schéma).



Obr.:23. Postavení podvozku na zborcené koleji

Maximální sklon kolejnice na bázi podvozku je:

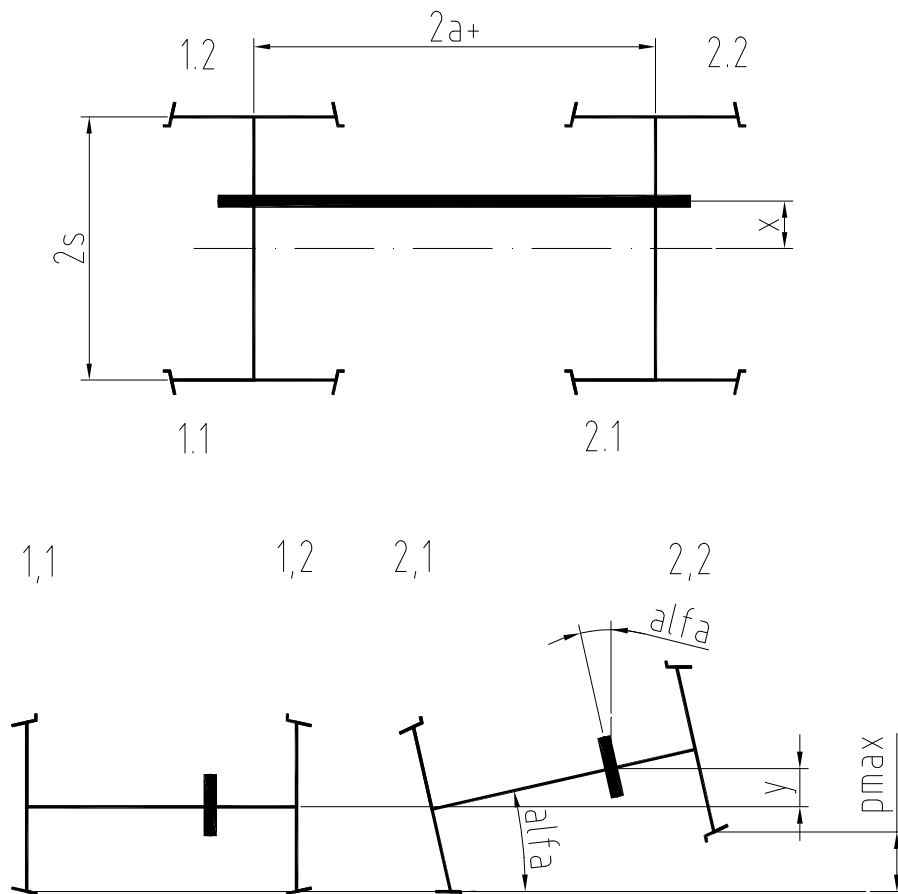
$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{2,3} = 4,82 \text{ ‰} \quad (45)$$

Pomocí zjištěné strmosti lze vypočítat maximální výšková nerovnost podle následujícího vzorce:

$$p_{\max} = g^+ \cdot 2a^+ = 4,82 \cdot 2,3 = 11,1 \text{ mm} \quad (46)$$

5.3.3 Úhlová deformace spojky:

Při nestejně výšce kolejnicových pásů dochází k vzájemným úhlovým vychýlkám dvojkolí podvozku. Tyto vychýlky namáhají spojení nápravových převodovek, ve kterém vzniká tečné napětí.



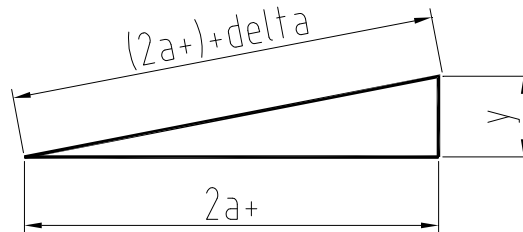
Obr.:24. Úhlové vychýlení dvojkolí

Podle **obr.:24** bude zkroucení alfa:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{p \max}{2s}\right) = 0,43^\circ \quad (46)$$

Vlivem konstrukce vzniká prodloužení osově vzdálenosti dvojkolí v oblasti uchycení torzní vzpěry na nápravovou převodovku, prodloužení delta tedy bude:

$$y = \left(\frac{2s}{2} + x\right) \cdot \sin \alpha = 9,4 \text{ mm} \quad (47)$$



Obr.:25. Výšková výchylka způsobená nerovností kol. pásů

$$(2a^+ + \text{delta})^2 = 2a^{+2} + y^2$$

$$(2a^+ + \text{delta}) = \sqrt{2a^{+2} + y^2}$$

$$(2a^+ + \text{delta}) = \sqrt{2300^2 + 9,4^2} = 2300,02 \text{ mm}$$

(48)

$$\text{delta} = 2300,02 - 2300 = 0,02 \text{ mm}$$

Z výsledků je zřejmé, že prodloužení delta, torzní vzpěry je velice malé, tudíž v dalším výpočtu bude tato deformace zanedbána.

6 Pevnostní kontrola spojky nápravových převodovek:

Na mechanismus spojení nápravových převodovek působí silové a momentové zatížení jehož velikost je dána stavem dopravní cesty, technickým stavem daného vozidla (dáno údržbou vozu), a způsobem provozu vyšetřovaného vozidla. Tyto parametry mají přímý vliv na velikost namáhání.

V předchozí kapitole jsou uvedeny možnosti zatížení torzní vzpěry. Podle způsobu zatížení lze tyto rozdělit do tří skupin:

- a) Torzní vzpěra je zatížena podélnou silou, vznikající propružením vinutých pružin primárního vypružení. Výsledná velikost tahového napětí je přímo dána celkovou tuhostí pryžových bloků, nepřímo dána velikostí předpětí šroubů stahující nosníky torzní vzpěry a okamžitého rozdílu krouticích momentů na hnacích dvojkolích,
- b) další zatížení je dáno rozdílem momentů na hnacích nápravách,
- c) posledním možným zatížením je tečnou silou způsobující kroucení sestavy spojky nápravových převodovek. Stejně jako v bodě **a** je jeho velikost dána stavem pryžových bloků.

6.1 Postup výpočtu:

Nejdříve je nutné vypočítat deformace pryžových segmentů vyvolané svíracími šrouby spojky nápravových převodovek. Protože nelze dopředu určit deformace pryže způsobené ohybovým momentem torzní vzpěry (rozdíl hnacích momentů) je zvoleno dostatečně velké předepjetí, resp. deformace pryže sevřením šroubů, tak aby deformace ohybovým momentem byla menší, a tím nedošlo k uvolnění pryžových segmentů.

Sestava spojky nápravových převodovek je namáhána silami vzniklými torzními deformacemi, viz následující výpočty.

UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	STRANA: - 42 -
---------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------	--------------------

6.2 Vyšetření pryžových bloků:

Pro další výpočet je nutné udělat základní rozvahu silového působení na pryžových blocích spojující jednotlivé části torzní vzpěry. Tyto pryžové segmenty mají následující základní funkce:

- a) Tlumit rázy vznikající při jízdě vozidla po reálné koleji a při jeho rozjezdu,
- b) přenášet síly vznikající rozdílem kroutících momentů, toto zatížení je s porovnáním s ostatními silovými působeními dominující (upřesňující myšlenka u výpočtu),
- c) zmenšovat tečné (kroucení sestavy spojky) napětí při vzájemném úhlovém natočení dvojkolí při jízdě po koleji,
- d) vyrovnávat „prodloužení“ osově vzdálenosti při propružení primárního vypružení.

6.2.1 Svislé silové zatížení:

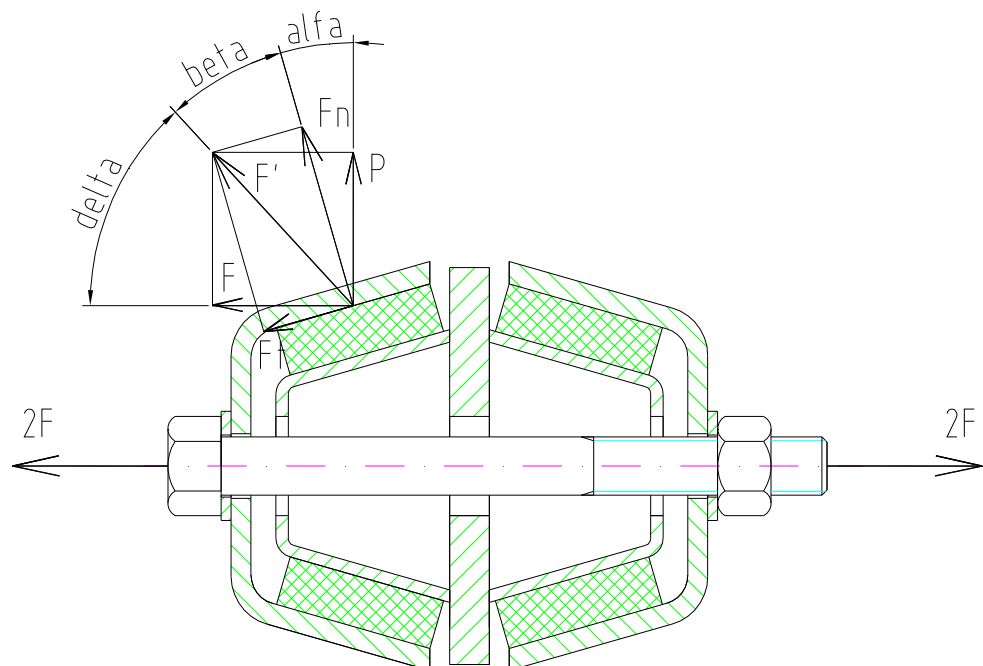
Jednotlivé pryžové bloky jsou umístěny volně mezi jednotlivými částmi soustavy, to zapříčiňuje jednostranné zatěžování mechanismu (protože pryž není použita jako silentblok), které má vliv na velikost a způsob rozložení napětí. Základním předpokladem pro správnou funkci tohoto uzlu je dostatečné předpětí svíracích šroubů, které staticky předepínají pryžové bloky. Při malém předpětí dochází vlivem stlačení pryžových segmentů (rozdíl hnacích momentů na nápravách) zatěžované strany k uvolnění volných pryžových segmentů a při uvažování tečných sil (podélné nebo příčné) může dojít k posunutí od základního umístění, jak je vidět na **obr.:26**. Aby, k tomuto nepříjemnému jevu nedocházelo musí základní normálová deformace pryžových bloků být větší než deformace vznikající vlivem vnějšího silového působení. Hlavním negativem této konstrukce je trvalé silové zatížení všech částí soustavy, navíc při vnějším silovém působení se tyto síly na zatěžované straně sčítají. (Vnější silové zatížení vyvolané rozdílem kroutících momentů + předepínající síla).



Obr.:26. Vzájemné posunutí těles spojky od jmenovité polohy

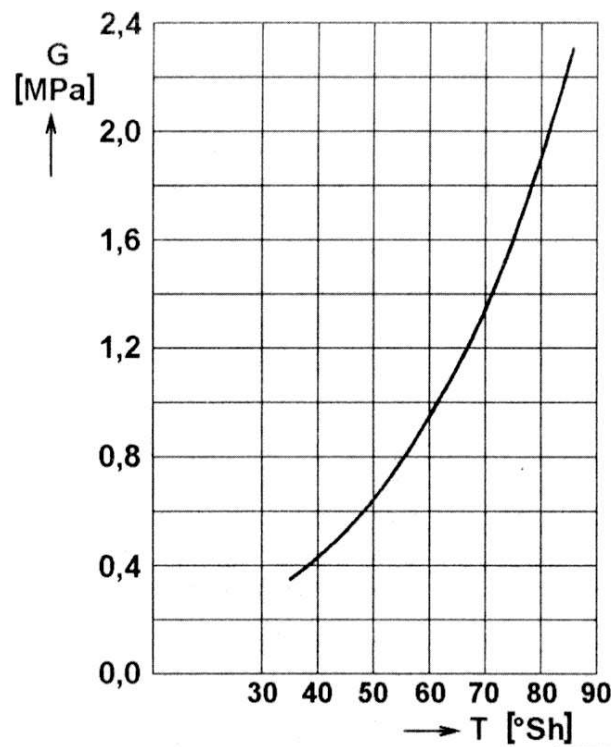
6.2.2 Velikost předpětí šroubů:

Při výpočtu se uvažuje jeden svírací šroub na jeden svazek pryžových bloků, dále se uvažuje přesný geometrický tvar a symetrické rozložení zatěžující síly vzniklé předpětím pružiny.

