

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

**Podvozek CZ LOKO pro dieselektrickou lokomotivu
rozchodu 1520 mm**

Bc. Tomáš Čejka

Diplomová práce
2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš ČEJKA**
Osobní číslo: **D09666**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**
Název tématu: **Podvozek CZ LOKO pro dieselelektrickou lokomotivu rozchodu 1520 mm**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Vypracovat návrh podvozku dieselelektrické lokomotivy pro rozchod 1520 mm. Vycházet z konstrukce podvozku CZ LOKO pro rozchod 1435 mm, provést návrh vypružení a konstrukční řešení vybraného uzlu včetně pevnostního výpočtu. Vypracovat:

1. Návrh úpravy stávajícího podvozku CZ LOKO pro rozchod 1435 mm.
2. Návrh vypružení v obou stupních pro hmotnost vozidla 80 až 92 t.
3. Podrobnější analýzu zvoleného uzlu, konstrukční řešení a pevnostní výpočet.
4. Zpracování sestavného výkresu podvozku.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího BP

Rozsah pracovní zprávy: 40 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

[1] MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, Jan: METODIKA KONSTRUOVÁNÍ KOLEJOVÝCH VOZIDEL, Praha: ČVUT, 1992, 178s., ISBN 80-01-00815-0.

[2] Výkresová dokumentace stávajícího podvozku CZ LOKO.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jiří Štěpánek
CZ LOKO, a.s., Nymburk

Datum zadání diplomové práce: 25. února 2011

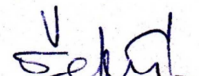
Termín odevzdání diplomové práce: 23. května 2011



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



Ing. Ivo Šeřík, Ph.D.

vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2011

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

Ve Zhoří dne 9.5.2011

Tomáš Čejka

Poděkování:

Rád bych poděkoval především vedoucímu této diplomové práce Ing. Jiřímu Štěpánkovi a Ing. Janu Kopalovi za jejich pomoc a čas při zpracování diplomové práce. Dále moje poděkování patří Ing. Petru Tomkovi a Ing. Martinu Kohoutovi PhD. za věcné připomínky k diplomové práci a v neposlední řadě děkuji Bc. Pavle Půlkrábkové za pomoc při grafické a stylistické úpravě diplomové práce.

ANOTACE

Tato diplomová práce je v první části zaměřena na konstrukční úpravu širokorozchodného podvozku CZ LOKO. V další části jsou vyhodnoceny možnosti primárního a sekundárního vypružení a jejich optimalizace pro jednotlivé hmotnostní varianty lokomotivy. V poslední části je uveden pevnostní výpočet rozšířené nápravy dle normy ČSN EN 13104.

KLÍČOVÁ SLOVA

širokorozchodný podvozek, prvky primárního a sekundárního vypružení, náprava, zatížení nápravy, ČSN EN 13104

TITLE

CZ LOKO bogie for dieselelectric locomotive with gauge wheeltrack 1520 mm.

ANOTATION

This thesis is focused in first part on construction treatment of bogie CZ LOKO for wide gauge track. There are evaluated possibilities of primary and secondary spring loading and their optimalization for each weight category in the next part. There is introduced strenght calculation of widespread axletree by standard ČSN EN 13104 in the last part

KEYWORDS

bogie for wide gauge track, components of primary and secondary spring loading, axletree, load of axletree, ČSN EN 13104

Obsah

1. Úvod.....	14
2. Koncepce pohonu	15
2.1. Popis pohonu	15
2.1.1. Dvojkolí s tlakovým uložením (verze 1435 mm)	15
2.1.2. Trakční motor.....	15
2.1.3. Ložiskové skříně	16
2.1.4. Primární vypružení.....	16
2.1.5. Přenos tažných sil z dvojkolí na rám podvozku (rám lokomotivy)	16
2.1.6. Primární vypružení a vedení dvojkolí.....	16
2.1.7. Převodová skříň a pohon dvojkolí.....	17
2.1.8. Brzda	17
2.1.9. Tlumiče	17
3. Koncepce podvozku	19
3.1. Popis podvozku.....	19
3.1.1. Rám podvozku.....	19
3.1.2. Narážky	20
3.1.3. Přenos tažných sil.....	20
3.1.4. Sekundární vypružení.....	20
3.1.5. Brzda	21
4. Konstrukční úpravy podvozku	22
4.1. Konstrukční úprava čelníků podvozku.....	22
4.2. Konstrukční úprava hlavního příčnicku podvozku	23
4.3. Konstrukční úprava uložení sekundárního vypružení na podélníku podvozku	
24	
4.4. Konstrukční úprava uchycení tlumičů svislých a příčných kmitů	26
4.5. Konstrukční úprava nápravy.....	26
4.6. Kontrola provedených úprav dle obrysu 0-VM	27
5. Výpočet vypružení.....	28
5.1. Svislé vypružení	28
5.1.1. Vypružení lokomotivy v hmotnostní variantě 80 tun se stávajícími prvky	
vypružení.....	34
5.1.2. Vypružení lokomotivy v hmotnostní variantě 84 tun se stávajícími prvky	
vypružení.....	36

5.1.3. Optimalizace prvků sekundárního vypružení pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 – 84 tun	37
5.1.4. Optimalizace prvků sekundárního vypružení pro hmotnostní variantu lokomotivy 86 – 90 tun	41
5.1.5. Optimalizace prvků sekundárního vypružení pro hmotnostní variantu lokomotivy 90 – 92 tun	46
5.2. Příčné vypružení	48
5.2.1. Příčná tuhost původní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 tun	51
5.2.2. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 tun	52
5.2.3. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 82 tun	53
5.2.4. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 84 tun	55
5.2.5. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 86 tun	56
5.2.6. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 88 tun	57
5.2.7. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 90 tun	58
5.2.8. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 92 tun	59
6. Pevnostní výpočet nápravy (ČSN EN 13104)	60
6.1. Úvod.....	60
6.2. Konstrukční úprava nápravy pro rozchod 1520 mm.....	60
6.3. Síly a momenty	60
6.4. Síly a momenty vyvolané vypruženými hmotami.....	60
6.4.1. Ohybový moment od zatížení vypruženými hmotami M_x	63
6.5. Síly a momenty vyvolané pneumatickým brzděním.....	68
6.5.1. Ohybový moment M_x'	69
6.5.2. Ohybový moment M_z'	71
6.5.3. Krouticí moment M_y'	72
6.6. Síly a momenty vyvolané pohonem a EDB	73

6.6.1.	Ohybový moment od zatížení pohonem M_x''	73
6.6.2.	Ohybový moment od zatížení pohonem M_z''	75
6.6.3.	Krouticí moment M_y''	77
6.7.	Výpočet výsledného redukovaného momentu.....	78
6.8.	Napětí v různých průřezech nápravy.....	82
6.8.1.	Součinitel koncentrace únavového napětí	82
6.8.2.	Nejvyšší přípustná napětí	85
6.8.3.	Průběh napětí	85
6.9.	Alternativní úprava nápravy pro rozchod 1520 mm.....	92
7.	Závěr.....	94
7.1.	Konstrukční úpravy podvozku	94
7.2.	Návrh vypružení pro hmotnostní varianty lokomotivy 80 - 92 tun.....	94
7.3.	Pevnostní výpočet nápravy (ČSN EN 13104)	95

Seznam obrázků

obr. (1) Pohon lokomotivy ř. 719 s asynchronním motorem TAM1084C6	18
obr. (2) Podvozek pro lokomotivu se stejnosměrnými motory TDM5003V1	19
obr. (3) Znázornění oblasti úpravy čelníku podvozku	22
obr. (4) Znázornění oblasti úpravy hlavního příčnicku (vnější část)	23
obr. (5) Znázornění oblasti úpravy hlavního příčnicku (vnitřní část).....	24
obr. (6) Znázornění úpravy podélníku v oblasti uložení sekundárního vypružení.....	24
obr. (7) Znázornění posunu uložení sekundárního vypružení	25
obr. (8) Znázornění úpravy uchycení tlumičů svislých a podélných kmitů	26
obr. (9) Znázornění rozšíření nápravy	26
obr. (10) Rozšířený podvozek v porovnání s průjezdným obrysem 0-VM	27
obr. (11) Náhradní schéma vypružení vozidla	28
obr. (12) Zjednodušený model dvoumotové soustavy	29
obr. (13) Schéma FLEXI-COIL pružiny.....	48
obr. (14) Schéma pro výpočet odporu proti natočení podvozku vůči skříni	50
obr. (15) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení PSV (80 t)	52
obr. (16) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (80 t)	53
obr. (17) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (82 t)	54
obr. (18) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (84 t)	55
obr. (19) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (86 t)	56
obr. (20) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (88 t)	57
obr. (21) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (90 t)	58
obr. (22) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (92 t)	59
obr. (23) Schematické znázornění roviny působení M_x od vlivu vypružených hmot..	61
obr. (24) Schematické znázornění působících sil	61
obr. (25) Situace na nápravě (rovina yz, vypružené hmoty)	65
obr. (26) Průběh ohybového momentu M_x v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy (1. varianta)	65
obr. (27) Průběh ohybového momentu M_x v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy (2. varianta)	67
obr. (28) Schematické znázornění rovin působení M_x' , M_y' , M_z'	68
obr. (29) Situace na nápravě (rovina yz, brzdění)	69
obr. (30) Průběh ohybového momentu M_x' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	70

obr. (31) Situace na nápravě (rovina xy, brzdění)	71
obr. (32) Průběh ohybového momentu M_z' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	72
obr. (33) Průběh krouticího momentu M_y' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	73
obr. (34) Situace na nápravě (rovina yz, pohon)	74
obr. (35) Průběh ohybového momentu M_x'' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	75
obr. (36) Situace na nápravě (rovina xy, pohon)	76
obr. (37) Průběh ohybového momentu M_z'' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	77
obr. (38) Průběh krouticího momentu M_y'' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	78
obr. (39) Průběh redukovaného momentu (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	80
obr. (40) Průběh redukovaného momentu (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	80
obr. (41) Průběh redukovaného momentu (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	81
obr. (42) Průběh redukovaného momentu (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	81
obr. (43) Schematické znázornění rozšířené nápravy	82
obr. (44) Součinitel koncentrace napětí K pro přechod mezi válcovými částmi	83
obr. (45) Hodnoty D a d pro případ nalisovaného spoje	83
obr. (46) Součinitel koncentrace napětí K pro dno vybrání	84
obr. (47) Průběh součinitele koncentrace napětí v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	85
obr. (48) Průběh napětí při brzdění (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	86
obr. (49) Průběh součinitele bezpečnosti při brzdění (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	86
obr. (50) Průběh napětí při brzdění (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	87

obr. (51) Průběh součinitele bezpečnosti při brzdění (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	88
obr. (52) Průběh napětí při trakci (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	89
obr. (53) Průběh součinitele bezpečnosti při trakci (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	89
obr. (54) Průběh napětí při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	90
obr. (55) Průběh součinitele bezpečnosti při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy	91
obr. (56) Znárodnění úprav průměrů nápravy.....	92
obr. (57) Průběh napětí při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy, úprava průměrů	93
obr. (58) Průběh součinitele bezpečnosti při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy, úprava průměrů	93

Seznam tabulek

Tab. (1) Vypočtené hodnoty pro původní svislé vypružení a hmotnostní variantu 80 t.....	34
Tab. (2) Vypočtené hodnoty pro původní svislé vypružení a hmotnostní variantu 84 t.....	36
Tab. (3) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 80 t.....	38
Tab. (4) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 82 t.....	39
Tab. (5) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 84 t.....	41
Tab. (6) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 86 t.....	42
Tab. (7) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 88 t.....	44
Tab. (8) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 90 t.....	45

Tab. (9) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 90 t.....	46
Tab. (10) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 92 t.....	47
Tab. (11) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti PSV pro hmotnostní variantu 80 tun.....	51
Tab. (12) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 80 tun.....	52
Tab. (13) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 82 tun.....	53
Tab. (14) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 84 tun.....	55
Tab. (15) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 86 tun.....	56
Tab. (16) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 88 tun.....	57
Tab. (17) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 90 tun.....	58
Tab. (18) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 92 tun.....	59
Tab. (19) Silové a geometrické poměry na nápravě (1. varianta).....	63
Tab. (20) Silové a geometrické poměry na nápravě (2. varianta).....	66
Tab. (21) Silové poměry na nápravě při brzdění	69
Tab. (22) Třecí poloměr brzdového kotouče.....	71
Tab. (23) Silové a geometrické poměry na nápravě zatížené pohonem	73
Tab. (24) Reakce na čepech nápravy	75

1. ÚVOD

Firma CZ LOKO, a.s. se zabývá opravami a modernizacemi lokomotiv. Vývoj lokomotiv se začal psát v roce 1999. V roce 2004 vyjela nová dvounápravová lokomotiva CZ LOKO s obchodním označením Effishunter (709.401), jež položila základní kámen ve vývoji lokomotiv v CZ LOKO. Na základě této lokomotivy vznikly dvě řady s celkovou hmotností 36 a 44 tun, které našly uplatnění u státních drah, ať už českých nebo srbských, i na průmyslových vlečkách.

Vývoj se nezastavil, během dodávek sériových lokomotiv se v konstrukčních kancelářích CZ LOKO, a.s. začala připravovat lokomotiva zcela nové koncepce. Výsledkem je řada 719.7, která nyní prochází testováním. Práce se zaměřily zejména na oblast pojezdu, kde byla odstraněna slabá místa původní konstrukce. Původní vedení kyvným ramenem bylo nahrazeno vedením ojnicí v kombinaci s vypružením využívající tzv. FLEXI-COIL efektu. Špalíková brzda, zdroj největšího hluku v pojezdu, byla vytěsněna kotoučovou brzdou s disky v kolech dvojkolí. S pojezdem souvisí i změna provedení rámu lokomotivy. Celá myšlenka nového pojezdu lokomotiv s sebou nesla představu, že se bude jednat o pojezd jednoduše aplikovatelný do pojezdu dvounápravové lokomotivy, dále pak s minimálními úpravami do dvounápravového podvozku čtyřnápravové lokomotivy (projekt lokomotivy řady 744.0). Současně by měl splnit požadavek použití jak motoru asynchronního, tak motoru stejnosměrného, včetně využití různého nápravového zatížení.

Protože firma CZ LOKO, a.s. plánuje export svého produktu i na trh zemí, kde se používá široký rozchod 1520 mm, je nutné provést nezbytné konstrukční úpravy se změnou rozchodu související.

Tato práce je zaměřena na konstrukční úpravy stávajícího podvozku pro rozchod koleje 1435 mm na rozchod koleje 1520 mm. Lokomotiva 744.0 pro široký rozchod 1520 mm by měla existovat v různých hmotnostních variantách od 80 tun do 92 tun a s tím souvisejí i možné změny v oblasti primárního a sekundárního vypružení, které jsou v práci analyzovány.

2. KONCEPCE POHONU

Pojezd určený pro dieselelektrické lokomotivy je modulární z pohledu svého použití a to jak pro lokomotivy dvounápravové, kde byl realizován prototyp 719.701 s rozvorem náprav 5000 mm, tak i pro lokomotivní podvozky dvounápravové s rozvorem náprav 2400 mm. Konceptně je pojezd navržen tak, aby umožnil použití a zastavení dvou typů trakčních motorů. Jednou možností je stejnosměrný motor TDM5003V1, druhou možností je asynchronní motor TAM1084C6, přičemž oba motory jsou produktem firmy CZ LOKO, a.s. Nápravové zatížení je v rozmezí 16-23 tun na nápravu, rozdílné nápravové zatížení je realizováno různým provedením hlavního rámu lokomotivy, především v tloušťce použitých plechů a následným balotováním volných prostorů v rámu lokomotivy. U podvozkové lokomotivy se předpokládá maximální rychlost 120 km/h.

2.1. Popis pohonu

2.1.1. Dvojkolí s tlapovým uložením (verze 1435 mm)

Trakční dvojkolí je tvořeno plnou nápravou s ložiskovými čepy \varnothing 150 mm, sedly pro uložení tlapových ložisek \varnothing 220 mm a velkého ozubeného kola a dříkem \varnothing 196 mm pro nalisování kol \varnothing 1100 mm. Monobloková kola a nápravy jsou výrobkem firmy BONATRANS, a.s. Bohumín. Do kol jsou uchyceny brzdové kotouče FAIVELEY. Na nápravě jsou dále nalisovány tzv. valivá tlapová ložiska SKF, která zachycují jednak radiální popřípadě axiální reakční síly z ozubeného převodu pohonu dvojkolí a současně slouží jako opěrná ložiska pro uložení trakčního motoru na nápravě. Obě ložiska jsou soudečková. Veškerá zatížení na obě ložiska se přenášejí pomocí kompaktního pouzdra obepínajícího nápravu, které uzavírá celý uzel uložení včetně těsnících a opěrných kroužků rovněž nalisovaných na nápravě. Na uvedeném pouzdru obepínajícím nápravu je pomocí dělených pouzder našroubován trakční motor a kryt ozubeného převodu.