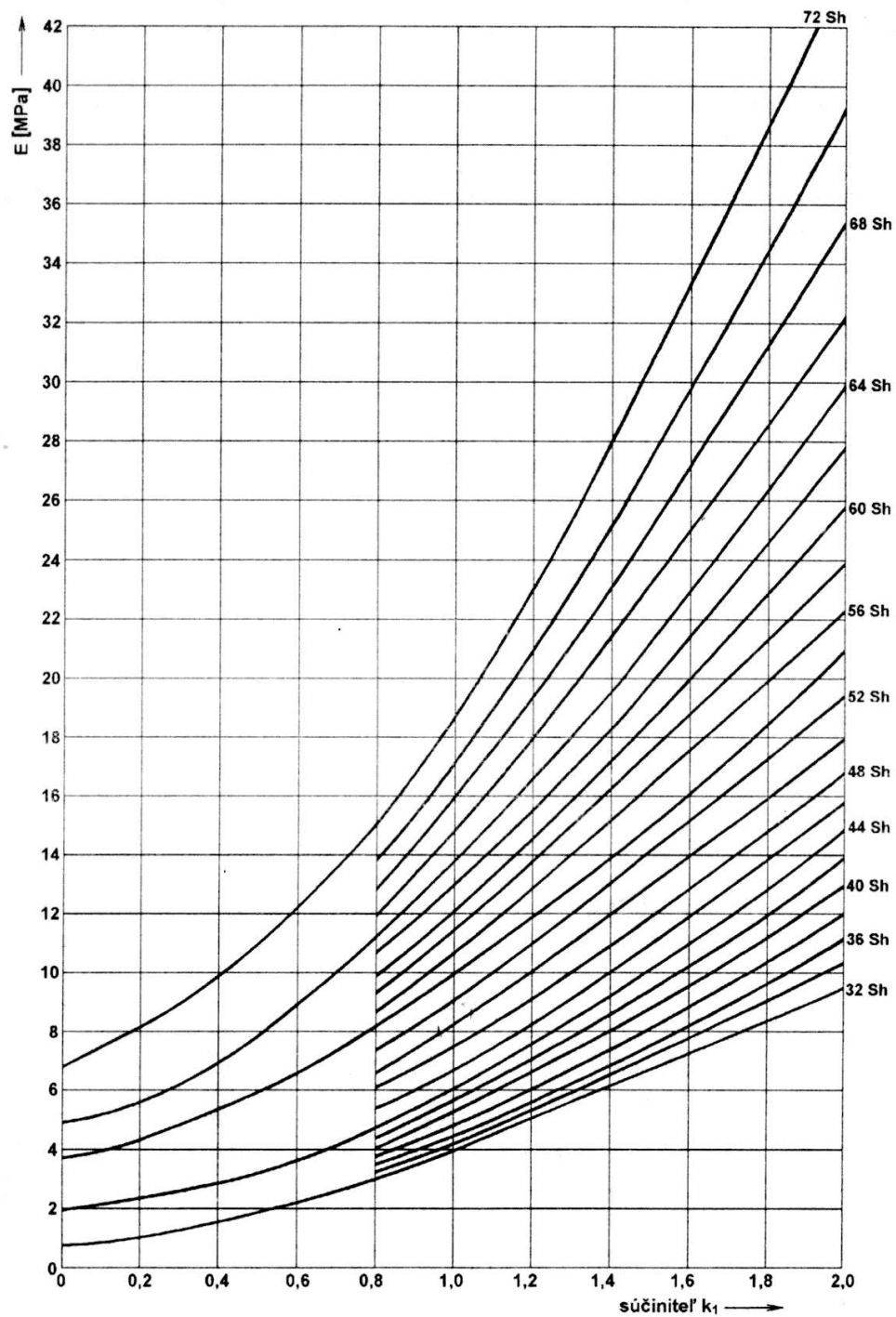


Obr.:27. Silové působení na styku pryžového bloku a nosníku, kde: F_n – normálová síla, F_t – tečná síla, F – příčná síla horizontální, P – příčná síla svislá

Při výpočtu je použita metoda zpětného výpočtu [4], to jest volba normálové zatěžující síly F_n a dopočet ostatních hodnot závislých na této fyzikální veličině. Celý výpočet je proveden ve třech krocích. V prvním kroku je zvolena počáteční normálová síla na jeden pryžový blok o velikosti **2000 N** v navazujících krocích se tato síla zvětší o diferenci **4000 N**, tedy ve druhém kroku je normálová síla **6000 N** a ve třetím kroku **10000 N**. Pro potřeby výpočtu jsou použity následující grafy:



Graf: 1. Závislost modulu pružnosti ve smyku na tvrdosti pryže



Graf. 2. Závislost modulu pružnosti pryže v tlaku na tvarovém součiniteli.

vstupní hodnoty:

tvrdost pryže	65° Sh
délka pryžového segmentu (a)	114 mm
šířka pryžového segmentu (b)	80 mm
nezatížená výška pryžového segmentu (h₀)	20 mm
úhel α	16°

Zatížená plocha v prvním kroku:

$$S_{z_0} = a \cdot b = 114 \cdot 80 = 9140 \text{mm}^2 \quad (49)$$

volná plocha v prvním kroku:

$$S_{v_0} = 2 \cdot h_0 \cdot (a + b) = 2 \cdot 20 \cdot (80 + 114) = 7760 \text{mm}^2 \quad (50)$$

Tvarový součinitel:

$$k_0 = \frac{S_{z_0}}{S_{v_0}} = \frac{9140}{7760} = 1,18 \quad (51)$$

Z **Graf.:2.** je zvolen modul pružnosti v tlaku: $E_0 \approx 19,4 \text{MPa}$

Normálová deformace pryžového segmentu při zvolené normálové síle **F_n** v prvním:

$$z_{n_1} = \frac{F_{n1} \cdot h_0}{E_0 \cdot S_{z_0}} = \frac{2000 \cdot 20}{19,4 \cdot 9140} = 0,23 \text{mm} \quad (52)$$

Změna výšky segmentu:

$$h_1 = h_0 - z_{n_1} = 20 - 0,23 = 19,77 \text{mm} \quad (53)$$

Smyková (tečná) složka deformace:

$$z_{t_1} = \frac{z_{n1}}{\text{tg } \alpha} = \frac{0,23}{\text{tg } 16} = 0,79 \text{mm} \quad (54)$$

Celková deformace pryžového bloku v příčném směru:

$$z_1 = \sqrt{zn_1^2 + zt_1^2} = \sqrt{0,23^2 + 0,79^2} = 0,82mm \quad (55)$$

tečná síla Ft:

$$F_{t_1} = \frac{S_z \cdot G \cdot z_{t_1}}{h_1} = \frac{9140 \cdot 1,1 \cdot 0,79}{19,77} = 401N \quad (56)$$

kde:

G..... modul pružnosti ve smyku, určeno z **Graf.:1**.

Výpočet úhlu β :

$$\beta_1 = \arctg \frac{F_{t_1}}{F_{n_1}} = \arctg \frac{401}{2000} = 11,36^\circ \quad (57)$$

Výslednice F'1:

$$F'_1 = \sqrt{F_{n_1}^2 + F_{t_1}^2} = \sqrt{2000^2 + 401^2} = 2040N \quad (58)$$

Výpočet úhlu δ :

$$\delta_1 = 90^\circ - \alpha - \beta_1 = 90 - 16 - 11,36 = 62,64^\circ \quad (59)$$

Příčná horizontální síla F v prvním kroku:

$$F_1 = F'_1 \cdot \cos \delta_1 = 2040 \cdot \cos 62,64^\circ = 938N \quad (60)$$

Dle předešlých úvah (viz. **Obr.:27**) bude tahová síla ve šroubu v 1. kroku:

$$F_{\text{šroubu1}} = 4 \cdot F_1 = 4 \cdot 1046 = 3750N \quad (61)$$

Všechny důležité hodnoty vypočtené ve všech krocích jsou tabelovány v následující tabulce:

	0. krok	1. krok	2. krok	3. krok
Fn	0	2000	6000	12000
bo [mm]	80	80,93	82,60	84,92
Sz [mm²]	9140	9226	9416	9681
Sv [mm²]	7760	7708	7616	7495
k [-]	1,18	1,20	1,24	1,29
E [MPa]	19,4	19,6	20,2	21,4
zn [mm]	0	0,23	0,63	1,16
h [mm]	20	19,77	19,37	18,84
zt [mm]	0	0,79	2,20	4,04
z [mm]	0	0,82	2,29	4,20
β [°]	0	11,36°	11,23°	10,49°
δ [°]	0	62,64°	62,77°	63,51°
F' [N]	0	2040	6117	12204
F [N]	0	938	2799	5444
F_{šroubu} [N]	0	3750	11196	21774

Tab.:2. Vypočtené hodnoty silového a deformačního zatížení vyvolané šroubovým spojem

pozn.: protože pryžové bloky nejsou navulkanizovaný na plechy, zátěžná plocha **Sz**, respektive šířka **h** pryžového segmentu se v každém kroku mění (délka **a** zůstává konstantní, což je dáno konstrukcí, která je patrná na **Obr.:26**).

Při výpočtu aktuální šířky segmentu je využit zákon zachování objemu, tedy:

$$V_i = V_{i+1}$$

$$a \cdot b_i \cdot h_i = a \cdot b_{i+1} \cdot h_{i+1} \tag{62}$$

$$\Rightarrow b_{i+1} = b_i \cdot \frac{h_i}{h_{i+1}}$$

Velikost deformace pryže, respektive velikost síly ve šroubu je limitovaná konstrukcí spojky nápr. převodovek, která umožňuje maximální celkovou deformaci cca 8mm na obě strany.

6.2.3 Utahovací moment šroubu:

Ze zjištěné osové síly ve šroubu lze vypočítat minimální utahovací moment:

$$Mu = F_{\text{šroubu min}} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} = 21774 \cdot \operatorname{tg}(3,73 + 5,71) \cdot \frac{23,026}{2} = 41680 \text{ Nmm} \quad (63)$$

$$Mu = 42 \text{ Nm}$$

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{s}{d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,5}{23,026}\right) = 3,73^\circ \quad (64)$$

Třecí úhel:

$$\operatorname{tg} \varphi = f = 0,1 \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg}(f) = \operatorname{arctg}(0,1) = 5,71^\circ \quad (65)$$

kde:

s (rozteč)	1,5 mm
d2 (střední průměr závitu)	23,026 mm
f (součinitel tření)	0,1

V další kapitole je proveden výpočet deformace pryžových segmentů od vnějšího ohybového momentu (dán rozdílem hnacích momentů), přičemž vstupními hodnotami pro výpočet jsou voleny konečné hodnoty předešlého výpočtu.

6.3 Torzní vzpěra:

6.3.1 ohybové napětí:

Toto napětí je výsledkem rozdílu kroutících momentu, který je největší při rozjezdu vozidla.

Pro výpočet je nutné uplatnit zjednodušující předpoklady, které umožní přibližný výpočet namáhání torzní vzpěry v místě vzniku prasklin. Prvním a základním předpokladem je pevné spojení nápravové převodovky s torzní vzpěrou. Dalšími jsou přesný geometrický tvar součásti a bodové silové zatížení působící z nosníků na torzní vzpěru přes pryžové bloky.

Skalární rovnice uvolněné TVz:

$$x: \quad -R_{Ax} = 0 \quad (65)$$

$$y: \quad R_{Ay} - F_{32} + F_{32} = 0 \quad (66)$$

po _ dosazení

$$R_{Ay} = 0 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \text{MA: } & -M_{o12} - F_{32} \cdot l_1 + F_{32} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (67) \\ & -M_{o12} - F_{32} \cdot l_1 + F_{32} \cdot l_1 + F_{32} \cdot l_2 = 0 \Rightarrow F_{32} \end{aligned}$$

$$F_{32} = \frac{M_{o12}}{l_2} = \frac{5226}{0,350} = 14931 \text{ N}$$

Průběh posouvajících sil $T(x)$ a ohybového momentu $Mo(x)$, viz **Obr.:28**:

pole I:

$x \dots \dots (0; l_1 >$

posouvající síla:

$$\begin{aligned} T(x) &= RA_y \\ T(x) &= 0 \end{aligned} \tag{68}$$

Ohybový moment:

$$Mo(x) = RA_y \cdot x + Mo_{l_2} \tag{69}$$

$$Mo(l_1) = RA_y \cdot l_1 + Mo_{l_2} = 0 + 5226 = 5226 \text{ Nm}$$

pole II:

$x \dots \dots (l_1; l_2)$

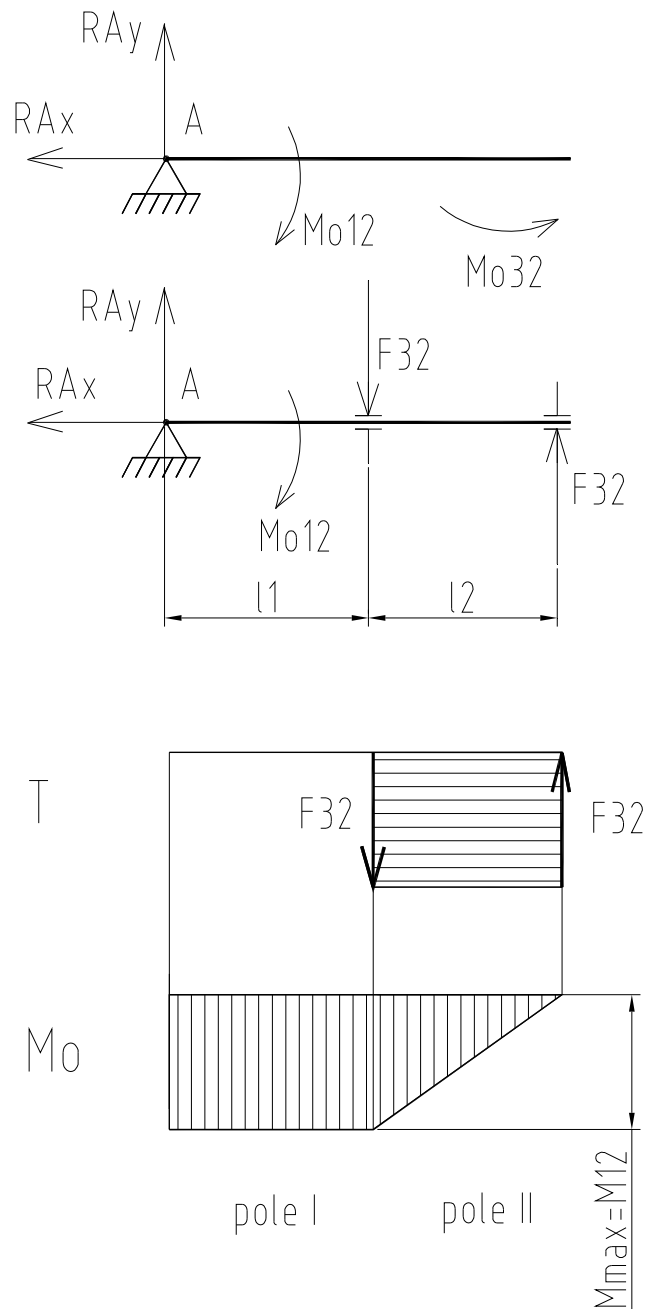
posouvající síla:

$$\begin{aligned} T(x) &= RA_y - F_{32} \\ T(x) &= -14931 \text{ N} \end{aligned} \tag{70}$$

Ohybový moment:

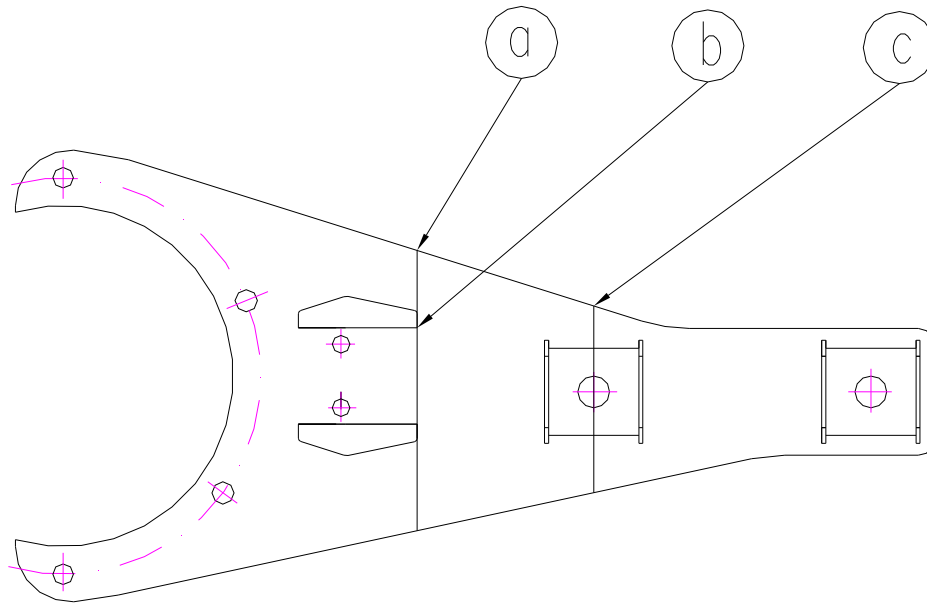
$$\begin{aligned} Mo(x) &= RA_y \cdot x + Mo_{l_2} - F_{32} \cdot (x - l_1) \\ Mo(l_1 + l_2) &= RA_y \cdot (l_1 + l_2) + Mo_{l_2} - F_{32} \cdot (l_1 + l_2 - l_1) \end{aligned} \tag{71}$$

$$Mo(l_1 + l_2) = 0 + 5226 - 14931 \cdot 0,35 = 0 \text{ Nm}$$



Obr.:28. Průběh momentu a posouvající síly

Napětí v ohybu je vyšetřeno v základních místech konstrukce viz. **Obr.:29.**, jsou to místa, kde dochází k lomu součásti, a to v místě maximálního napětí (viz. bod **a**) a v místě sváru, který je možné brát jako koncentrátor napětí (bod **b**). Dalším vyšetřeným bodem je místo součásti s maximálním ohybovým napětím a současně s minimálním příčným průřezem, tj. bod **c**.



Obr.:29. Místa výpočtu ohybového napětí

a) Maximální ohybové napětí v místě lomu:

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_o \cdot kd}{w_o} = \frac{5226000 \cdot 1,5}{334176} = 23,45 \text{ Mpa} \quad (72)$$

$$w_o = \frac{I}{\frac{h}{2}} = \frac{\frac{1}{12} \cdot t \cdot h^3}{\frac{h}{2}} = \frac{1}{6} \cdot t \cdot h^2 = \frac{1}{6} \cdot 16 \cdot 354^2 = 334176 \text{ mm}^3 \quad (73)$$

kde:

- kd dynamická přírážka zvolena 1,5
w_o průřezový modul v ohybu
I moment setrvačnosti
t tloušťka torzní vzpěry
h výška torzní vzpěry v místě lomu

b) Ohybové napětí v místě vrubu:

$$\sigma_{ov} = \frac{Mo \cdot kd}{wo} = \frac{5226000 \cdot 1,5}{739364} = 10,6 \text{ Mpa} \quad (74)$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot t \cdot h^3 = \frac{1}{12} \cdot 16 \cdot 354^3 = 59149152 \text{ mm}^4 \quad (75)$$

$$wo = \frac{I}{z} = \frac{59149152}{80} = 739364 \text{ mm}^3 \quad (76)$$

kde:

z.....vzdálenost místa vrubu od neutrální osy

c) Ohybové napětí v působišti síly F32:

$$\sigma_o = \frac{Mo \cdot kd}{wo} = \frac{5226000 \cdot 1,5}{147267} = 53,2 \text{ Mpa}$$

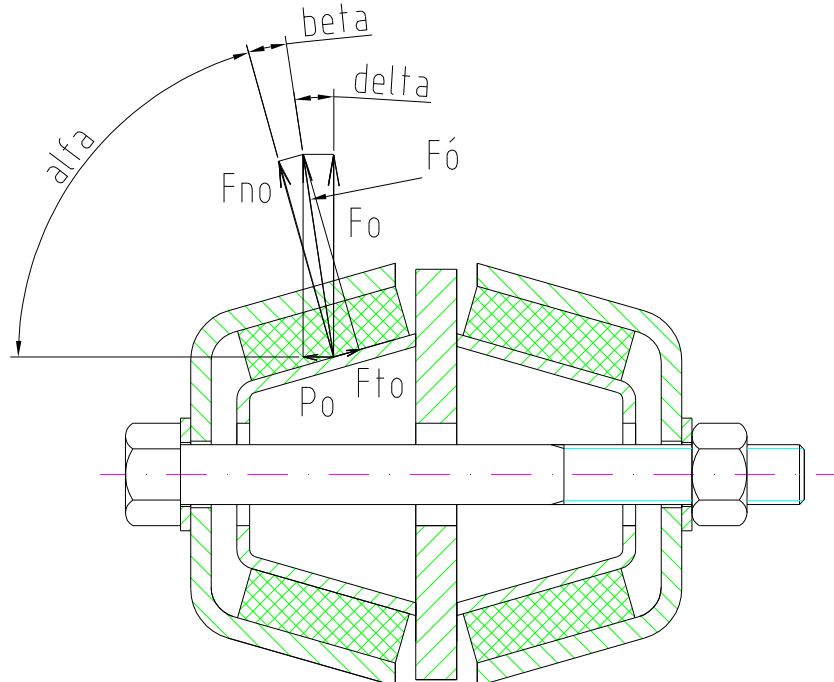
(77)

$$wo = \frac{I}{\frac{h_{\min}}{2}} = \frac{\frac{1}{12} \cdot t \cdot h_{\min}^3}{\frac{h_{\min}}{2}} = \frac{1}{6} \cdot t \cdot h_{\min}^2 = \frac{1}{6} \cdot 16 \cdot 235^2 = 147267 \text{ mm}^3 \quad (78)$$

kde:

hmin.....výška součásti v místě nejmenšího průřezu

6.3.2 Vyšetření deformace pryže od ohybového napětí:



Obr.:30. Rozložení sil na kontaktu pryžového bloku a torzní vzpěry vyvolané rozdílem kroutících momentů, kde: F_{no} – normálová síla, F_{to} – tečná síla, F_o – příčná síla horizontální, P_o – příčná síla svislá

Výsledkem rozboru silového působení na pryžový segment vlivem vnějšího silového zatížení je deformace v normálovém směru **zno** od zatěžující síly **Fno**. Výsledná deformace **zno** bude následně porovnána s normálovou deformací vyvolanou předpětím šroubu (deformace **zn**).

pozn.:

$$F_o = \frac{F_{32} \cdot kd}{2} = \frac{14931 \cdot 1,5}{2} = 11198 \text{ N} \quad (79)$$

kde:

kd.....dynamická přírážka

Počáteční zatěžující síla je zvolena **4000 N**, která se bude v dalších krocích zvyšovat o diferenci **4000 N**.

Zatížená plocha v prvním kroku:

$$S_{z_0} = a \cdot b = 114 \cdot 84,92 = 9681 \text{ mm}^2 \quad (80)$$

Volná plocha v prvním kroku:

$$S_{v_0} = 2 \cdot h_0 \cdot (a + b) = 2 \cdot 18,84 \cdot (114 + 84,92) = 7495 \text{ mm}^2 \quad (81)$$

Tvarový součinitel:

$$k_0 = \frac{S_{z_0}}{S_{v_0}} = \frac{9681}{7495} = 1,29 \quad (82)$$

Z **graf.:2** je zvolen modul pružnosti v tlaku: $E_0 \approx 21,4 \text{ MPa}$

Normálová deformace pryžového segmentu při zvolené síle F_{n01} :

$$z_{n01} = \frac{F_{n01} \cdot h_0}{E_0 \cdot S_{z_0}} = \frac{4000 \cdot 18,84}{21,4 \cdot 9681} = 0,32 \text{ mm} \quad (83)$$

Změna výšky segmentu:

$$h_{01} = h_0 - z_{n1} = 18,84 - 0,32 = 18,52 \text{ mm} \quad (84)$$

Smyková (tečná) složka deformace:

$$z_{t01} = \frac{z_{n01}}{\text{tg} \alpha} = \frac{0,32}{\text{tg} 74^\circ} = 0,09 \text{ mm} \quad (85)$$

Celková deformace pryžového bloku v příčném směru:

$$z_{o1} = \sqrt{z_{n01}^2 + z_{t01}^2} = \sqrt{0,32^2 + 0,09^2} = 0,33 \text{ mm} \quad (86)$$

tečná síla F_{t01} :

$$F_{t01} = \frac{S_z \cdot G \cdot z_{t01}}{h_1} = \frac{9681 \cdot 1,1 \cdot 0,09}{18,52} = 52 \text{ N} \quad (87)$$

kde:

G..... modul pružnosti ve smyku, určeno z **graf.:1**.

Výpočet úhlu β :

$$\beta_1 = \arctg \frac{F_{to_1}}{F_{no_1}} = \arctg \frac{52}{4000} = 0,74^\circ \quad (88)$$

Výslednice F'_{o_1} :

$$F'_{o_1} = \sqrt{F_{no_1}^2 + F_{to_1}^2} = \sqrt{4000^2 + 52^2} = 4001 \text{ N} \quad (89)$$

Výpočet úhlu δ :

$$\delta_1 = 90^\circ - \alpha - \beta_1 = 90^\circ - 74^\circ - 0,74^\circ = 15,26^\circ \quad (90)$$

Svislá síla F_o v prvním kroku:

$$F_1 = F'_{o_1} \cdot \cos \delta_1 = 4001 \cdot \cos 15,26^\circ = 3859 \text{ N} \quad (91)$$

Příčná síla P:

$$P_1 = \sin \delta_1 \cdot F'_{o_1} = \sin 15,26^\circ \cdot 4001 = 1053 \text{ N} \quad (92)$$

Dle předešlých úvah bude vnější zatěžující síla **F32** na jednom svazku pryžových bloků, při uvažovaném zatížení:

$$F_{321} = 2 \cdot F_{o_1} = 2 \cdot 3859 = 7718 \text{ N} \quad (93)$$

Všechny důležité hodnoty zjištěné ve všech krocích jsou tabelovány v následující tabulce:

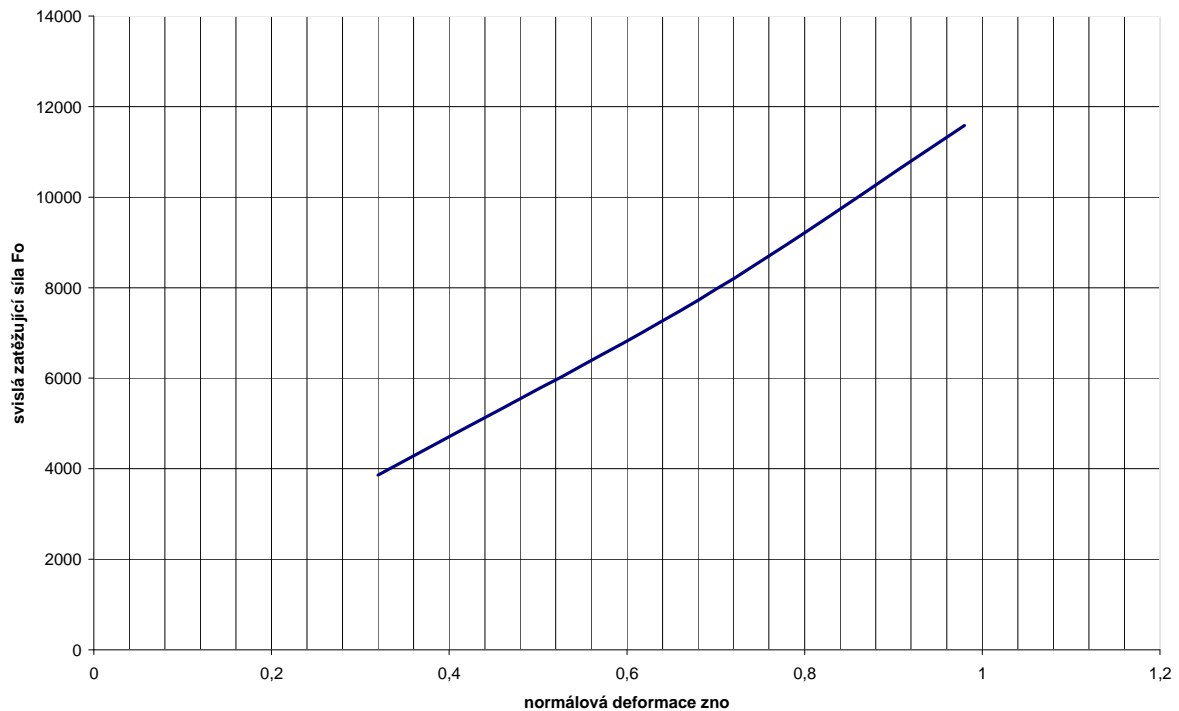
	0. krok	1. krok	2. krok	3. krok
F=Fn+Fno	0	4000	8000	12000
bo [mm]	84,92	86,38	88,07	x
Sz [mm²]	9681	9848	10040	x
Sv [mm²]	7495	7422	7339	x
k [-]	1,29	1,33	1,37	x
E [MPa]	21,4	22,0	22,2	x
zon [mm]	0	0,32	0,68	0,98
h [mm]	18,84	18,52	18,16	17,86
zot [mm]	0	0,09	0,19	0,28
zo [mm]	0	0,33	0,71	1,02
β [°]	0	0,74°	0,88°	0,83°
δ [°]	0	15,26°	15,12°	15,17°
F'o [N]	0	4000	8001	12001
Fo [N]	0	3859	7724	11583
F₃₂. kd[N]	0	7718	15448	23166
P [N]	0	1053	2089	3140