2.1.2. Trakční motor

Trakční motor je uložen na pouzdře, které obepíná nápravu, přes dělený kryt pomocí šroubů. U rámové lokomotivy je trakční motor zavěšen na rám lokomotivy přes závěsku shodnou se závěskou pro přenos tažných sil z dvojkolí na rám. U lokomotivy podvozkové je trakční motor pružně přišroubován k rámu podvozku na hlavní příčník přes pryžokovové silentbloky.

2.1.3. Ložiskové skříně

Jedná se o odlitky, jejichž funkční plochy jsou opracovány na požadovaný rozměr. V každé ložiskové skříně jsou dvě jednořadá válečková ložiska FAG. Těsnění ložiskového prostoru je provedeno labyrintovým těsněním a dále sadou lamelových kroužků. Víko ložiskové komory zajišťuje vnější ložiskové kroužky a je vždy uzpůsobeno dle použitého snímače na ložiskové skříně (protismyková – protiskluzová ochrana, snímač otáček apod.). Na ložiskové komoře jsou plochy, kde dosedají šroubové pružiny primárního vypružení. Z důvodu použití kotoučové brzdy v kolech jsou pružiny uloženy excentricky. Pod jednou pružinou jsou prostory pro pevnostní šrouby M30, kterými je přišroubován čep ojnice. Pod druhou pružinou jsou konzoly pro možnost přišroubování tlumičů svislých kmitů. Na horní části ložiskové komory jsou trny sloužící jako svislá a příčná nárazka při kmitání vozidla. Víka ložiskových skříní jsou opatřena podchytkou pro případ zvedání vozidla.

2.1.4. Primární vypružení

Primární vypružení je provedeno sadou šroubových vinutých pružin. Na každou ložiskovou komoru připadají vždy dvě shodné pružiny. V případě použití pojezdu u lokomotivy dvounápravové jsou použity pružiny o délce 525 mm v zamontovaném stavu. Do podvozku je nutné použít výrazně kratší pružiny, které mají v zamontovaném stavu délku 202 mm. Seřizování kolových sil je provedeno u dvounápravových lokomotiv pomocí regulačního šroubu na horní straně pružiny v hlavním rámu lokomotivy. Při zástavbě do podvozku je seřizování kolových sil realizováno pomocí podkládání pružin podložkami.

2.1.5. Přenos tažných sil z dvojkolí na rám podvozku (rám lokomotivy)

Přenos tažných sil je realizován pomocí ojnic. Ojnice mají v okách pryžové pouzdrové pružiny. V pouzdrech jsou čepy pro přišroubování ojnice k rámu podvozku a k ložiskové skříně pomocí šroubu M30. Dvounápravová lokomotiva má vzdálenost ok ojnice 500 mm, kdežto ojnice pro podvozkovou lokomotivu mají vzdálenost středů ok 350 mm.

2.1.6. Primární vypružení a vedení dvojkolí

Rám podvozku spočívá přes 4 páry vinutých pružin na ložiskových skříních dvojkolí. Na čepy nápravy jsou nalisována dvouřadá válečková ložiska. Nápravová ložiska jsou uložena v ložiskových skříních, která jsou s rámem podvozku spojena podélnými ojnicemi uchycenými na obou koncích přes pryžové silentbloky. Tyto ojnice zajišťují vedení dvojkolí a přenos podélných sil. Na ložiskové skříně je v horní

části vyveden válcový nálietek, který zapadá do trubky zavařené do podélníku rámu podvozku a tvoří tak svislou narážku 35 mm a současně i příčnou narážku 10 mm v primárním stupni.

2.1.7. Převodová skříň a pohon dvojkolí

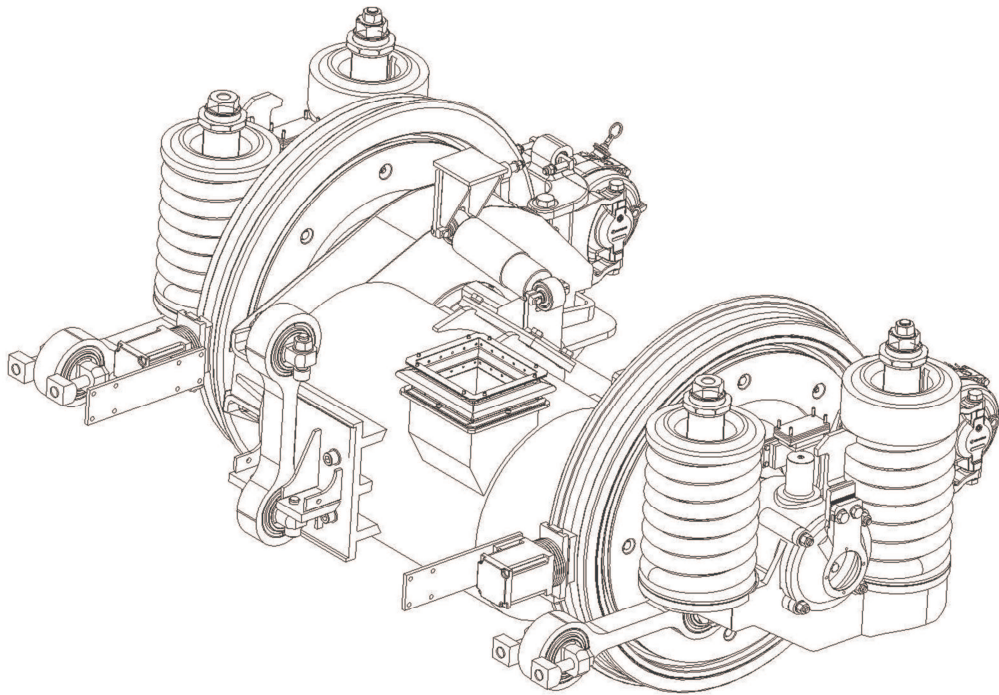
Kroutící moment z hřídele trakčního motoru je přenášen přes jednostupňový ozubený převod na hnací dvojkolí. Jedná se o standardní ozubený převod s čelním ozubením, přičemž zuby jsou šikmé se sklonem 20°. V případě použití stejnosměrného trakčního motoru má trakční převod ozubení přímé s poměrem 16/77, případně 15/78. Pastorek je letmo uložen na kuželovém konci hřídele motoru. Velké ozubené kolo je nalisováno přímo na nápravě dvojkolí. Skříň (kryt) převodu je svařovaná, tvořená horní a dolní částí, přičemž obě jsou spojeny labyrintovým těsněním v dělicí rovině. Kompletní kryt převodu je spojen opět pomocí příruby se štítem trakčního motoru. Kryt převodu je vybaven standardním příslušenstvím, tedy vypouštěcí zátkou pro mazací olej, prohlížečím otvorem pro vizuální kontrolu stavu ozubení během provozu, nalévacím otvorem, měrkou stavu oleje a také odvodušňovacím ventilem.

2.1.8. Brzda

Mechanická část brzdy je na podvozku tvořena pneumatickou kotoučovou brzdou s kotouči umístěnými na disku celistvého kola. Každá náprava je osazena kotoučovými brzdovými jednotkami FAIVELEY. Vždy jedna z jednotek je vybavena střadačovou (pružinovou) brzdou a druhá jednotka je bez střadače. Celé jednotky jsou uchyceny kyvně ve třech bodech a působí vždy na jedno kolo příslušného dvojkolí. U dvounápravového pojezdu jsou brzdové jednotky přichyceny k hlavnímu rámu lokomotivy, u podvozku jsou připevněny k čelníku rámu podvozku. Ke každé jízdni ploše kol přísluší čistící špalík jízdni plochy kola, který pracuje v ručním nebo automatickém režimu.

2.1.9. Tlumiče

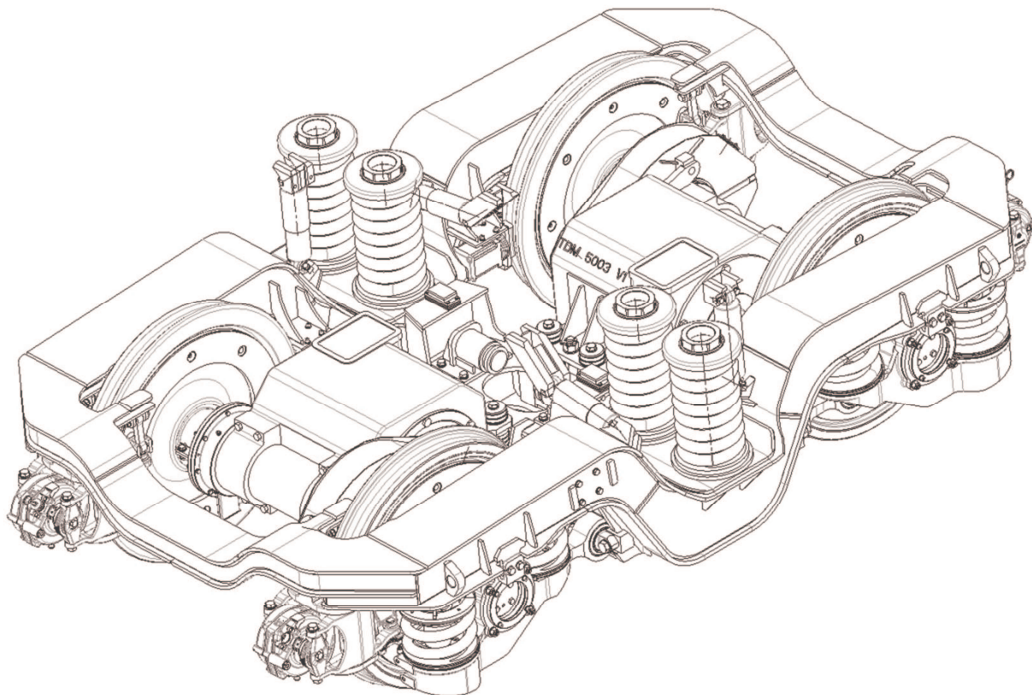
Pro tlumení svislých dynamických pohybů jsou v primárním stupni použity tlumiče umístěné uvnitř vinuté pružiny. Svislé tlumení je jak pro dvounápravovou lokomotivu tak i pro podvozek provedeno shodným tlumičem typu H8P od firmy STOS Oslavany. U lokomotivy 719.701 je dosazen i příčný tlumič. Jeho umístění na těle trakčního motoru a rámu lokomotivy je patrné z obr. (1).



obr. (1) Pohon lokomotivy ř. 719 s asynchronním motorem TAM1084C6

3. KONCEPCE PODVOZKU

Modulárnost pohonu umožňuje zástavbu do rámu podvozku, za předpokladu výměny určitých komponent, mezi něž patří zejména pružiny primárního vypružení a zavěšení trakčního motoru. Trakční podvozek je určený pro motorovou čtyřnápravovou lokomotivu, která bude typově označena jako řada 744.0. Podvozek je dvounápravový s rámem svařované konstrukce, dvojitým vypružením, pohonem dvojkolí s valivým tlapovým uložením a hydraulickým tlumením. Je řešen s vysokými užitnými vlastnostmi, o čemž svědčí nízká celková hmotnost (12,5 tun), vysoký výkon uzavřených asynchronních trakčních motorů 2 x 360 kW (případně umožňuje zástavbu stejnosměrných motorů o shodném výkonu), nízká stavba, relativně malý rozvor (2 400 mm), malé nevypružené hmoty, v primárním i sekundárním stupni vypružení při využití tzv. FLEXI-COIL efektu, nízko položený přenos tažných sil, kotoučová brzda, čištění jízdni plochy kol a mazání okolků.



obr. (2) Podvozek pro lokomotivu se stejnosměrnými motory TDM5003V1

3.1. Popis podvozku

3.1.1. Rám podvozku

Základní částí podvozku je rám tvořený dvěma podélníky, příčnicem a dvěma čelníky. Podélníky jsou ve střední části poníženy kvůli umístění sekundárního vypružení. Jsou tvořeny stojinami z plechů tloušťky 12 mm a pásnicemi z plechů tloušťky 15 mm. Místo pro dosednutí pružin je vyztuženo plechem tloušťky 15 mm

pro plynulé roznesení zatížení od skříně vozidla. Uvnitř podélníků je několik žeber pro zvýšení jeho tuhosti. Na spodní část podélníků jsou navařeny konzoly pro upevnění ojníc vedení dvojkolí. Podélníky jsou ve střední části spojeny mohutným příčnicem tvořeným rovněž stojinami tloušťky 12 mm a pásnicemi tloušťky 15 mm. Příčník je ve střední části zesílen pro snížení toku napětí zejména ve střední oblasti, kde dochází k přenosu tažných sil z rámu podvozku na hlavní rám lokomotivy. Příčník má ve střední části vytvořen průchozí oválný otvor pro otočný tažný čep. V tomto otvoru je pryžokovová opěra tlumící rázy mezi podvozkem a tažným čepem. Příčné narážky jsou taktéž v oblasti tažného čepu. Na koncích rámu jsou podélníky propojeny čelníky, které jsou tvořeny obdélníkovými prolomenými nosníky. Na čelnících v oblasti kol jsou konzoly pro připojení brzdových jednotek. Na příčnici jsou pomocí válcových pryžokovových silentbloků uchyceny závěsy trakčních motorů.

3.1.2. Narážky

V příčném směru jsou na podvozku mezi otočným čepem a příčnicem vypružené narážky, tvořené tzv. talířkovými pružinami. Narážky vymezují vodorovný příčný pohyb podvozku vůči skříně. Kinematická hodnota chodu a tuhosti narážky je navržena tak, aby pokud možno optimálně progresivně vyztužovala celkovou tuhost příčného vypružení mezi skříně a podvozkem. Kromě toho konstrukční uspořádání dovoluje velmi snadno během zkoušek tyto hodnoty ještě přizpůsobit vhodnou skladbou talířkových pružin.

3.1.3. Přenos tažných sil

Přenos tažných sil ze skříně vozidla na rám podvozku je realizován přes svařený otočný čep, který je přivařen k hlavnímu rámu lokomotivy. V podvozku otočný čep prochází otvorem v příčnici rámu podvozku, který je vybaven kluznicemi. Kluznice jsou vypružené, aby byly zmírněny podélné rázy, zejména při vyvíjení vysokých rozjezdových i brzdových sil vozidla. Kluzné plochy jsou tvořeny ze samomazného návarku otěruvzdorné oceli, legované především manganem.

3.1.4. Sekundární vypružení

Hlavní rám lokomotivy spočívá na rámu podvozku přes dva páry vinutých ocelových pružin, které jsou příčně uloženy k ose vozidla. Spodní konce pružin jsou uloženy v pryžokovových pouzdrech, která změkčují spodní zakotvení pružin a zmenšují tak odpor podvozku proti natáčení. To je důležité zejména v obloucích malých poloměrů. Vlastní pružiny jsou navrženy a uloženy mezi skříně a rám podvozku tak, že je využito tak tzv. FLEXI-COIL efektu, což znamená, že pružiny jsou namáhány nejen v osovém směru ale i ve směru příčném. To má příznivý vliv na

stabilitu jízdy podvozku v přímé koleji a výrazně zjednodušuje konstrukci celého uzlu sekundárního vypružení. Na horní straně pružin je regulační šroub, kterým lze hrubě seřizovat velikost kolových sil. Tlumení svislého kmitání vozidla je zajištěno sadou hydraulických tlumičů, po jednom na každé straně podvozku. Příčné kmitání vozidla je opět tlumené párem hydraulických tlumičů. Předpokládá se, že podélné tlumiče se uplatní pouze pro lokomotivu s rychlostí 120 km/h.

3.1.5. Brzda

Mechanická část brzdy je na podvozku tvořena pneumatickou kotoučovou brzdou s kotouči umístěnými na disku celistvého kola. Brzdové jednotky pro podvozek byly navrženy ve spolupráci s firmou DAKO a principiálně se jedná o shodné provedení jako u lokomotivy 719.701. Vždy jedna jednotka na nápravě je vybavena pneumatickými válci se střadačovou parkovací brzdou a druhá jednotka příslušné nápravy je v provedení bez střadače. Celé jednotky jsou uchyceny kyvně vždy ve třech bodech na čelníku rámu podvozku. Brzdové disky kol byly inovovány a nahrazeny novými z produkce slovinské firmy KOVIS. Každé jízdni ploše kol přísluší čistící špalík jízdni plochy kola, který pracuje v ručním nebo automatickém režimu.

4. KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY PODVOZKU

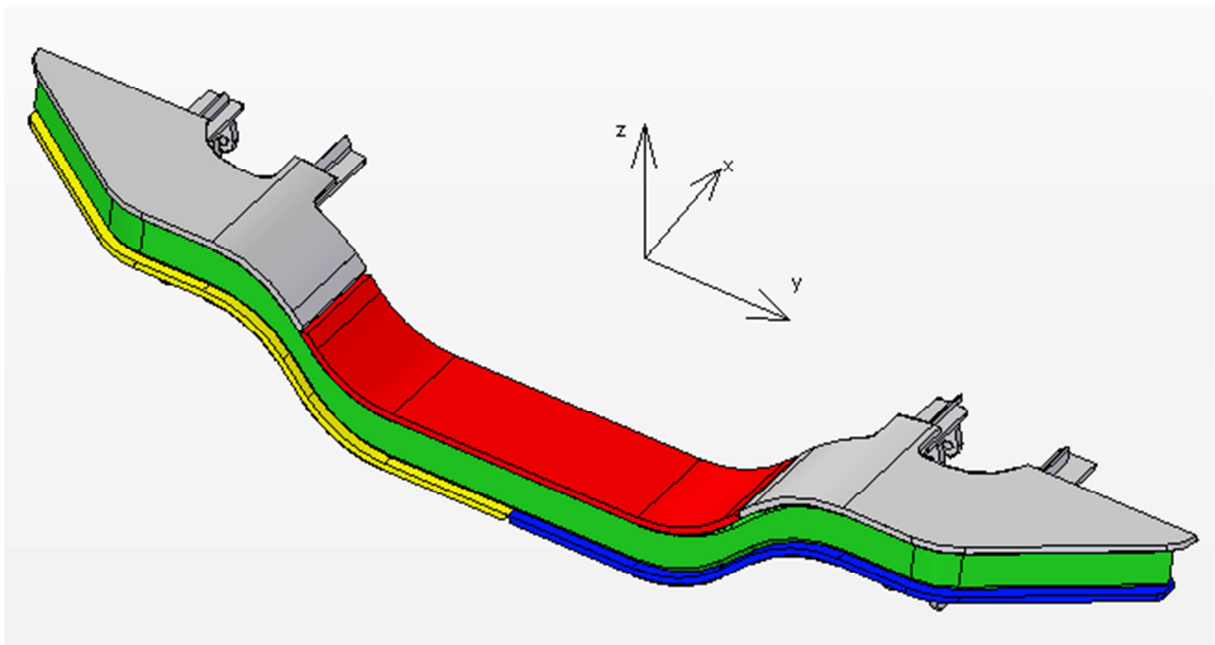
Cílem při úpravě normálněrozchodného podvozku na širokorozchodný bylo požití pouze minima konstrukčních úprav v rámci podvozku a žádné úpravy na hlavním rámu vozidla (zachování veškerých vazeb mezi podvozkem a hlavním rámem na původních pozicích).

Konstrukční uzly, jichž se dotkla úprava:

- oba čelníky
- hlavní příčník
- uložení sekundárního vypružení na podélnících podvozku
- uchycení tlumičů svislých a příčných kmitů
- nápravy

4.1. Konstrukční úprava čelníků podvozku

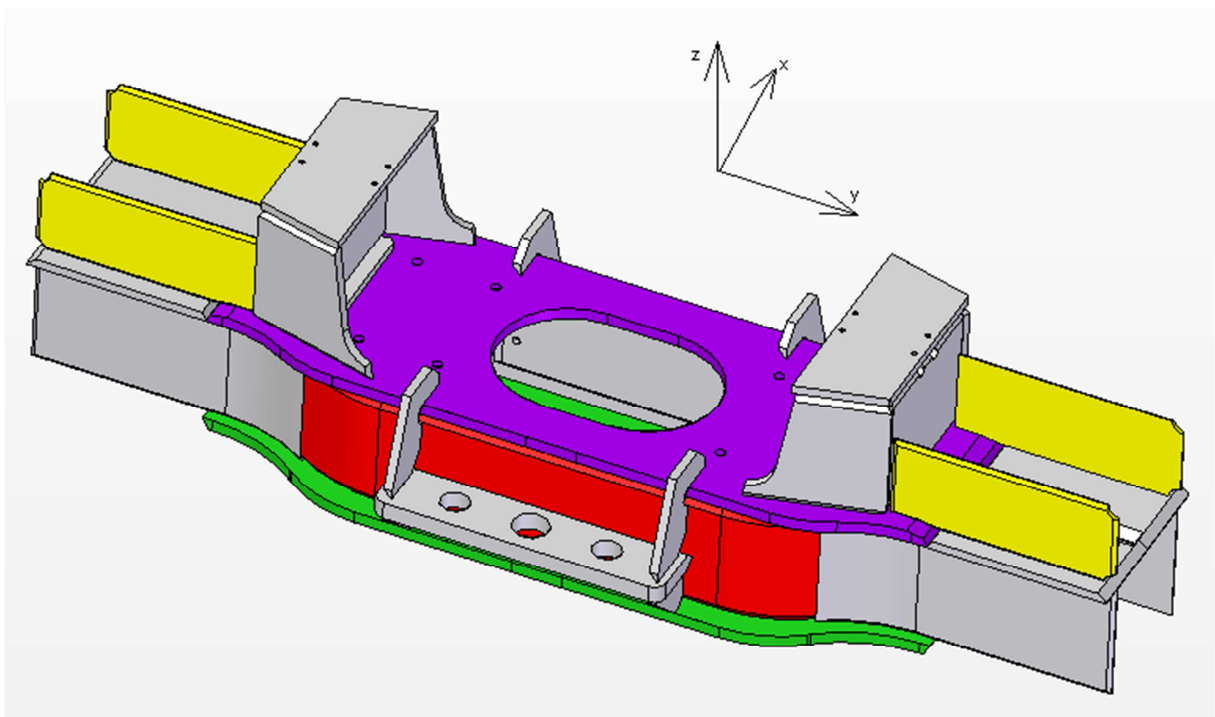
Úprava se dotkla střední části čelníku, kde došlo k prodloužení plechů ve směru osy y svařence čelníku podvozku o 85 mm (červený, zelený). Jelikož je spodní část svařence čelníku ze dvou kusů, byl každý z nich prodloužen o 42,5 mm (modrý, žlutý).



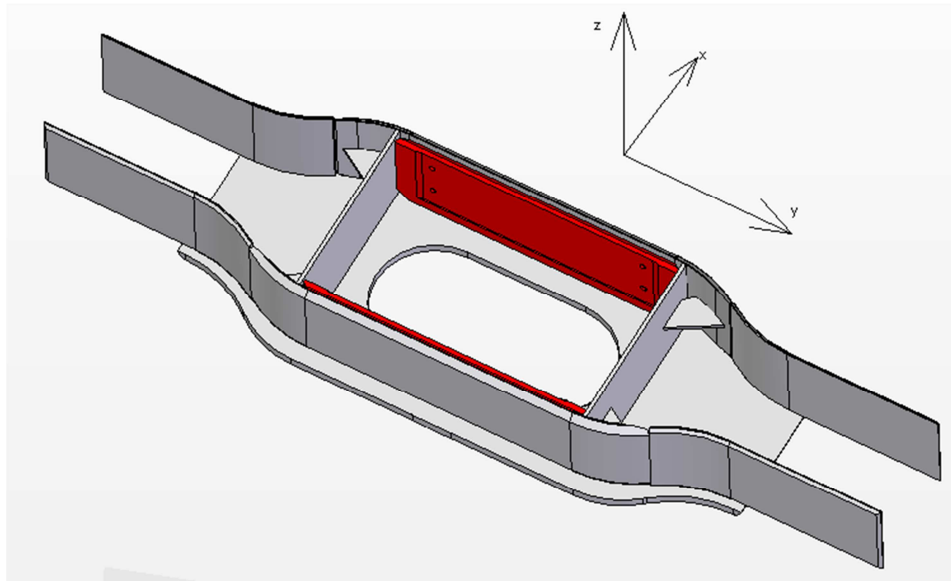
obr. (3) Znáznornění oblasti úpravy čelníku podvozku

4.2. Konstrukční úprava hlavního příčnicku podvozku

Při úpravě hlavního příčnicku podvozku bylo postupováno tak, aby byl nezměněn prostor pro otočný čep a jeho narážky. Plechy svařence s otvorem pro otočný čep (fialový, zelený) byly prodlouženy ve směru osy y ve střední části o 85 mm. Otvory pro otočný čep a šrouby byly zachovány na svém původním místě. Boční plechy (červené) byly prodlouženy rovněž o 85 mm ve střední části. Výztuhy hlavního příčnicku (žluté) byly prodlouženy o 42,5 mm ve směru osy y . Vnitřní výztuhy svařence hlavního příčnicku byly rovněž prodlouženy o 85 mm (na obr. (5), červené).



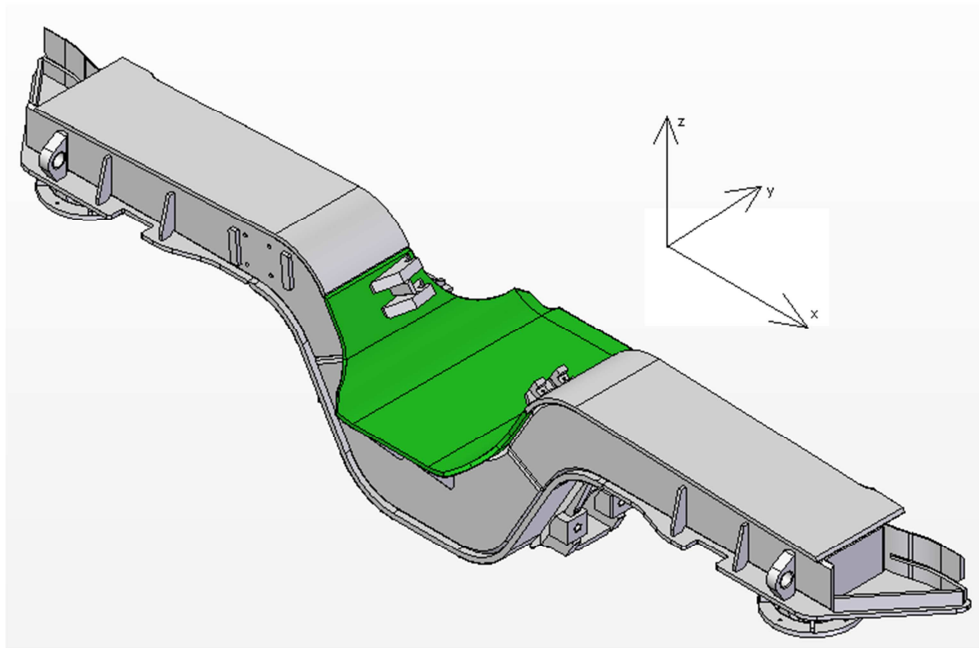
obr. (4) Znáznornění oblasti úpravy hlavního příčnicku (vnější část)



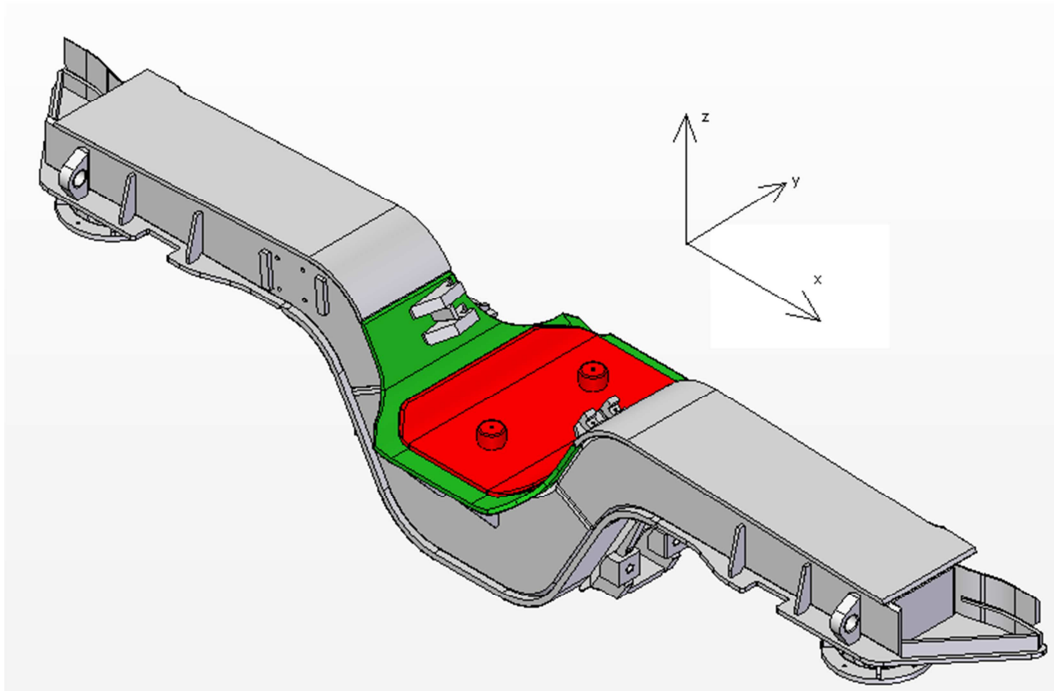
obr. (5) Znáznění oblasti úpravy hlavního příčnicku (vnitřní část)

4.3. Konstrukční úprava uložení sekundárního vypružení na podélníku podvozku

Tato úprava spočívá v rozšíření plechu svařence podélníku o 42,5 mm ve směru osy y . Úprava byla provedena proto, aby bylo možné posunout uložení sekundárního vypružení ve směru osy y (obr. (7), červený díl) a tak byly zachovány zástavbové prvky na hlavním rámu lokomotivy.



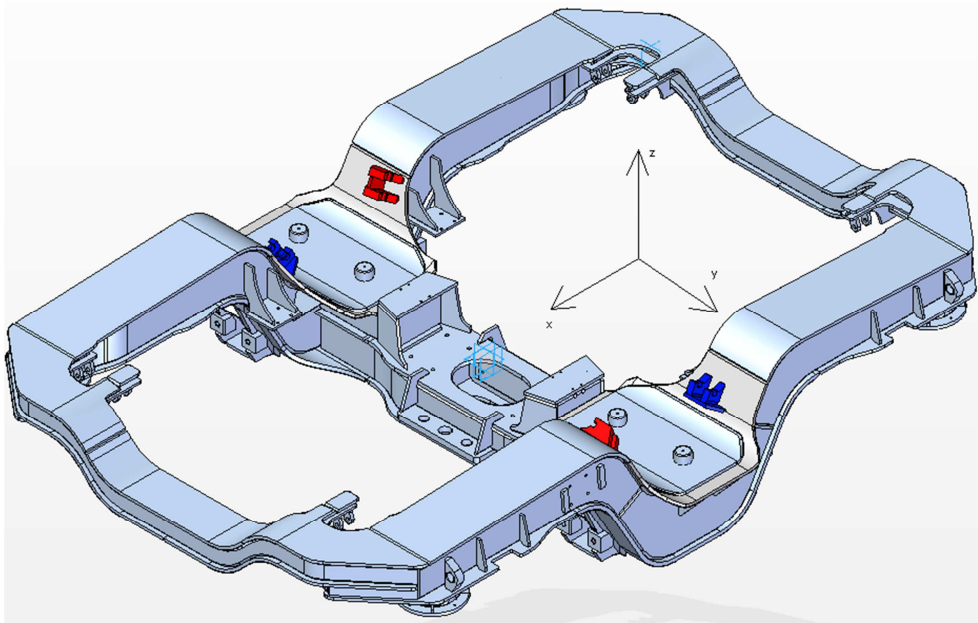
obr. (6) Znáznění úpravy podélníku v oblasti uložení sekundárního vypružení



obr. (7) Znáznornění posunu uložení sekundárního vypružení

4.4. Konstrukční úprava uchycení tlumičů svislých a příčných kmitů

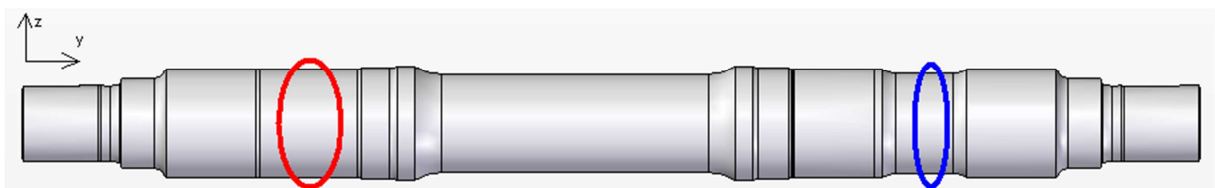
Uchycení tlumičů svislých kmitů (na obr. (8) modrá) a uchycení tlumičů příčných kmitů (na obr. (8) červená) jsou posunuta na hlavním podélníku o 42,5 mm ve směru kolmém na rovinu xz (dovnitř rámu podvozku).