Tab.:3. Vypočtené hodnoty silového a deformačního zatížení vyvolané rozdílem hnacích momentů

Z **Graf.:3**, lze odečíst normálovou deformaci pryžového segmentu pro maximální zatěžující sílu:

$$z_{\max}(F_o = 11198) \approx 0,97 \text{ mm} \quad (94)$$

V souladu s výše uvedenou teorií musí být deformace vyvolaná předpětím šroubu stejná nebo větší jak deformace z_{\max} .



Graf.: 3. Závislost normálové deformace na zatěžující síle F_o

6.3.3 Rozbor výsledků:

normálová deformace pryže od předpětí šroubu (z_n)	1,16 mm
normálová deformace pryže od vnější síly (určeno z graf.:3)	0,97 mm
(z_{on}) = z_{max}		
rozdíl deformací ($z_n - z_{on}$)	0,19 mm

Z uvedených hodnot je zřejmé, že zvolený utahovací moment svíracího šroubu je zvolen na bezpečné straně. Tudíž nemůže teoreticky dojít k posunu pryžových segmentů při jejich odlehčení způsobené vnějším zatížením ohybovým momentem.

6.4 Tahové napětí:

Toto napětí vzniká v sestavě spojení nápravových převodovek, vlivem propružení primárního vypružení, spojeného s jevem „prodloužení“ skutečné osové vzdálenosti.

Pro vstupní hodnoty lze využít výsledků z kapitoly 5.1.1, kde prodloužení:

$$\Delta = 0,35 \text{ mm}$$

Při uvažování symetrické konstrukce, prodloužení na jednu torzní vzpěru bude:

$$z = \frac{\Delta}{2} = \frac{0,35}{2} = 0,18 \text{ mm} \quad (95)$$

6.4.1 Působící síla Ft:

Velikost vzniklé síly je závislá na okamžité tuhosti pryžových bloků a ve stavu po sevření šrouby.

$$F_t = \frac{z \cdot S_z \cdot G}{h} = \frac{0,18 \cdot 77447 \cdot 1,1}{18,84} = 814 \text{ N} \quad (96)$$

Zátěžná plocha:

$$S_z = n \cdot a \cdot b = 8 \cdot 114 \cdot 84,92 = 77447 \text{ mm}^2 \quad (97)$$

kde:

G = 1,1 MPa modul pružnosti ve smyku
h = 18,84 mm výška pryžového bloku
n = 8 počet pryžových bloků
a = 114 mm výška pryžového bloku
b = 84,92 mm šířka pryžového bloku

6.4.2 Napětí v místě nejmenšího průřezu:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_t}{S_{\min}} = \frac{814}{2560} = 0,32 \text{ MPa} \quad (98)$$

kde:

S_{min}.....minimální plocha průřezu torzní vzpěry

6.4.3 Napětí v místě lomu:

$$\sigma_{\text{lomu}} = \frac{F_t}{S_{\text{lomu}}} = \frac{814}{5664} = 0,15 \text{ MPa} \quad (99)$$

kde:

S_{lomu}plocha průřezu v místě lomu

6.5 Napětí v krutu:

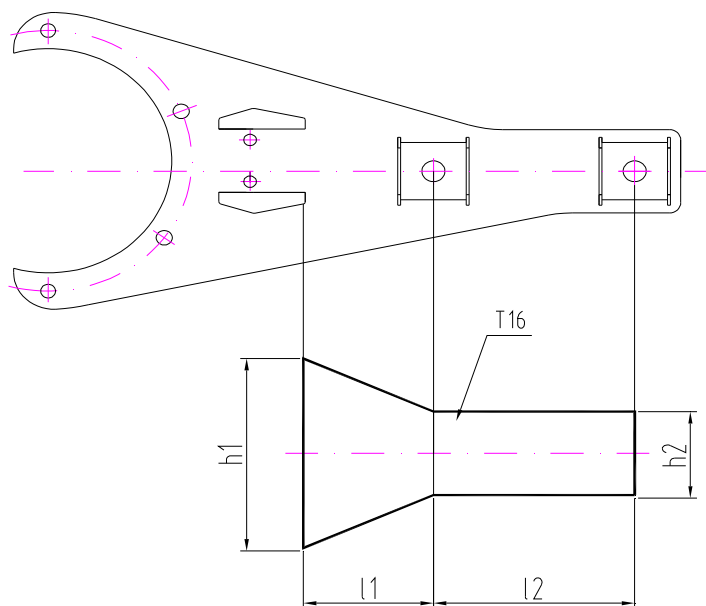
Výpočet vychází z výše určených hodnot, především maximálního úhlového zkroucení, tuhosti a geometrickém tvaru pryžových segmentů.

Kontrola je provedena pro dva základní stavy, tím prvním je ideální (teoretická) geometrická poloha jednotlivých součástí spojení nápravových převodovek. Opačným pólem je stav vzniklý reálným provozováním této soustavy.

6.5.1 Ideální stav:

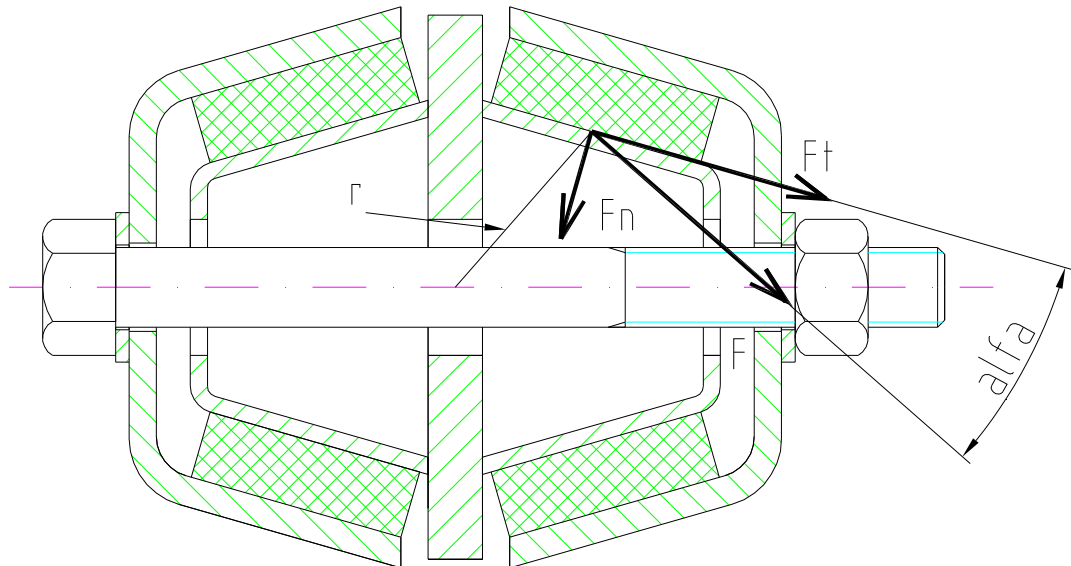
Nejdříve je nutné vytvořit náhradní tvar torzní vzpěry, který umožňuje přibližný výpočet maximálního tečného napětí v místě lomů.

Pro maximální zjednodušení výpočtu je nejdříve zvolen počáteční zatěžující kroucí moment a z něho je vypočtena celková úhlová deformace sestavy spojení nápravových převodovek. Protože závislost úhlové deformace soustavy na zatěžujícím kroucí momentu je lineární, lze vypočítat zatěžující moment při skutečné úhlové deformace.



Obr.:31. Náhradní tvar těla torzní vzpěry pro výpočet tečného napětí

6.5.2 Deformace pryžových segmentů kroučícím momentem:



Obr.:32. Předpokládané silové zatížení pryžových bloků

Zatěžující síla F:

$$M = 8 \cdot F \cdot r \Rightarrow F = \frac{M}{8 \cdot r} = \frac{50000}{8 \cdot 61} = 102,5 \text{ N} \quad (100)$$

Tečná síla Ft:

$$\cos \alpha = \frac{F_t}{F} \Rightarrow F_t = F \cdot \cos \alpha = 102,5 \cdot \cos 33^\circ = 86 \text{ N} \quad (101)$$

Normálová síla Fn:

$$\sin \alpha = \frac{F_n}{F} \Rightarrow F_n = F \cdot \sin \alpha = 102,5 \cdot \sin 33^\circ = 56 \text{ N} \quad (102)$$

Pro výpočet deformace pryžových bloků je uvažováno pouze s tečnými silami **Ft**. Vliv normálových sil na tečnou deformaci je minimální, proto lze tyto pro další výpočet zanedbat.

Zkosení pryžových bloků z :

$$z = \frac{Ft \cdot h}{S_z \cdot G} = \frac{86 \cdot 18,84}{9681 \cdot 1,1} = 0,15 \text{ mm} \quad (103)$$

kde:

- h výška pryžového bloku
 S_z zátěžná plocha pryžového bloku
 G modul pružnosti ve smyku

6.5.3 Úhlová deformace vlivem deformace pryžových bloků φ_p :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{z}{rk} \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} \frac{z}{rk} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{55} = 0,16^\circ \quad (104)$$

kde:

rkkolmé rameno k pryžovému bloku

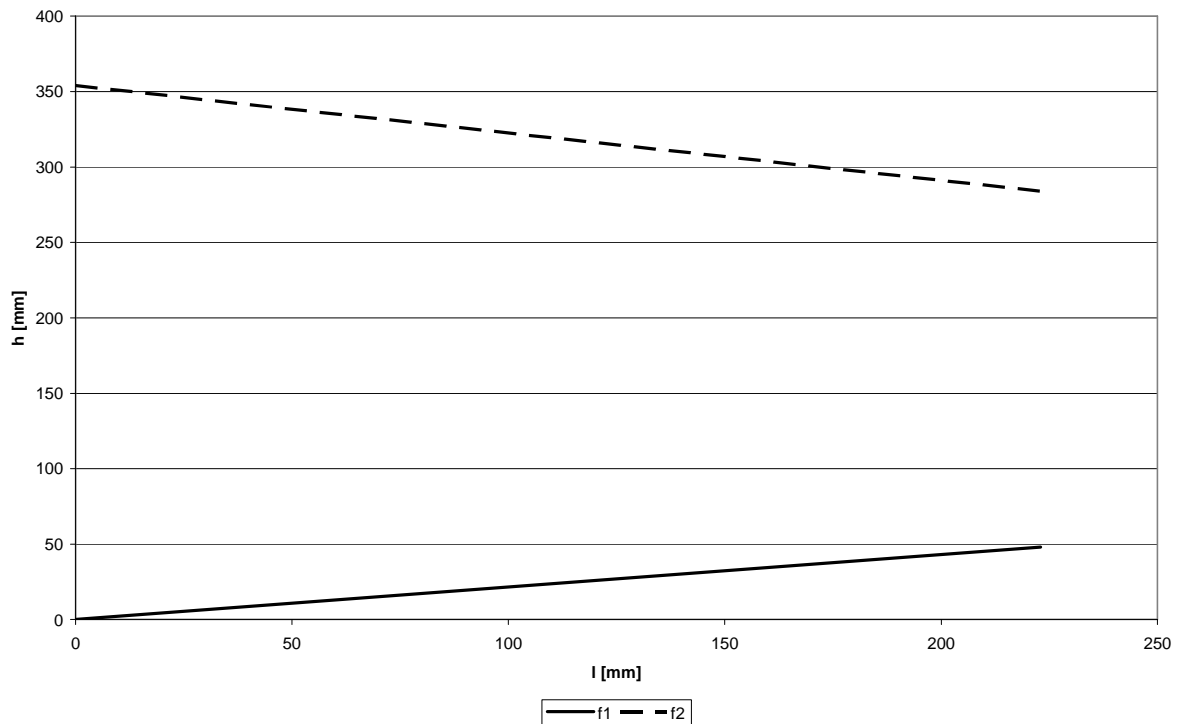
6.5.4 Zkroucení druhého pole torzní vzpěry:

Jelikož je smyková tuhost pryžových segmentů řádově větší, a vzhledem k přibližnému výpočtu lze úhlovou deformaci druhého pole torzní vzpěry zanedbat a dále počítat s jeho dokonalou tuhostí.