obr. (8) Znárodnění úpravy uchycení tlumičů svislých a podélných kmitů

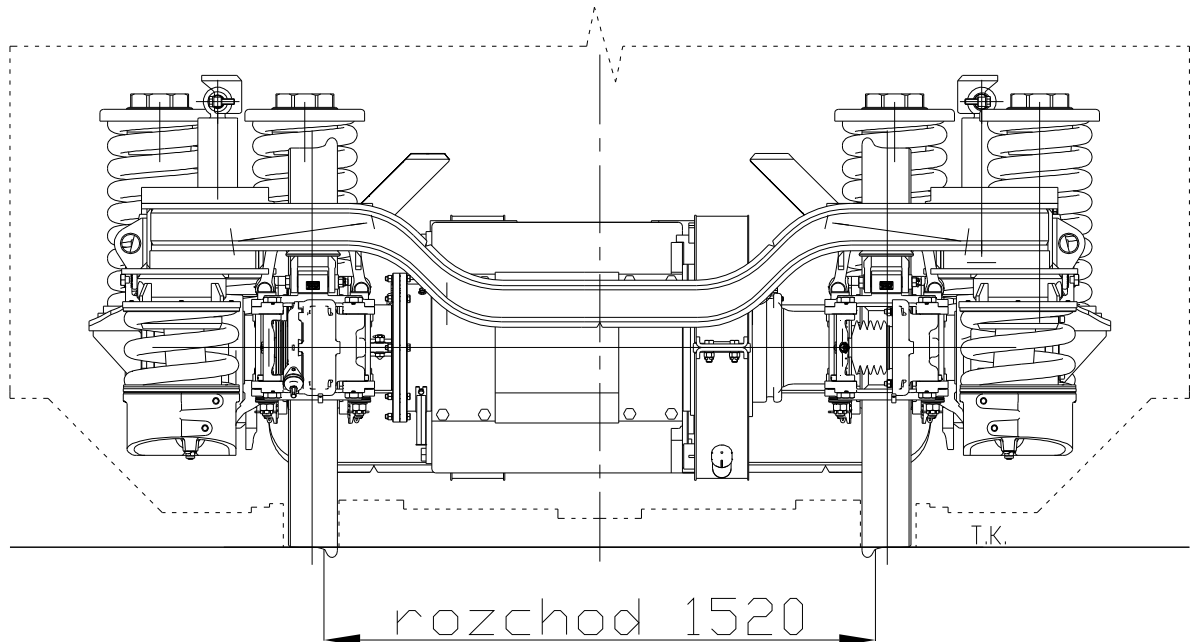
4.5. Konstrukční úprava nápravy

První úprava nápravy byla provedena tak, že byla na dvou místech prodloužena pokaždé o 42,5 mm s tím, že byly zachovány všechny průměry, přechody a zaoblení. Náprava nebyla prodloužena na jednom místě o 85 mm proto, aby nebyla potřeba úprava ložiskování tlapového motoru a jeho uchycení na rám podvozku. První místo, kde byla náprava rozšířena (červené ohraničení), je mezi sedlem kola a sedlem pro uložení valivého ložiska tlapového motoru. Druhým místem, kde byla náprava prodloužena (modré ohraničení), je prostor mezi sedlem ozubeného kola a sedlem kola. Pevnostní analýza a alternativní návrh nápravy je proveden v kapitole 6.



obr. (9) Znárodnění rozšíření nápravy

4.6. Kontrola provedených úprav dle obrysu 0-VM



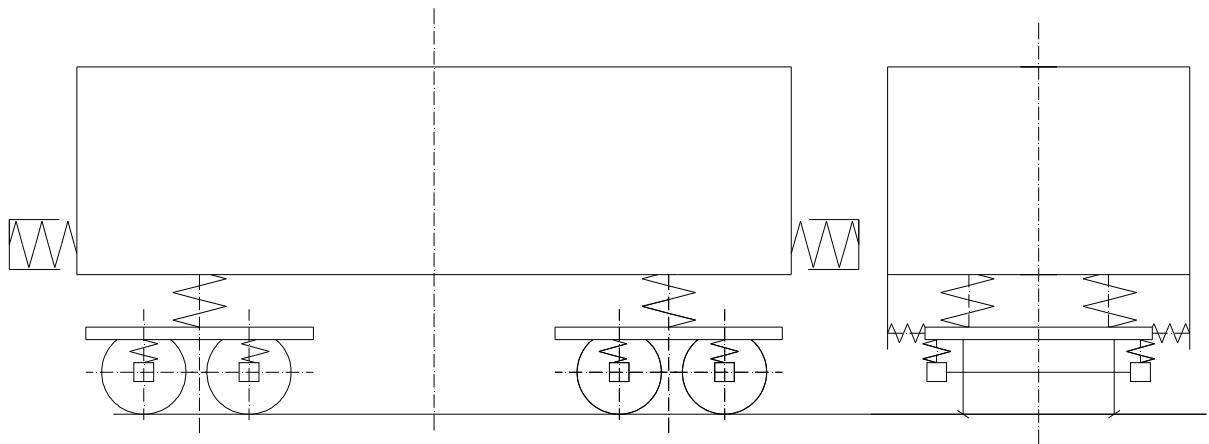
obr. (10) Rozšířený podvozek v porovnání s průjezdným obrysem 0-VM

5. VÝPOČET VYPRUŽENÍ

Důvody, pro které se u kolejových vozidel provádí vypružení, jsou následující:

- Snížení dynamických účinků mezi vozidlem a kolejí při jízdě
- Snížení rázů mezi vozidly při tvorbě vlaků a při změnách jejich rychlostí (rozjezd, brzdění)
- Udržení přijatelné úrovně kmitavých pohybů skříně, rámu podvozků a vozidel mezi sebou
- Zajištění rovnoměrného zatížení všech kol vozidla při staticky neurčitěm uložení jeho rámu na dvojkolích a při postavení na zborcené koleji

Z tohoto vyplývá, že kolejové vozidlo musí být vypruženo ve svislém a podélném směru. Vzhledem k příčné vazbě dvojkolí ke koleji, jeho vlnivému pohybu vůči ní a z toho vyplývajícího účinku na skříň vozidla, je nutné provést i příčné vypružení. Proto se u většiny vozidel setkáváme s vypružením ve všech směrech (viz obr. (11)).

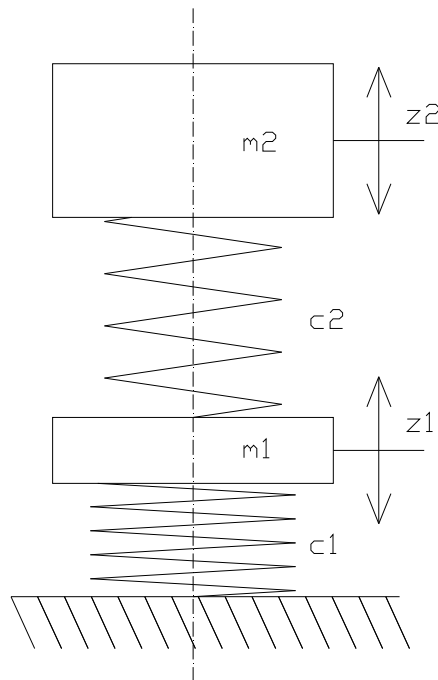


obr. (11) Náhradní schéma vypružení vozidla

5.1. Svislé vypružení

Výpočet svislého vypružení je proveden pro hmotnostní varianty lokomotivy 80-92 tun. V první části je zjišťována možnost použití stávajících pružin primárního a sekundárního vypružení, v dalších částech je řešeno použití prvků vypružení s jinými parametry než u původního svislého vypružení.

Při výpočtu svislého vypružení je použit předpoklad, že je lokomotiva nahrazena zjednodušeným modelem dvouhmotové soustavy.



obr. (12) Zjednodušený model dvouhmotové soustavy

Kde:

- m_1 hmotnost primárně vypružených hmot..... (kg)
 m_2 hmotnost sekundárně vypružených hmot..... (kg)
 c_1 celková tuhost primárního vypružení (kN/m)
 c_2 celková tuhost sekundárního vypružení (kN/m)

Vztah pro výpočet tuhosti šroubovitě vinuté pružiny (N/m):

$$c = \frac{G * d^4}{64 * R^3 * n} \quad (1)$$

Kde:

- G modul pružnosti v krutu pro daný materiál..... (Pa)
 d průměr drátu vinuté pružiny (m)
 R střední poloměr vinuté pružiny..... (m)
 n počet činných závitů (-)

Při výpočtu vypružení je nutné počítat ještě s dynamickým přetížením pružin, které se uvažuje jako 30% statického zatížení.

Mechanické napětí v materiálu vinuté pružiny se vypočítá dle vztahu:

$$\tau_{max} = \frac{16 * F * R}{\pi * d^3} * \xi \quad (2)$$

Kde:

- F svislé zatížení pružiny(N)
 ξ součinitel koncentrace namáhání vyvolaného zakřivením drátu..... (-)

Součinitel koncentrace namáhání vyvolaného zakřivením drátu podle Sopwitha:

$$\xi = \frac{\frac{D}{d} + 0,2}{\frac{D}{d} - 1} \quad (3)$$

Kde:

- D střední průměr vinuté pružiny (m)

Pro součinitel bezpečnosti pevnosti pružiny musí platit (z [11]):

$$k > 1,8 \quad (4)$$

A vypočítá se dle vztahu:

$$k = \frac{R_{e \min}}{\tau_{max}} \quad (5)$$

Maximální deformace vinuté pružiny se vypočítá dle vztahu:

$$z_{max} = H_0 - (n - 1) * d - n * \delta_{min} \quad (6)$$

Kde:

- H_0 volná délka pružiny.....(mm)
 δ_{min} je $0,1*d$ (mm)

Skutečná deformace vinuté pružiny nesmí překročit maximální deformaci z_{max} .

Další hledisko pro hodnocení vhodnosti navrženého vypružení lokomotivy je analýza vlastních frekvencí svislého kmitání. Je nutné, abychom se při návrhu vypružení vyhnuli kritickým frekvencím. Za kritické hodnoty se považují frekvence kolem 1 Hz, 10 Hz (ohybové kmity skříně) a 13 Hz (frekvence torzního kmitání pohonu).

Pro výpočet vlastních frekvencí kmitání byl použit zjednodušený model podle obr. (12).

Sestavení pohybových rovnic dvouhmotové soustavy pomocí Lagrangeových rovnic II. druhu:

$$E_k = \frac{1}{2} * m_1 * \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} * m_2 * \dot{z}_2^2 \quad (7)$$

Kde:

- m_1 hmotnost primárně vypružených hmot (rám podvozku a 1/3 hmotnosti tlapového motoru).....(kg)
 m_2 hmotnost sekundárně vypružených hmot.....(kg)
 \dot{z}_1 první časová derivace výchylky první hmoty(m/s)
 \dot{z}_2 první časová derivace výchylky druhé hmoty(m/s)

$$E_p = \frac{1}{2} c_1 * z_1^2 + \frac{1}{2} c_2 * (z_2 - z_1)^2 \quad (8)$$

Kde:

- z_1 výchylka první hmoty (m)
 z_2 výchylka druhé hmoty..... (m)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = 0 \quad (9)$$

Kde:

- q_i všeobecná generalizovaná souřadnice (m)

Provedením příslušných parciálních derivací se získají dvě pohybové rovnice kmitání dvouhmotové soustavy:

$$m_1 * \ddot{z}_1 + c_1 * z_1 - c_2 * (z_2 - z_1) = 0 \quad (10)$$

$$m_2 * \ddot{z}_2 + c_2 * (z_2 - z_1) = 0 \quad (11)$$

Po vydělení rovnice (10) členem m_1 , rovnice (11) členem m_2 a zavedení parciálních kruhových frekvencí podle:

$$\alpha_1^2 = \frac{c_1}{m_1} \quad (12)$$

$$\alpha_2^2 = \frac{c_2}{m_2} \quad (13)$$

dostáváme rovnice:

$$\ddot{z}_1 + \left(\alpha_1^2 + \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} \right) * z_1 - \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} * z_2 = 0 \quad (14)$$

$$\ddot{z}_2 - \alpha_2^2 * z_1 + \alpha_2^2 * z_2 = 0 \quad (15)$$

Předpokládané řešení simultánních diferenciálních rovnic:

$$z_1 = A_1 * \sin \omega t \quad (16)$$

$$z_2 = A_2 * \sin \omega t \quad (17)$$

Po dosazení vztahů (16) a (17) do rovnic (14) a (15) a jejich příslušných druhých časových derivací, následném dělení obou rovnic výrazem $\sin \omega t$, dostáváme rovnice ve tvaru:

$$A_1 * \left(-\omega^2 + \alpha_1^2 + \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} \right) + A_2 * \left(-\alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} \right) = 0 \quad (18)$$

$$A_1 * (-\alpha_2^2) + A_2 * (-\omega^2 + \alpha_2^2) = 0 \quad (19)$$

V maticovém zápisu:

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 + \alpha_1^2 + \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} & -\alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} \\ -\alpha_2^2 & -\omega^2 + \alpha_2^2 \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \end{pmatrix} = 0 \quad (20)$$

Pro zjištění vlastních frekvencí zjednodušeného dynamického dvoumotového modelu musí být frekvenční determinant roven nule:

$$\begin{vmatrix} -\omega^2 + \alpha_1^2 + \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} & -\alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} \\ -\alpha_2^2 & -\omega^2 + \alpha_2^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (21)$$

Po úpravě získávám bikvadratickou rovnici:

$$\omega^4 + \left(-\alpha_1^2 - \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} - \alpha_2^2\right) * \omega^2 + \alpha_1^2 * \alpha_2^2 = 0 \quad (22)$$

Řešením rovnice (22) získáme kvadráty vlastních kruhových frekvencí, které je možné přepočítat na vlastní frekvence zjednodušeného modelu soustavy:

$$f_{1,2} = \sqrt{\frac{\left(\alpha_1^2 + \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} + \alpha_2^2\right) \mp \sqrt{\left(\alpha_1^2 + \alpha_2^2 * \frac{m_2}{m_1} + \alpha_2^2\right)^2 - 4 * \alpha_1^2 * \alpha_2^2}}{8 * \pi^2}} \quad (23)$$

5.1.1. Vypružení lokomotivy v hmotnostní variantě 80 tun se stávajícími prvky vypružení

Hmotnostní varianta lokomotivy 80 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	53600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	51,33	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	514,03	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,29	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	63,57	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	240,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	48,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	535,00	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,30	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	85,45	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	613,84	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	1,91	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	212,40	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	159,00	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	630,00	mm
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,22	Hz
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,39	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru		
** pružina primárního vypružení		
*** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (1) Vypočtené hodnoty pro původní svislé vypružení a hmotnostní variantu 80 t

Z Tab. (1) je patrné, že stávající prvky primárního a sekundárního vypružení je možné použít pro tuto hmotnostní variantu. Hodnota 1. vlastní frekvence 1,22 Hz je však poměrně blízko kritické hodnotě 1Hz. Z technické dokumentace podvozku vyplývá, že tyto prvky primárního a sekundárního vypružení byly navrženy právě pro tuto hmotnostní variantu lokomotivy, neboť hodnota výšky v klidu zamontované sekundární pružiny je dle výkresu 509 mm, což se velice blíží k hodnotě vypočtené 507,14 mm podle vztahu:

$$l_{1,2 \text{ zamontovaná}} = l_{1,2 \text{ volná}} - \frac{F_{1,2 \text{ statická}}}{c_{11,21}} = l_{1,2 \text{ volná}} - \frac{F_{1,2 \text{ dynamická}}}{1,3 * c_{11,21}} \quad (24)$$

Kde:

$l_{1,2 \text{ volná}}$ volná délka nezamontované pružiny (m)

$F_{1,2 \text{ statická}}$ statické zatížení jedné pružiny..... (N)

$c_{11,21}$ tuhost jedné pružiny (N/m)

V případě pružiny primárního vypružení je výška v klidu zamontované pružiny dle výkresu 202 mm. To se opět shoduje s hodnotou vypočtené výšky v klidu zamontované pružiny 201,12 mm.

Kombinace primárních a sekundárních pružin je tedy vhodná pro tuto hmotnostní variantu s tím, že bude akceptována nižší hodnota 1. vlastní frekvence.

5.1.2. Vypružení lokomotivy v hmotnostní variantě 84 tun se stávajícími prvky vypružení

Hmotnostní varianta lokomotivy 84 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	57600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	54,52	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	545,96	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,15	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	67,53	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	240,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	48,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	535,00	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,30	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	91,82	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	659,65	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	1,78	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	212,40	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	171,63	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	630,00	mm
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,18	Hz
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,39	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru		
** pružina primárního vypružení		
*** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (2) Vypočtené hodnoty pro původní svislé vypružení a hmotnostní variantu 84 t

Z Tab. (2) je zřejmé, že osazení původních prvků vypružení do podvozku CZ LOKO pro lokomotivu hmotnostní varianty 84 t není vhodné, neboť není dodržena minimální mez bezpečnosti materiálu u sekundární vinuté pružiny, která klesla pod předepsanou hodnotu $k_{krit}=1,8$.

Dále je hodnota 1. vlastní frekvence poměrně blízko kritické hodnotě 1 Hz a je vhodné tuto frekvenci ladit na vyšší hodnotu. Obecně se pro lokomotivy doporučuje rozmezí pro první vlastní frekvenci v rozmezí 1,4 – 1,5 Hz.

5.1.3. Optimalizace prvků sekundárního vypružení pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 – 84 tun

Při změně prvků svislého vypružení bylo postupováno tak, aby nebyly nutné konstrukční úpravy v oblasti uložení pružin. Bližší analýzou bylo zjištěno, že pružiny primárního vypružení (dále jen PPV) jsou vhodné pro všechny zkoumané hmotnostní varianty lokomotivy. Došlo tedy pouze na změnu pružin v sekundárním vypružení (dále jen PSV). Z důvodu snadné a rychlé zástavby PSV do podvozku byl zachován vnitřní průměr vinutých šroubových pružin na hodnotě 192 mm.

Pro tyto hmotnostní varianty byla navržena změna průměru drátu PSV z hodnoty 48 mm na hodnotu 53 mm. Střední průměr se zvětší o 5 mm z původních 240 mm na novou hodnotu 245 mm. Počet činných závitů zůstává nezměněn, tedy 7. Hodnota volné délky PSV klesla na hodnotu 600 mm z původních 630 mm. V následujících tabulkách (Tab. (3), Tab. (4), Tab. (5)) jsou uvedeny vypočtené hodnoty pro navrhované vypružení a jednotlivé hmotnostní varianty 80, 82, 84 tun.

Hmotnostní varianta lokomotivy 80 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	53600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	51,33	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	514,03	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,29	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	63,58	mm

Počet činných závitů PPV	2,25	
Volná délka PPV	250,00	mm
Střední průměr PSV***	245,00	mm
Průměr drátu PSV	53,00	mm
Tuhost PSV	747,51	kN/m
Součinitel koncentrace namáhání PSV	1,33	
Maximální silové zatížení PSV	85,45	kN
Mechanické napětí v PSV	476,68	MPa
Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny	2,46	
Maximální možná deformace PSV	138,90	mm
Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení	114,30	mm
Počet činných závitů PSV	7,00	
Volná délka PSV	600,00	mm
1. vlastní frekvence	1,38	Hz
2. vlastní frekvence	6,73	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru ** pružina primárního vypružení *** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (3) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 80 t

Z výše uvedených hodnot v Tab. (3) je vidět, že nově navržená PSV má o 29% vyšší součinitel bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny v porovnání s původní PSV. Dále došlo ke zvýšení 1. vlastní frekvence na hodnotu 1,38 Hz, což je o 13,10% více než u původního vypružení. 2. vlastní frekvence vzrostla o 5,32% na hodnotu 6,73 Hz.

Pokud se na problematiku vypružení podíváme z hlediska výšky nárazníků (spráhla) nad temenem kolejnice, vycházíme z toho, že původní navržené svislé vypružení bylo navrženo v souladu s všeobecně platnými normami. Cílem je, aby nově navržená zamontovaná PSV měla stejnou nebo jen mírně odlišnou výšku.

Původní zamontovaná PSV měla výšku 509,00 mm. Nově navržená PSV má dle vztahu (24) výšku asi 512,00 mm a PPV statickou deformaci nemění, což znamená, že výška spráhla nad TK se zvýší o 3,00 mm. Tuto odchylku je možné konstrukčně řešit změnou výšky podložek PPV a PSV.

Hmotnostní varianta lokomotivy 82 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	55600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	52,92	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	523,00	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,22	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	65,56	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	245,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	53,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	747,51	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,33	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	88,63	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	494,46	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,38	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	138,90	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	118,57	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	600,00	mm
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,35	Hz
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,72	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru		
** pružina primárního vypružení		
*** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (4) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 82 t

Z Tab. (4) je zřejmé, že všechny parametry nově navrženého svislého vypružení se pohybují v přijatelných mezích. Součinitel bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu vinuté šroubovitě pružiny pro hmotnostní variantu lokomotivy 82 tun klesl oproti variantě 80 tun o 3,10% pro PPV a o 3,25% pro PSV.

V klidu zamontovaná PPV zvětšila svoji deformaci o 1,50 mm. Výška v klidu zamontované PSV činí pro tuto hmotnostní variantu 508,80 mm. Dojde tedy k poklesu spřáhla nad TK o 1,70 mm.

Vlastní frekvence se pohybují v oblastech, které odpovídají doporučením.

Hmotnostní varianta lokomotivy 84 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	57600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	54,52	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	545,96	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,15	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	67,53	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	245,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	53,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	747,51	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,33	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	91,82	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	512,25	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,29	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	138,90	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	122,84	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	600,00	mm

1. vlastní frekvence	1,33	Hz
2. vlastní frekvence	6,72	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlakového motoru ** pružina primárního vypružení *** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (5) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 84 t

U lokomotivy v hmotnostní variantě 84 tun došlo k mírnému poklesu 1. vlastní frekvence, ale stále se pohybujeme dostatečně vysoko nad kritickou hodnotu 1 Hz.

Součinitel bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny klesl oproti hmotnostní variantě lokomotivy o 3,15% u PPV a o 3,78% u PSV. Dalo by se tedy říci, že každé navýšení sekundárně vypružených hmot o 2000 kg vede k poklesu součinitele bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu o 3 – 4%.

Z hlediska výšky spráhla (nárazníků) nad TK došlo k celkovému poklesu o 7,45 mm (součet dodatečných deformací PPV a PSV související s nárůstem sekundárně vypružených hmot o 4000 kg) oproti původnímu navrženému vypružení.

5.1.4. Návrh prvků sekundárního vypružení pro hmotnostní variantu lokomotivy 86 – 90 tun

Pro tyto hmotnostní varianty lokomotivy byly navrženy jiné pružiny sekundárního vypružení z důvodu příliš velké deformace PSV, která u nejtěžší hmotnostní varianty lokomotivy překračovala maximální možnou deformaci pružiny.

U nově navržených PSV bylo opět zachováno nezměněné zamontování do podvozku lokomotivy. Je zachován vnitřní průměr PSV, aby nebyly nutné žádné konstrukční úpravy na podvozku.

Průměr drátu nově navržené PSV je 55 mm, střední průměr PSV je 247 mm, počet činných závitů zůstává nezměněn, tedy 7, a volná výška pružiny má hodnotu 600 mm.

Hmotnostní varianta lokomotivy 86 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	59600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	56,11	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	561,92	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,09	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	69,51	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	247,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	55,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	846,00	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,34	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	95,00	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	482,65	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,43	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	121,50	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	112,30	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	600,00	mm
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,36	Hz
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,87	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru		
** pružina primárního vypružení		
*** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (6) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 86 t

Z vypočtených hodnot je patrné, že nově navržená PSV vyhovuje ve všech parametrech. Součinitele bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny se pohybují dostatečně vysoko nad kritickou hodnotou. Vypočtené vlastní frekvence se rovněž pohybují ve vyhovujících mezích.

Výška spráhla (nárazníků) nad TK se snížila o 0,85 mm, což je hodnota v rámci výrobních tolerancí vinutých pružin zanedbatelná. K této hodnotě se došlo podle:

$$l_{1 \text{ zamontovaná}} = l_{1 \text{ volná}} - \frac{F_{1 \text{ dyn}}}{1,3 * c_{11}} = 0,25 - \frac{56,11}{1,3 * 807,3} = 196,53 \text{ mm} \quad (25)$$

$$l_{2 \text{ zamontovaná}} = l_{2 \text{ volná}} - \frac{F_{2 \text{ dyn}}}{1,3 * c_{21}} = 0,6 - \frac{95}{1,3 * 846} = 513,62 \text{ mm} \quad (26)$$

$$\Delta l_{1 \text{ zamontovaná}} = l_{1 \text{ zamontovaná pův.}} - l_{1 \text{ zamontovaná}} = 202 - 196,53 = 5,47 \text{ mm} \quad (27)$$

$$\Delta l_{2 \text{ zamontovaná}} = l_{2 \text{ zamontovaná pův.}} - l_{2 \text{ zamontovaná}} = 509 - 513,62 = -4,62 \text{ mm} \quad (28)$$

Celkový pokles spráhla (nárazníků) je tedy roven součtu:

$$\Delta l_{1 \text{ zamontovaná}} + \Delta l_{2 \text{ zamontovaná}} = 5,47 - 4,62 = \mathbf{0,85 \text{ mm}} \quad (29)$$

Hmotnostní varianta lokomotivy 88 tun		
Hmotnost sekundárně vypružených hmot	61600,00	kg
Hmotnost primárně vypružených hmot*	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	57,71	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	577,89	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,03	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	71,48	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	247,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	55,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	846,00	kN/m

<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,34	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	98,20	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	498,85	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,36	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	121,50	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	116,07	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	600,00	mm
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,34	Hz
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,87	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlakového motoru ** pružina primárního vypružení *** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (7) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 88 t

Pro hmotnostní variantu lokomotivy 88 tun toto navržené vypružení vyhovuje jak z hlediska pevnosti materiálu pružin, tak i z hlediska vlastních frekvencí.

Celkový pokles spřáhla (nárazníků) oproti původnímu vypružení je 5,28 mm (bylo vypočítáno obdobně jako v předchozím případě). Tento pokles je možné řešit patřičnými podložkami.

Hmotnostní varianta lokomotivy 90 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	63600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	59,30	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	593,85	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	1,98	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	73,46	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm

<i>Střední průměr PSV***</i>	247,00	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	55,00	<i>mm</i>
<i>Tuhost PSV</i>	846,00	<i>kN/m</i>
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,34	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	101,38	<i>kN</i>
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	515,05	<i>MPa</i>
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,28	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	121,50	<i>mm</i>
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	119,84	<i>mm</i>
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	600,00	<i>mm</i>
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,32	<i>Hz</i>
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,87	<i>Hz</i>
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru ** pružina primárního vypružení *** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (8) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 90 t

Při použití této kombinace prvků primárního a sekundárního vypružení, dojde k poklesu spřáhla (nárazníků) o 9,68 mm oproti původní výšce.

Všechny parametry PPV a PSV jsou vyhovující. Jen je potřeba si všimnout, že deformace PSV se hodně přiblížila limitní hodnotě 121,50 mm.

Proto byla provedena úprava volné délky PSV z hodnoty 600 mm na hodnotu 605 mm. Výsledky a jejich rozbor jsou uvedeny v další kapitole.

5.1.5. Optimalizace prvků sekundárního vypružení pro hmotnostní variantu lokomotivy 90 – 92 tun

Hmotnostní varianta lokomotivy 90 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	63600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	59,30	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	593,85	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	1,98	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	73,46	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	247,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	55,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	846,00	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,34	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	101,38	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	515,05	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,28	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	126,50	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	119,84	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	605,00	mm
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,32	Hz
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,87	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru		
** pružina primárního vypružení		
*** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (9) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 90 t

Tyto vypočtené hodnoty se shodují s hodnotami z Tab. (8) s tím rozdílem, že se zvýšila hodnota maximální možné deformace PSV o 5,00 mm.

Výška spřáhla (nárazníků) nad TK klesla o 4,68 mm. Tento výškový rozdíl je možné řešit patřičnými podložkami.

Hmotnostní varianta lokomotivy 92 tun		
<i>Hmotnost sekundárně vypružených hmot</i>	65600,00	kg
<i>Hmotnost primárně vypružených hmot*</i>	10800,00	kg
<i>Střední průměr PPV**</i>	272,00	mm
<i>Průměr drátu PPV</i>	44,00	mm
<i>Tuhost PPV</i>	807,30	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PPV</i>	1,23	
<i>Maximální silové zatížení PPV</i>	60,90	kN
<i>Mechanické napětí v PPV</i>	609,82	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PPV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	1,92	
<i>Maximální možná deformace PPV</i>	97,10	mm
<i>Maximální deformace PPV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	75,43	mm
<i>Počet činných závitů PPV</i>	2,25	
<i>Volná délka PPV</i>	250,00	mm
<i>Střední průměr PSV***</i>	247,00	mm
<i>Průměr drátu PSV</i>	55,00	mm
<i>Tuhost PSV</i>	846,00	kN/m
<i>Součinitel koncentrace namáhání PSV</i>	1,34	
<i>Maximální silové zatížení PSV</i>	104,57	kN
<i>Mechanické napětí v PSV</i>	531,24	MPa
<i>Součinitel bezpečnosti PSV vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny</i>	2,21	
<i>Maximální možná deformace PSV</i>	126,50	mm
<i>Maximální deformace PSV s uvážením statického a dynamického zatížení</i>	123,61	mm
<i>Počet činných závitů PSV</i>	7,00	
<i>Volná délka PSV</i>	605,00	mm
<i>1. vlastní frekvence</i>	1,30	Hz
<i>2. vlastní frekvence</i>	6,86	Hz
* hmotnost rámu podvozku + 1/3 hmotnosti tlapového motoru		
** pružina primárního vypružení		
*** pružina sekundárního vypružení		

Tab. (10) Vypočtené hodnoty pro nově navržené svislé vypružení a hmotnostní variantu 92 t

Všechny vypočtené hodnoty pro tyto prvky svislého vypružení lokomotivy jsou ve vyhovujících mezích. Dojde však k poklesu spráhla (nárazníků) o 9,12 mm. Tuto hodnotu je nutné kompenzovat příslušnou podložkou pod PSV nebo PPV.

5.2. Příčné vypružení

U lokomotiv, a nejen u nich, se s výhodou využívá příčné poddajnosti šroubovitých pružin. Jedná se o FLEXI-COIL efekt, kdy pružiny přejímají funkci příčného vypružen a zvládají i otáčení podvozku vůči skříni kolem svislé osy.

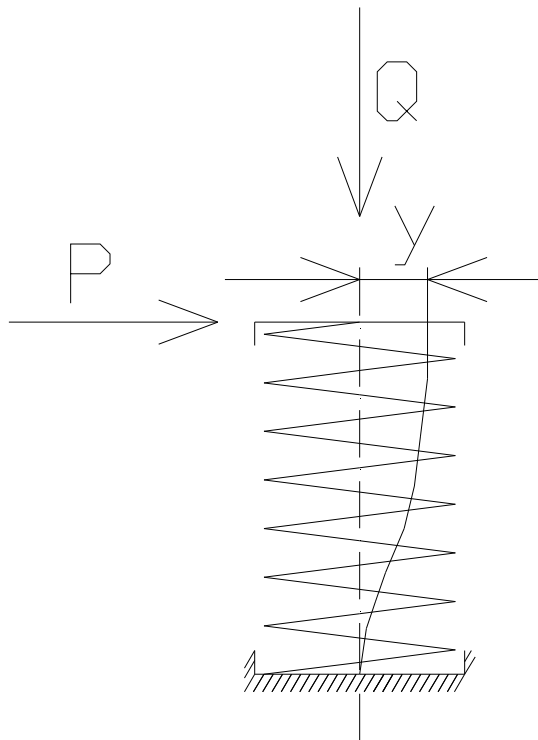
Příčná tuhost je definována takto:

$$k_p = \frac{P}{y} \quad (30)$$

Kde:

P příčná síla.....(N)

y příčná deformace..... (m)



obr. (13) Schéma FLEXI-COIL pružiny

Pro výpočet příčné tuhosti vinuté šroubovitě pružiny existuje celé řada vztahů, které jsou pouze přiblížením skutečnosti.