6.5.5 Zkroucení prvního pole torzní vzpěry:

Pro určení zkroucení je zapotřebí rozdělit tuto část na několik segmentů pro které se vypočte dílčí zkroucení. Celkové zkroucení je tedy součtem dílčích zkroucení.

Nejdříve je nutno určit neznámé geometrické hodnoty, které jsou nutné pro další výpočet. Těmito neznámými geometrickými parametry je výška průřezu torzní vzpěry v jednotlivých řezech. Z výkresu sestavy spojení nápravových převodovek lze určit analytické vyjádření přímek, viz **Graf.:4**.



Graf.: 4. Změna výšky těla torzní vzpěry

Funkce **f1**:

$$y = ax + b \Rightarrow h1 = al + b \quad (104)$$

po dosazení bodů:

	l	h
1.	0	0
2.	223	48

první bod:

$$h = al + b$$

(105)

$$0 = a \cdot 0 + b \Rightarrow b = 0$$

druhý bod:

$$h = al + b$$

$$48 = a \cdot 223 + 0 \Rightarrow a = \frac{48}{223}$$

$$h1 = \frac{48}{223} \cdot l \tag{106}$$

Funkce **f2**:

$$y = ax + b \Rightarrow h2 = al + b \tag{107}$$

po dosazení bodů:

	l	h
1.	0	354
2.	223	284

první bod:

$$h = al + b \tag{108}$$

$$354 = a \cdot 0 + b \Rightarrow b = 354$$

druhý bod:

$$h = al + b$$

$$284 = a \cdot 223 + 354 \Rightarrow a = \frac{284 - 354}{223} = -\frac{70}{223}$$

$$h2 = -\frac{70}{223} \cdot l + 354 \tag{109}$$

Výška torzní vzpěry v libovolném průřezu bude:

$$h = h2 - h1 \tag{110}$$

6.5.6 Celkové zkroucení:

$$\varphi_I = \sum_{i=1}^N \frac{M \cdot \Delta}{G \cdot I_{K_i}} \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ] \quad (111)$$

kde:

M zatěžující moment	50000 Nm
G modul pružnosti ve smyku	80000 MPa
b šířka torzní vzpěry	16 mm
I_{K_i} kvadratický moment	vzorec (112)
Δ diference	11,15 mm

segment i:	délka segmentu l_i [mm]:	výška torzní vzpěry h_i [mm]:	zkroucení Φ_i [°]:
0	0	354	0,000000
1	13,65	348,1	0,001028
2	27,3	342,2	0,001046
3	40,95	336,3	0,001065
4	54,6	330,4	0,001084
5	68,25	324,5	0,001103
6	81,9	318,6	0,001124
7	95,55	312,7	0,001145
8	109,2	306,8	0,001167
9	122,85	300,9	0,001190
10	136,5	295	0,001214
11	150,15	289,1	0,001238
12	163,8	283,2	0,001264
13	177,45	277,3	0,001291
14	191,1	271,4	0,001319
15	204,75	265,5	0,001348
16	218,4	259,6	0,001379
17	232,05	253,7	0,001411
18	245,7	247,8	0,001445
19	259,35	241,9	0,001480
20	273	236	0,001517
celková deformace Φ_I:			0,024858°

Tab.:4. Úhlová deformace torzní vzpěry

Kvadratický moment:

$$I_{K_i} = \frac{1}{3} \cdot b^3 \cdot h_i \quad (112)$$

Diference Δ :

$$\Delta = \frac{l_1}{N} = \frac{223}{20} = 11,15 \text{ mm} \quad (113)$$

6.5.7 Celková úhlová deformace vyvolaná zatěžujícím momentem:

Jak z předešlého textu vyplývá celková deformace je součtem všech dílčích deformací, tedy:

$$\varphi_c = \varphi_p + \varphi_I \quad (114)$$

$$\varphi_c = 0,16 + 0,025 = 0,185^\circ$$

kde:

φ_p úhlová deformace vyvolaná deformací pryže

φ_I úhlová deformace vyvolaná deformací torzní vzpěry v poli I

6.5.8 Skutečný zatěžující moment:

Protože závislost úhlové deformace na zatěžujícím momentu je lineární, lze napsat:

$$\frac{M_s}{\varphi_s} = \frac{M}{\varphi_c} \quad (115)$$

$$\Rightarrow M_s = \frac{\varphi_s}{\varphi_c} \cdot M = \frac{0,215}{0,185} \cdot 50000 = 58108 \text{ Nmm}$$

$$\varphi_s = \frac{\text{alfa}}{2} = \frac{0,43}{2} = 0,215^\circ \quad (116)$$

kde:

alfa vzájemné úhlové vychýlení dvojkolí, viz. kap. 3.3.3

6.5.9 Napětí v krutu v místě lomu:

$$\tau_k = \frac{M_S}{W_k} = \frac{M_S}{\frac{1}{3} \cdot b^2 \cdot h_l} = \frac{58108}{\frac{1}{3} \cdot 16^2 \cdot 354} = 1,92 \text{ MPa} \quad (117)$$

kde:

h_1výška průřezu torzní vzpěry v místě lomu

6.5.10 Reálný, extrémní stav:

K této situaci může dojít vlivem zvýšeného provozního zatížení nebo nevhodnému údržbovému postupu, dle **Obr.:41**, je patrná stopa po takovém provozním stavu již na porušené sestavě spojení nápravových převodovek. Pro výpočet je použita následující úvaha: vlivem uvolnění pryžových bloků mezi nosníky a torzními vzpěrami dochází k přímému přenosu úhlových deformací mezi torzními vzpěrami a nosníky, pryžové bloky, které částečně kompenzují tyto výchylky neplní svoje požadované funkce. Vlivem toho dochází ke zvýšení napětí v krutu působící na torzní vzpěry a nosníky.

Pro výpočet je uvažována zkrutná délka součásti, změřená na zlomené torzní, viz. **Obr.:33.**, zkrutná délka je kolmá vzdálenost od místa přivaření zarážek k vyleštěné ploše na torzní vzpěře od nosníku:

$$l = 190 \text{ mm}$$

Postup výpočtu je obdobný jako v předchozím výpočtu, nejdříve se určí výpočtový zatěžující moment a k němu odpovídající úhlová deformace. Při uvažování lineárního průběhu závislosti úhlové deformace na krutícím momentu, lze potom snadno vypočítat pro skutečnou deformaci odpovídající zatěžující moment.

Celkové zkroucení:

$$\varphi_l = \sum_{i=1}^N \frac{M \cdot \Delta}{G \cdot Ik_i} \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ] \quad (118)$$

kde:

M zatěžující moment	800000Nm
G modul pružnosti ve smyku	80000 MPa
b šířka torzní vzpěry	16 mm
I_{K_i} kvadratický moment	vzorec (119)
Δ diference	19 mm

Kvadratický moment:

$$I_{k_i} = \frac{1}{3} \cdot b^3 \cdot h_i \quad (119)$$

Diference Δ :

$$\Delta = \frac{l1}{N} = \frac{190}{10} = 19 \text{ mm} \quad (120)$$

segment i:	délka segmentu l_i [mm]:	výška torzní vzpěry h_i [mm]:	zkroucení Φ_i [°]:
0	0	354	0
1	19	343,9462	0,022752
2	38	333,8924	0,023417
3	57	323,8386	0,024122
4	76	313,7848	0,024871
5	95	303,7309	0,025667
6	114	293,6771	0,026517
7	133	283,6233	0,027425
8	152	273,5695	0,028397
9	171	263,5157	0,029441
10	190	253,4619	0,030564
celková deformace Φ_I:			0,263172°

Tab.:5. Úhlová deformace torzní vzpěry

6.5.11 Skutečný zatěžující moment:

$$\frac{M_s}{\varphi_s} = \frac{M}{\varphi_c} \quad (121)$$
$$\Rightarrow M_s = \frac{\varphi_s}{\varphi_c} \cdot M = \frac{0,215}{0,26} \cdot 800000 = 661538 \text{ Nmm}$$

6.5.12 Napětí v krutu v místě lomu:

$$\tau_{kextrem} = \frac{M_s}{W_k} = \frac{M_s}{\frac{1}{3} \cdot b^2 \cdot h_l} = \frac{661538}{\frac{1}{3} \cdot 16^2 \cdot 354} = 21,9 \text{ MPa} \quad (122)$$

kde:

h_lvýška průřezu torzní vzpěry v místě lomu

6.6 Redukované napětí:

Celkové normálové napětí v místě lomu respektive maximální v místě lomu, je součtem ohybového napětí vzniklé ohybovým momentem vyvolané rozdílem krouticích momentů na hnacích dvojkolích a napětím vzniklým „prodloužením“ osové vzdálenosti, tedy:

Maximální normálové napětí v místě lomu:

$$\sigma_c = \sigma_{o \max} + \sigma_{lomu} = 23,45 + 0,15 = 23,60 \text{ MPa} \quad (123)$$

Celkové normálové napětí v místě vrubu:

$$\sigma_{cvrubu} = \sigma_{ov} + \sigma_{lomu} = 10,60 + 0,15 = 10,75 \text{ MPa} \quad (124)$$

6.6.1 Napětí v krutu v místě lomu:

Pro účely výpočtu je vhodné zohlednit dynamické síly vznikající jízdou vozidla, v tzv. dynamické přírážce, a to pro oba provozní stavy popsané výše.

Ideální stav:

$$\tau_D = \tau_k \cdot k_d = 1,92 \cdot 1,5 = 2,88 \text{ MPa} \quad (125)$$

Extrémní provozní stav:

$$\tau_{Dextrem} = \tau_{kextrem} \cdot k_d = 21,90 \cdot 1,5 = 32,85 \text{ MPa} \quad (126)$$

6.6.2 Redukované napětí – ideální stav:

maximální napětí:

$$\sigma_{red-ideal} = \sqrt{\sigma_c^2 + 2 \cdot \tau_D^2} = \sqrt{23,60^2 + 2 \cdot 2,88^2} = 23,94 \text{ MPa} \quad (128)$$

vrub:

$$\sigma_{red-ideal} = \sqrt{\sigma_{cv}^2 + 2 \cdot \tau_D^2} = \sqrt{10,75^2 + 2 \cdot 2,88^2} = 11,50 \text{ MPa} \quad (129)$$

6.6.3 Redukované napětí – extrémní stav:

maximální napětí:

$$\sigma_{red-extrem} = \sqrt{\sigma_c^2 + 2 \cdot \tau_D^2} = \sqrt{23,60^2 + 2 \cdot 32,85^2} = 52,10 \text{ MPa} \quad (130)$$

vrub:

$$\sigma_{red-extrem} = \sqrt{\sigma_{cv}^2 + 2 \cdot \tau_D^2} = \sqrt{10,75^2 + 2 \cdot 32,85^2} = 47,68 \text{ MPa} \quad (131)$$

6.7 Pevnostní kontrola šroubového spoje:

Kontrola spočívá v porovnání skutečného a maximálního dovoleného napětí, a to pro otláčení závitu a pro namáhání šroubu tahem.

Použitý šroub: M24 x 240 ČSN 02 1101 - 8,8

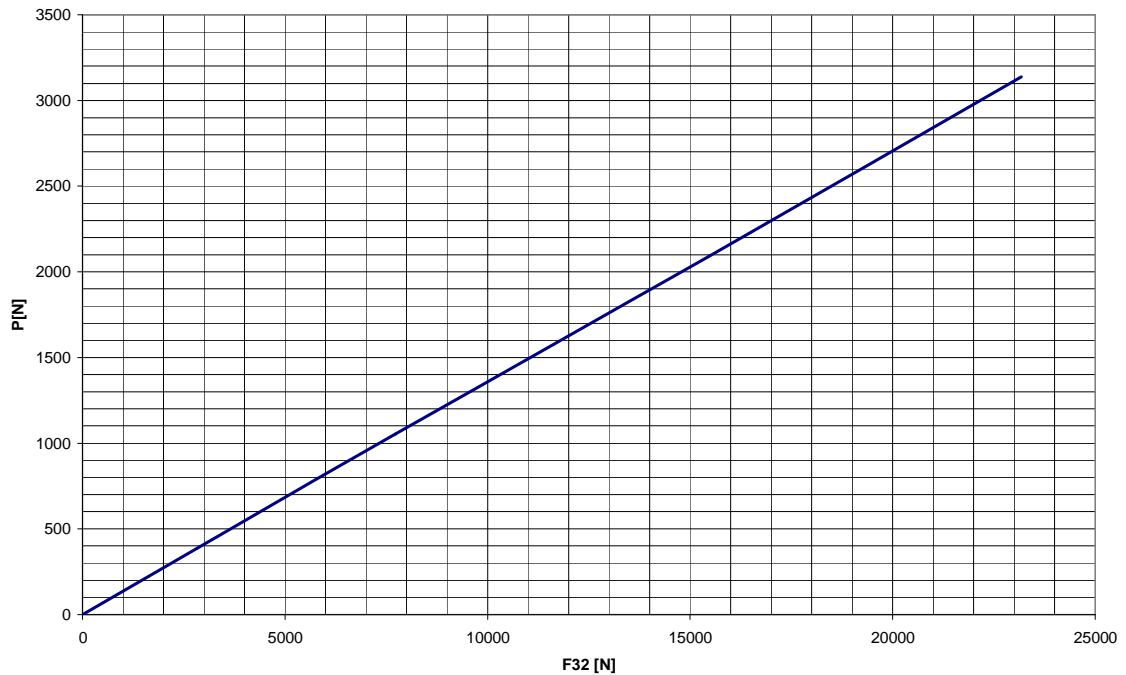
6.7.1 Osová síla ve šroubu:

$$F = F_{\text{šroubu}} + 2 \cdot P = 21774 + 2 \cdot 3100 = 27974 \text{ N} \quad (132)$$

kde:

P..... příčná síla vyvolaná vnějším ohybovým momentem, kterou lze určit z grafu:

P(F32=22396)=3100N



Graf.:5. Závislost příčné síly P působící v ose šroubu na zatěžující síle F_{32}

6.7.2 Kontrola otláčení závitu:

$$p_D = 0,25 \cdot Re = 0,25 \cdot 640 = 160 \text{ MPa} \quad (133)$$

kde:

Re.....mez kluzu

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (134)$$

$$p = \frac{27974}{558} = 50,13 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje} _ p_D = 160 \text{ Mpa}$$

Zatěžovaná plocha:

$$S = z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 = 9,5 \cdot \pi \cdot 23,026 \cdot 0,812 = 558 \text{ mm}^2 \quad (135)$$

Šířka mezikruží:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{24,000 - 22,376}{2} = 0,812 \text{ mm} \quad (136)$$

Počet činných závitů šroubu:

$$z = \frac{Hm}{s} = \frac{19}{2} = 9,5 \quad (137)$$

použité veličiny:

- d2 střední průměr závitu
d jmenovitý průměr závitu
D1 minimální průměr závitu matice
Hm výška matice
s rozteč závitu

6.7.3 Kontrola šroubu na tah:

$$\sigma_{Dt} = 0,6 \cdot Re = 0,6 \cdot 640 = 384 \text{ MPa} \quad (138)$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq G_{Dt} \quad (140)$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{27947}{385} = 72,53 \text{ MPa} \dots\dots\dots \text{vyhovuje } - \sigma_{Dt} = 384 \text{ MPa}$$

Zatížená plocha:

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22,160^2}{4} = 385 \text{ mm}^2 \quad (141)$$

kde:

d3.....minimální průměr šroubu

6.8 Pevnostní kontrola pryžových segmentů:

Dle literatury [4] je dovolené napětí v tlaku:

statický 1,0 MPa

dynamický 1,5 MPa

dovolené smykové napětí:

statický 1,5 MPa

dynamický 0,4 MPa

6.8.1 Kontrola tlakového zatížení:

Maximální zatěžující síla v normálovém směru je dána součtem sil **F_{no}** a **F_n**, tedy součtem síly vyvolané rozdílem kroutících (hnacích) momentů na kolech a síly vyvolané utahovacím momentem šroubu.

$$F_{n \max} = F_{no} + F_n = 12000 + 12000 = 24000 \text{ N} \quad (142)$$

$$p = \frac{F_{n \max}}{S} = \frac{F_{n \max}}{a \cdot b} = \frac{24000}{114 \cdot 80} = 2,63 \text{ MPa} \quad (143)$$

$$p > p_d \dots \dots \dots 2,63 > 1,5 \text{ MPa} \dots \dots \text{nevyhovuje}$$

6.8.2 Kontrola smykového zatížení:

Maximální smyková síla je podobně jako v předchozím případě dána součtem tečné síly od rozdílu hnacích momentů na dvojkolích s tečnou silou vyvolanou předpětím pryže stahovacím šroubovým spojem.

$$F_{t \max} = F_{to} + F_t = 173 + 2283,6 = 2546,6 \text{ N} \quad (144)$$

Tečná síla vyvolaná předpětím pryže stahovacím šroubem:

$$F_t = \frac{S_z \cdot G \cdot z_t}{h} = \frac{9681 \cdot 1,1 \cdot 4,04}{18,84} = 2283,6 \text{ N} \quad (145)$$

Tečná síla vyvolaná vnějším ohybovým momentem:

$$F_{to} = \frac{S_{zo} \cdot G \cdot z_{to}}{h} = \frac{10040 \cdot 1,1 \cdot 0,28}{17,86} = 173 \text{ N} \quad (146)$$

kde:

Sz, Szo zátěžná plocha pryžového segmentu

G modul pružnosti ve smyku

zt, zto smyková deformace pryže

h výška pryžového bloku

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{Ft \max}{S} = \frac{Ft \max}{a \cdot b} = \frac{2546,6}{114 \cdot 80} = 0,27 \text{ MPa}$$

(147)

$$\tau < \tau_D \dots\dots\dots 0,27 < 0,40 \text{ MPa} \dots\dots\dots \text{vyhovuje}$$

7 Možné příčiny vzniku prasklin:

Provozní jednotka Horní Heršpice spadající pod DKV Brno zajišťuje provoz vozidel řady 854 a 850, které mají stejný systém aretace otáčivých pohybů nápravových převodovek kolem os dvojkolí. Tyto pohyby vznikají následkem přenosu hnacího momentu vozidla.

Četnost vzniklých poruch na spojce nápravových převodovek během posledních 365 dnů je následující:

vozidlo	najeto po opravě [km]
850 010-0	148 000
850 015-9	136 000
854 206-4	145 000
850 031-6	128 000
854 222-5	155 000
850 008-4	132 000

Tab.:5. *Přehled vozidel s poruchou*

Na sestavě spojky vznikají současně dva poruchové stavy, tím prvním a častějším je porušení pryžových segmentů vlivem překročení dovoleného tlakového napětí s doprovodným a postupným porušením ostatních součástí, jako spojovacích šroubů, a nosníků. Při překročení dovoleného tlakového napětí jsou pryžové segmenty trvale deformovány, tím vznikají vůle, respektive dojde k úplnému uvolnění spojených součástí (torzní vzpěry, nosníky) a následnému přenosu sil mimo pryžové segmenty přes stahovací šroub a otvory v nosnících, tento jev je patrný na otlačených dřívku šroubů a v otvorech pro šrouby v nosnících. Vlivem výše popsanému stavu dochází k nadměrně zvýšeným dynamickým účinkům na celou sestavu spojky nápravových převodovek, projevující se v porušení nejslabších článků nosníků (viz. kapitola 3.9.3), tedy svarů. V tomto případě se dá předpokládat vhodný technologický postup při svařování, zahrnující především adekvátní technologii svařování a vhodnou úpravu stykových ploch svařovaných částí v podobě technologických úkosů. Doprovodným pozitivem je výroba těchto nosníků odbornou firmou, tedy lze předpokládat vhodné výrobní postupy.

Jednu z hlavních příčin poruchového stavu, lze spatřit v neexistenci náhradních originálních pryžových segmentů, a tím nutnost používání náhradního řešení v podobě výroby pryžových segmentů stříháním konečného tvaru z neznámého pryžového materiálu o neznámé tvrdosti (nový a deformovaný pryžový prvek je zobrazen v kapitole 7.3).

Druhý poruchový stav nastává v menší míře, ovšem odhalitelnost možné poruchy je mnohem složitější a její následky jsou větší. Jedná se o vznik prasklin na torzních vzpěrách vycházející od svarů, viz. následující kapitoly. Při včasném neodhalení těchto prasklin dochází k celkovému lomu součásti a následné nehodové události, která se stala na motorovém voze 854 206 u zastávky Tetčice (Rosice u Brna) na trati Jihlava – Brno, z tohoto vozidla jsou opatřeny ilustrační snímky.

Následující kapitoly rozebírají možné příčiny poruchových stavů na jednotlivých součástech spojky nápravových převodovek. Jejich popisu je věnována kapitola 2.9.

7.1 Torzní vzpěra:

Dle výkresu sestavy nápravové převodovky NP 18 resp. NK 18 je vzdálenost stykových ploch konzoly na skříni 130-0,6 mm. Již z této informace vyplývá ztížený montážní postup, a to v dodatečném přivařování zářezek na tělo torzní vzpěry. Tento postup má několik základních úskalí, a to:

- a) Nemožnost nebo nedodržení nutného přesahu spojení,
- b) volba nevhodné technologie svařování,
- c) možnost zvýšeného rizika ovlivnění kvality svaru lidským činitelem.

Na následujícím obrázku **Obr.:33.** je zachycena prasklina o celkové délce 350 mm a šířce 16 mm torzní vzpěry motorového vozu 854 206 po najetí 240 000 km v provozu především na trati 240 Brno – Jihlava.

Z obrázku jsou patrná místa iniciace lomu a šíření únavových trhlin. Iniciacími jsou svarové housenky koutového svaru o délce cca 20 mm, které tvoří napětový uzel, tedy vrub, od tohoto místa se únavové trhliny šíří, a to směrem dovnitř, až do místa, kde se trhliny spojí a směrem ven až do vzniku lomu součásti. Vlivem těchto prasklin, vznikající dynamickým

zatěžováním součásti, dochází ke zmenšení celkové únosnosti průřezu součásti a následnému lomu.

Hlavní příčiny vzniku vrubu lze nejspíš spatřit v nevhodném postupu svařování, tedy:

- a) Nedojde k úplnému provaření základního materiálu,
- b) rychlé ochlazení teplem ovlivněné oblasti a následným vznikem tvrdé martenzitické struktury v oblasti rozhraní svarového a základního materiálu,
- c) nadměrným zahřáním základního materiálu s následnou změnou vnitřní struktury,
- d) nevhodně provedenou prací.



Obr.:33. *Lom torzní vzpěry*

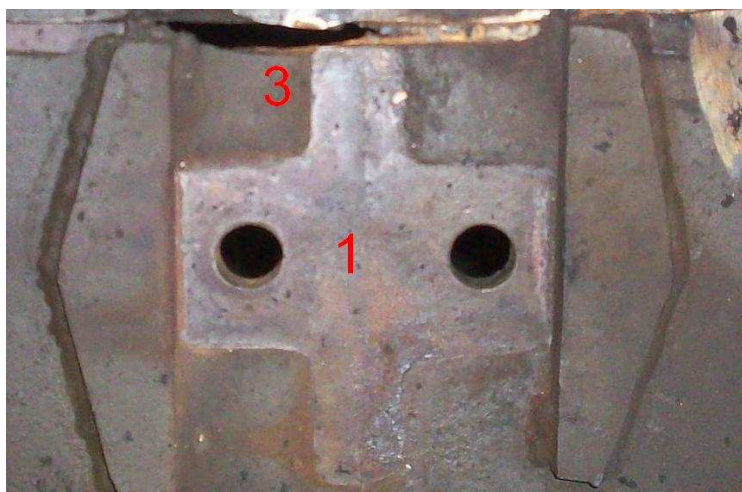


Obr.34. Detail svaru

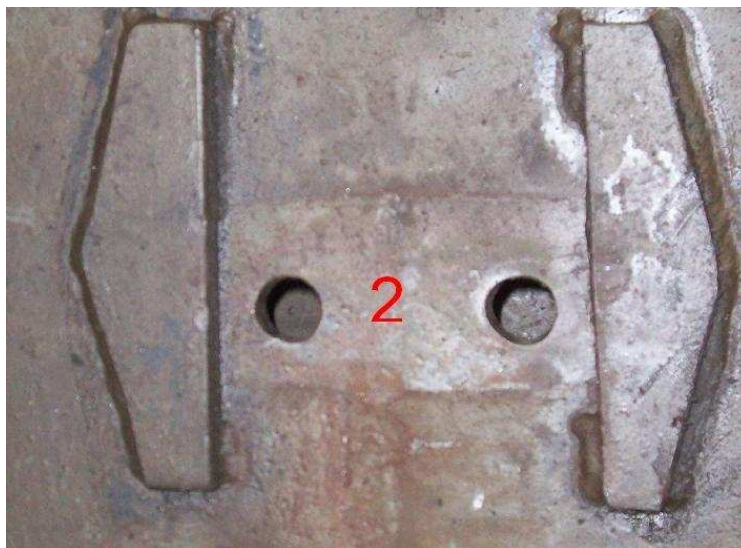
7.1.1 Plochy styku torzní vzpěry s nápravovou převodovkou:

Při porovnání následujících obrázků je patrný rozdíl mezi tvary styčných ploch obou nápravových převodovek. Zatímco na **Obr.:35.** styková plocha (1) zasahuje až do oblasti praskliny (torzní vzpěra příslušející k první nápravové převodovce), v druhém případě (2) je styková plocha zmenšena, což má za následek větší aktivní délku torzní vzpěry.

Hlavním negativem v prvním případě lze spatřovat ve vzájemném styku obou součástí, a to především v nejbližších místech, na **Obr.:35** znázorněny číslem 3. Toto řešení může být příčinou zvýšeného lokálního napětí při úhlové deformaci torzní vzpěry vyvolané svislou nerovností kolejnicových pásů a možným vznikem vrubu.



Obr.:35. Styková plocha 1



Obr.:36. *Styková plocha 2*

7.1.2 Opotřebení:

Při prozkoumání torzní vzpěry bylo zjištěno opotřebení jejího povrchu v oblasti styku s podložkami přípeňovacích matic, což může být následkem malého utahovacího momentu matic a jejich postupným uvolněním.

Dále bylo zjištěno nadměrné otláčení otvorů pro šrouby, projevující se jejich ovalitou s vytlačáním tvaru závitů. Tato deformace je nejvíce patrná v otvorech pro spojovací šrouby situovaných mezi zarážkami (viz. **Obr.:35.** a **Obr.:36.**), tzn. existenci příčné vůle mezi konzolou skříně převodovky a zarážkami. Toto zjištění může vést k závěru o minimální funkčnosti navařených zarážek pro přenos sil a momentů, na vyšetřovaných součástech.

Nedostatečné upevnění těchto částí vede ke vzniku velkých nežádoucích dynamických sil, a tím ke zmenšení životnosti celé sestavy spojky.