Na základě článku z Vědeckotechnického sborníku ČD, kde je tato problematika řešena, bylo použito pro výpočet příčné tuhosti pružiny vztahu Timošenkova – Ponomarevova:

$$k_p = c * \frac{D^2 * (1 - \gamma)}{0,2936 * \frac{(H - \kappa * d)^3}{K * (H - 1,5 * d)} + 0,381 * D^2} \quad (31)$$

Kde:

c	svislá tuhost pružiny	(N/m)
D	střední průměr vinuté pružiny	(m)
γ	součinitel dle vztahu (33) nebo (35).....	(-)
H	výška zatížené pružiny	(m)
κ	součinitel uložení pružiny (0,5 – 1)	(-)
d	průměr drátu pružiny	(m)
K	součinitel (K=1).....	(-)

Součinitel γ :

Pokud
$$\beta_0 = \frac{H_0}{D} < 2,62 \quad (32)$$

pak
$$\gamma = 0,357 * \frac{Q}{c * D} * \left(\frac{H}{D} - 1,5 * \frac{d}{D} \right) \quad (33)$$

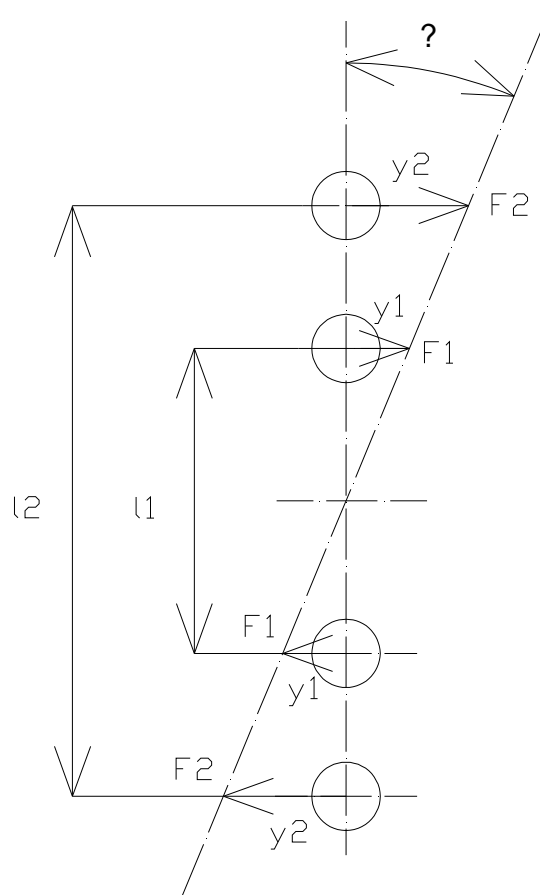
Kde:

H_0	volná délka pružiny	(m)
Q	svislé zatížení pružiny	(N)

Pokud
$$\beta_0 = \frac{H_0}{D} > 2,62 \quad (34)$$

pak
$$\gamma = \frac{\frac{Q}{c * D}}{0,813 * \left(\beta_0 - \sqrt{\beta_0^2 - 6,87} \right)} \quad (35)$$

S příčnou tuhostí a s využitím FLEXI-COIL efektu úzce souvisí i odpor proti natáčení podvozku vůči skříni kolem svislé osy. Se změnou příčné tuhosti PSV dochází i ke změně odporu proti natáčení podvozku. Odpor proti natáčení podvozku vypočítám podle vztahu (42).



obr. (14) Schéma pro výpočet odporu proti natočení podvozku vůči skříni

$$y_1 = \varphi * \frac{l_1}{2} \quad (36)$$

$$y_2 = \varphi * \frac{l_2}{2} \quad (37)$$

Kde:

- y_1 příčná deformace vnitřních pružin (m)
 y_2 příčná deformace vnějších pružin..... (m)
 φ úhel natočení podvozku vůči skříni..... (rad)
 l_1 vzdálenost vnitřních pružin (m)
 l_2 vzdálenost vnějších pružin (m)

Za předpokladu, že oblouk nahradíme přímkou (platí pro malé hodnoty natočení podvozku, maximálně 5°), má příčná síla velikost:

$$F_1 = k_p * \varphi * \frac{l_1}{2} \quad (38)$$

$$F_2 = k_p * \varphi * \frac{l_2}{2} \quad (39)$$

Momenty, které vznikly natočením podvozku, mají velikost:

$$M_1 = F_1 * l_1 = k_p * \varphi * \frac{l_1^2}{2} \quad (40)$$

$$M_2 = F_2 * l_2 = k_p * \varphi * \frac{l_2^2}{2} \quad (41)$$

Odpor proti natočení podvozku je roven:

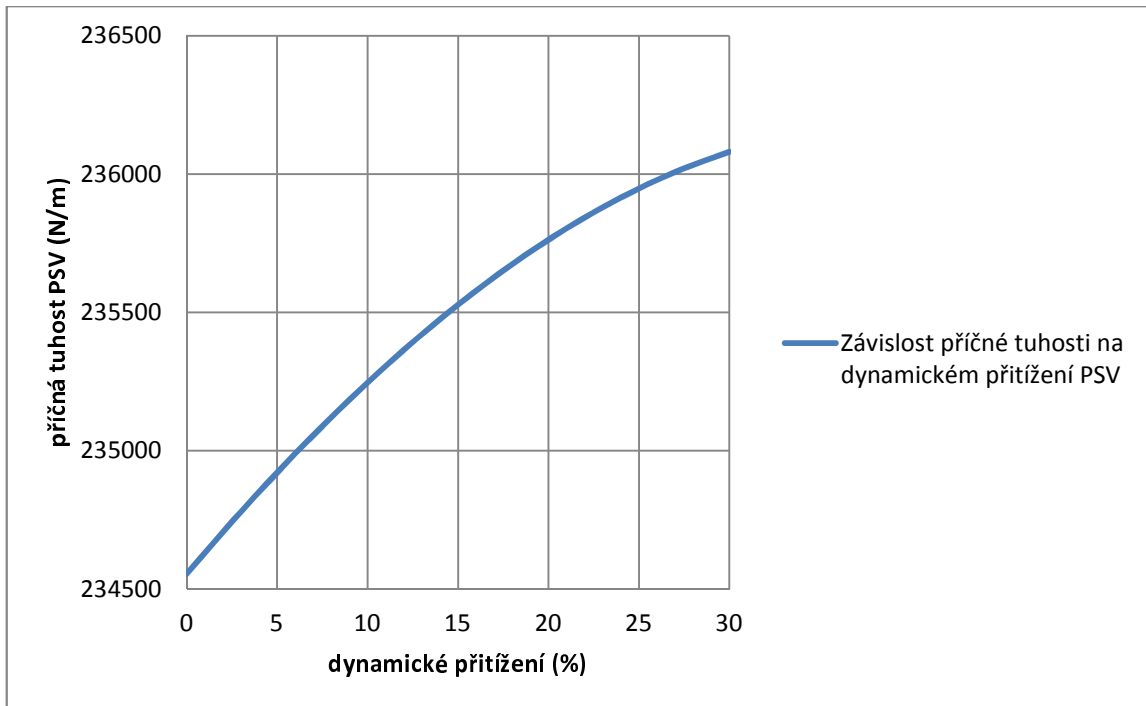
$$O = \frac{M_1 + M_2}{\varphi} = k_p * \left(\frac{l_1^2}{2} + \frac{l_2^2}{2} \right) \quad (42)$$

5.2.1. Příčná tuhost původní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 tun

<i>Hmotnostní varianta lokomotivy 80 tun</i>		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>630,00</i>	<i>mm</i>
<i>Sřední průměr PSV</i>	<i>240,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>48,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>534,98</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>507,14</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>470,29</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>234,56</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>920,31</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (11) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti PSV pro hmotnostní variantu 80 tun

Hodnota příčné tuhosti se zvyšuje s rostoucí deformací PSV. Tato závislost je znázorněna na obr. (15).



obr. (15) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení PSV (80 t)

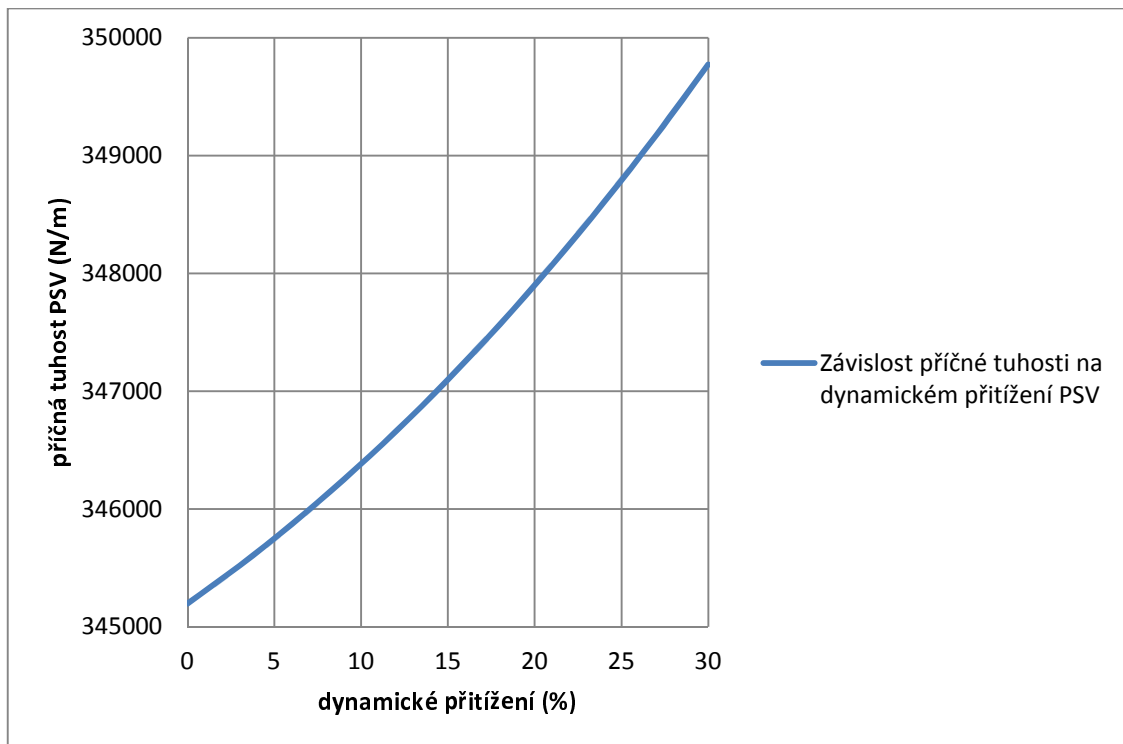
5.2.2. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 tun

<i>Hmotnostní varianta lokomotivy 80 tun</i>		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>600,00</i>	<i>mm</i>
<i>Sřední průměr PSV</i>	<i>245,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>53,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>747,50</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>512,07</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>485,69</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>345,20</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>1354,42</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (12) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 80 tun

Z Tab. (12) je patrné, že došlo k nárůstu příčné tuhosti pružiny i k nárůstu momentu odporu proti natočení podvozku. Obě tyto hodnoty se zvýšily o 47,17%, neboť jsou na sobě lineárně závislé podle vztahu (42).

Za zmínku stojí i změna průběhu příčné tuhosti v závislosti na poměrném dynamickém přetížení. V prvním případě (původní PSV, obr. (15)) byla tato závislost konkávního charakteru a změnou PSV se charakter mění na konvexní (obr. (16)).

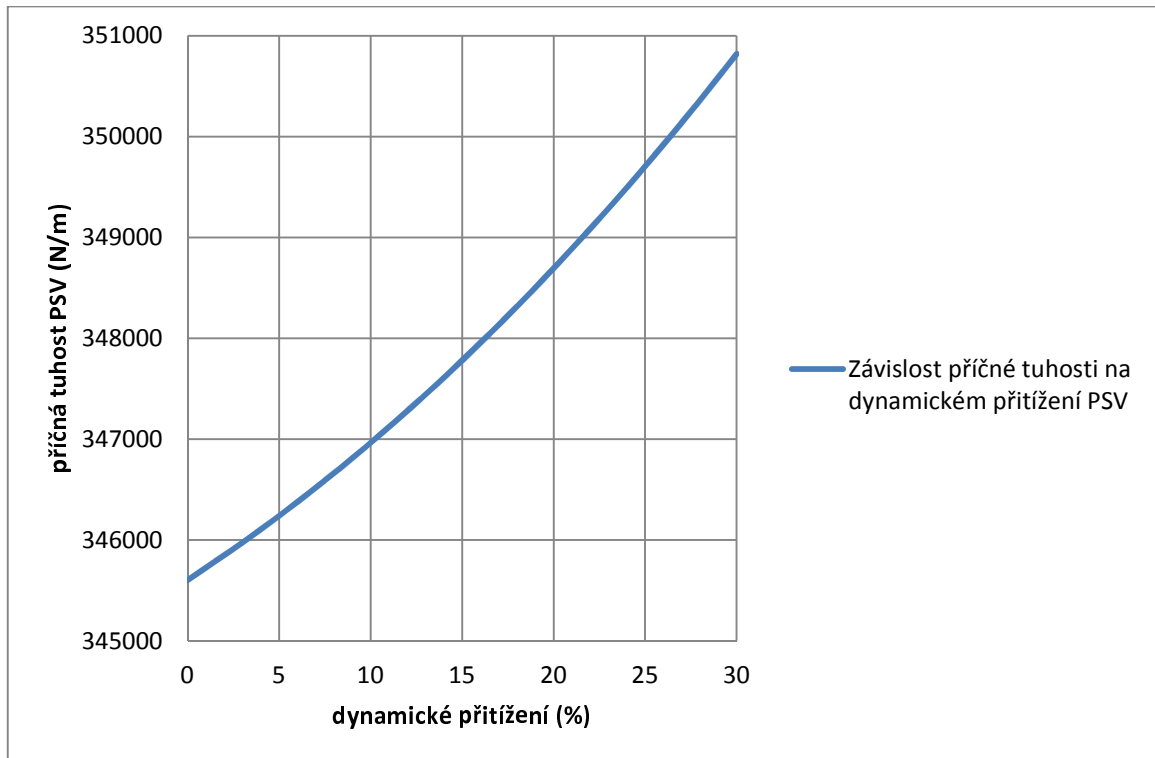


obr. (16) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (80 t)

5.2.3. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 82 tun

Hmotnostní varianta lokomotivy 82 tun		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>600,00</i>	<i>mm</i>
<i>Střední průměr PSV</i>	<i>245,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>53,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>747,50</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>508,79</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>481,43</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>345,60</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>1356,01</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (13) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 82 tun



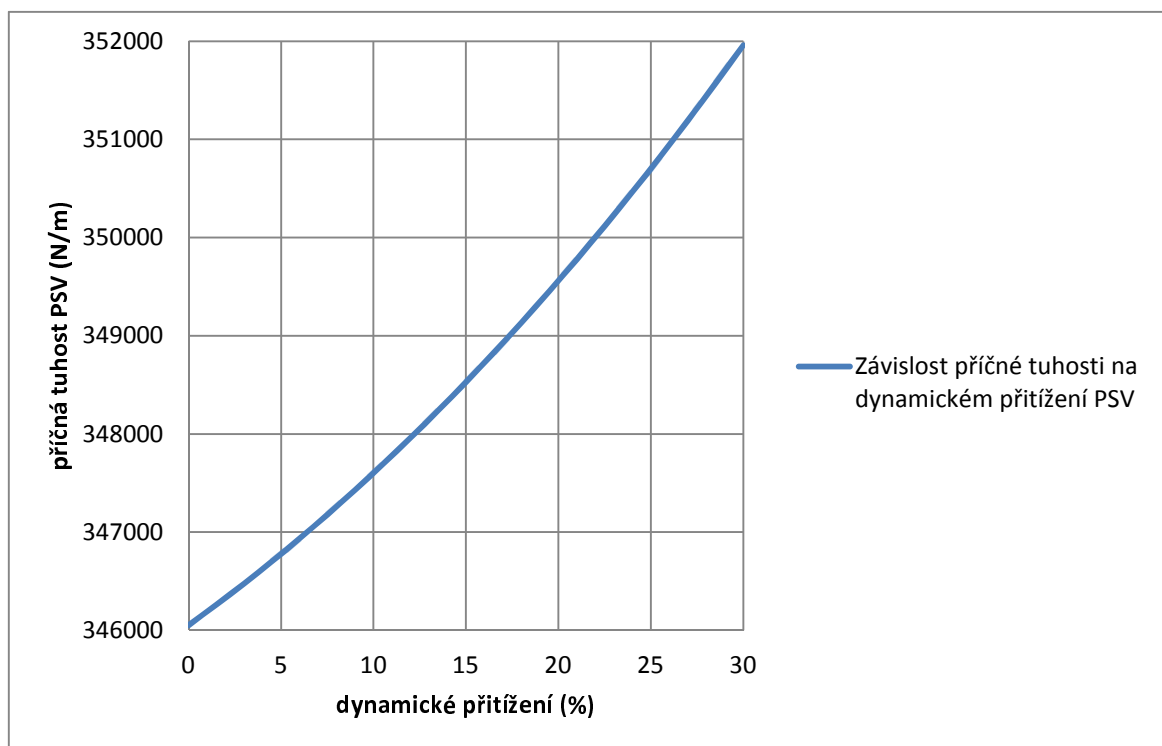
obr. (17) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (82 t)

Oproti hmotnostní variantě lokomotivy 80 tun došlo k nárůstu příčné tuhosti PSV u hmotnostní varianty lokomotivy 82 tun o 0,11% a o stejnou část narostl i odpor proti natáčení podvozku kolem svislé osy vůči skříni vozidla.