7.2 Nosník:

Vlivem provozního zatížení (viz. kapitola 6) dochází k praskání svarů s následky celkového selhání součásti, proto byly v minulosti zavedeny opatření sloužící ke snížení, respektive odhalení vzniku těchto trhlin. V prvním případě jde o navařování plechových pásů po délce pásnic nosníků v druhém případě se jedná o pravidelnou defektoskopickou kontrolu ultrazvukovou zkouškou.

Nepříznivě na životnost nosníku a svarů působí také vzájemné smontování jednotlivých součástí spojení nápravových převodovek a následná změna polohy pryžových segmentů vůči nosníku i torzní vzpěře vznikající při provozu, vedoucí k nerovnoměrnému zatížení jednotlivých součástí sestavy přenášenými silami.

7.3 Pryžové bloky:

Jsou vyrobeny ze syntetického kaučuku. Jak bylo naznačeno v předcházejících kapitolách, jsou vkládány mezi torzní vzpěry a nosníky a jejich vzájemná poloha je aretována šrouby stahujícími tyto součásti.

V předešlém výpočtu byly naznačeny některé nedostatky tohoto konstrukčního řešení, tyto lze shrnout do následujících bodů:

- a) Nepřesnost vnášená již při montáži,
- b) nemožnost přenosu tahových sil pryžovými bloky,
- c) nutnost vyvození vnějších statických sil.

Na následujících snímcích jsou zobrazeny pryžové bloky, a to nový a použitý po cca 40000 km:



Obr.:37. *Nový pryžový segment.*



Obr.:38. Zdeformovaný pryžový segment

rozměr [mm]	nový	použitý
délka	118	118
šířka	70	81
výška	20	15

Tab.:6. Změna rozměrů pryžového bloku

7.3.1 Vnější síly:

Tyto síly je nutné vyvodit stahovacími šrouby, pro vznik dostatečně velkého předpětí pryžových segmentů (kapitola 6.1.2). Toto předpětí je důležité pro správnou funkci mechanismu, jestliže nedojde k dostatečnému sevření pryžových segmentů, dochází při působení sil vznikajících rozdílným kroučícím momentem na jednotlivých hnacích dvojkolích podvozku k uvolňování nezatížených segmentů a k jejich následné a postupné změně polohy od montážní viz **Obr.:39.** a **Obr.:40.**



Obr.:39. *Vzájemné posunutí dílů spojky*



Obr.:40. *Změna polohy pryžového segmentu*

7.3.2 Další faktory:

Nevýhodami při zvoleném konstrukčním řešení z hlediska dlouhodobé a trvalé jakosti přenosu sil je především trvalé zatížení pryžových segmentů, které nepříznivě působí na vlastnost pryže, tj. tečení při dlouhodobém statickém zatížení. Zjevnou nevýhodou je menší dovolené tlakové napětí působící na jednotlivý pryžový segment při srovnání pryže ve formě silentbloku.

Negativem je také možnost znečištění volného povrchu pryže vodou nebo oleji mající vliv na jakost povrchu pryže (chemické působení) a na správné poloze pryžových segmentů vůči ostatním součástem (možné snížení součinitele tření mezi povrchem pryže a ocele).

7.4 Vzájemná poloha součástí sestavy:

Působením kombinace negativních jevů popsaných výše nastává situace, jejíž následky jsou patrné na následujících obrázcích **Obr.:41** a **Obr.:42**:



Obr.:41. Viditelné opotřebení povrchu torzní vzpěry



Obr.:42. Viditelné opotřebení nosníku při vzájemném kontaktu s torzní vzpěrou

Na obrázcích je jasně patrné opotřebení ploch otěrem na torzní vzpěře a nosníku. Tento jev je částečně následkem nedokonalým konstrukčním řešením, které lze spatřit v minimálním zabezpečení montážní polohy pryžových segmentů, viz. **Obr.:42.**, na kterém jsou patrné vyleštěné plochy na nosníku od vzájemného pohybu s pryžovými bloky v místech posunutých od montážní polohy.

Využití jen pryžových bloků místo silentbloků, toto řešení je nevýhodné v postupném otlačení bloku a nutností vyvození vnějších sil, kde nastává problém s neexistujícím údržbovým postupem sestavy spojení nápravových převodovek, kdy není kontrolován utahovací moment stahovacích šroubů (kap. 6.2.1). Vlivem toho nastává postupné zmenšení předpětí vyvolané v pryžových blocích následováno změnou polohy.

Doprovodnými negativními jevy jsou potom všechny ostatní popsané výše.

Z hlediska vlivu na velikost přenášených sil a vznik napětí v jednotlivých součástech sestavy (vznikající při vzájemné výškové nerovnosti kolejnicových pásů a následným vzájemným úhlovým vychýlením dvojkolí) má nezastupitelný vliv, jelikož pryžové segmenty sloužící v normálním stavu částečně jako pohlcovače úhlových vychylek nemohou v nevyhovující situaci zastávat svoji funkci, projevující se značně zvýšeným napětím v krutu torzních vzpěr a nosníků.

8 Návrh způsobu provedení opravy:

Vzniklá porucha na sestavě spojení nápravových převodovek má významný vliv na provozování vozidel řad s tímto konstrukčním uzlem. V provozní jednotce Horní Heršpice jsou to řady 850 a 854 v počtu kusů 8 a 10. Pro zabezpečení provozuschopného stavu těchto vozidel je nutný údržbový proces, v podobě preventivních oprav a oprav vzniklých poruch provozem vozidel.

8.1 Preventivní opravy:

Nejprogressivnějším řešením údržby kolejových vozidel je zabránění vzniku možných poruch v podobě jejich předčasného odhalování a odstraňování příčin budoucí poruchy. Preventivní opravy popisovaného spojení jsou zařazeny do plánu periodických prohlídek, dle předpisu ČD V 25 – Předpis pro organizaci údržby elektrických a motorových hnacích vozidel, osobních, vložených, přípojných a řídicích vozů.

Provozní ošetření MO – po najetí cca 2500 km je nutná vizuální kontrola uzlu spojky nápravových převodovek, především stavu pryžových bloků, správné vzájemné polohy jednotlivých dílů a kontrola dotažení jednotlivých šroubových spojů, tedy šroubové spoje mezi převodovými skříněmi a svírací šrouby mezi nosníky a torzními vzpěrami, zjevně poškozené části šroubových spojů je nutné vyměnit. Zvýšenou pozornost je nutné věnovat stavu svarů na celém konstrukčním uzlu. Součástí provozního ošetření je též důsledné očištění jednotlivých součástí. Jednou z možností zvýšení účinnosti odhalování začínající poruchy může být porovnání a zjištění změn udaných mezi jednotlivými provozními ošetřeními.

V rozsahu každé druhé malé prohlídky MM – po najetí cca 2 x 20000 km provést demontáž nosníků a výměnu pryžových segmentů, stahovacích šroubů spolu s podložkami v nutnosti i korunových matic. Součástí malé prohlídky je důkladná vizuální kontrola jednotlivých součástí a následná defektoskopická prohlídka pomocí ultrazvukových sond všech svarů umístěných na nosnících a torzních vzpěrách.

Při zpětné montáži je nutné dbát na pečlivé a přesné sesazení jednotlivých dílů konstrukčního uzlu, což má význam pro zvýšení životnosti a zabezpečení bezpečného provozu. Je také důležité provádět postupné dotahování stahovacích šroubů tak, aby nedošlo k nepřesnému sesazení pryžových segmentů. Další práce jsou prováděny, dle postupu provozního ošetření.

V případě odhalení poruchového stavu ve fázi vzniku jsou provedeny jednotlivé opravy, a to podle druhu poškození, tomuto tématu je věnována následující kapitola.

8.2 Opravy vzniklých poruch:

Jak bylo popsáno v předchozí kapitole k udržení ekonomického provozu vozidel je zapotřebí především dostatečná a kvalitní preventivní kontrola, přesto dochází k poruchám. Jejich odhalení nastává ve dvou případech, za prvé poruchový stav je odhalen během pravidelných periodických kontrol, horší možností je vznik nehodové události během provozu vozidla.

8.2.1 Poruchy odhalené periodickou prohlídkou:

V případě odhalení poruchy na některé součásti, jak během provozního ošetření, tak během malé provozní prohlídky je nutné tyto odstranit.

Odhalené trhliny ve svarech nosníků a torzních vzpěr je nutné podle vhodně zvoleného technologického postupu opravy odstranit a zabránit dalšímu růstu těchto trhlin.

V případě zjevně deformovaných pryžových bloků (možnost použití porovnání s předchozím stavem) je vhodné vyměnit všechny pryžové bloky v sestavě spojky nápr. převodovek mimo periodickou prohlídku.

8.2.2 Nehodové události:

V extrémním případě dochází k nehodovým událostem, doprovázených vznikem možných škod. Z hlediska následných oprav je důležitá důkladná kontrola poškození sestavy spojky nápr. převodovek a jejich odhalení. Stejně jak v předcházejících případech je nutné vyměnit, popřípadě opravit poškozené díly, tj. pryžové bloky, nosníky, torzní vzpěry a vyměnit všechny spojovací materiál, tj. šrouby, podložky a matice.

9 Vlastní návrh spojky nápravových převodovek:

Návrh nového konstrukčního řešení spojení nápravových převodovek vychází ze zjištěných nedostatků v předcházejících kapitolách a snaží se je maximálně eliminovat. Jsou reflektovány základní podmínky, a to maximální funkčnost, jednoduchost a minimální hmotnost celého konstrukčního uzlu.

Nové řešení si bere za cíl odstranění příčin poruch vznikající na současné spojnici nápr. převodovek, které je možné rozdělit na dva konstrukční problémy navzájem závislé:

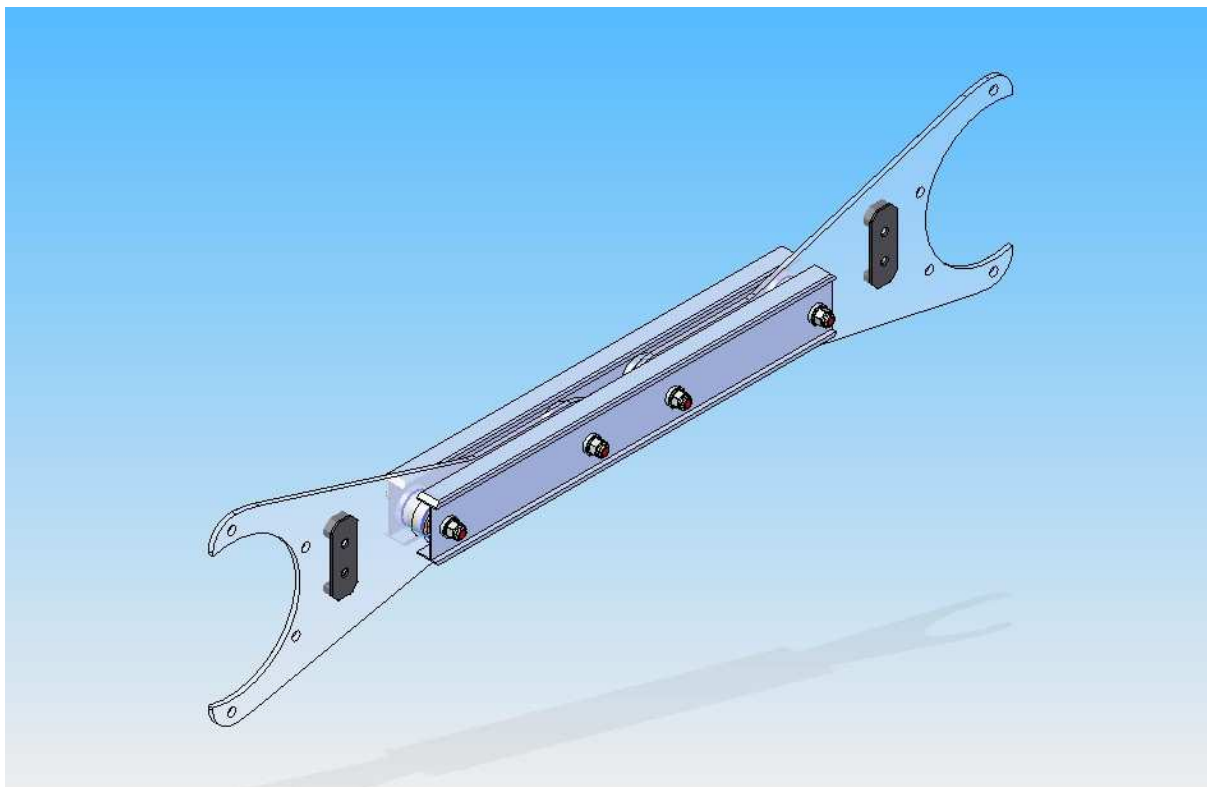
- 1) Odstranění vzniku poruch v oblasti pryžových segmentů, viz. předchozí kapitoly, výměna pryžových bloků za silentblok,
- 2) minimalizace vzniku trhlin způsobené nevhodnou technologií svařování.

Jsou navrženy dvě varianty nové konstrukce v oblasti uchycení zarážek torzní vzpěry na konzolu skříně nápravové převodovky. Jednotlivé návrhy jsou popsány v následujících kapitolách.