5.2.4. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 84 tun

<i>Hmotnostní varianta lokomotivy 84 tun</i>		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>600,00</i>	<i>mm</i>
<i>Sřední průměr PSV</i>	<i>245,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>53,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>747,50</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>505,51</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>477,16</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>346,05</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>1357,77</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (14) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 84 tun

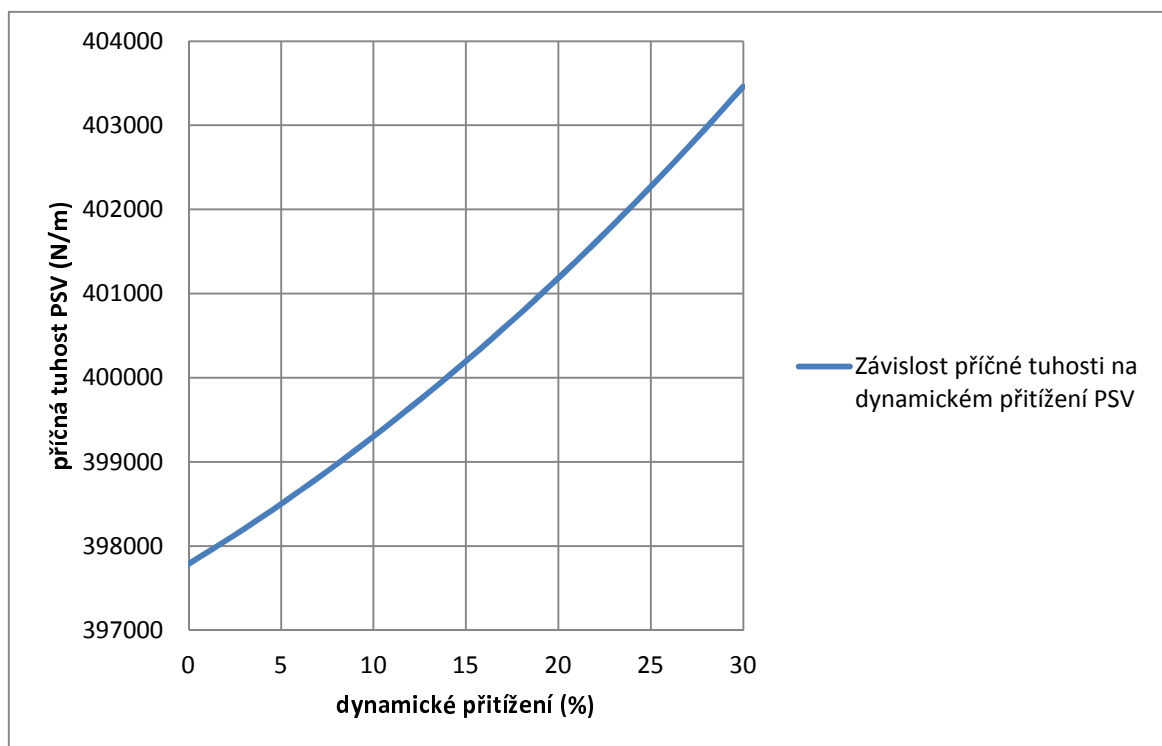


obr. (18) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (84 t)

5.2.5. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 86 tun

<i>Hmotnostní varianta lokomotivy 86 tun</i>		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>600,00</i>	<i>mm</i>
<i>Střední průměr PSV</i>	<i>247,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>55,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>846,00</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>513,61</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>487,70</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>397,79</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>1560,76</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (15) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 86 tun



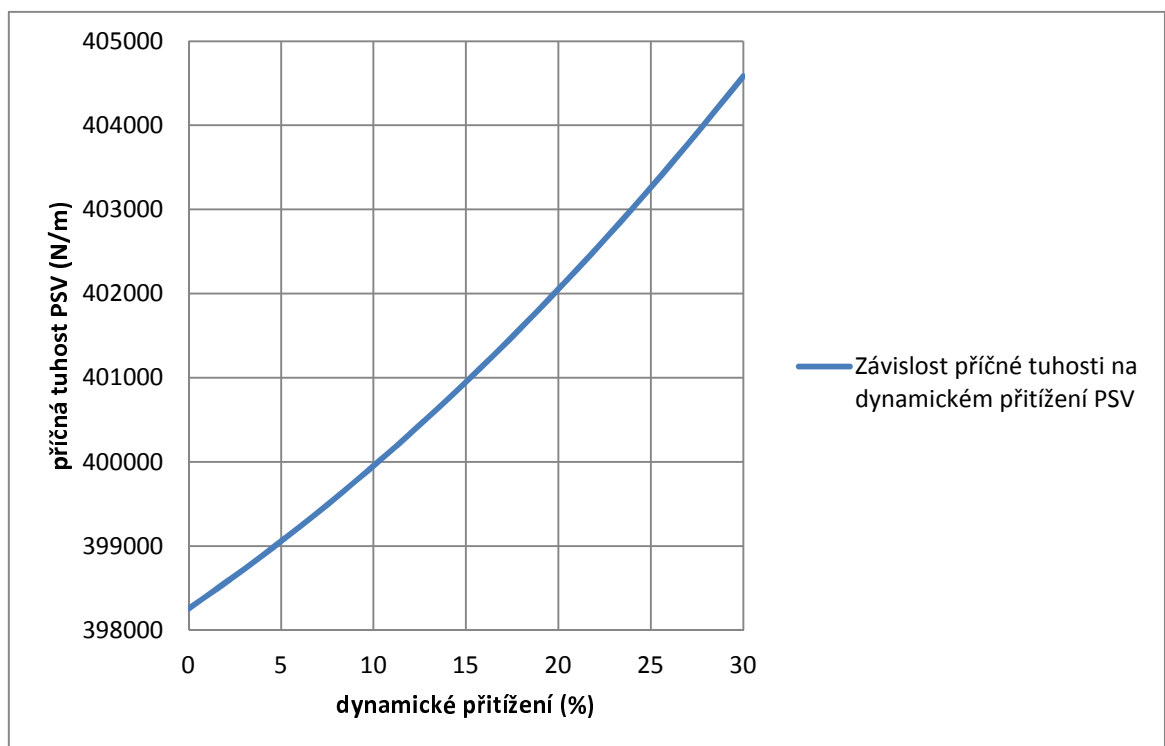
obr. (19) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (86 t)

Při použití nových PSV dojde k nárůstu příčné tuhosti při statickém zatížení o 69,59% oproti původním pružinám a hmotnostní variantě lokomotivy 80 tun. Průběh příčné tuhosti na poměrném dynamickém přetížení má opět konvexní charakter.

5.2.6. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 88 tun

<i>Hmotnostní varianta lokomotivy 88 tun</i>		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>600,00</i>	<i>mm</i>
<i>Sřední průměr PSV</i>	<i>247,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>55,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>846,00</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>510,71</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>483,93</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>398,26</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>1562,60</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (16) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 88 tun

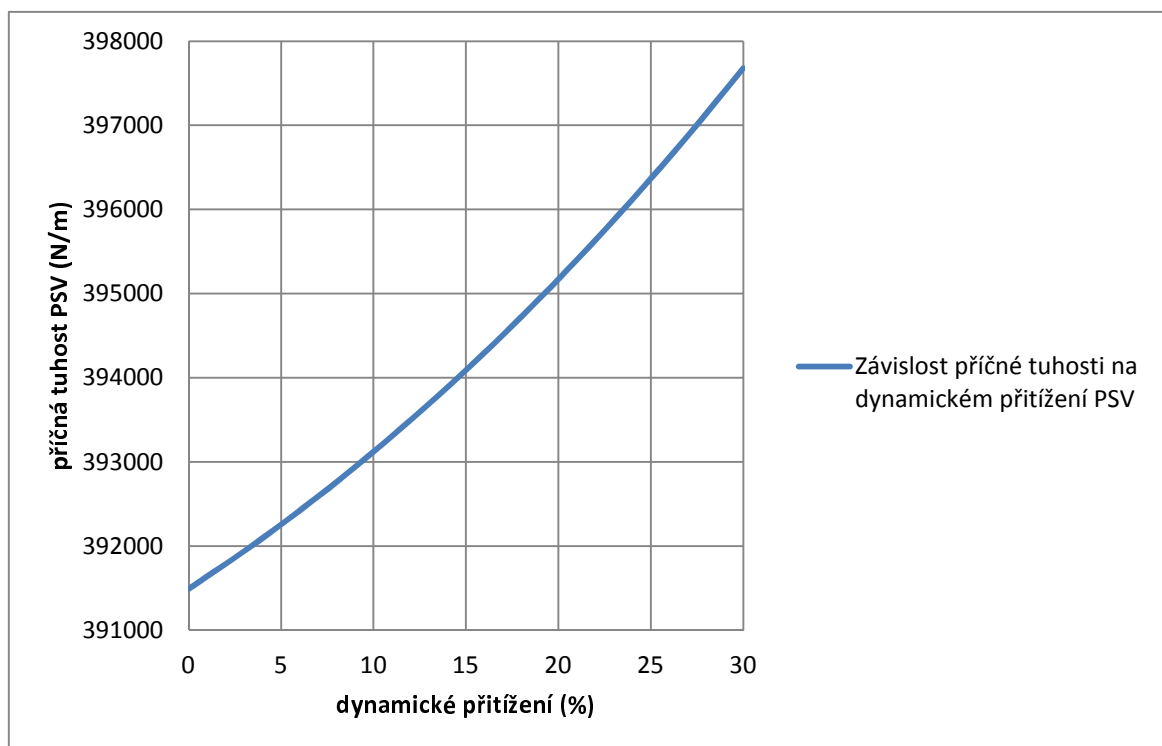


obr. (20) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (88 t)

5.2.7. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 90 tun

<i>Hmotnostní varianta lokomotivy 90 tun</i>		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>605,00</i>	<i>mm</i>
<i>Střední průměr PSV</i>	<i>247,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>55,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>846,00</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>512,81</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>485,16</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>391,49</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>1536,07</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (17) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 90 tun



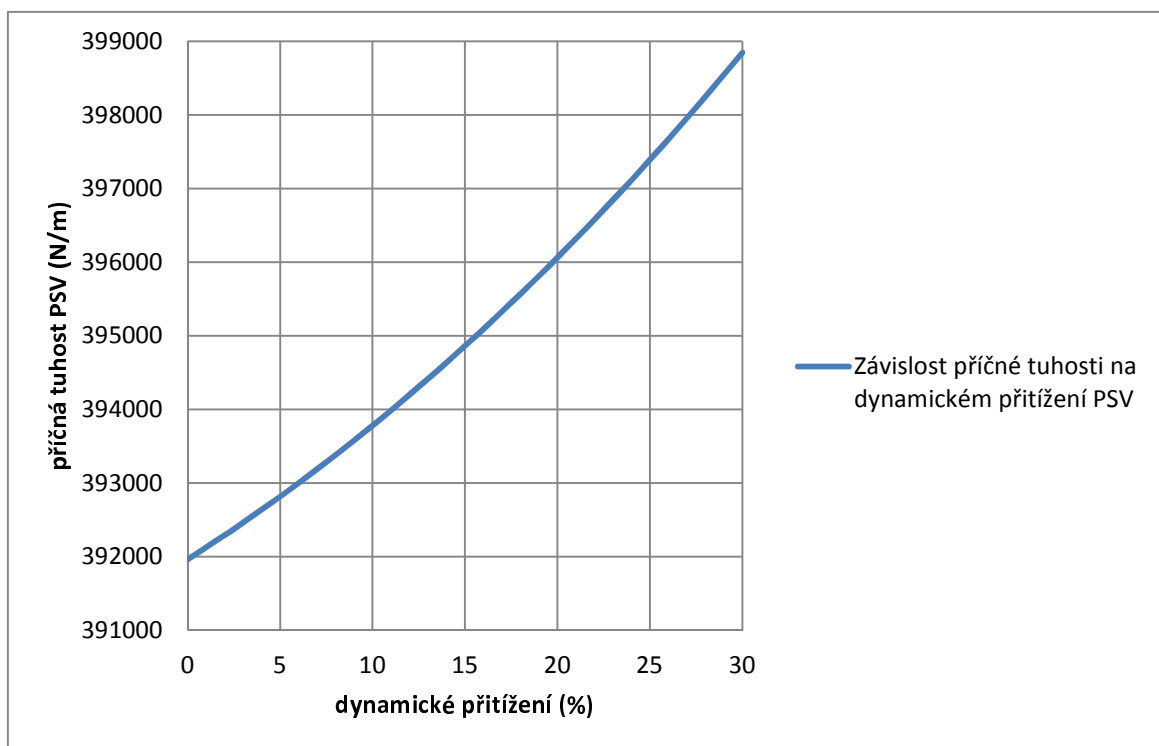
obr. (21) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (90 t)

Prodloužením volné délky PSV o 5 mm na hodnotu 605 mm bylo dosaženo snížení příčné tuhosti PSV o 1,7% oproti PSV použité v hmotnostní verzi lokomotivy 88 tun.

5.2.8. Příčná tuhost alternativní PSV pro hmotnostní variantu lokomotivy 92 tun

<i>Hmotnostní varianta lokomotivy 88 tun</i>		
<i>Volná délka PSV</i>	<i>605,00</i>	<i>mm</i>
<i>Sřední průměr PSV</i>	<i>247,00</i>	<i>mm</i>
<i>Průměr drátu PSV</i>	<i>55,00</i>	<i>mm</i>
<i>Svislá tuhost PSV</i>	<i>846,00</i>	<i>kN/m</i>
<i>Délka staticky zatížené pružiny</i>	<i>509,91</i>	<i>mm</i>
<i>Délka dynamicky zatížené pružiny</i>	<i>481,39</i>	<i>mm</i>
<i>Příčná tuhost PSV (v klidu)</i>	<i>391,96</i>	<i>kN/m</i>
<i>Odpor proti natočení podvozku (v klidu)</i>	<i>1537,90</i>	<i>kNm/rad</i>

Tab. (18) Vypočtené hodnoty příčné tuhosti nové PSV pro hmotnostní variantu 92 tun



obr. (22) Závislost příčné tuhosti na dynamickém přetížení nové PSV (92 t)

6. PEVNOSTNÍ VÝPOČET NÁPRAVY (ČSN EN 13104)

6.1. Úvod

Železniční nápravy byly prvními součástmi železničních vozidel, kde nastaly únavové problémy. Před mnoha lety byly vyvinuty určité postupy za účelem tyto nápravy dimenzovat. Byly založeny na poznatcích z procesu údržby a oprav náprav ve spojení se zkoumáním poruch v provozu a laboratorních únavových zkouškách, aby bylo možné charakterizovat a optimalizovat návrh konstrukce a materiály používané pro nápravy.

Výpočet byl proveden dle metodiky uvedené v normě ČSN EN 13104. Popsaná metoda je do značné míry založena na obvyklém zatěžování a vypočítává napětí podle teorie namáhání nosníků ohybem. Doporučení pro tvar a namáhání pocházejí z laboratorních zkoušek a výsledky byly potvrzeny mnohaletými provozními zkušenostmi různých železničních systémů.

6.2. Konstrukční úprava nápravy pro rozchod 1520 mm

Základní myšlenkou pro konstrukční úpravu nápravy lokomotivy bylo ponechání pohonu (tlapového motoru, převodové skříně a ozubeného kola) na původním místě vůči rámu podvozku. Došlo tedy k rozšíření o 42,5 mm mezi sedlem kola a přilehlém ložiskování tlapového motoru a dále k rozšíření o 42,5 mm mezi sedlem druhého kola a sedlem pro velké ozubené kolo. Veškeré průměry, přechody a dna vybrání byly zachovány a analyzovány, zda pevnostně vyhoví normě ČSN EN 13104.

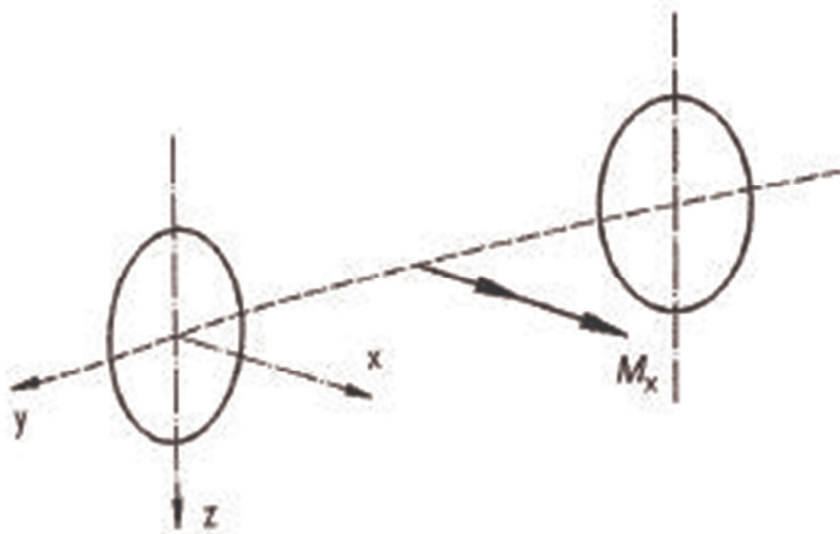
6.3. Síly a momenty

V úvahu se musí vzít tyto typy sil:

- vyvolané vypruženými hmotami
- vyvolané brzdovým systémem
- vyvolané pohonem

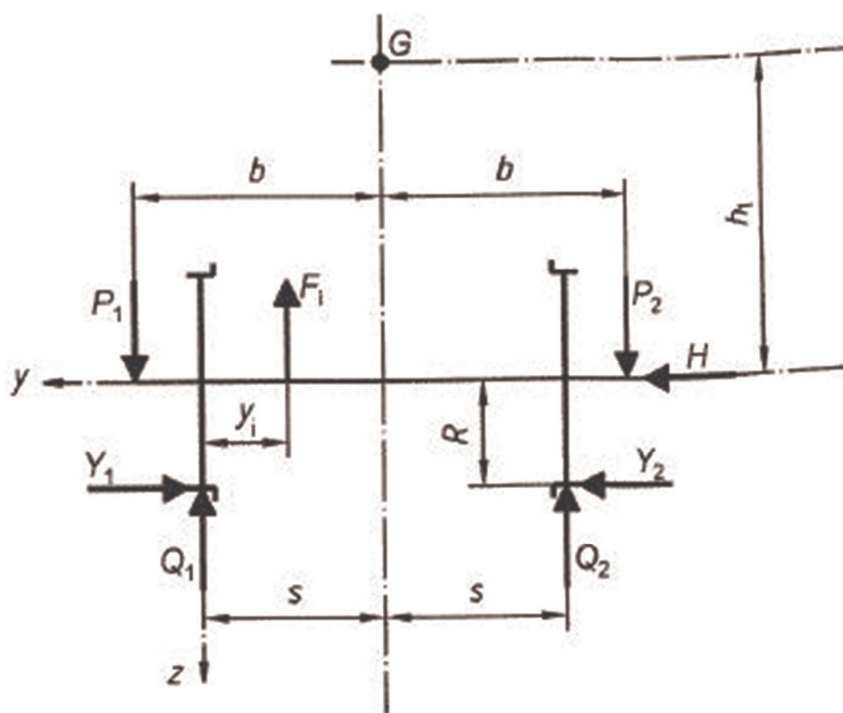
6.4. Síly a momenty vyvolané vypruženými hmotami