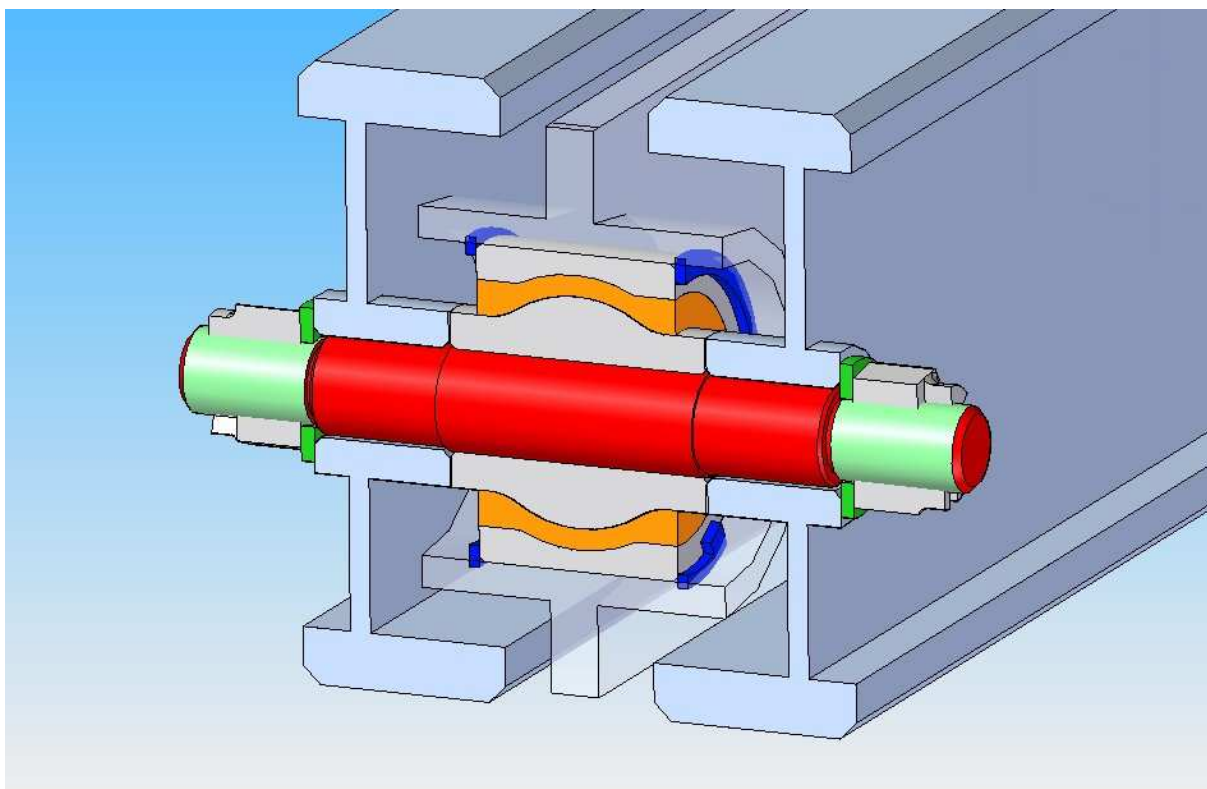
9.1 Konstrukční řešení:

Nový konstrukční uzel spojky, podobně jako dosavadní řešení je složen ze dvou vzpěr, které jsou přišroubovány na skříně nápravových převodovek a fixovány zarážkami doléhající na konzole skříně, právě pro tuto oblast jsou navrženy dvě možné varianty, použití navařených zarážek s úpravou svarových ploch nebo použití tvarového styku vytvořeného drážkováním (viz. výrobní výkresy). Dosavadní nevyhovující pryžové segmenty jsou vyměněny pryžovými kulovými klouby upevněnými v otvorech torzních vzpěr. Momentové a silové zatížení je z pryžových silentbloků dále přeneseno prostřednictvím čepů na nosníky. Vzájemná poloha je fixována prostřednictvím pojistných kroužků a korunových matic pojištěných závlačkami.

V následujících kapitolách jsou popsány jednotlivé součásti:



Obr.:43. Konstrukční řešení spojky torzní vzpěry



Obr.:44. Řez spojkou v oblasti silentbloku

9.1.1 Silentbloky:

Jsou navrženy normalizované silentbloky renomovaného výrobce Gummi metal technik. Zásadní výhodou je dodržení polohy jednotlivých dílů spojky, odstranění nutnosti vkládání značné vnější montážní síly pro sevření pryžových segmentů a zmenšení torzní tuhosti sestavy spojky nápravových převodovek, a tím zmenšení napětí v krutu v jednotlivých dílech.

9.1.2 Nosník:

Je svařované jednoduché konstrukce ze dvou pásnic a jedné stojiny, ke které jsou přivařeny náboje pro uchycení čepů spojující jednotlivé díly spojky. Stejně jako u každého svařence je brán zřetel na přípravu materiálu, tj. úprava svařovaných ploch zkosením nutných pro správné provaření materiálu. Pro správnou funkci je důležité přesné dodržení geometrie součástí, proto je nutné dodržet správný technologický postup výroby.

9.1.3 Vzpěra:

Pro maximální jednoduchost je použit původní tvar torzní vzpěry s úpravou v místech uchycení silentbloků. Stejně jako v předchozích případech je dbán značný zřetel na hospodárnost návrhu. Jsou použity normalizované polotovary s minimální nutností úpravy obráběním, např. náboje pro uložení pryžových pouzder (silentbloků) jsou vyrobeny z normalizované bezešvé trubky, kde konečný rozměr vnitřního průměru je zhotoven vrtáním, hrubováním a vystružováním. V oblasti zářezek vzpěry jsou navrženy dvě varianty.

9.1.4 Zarážka-varianta 1:

Velkým nedostatkem dosavadní koncepce je nedodržení přesné vzájemné vzdálenosti zářezek, s důsledkem uvolňování torzních vzpěr doprovázené nárůstem dynamických sil. Jako další negativum lze zmínit vliv technologie svařování na životnost součástí.

Proto byla navržena součást (výkres 09-DP-VAR-1), která umožňuje úpravu stykových ploch vzpěry v místech přivařených zářezek, viz. výkres 00-DP-VAR-1.

Pro vymezení vůlí je nutné předem změřit vzdálenost konzol na nápravových skříních a dle změřené hodnoty určit toleranci rozměrů vhodnou pro lisovaný spoj. Rozměr vzdálenosti zářezek je zhotoven dle zvolené tolerance (vhodnou tech. obrábění např. frézováním a broušením), a to po provedeném svaření!

9.1.5 Zarážka-varianta-2:

Dalším možným řešením se jeví použití tvarového spoje pro přenos sil mezi konzolami skříňně nápravové převodovky a vzpěrou. Stejně jako u varianty 1 je použita součást nahrazující původní navařované zarážky. Tento díl je opatřen drážkováním zhotoveným frézováním kotoučovou frézou (výkres 09-DP-VAR-2). Na těle vzpěry jsou zhotoveny stejnou technologií proti-drážky (viz. výkres sestavy 00-DP-VAR-2). Výhodou tohoto řešení je odstranění technologie svařování, a tím možné iniciace praskliny.

9.2 Rozpis součástí:

pozice	součást	počet	hmotnost [kg]
1	vzpěra	2	32,89
2	nosník	2	28,05
3	čep	4	1,06
4	silentblok	4	2,00
5	pojistný kroužek	8	0,00
6	matice M24x2	8	0,14
7	podložka 24	8	0,00
8	vodítko (var. 1 + var. 2)	2	1,66
hmotnost celkem:			138,56

Tab.:7. *Součásti spojky*

Pozn.: hmotnosti zjištěny pomocí programu Solid Edge V18.

10 Závěr:

Náplní diplomové práce bylo odhalení možných příčin vzniku poruchových stavů na sestavě spojky nápravových převodovek, popis hnacího podvozku motorového vozu a vlastní nový návrh spojky.

Stěžejní část práce je věnována možným příčinám poruch a zjištění souvislostí s následky, které lze rozdělit na dvě základní body s ohledem na lokaci poruchy v sestavě spojky. První objevený nedostatek je spojení jednotlivých dílů (torzní vzpěry a nosníků) prostřednictvím pryžových segmentů staženými vzájemně šrouby. Nevhodná je zejména zvolená konstrukce, kdy je nutné vyvinout značných vnějších, montážních sil (pomocí šroubového spoje) pro dostatečné sevření jednotlivých dílů spojky. Při součtu těchto a vnitřních sil mechanismu na zatěžované straně je výsledné tlakové zatížení pryžového segmentu nevyhovující. Správnost úvahy výpočtu je podpořena porovnáním nového a použitého pryžového segmentu po najetí vozidla cca 40000 km, kdy výška segmentu se změnila z počátečních 20 mm na 15 mm. Současně je nutné zmínit neexistenci náhradních pryžových segmentů a tím nutnost výroby svépomocí v PJ Horní Heršpice stříháním konečného tvaru z nevyhovující pryže. V oblasti pryžových segmentů je vhodné zmínit jejich nedostatečnou aretaci a jejich posunutí z montážní polohy. Důsledkem výše popsanych jevů je celkové uvolnění soustavy vzpěra-nosník-vzpěra a postupná deformace stykových ploch, zejména v oblasti svíracích šroubových spojů, nahrazující pryžové segmenty (myšleno přenos sil) a jednotlivé části dílů sestavy, viz. kapitola 7. Dalším důsledkem je zvýšení dynamického zatížení uvolněné sestavy, zejména při změně tažné síly nebo při změně smyslu otáčení dvojkolí. Tento stav má vliv i na další fenomény vznikající na celé sestavě, zejména na objevující se trhliny na nosních a torzních vzpěrách.

Jak bylo naznačeno koncem předcházejícího odstavce, dalším jevem je vznik lomů a trhlín svarů. Příčinou toho je zvýšené dynamické zatížení, ale i možnost zvolení nesprávné technologie a technologická nekázeň při svařování, zejména při navařování zarážek na torzní vzpěry v podmínkách provozu ČD, viz. kapitola 7.

Vlastní návrh spojení nápravových převodovek vychází ze zjištěných nedostatků starého konstrukčního řešení. Je brán zřetel především na výrobní náklady, tedy na jednoduchost tvarů, maximální použití normalizovaných polotovarů s minimální nutností odběru materiálu a na zvolení vhodné technologie svařování, respektive v možných případech její odstranění

a nahrazení tvarovým stykem, v neposlední řadě je možné zmínit volbu konstrukčního uspořádání jednotlivých součástí s ohledem na jednoduchých (levných, dostupných) obráběcích a tvářecích technologií.

Výpočty jsou provedeny pro statické zatížení a dynamická složka je zohledněna v dynamické přírážce o velikosti 50 %. Pro přesný výpočet by bylo nutné použít měřící (tenzometrická měření) a výpočetní (metoda konečných prvků) techniky pro přesné zjištění vstupních sil způsobenými provozem vozidla a pro přesné zjištění průběhu napětí a sil v jednotlivých dílech spojky nápravových převodovek. Dále nejde výpočtem zjistit skutečnou únavovou pevnost svarových spojů. Proto je nutné označit výpočet zejména pevnosti torzní vzpěry za základní, sloužící k prvotní představě.

Jedním z výsledků práce je nutnost uvědomění souvislostí jednotlivých poruch, a tím možnost včasného rozpoznání a odstranění jejich příčin. Současně je velice nutná zpětná vazba mezi provozovatelem vozidla a jeho výrobcem, projektantem. Jen v tomto případě je možnost navrhnout a vyrobit vozidlo nebo jeho konstrukční podsestavu s minimálními nároky na údržbu s minimalizací vzniku zásadních poruch.

Použitá literatura:

- [1] Maruna Z., Hoffman V., Koula J. *Metodika konstruování kolejových vozidel*. ČVUT Praha (1992)
- [2] Izer J., Janda J., Maruna Z., Zdrůbek S. *Kolejové vozy*. Alfa Bratislava. 63-870-84. (1986)
- [3] Leinveber J., Vávra P., Řasa J. *Strojnické tabulky*. Scientia, spol s r. o. ISBN 80-7183-164-6. (1999)
- [4] Lata M. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Univerzita Pardubice. ISBN 80-7149-696-6. (2004)
- [5] Kalinčák D., Janíček F., Korecz, K., Lang, A.: *Kol'ajové vozidlá*, Žilinská Univerzita, Žilina (2004)
- [6] Kolektiv autorů, Atlas vozidel, *Motorové vozy a jednotky ČD a ZSSK*, M-presse s.r.o, Zlín, (2003)
- [7] Kolektiv autorů, Atlas vozidel, *Elektrické vozy a jednotky ČD a ZSSK*, M-presse s.r.o, Zlín, (2003)
- [8] Bittner J., *Motorové vozy a jednotky 850 až 854*, Gradis Bohemia, Praha, (1999)
- [9] Technologická karta podvozku TKM-301-10 pro vozidla M 286.0, Brno (1967)
- [10] Archiválie ČD, Provozní jednotka Horní Heršpice, DKV Brno
- [11] Puchmajer P., Řezníčková J., *Sbírka úloh z pružnosti a pevnosti*. Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-02448-2, Praha, (2003)
- [12] Řezníčkovy J a J, *Pružnost a pevnost v technické praxi, Příklady II*, Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-03584-0, Praha, (2004)
- [13] Michalec J, a kol., *Pružnost a pevnost I*, Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-02359-1, Praha, (1995)
- [14] Michalec J, a kol., *Pružnost a pevnost II*, Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-02375-3, Praha, (2006)
- [15] Němec J., *Spolehlivá životnost svařovaných součástí*, Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-01176-3, Praha, (1994)

Seznam výkresů:

název:	výkres:
SESTAVA PŮVODNÍ SPOJKA	00-DP-S
SESTAVA SPOJKA VARIANTA 1	00-DP-VAR-1
SESTAVA SPOJKA VARIANTA 2	00-DP-VAR-2
VZPĚRA VARIANTA 1	01-DP-VAR-1
VZPĚRA VARIANTA 2	01-DP-VAR-2
VODÍTKO VARIANTA 1	09-DP-VAR-1
VODITKO VARIANTA 2	09-DP-VAR-2
VZPĚRA POLOTOVAR	01-DP
NOSNÍK	02-DP
ČEP	04-DP