Síly vyvolané vypruženými hmotami se zanášejí do svislé roviny souměrnosti (y, z), ve které leží podélná osa souměrnosti nápravy (viz obr. (23)).



obr. (23) Schematické znázornění roviny působení M_x od vlivu vypružených hmot

Ohybový moment M_x se pro každý průřez vypočítá z působících sil P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 a F_i znázorněných na obr. (24).



obr. (24) Schematické znázornění působících sil

Kde:

- G těžiště lokomotivy (-)
- h_1 výška těžiště nad podélnou osou dvojkolí(mm)
- 2b vzdálenost mezi působišti svislých sil na čepch nápravy.....(mm)

2s	vzdálenost styčných kružnic(mm)
F _i	síly působící mezi koly od účinků neodpružených hmot(mm)
y _i	vzdálenost působíště F _i od roviny styčné kružnice(mm)
P ₁	svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu (43) (N)
P ₂	svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu (44).....(N)
Y ₁ , Y ₂	vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice (45), (46) (N)
Q ₁ , Q ₂	síla svislé reakce na kolo (49), (51)(N)
H	rámová síla (47).....(N)

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 * \frac{h_1}{b}\right) * m_1 * g \quad (43)$$

Kde:

m₁ hmotnost na čepch ložisek(kg)

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 * \frac{h_1}{b}\right) * m_1 * g \quad (44)$$

$$Y_1 = 0,35 * m_1 * g \quad (45)$$

$$Y_2 = 0,175 * m_1 * g \quad (46)$$

$$H = Y_1 - Y_2 \quad (47)$$

Určení sil Q₁ a Q₂ z momentové rovnováhy:

$$P_1 * (b + s) + Y_1 * R - Q_1 * 2s - F_1 * (2s - y_1) - F_2 * (2s - y_2) - F_3 * (2s - y_3) - Y_2 * R - P_2 * (b - s) = 0 \quad (48)$$

Kde:

R poloměr kola(mm)

F₁ zatížení od 1. části tlakového motoru (N)

F₂ zatížení od 2. části tlakového motoru (N)

F₃ zatížení od nalisovaného ozubeného kola..... (N)

y₁, y₂, y₃ příslušné vzdálenosti sil F₁, F₂, F₃ od roviny styčné kružnice(mm)

$$Q_1 = \frac{1}{2s} * [P_1 * (b + s) + (Y_1 - Y_2) * R - P_2 * (b - s) - \sum_{i=1}^3 F_i(2s - y_i)] \quad (49)$$

$$P_1 * (b - s) + Y_1 * R + \sum_{i=1}^3 (F_i * y_i) + Q_2 * 2s - Y_2 * R - P_2 * (b + s) = 0 \quad (50)$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} * [P_2 * (b + s) - P_1 * (b - s) - (Y_1 - Y_2) * R - \sum_{i=1}^3 (F_i * y_i)] \quad (51)$$

6.4.1. Ohybový moment od zatížení vypruženými hmotami M_x

Při výpočtu nápravy byla uvažována lokomotiva v nejtěžší hmotnostní variantě 92 tun a dosazovány byly hodnoty z následující tabulky.

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotky
Svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu	P_1	133464,66	N
Svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu	P_2	100749,09	N
Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice (pritížená)	Y_1	65579,85	N
Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice (odlehčená)	Y_2	32789,93	N
Síla svislé reakce na kolo (pritížená)	Q_1	140377,46	N
Síla svislé reakce na kolo (odlehčená)	Q_2	70882,33	N
Síla vyvolaná ložiskováním tlapového motoru	F_1	10913,00	N
Síla vyvolaná ložiskováním tlapového motoru	F_2	10913,00	N
Síla vyvolaná hmotou ozubeného kola	F_3	1128,15	N
Vzdálenost od počátku nápravy	y		mm
Délka nápravy	l	2385,00	mm
Vzdálenost mezi působišti svislých sil na čepch náprav	$2b$	2205,00	mm
Vzdálenost styčných kružnic	$2s$	1585,00	mm
Poloměr kola	R	550,00	mm
Vzdálenost působiště síly F_1 od roviny styčné kružnice	y_1	401,50	mm
Vzdálenost působiště síly F_2 od roviny styčné kružnice	y_2	1216,50	mm
Vzdálenost působiště síly F_3 od roviny styčné kružnice	y_3	1334,50	mm

Tab. (19) Silové a geometrické poměry na nápravě (1. varianta)

Při stanovování ohybového momentu je nutné rozdělit nápravu na osm intervalů (viz obr. (25)), kde se postupně superponují účinky zatěžujících momentů.

$$\text{Interval } \left(0; \frac{l}{2} - b\right):$$

$$M_x = 0 \quad (52)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - b; \frac{l}{2} - s\right)$:

$$M_x = P_1 * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) \quad (53)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s; \frac{l}{2} - s + y_1\right)$:

$$M_x = P_1 * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) + Y_1 * R - Q_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) \quad (54)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s + y_1; \frac{l}{2} - s + y_2\right)$:

$$M_x = P_1 * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) + Y_1 * R - Q_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) - F_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_1\right) \quad (55)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s + y_2; \frac{l}{2} - s + y_3\right)$:

$$M_x = P_1 * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) + Y_1 * R - Q_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) - F_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_1\right) - F_2 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_2\right) \quad (56)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s + y_3; \frac{l}{2} + s\right)$:

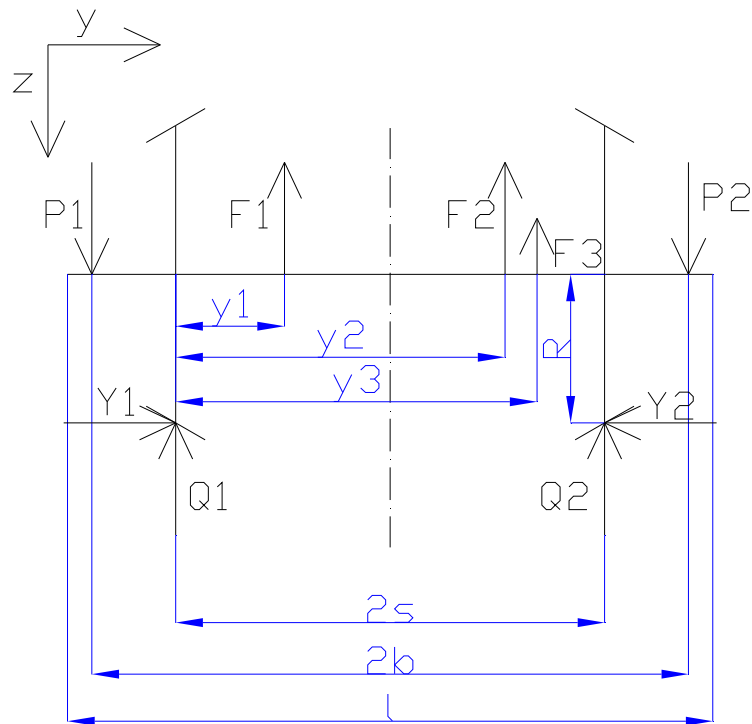
$$M_x = P_1 * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) + Y_1 * R - Q_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) - F_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_1\right) - F_2 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_2\right) - F_3 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_3\right) \quad (57)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + s; \frac{l}{2} + b\right)$:

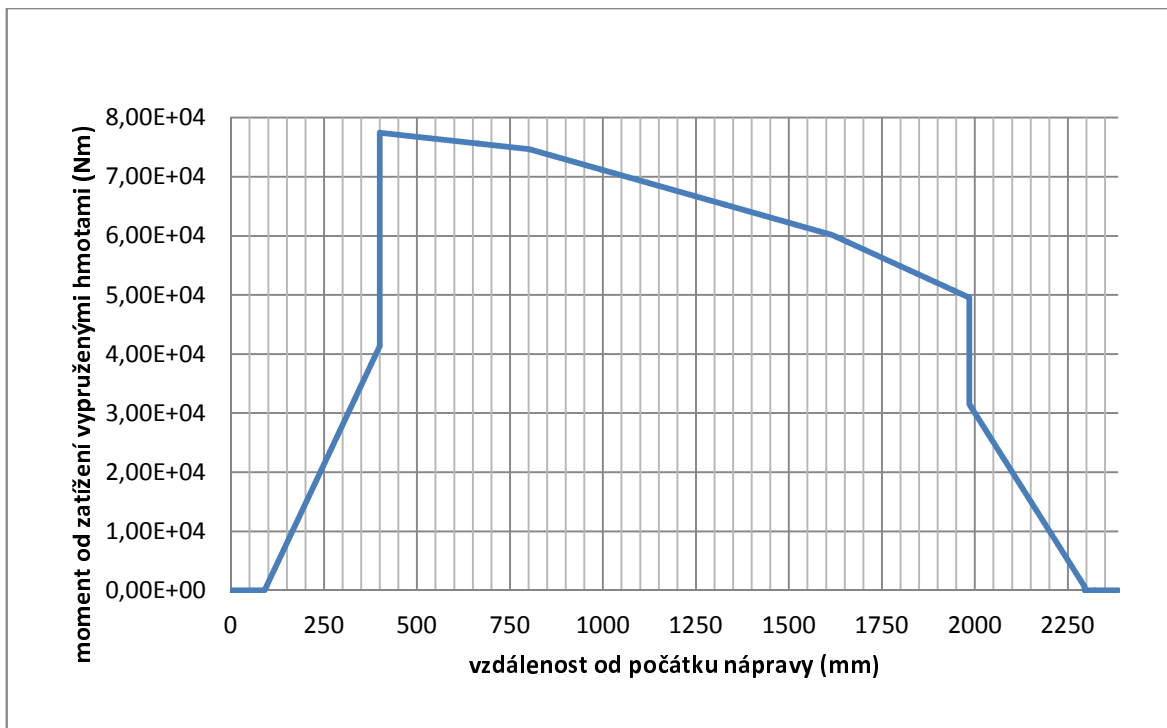
$$M_x = P_1 * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) + Y_1 * R - Q_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) - F_1 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_1\right) - F_2 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_2\right) - F_3 * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_3\right) - Y_2 * R - Q_2 * \left(y - \frac{l}{2} - s\right) \quad (58)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + b; l\right)$:

$$M_x = 0 \quad (59)$$



obr. (25) Situace na nápravě (rovina yz, vypružené hmoty)

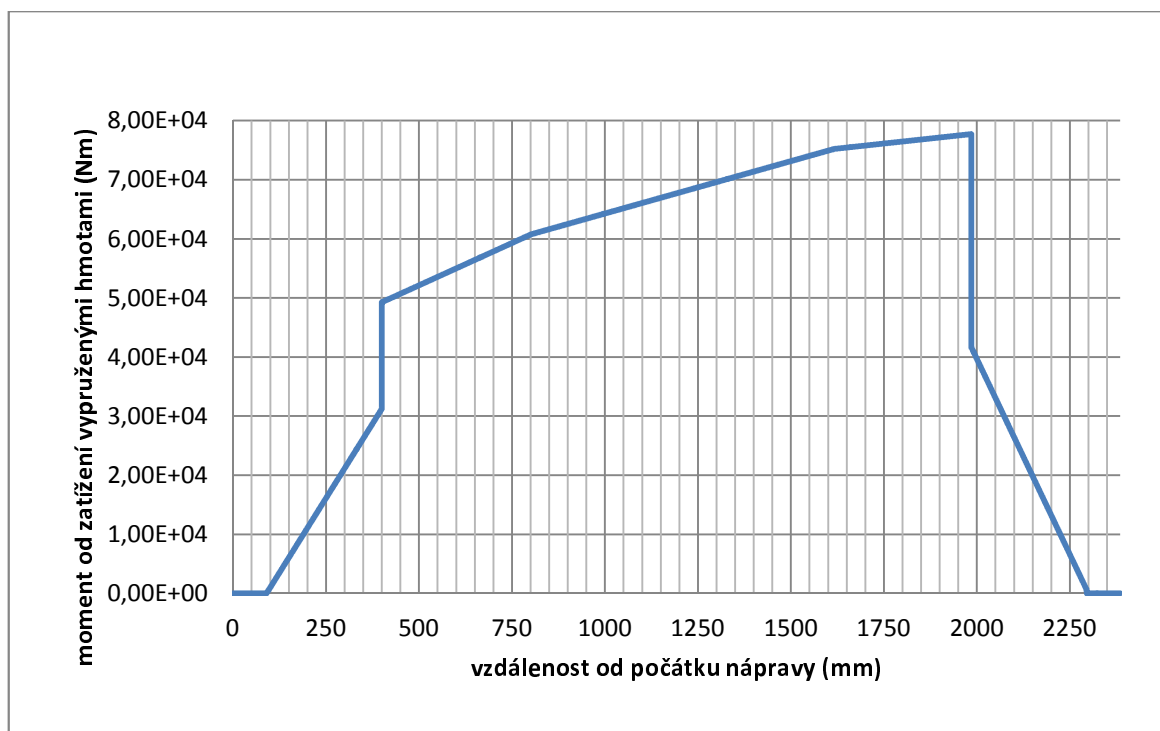


obr. (26) Průběh ohybového momentu M_x v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy (1. varianta)

Je nutné uvažovat, že pro stanovení nejhoršího případu se u nesymetrických náprav musí výpočty provést pro oba ložiskové čepy při vzájemné záměně zatížení.

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotky
<i>Svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu</i>	P_1	100749,09	N
<i>Svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu</i>	P_2	133464,66	N
<i>Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice (přitížená)</i>	Y_1	32789,93	N
<i>Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice (odlehčená)</i>	Y_2	65579,85	N
<i>Síla svislé reakce na kolo (přitížená)</i>	Q_1	72108,17	N
<i>Síla svislé reakce na kolo (odlehčená)</i>	Q_2	139151,43	N
<i>Síla vyvolaná ložiskováním tlakového motoru</i>	F_1	10913,00	N
<i>Síla vyvolaná ložiskováním tlakového motoru</i>	F_2	10913,00	N
<i>Síla vyvolaná hmotou ozubeného kola</i>	F_3	1128,15	N
<i>Vzdálenost od počátku nápravy</i>	y		mm
<i>Délka nápravy</i>	l	2385,00	mm
<i>Vzdálenost mezi působišti svislých sil na čepch náprav</i>	$2b$	2205,00	mm
<i>Vzdálenost styčných kružnic</i>	$2s$	1585,00	mm
<i>Poloměr kola</i>	R	550,00	mm
<i>Vzdálenost působišti síly F_1 od roviny styčné kružnice</i>	y_1	401,50	mm
<i>Vzdálenost působišti síly F_2 od roviny styčné kružnice</i>	y_2	1216,50	mm
<i>Vzdálenost působišti síly F_3 od roviny styčné kružnice</i>	y_3	1334,50	mm

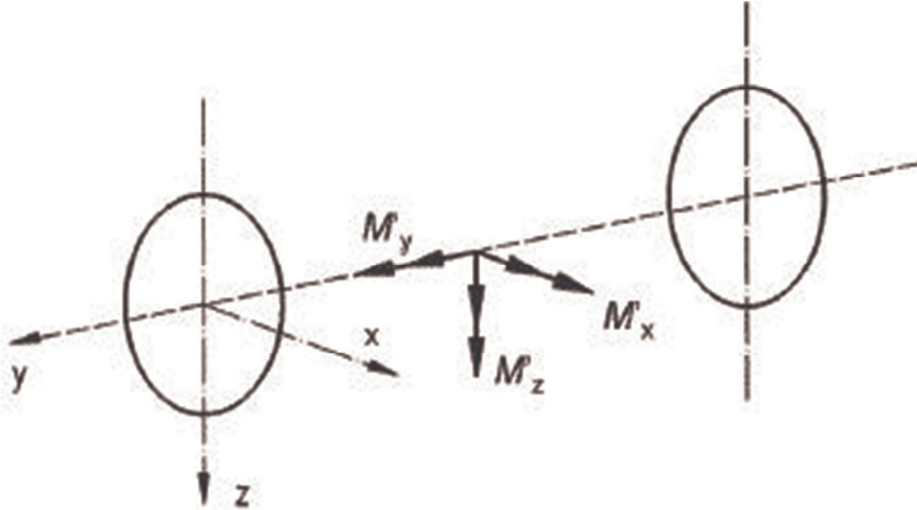
Tab. (20) Silové a geometrické poměry na nápravě (2. varianta)



obr. (27) Průběh ohybového momentu M_x v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy (2. varianta)

6.5. Síly a momenty vyvolané pneumatickým brzděním

Brzdění vyvolává momenty, které mohou mít tři složky: M_x' , M_y' , M_z' (viz obr. (28)).



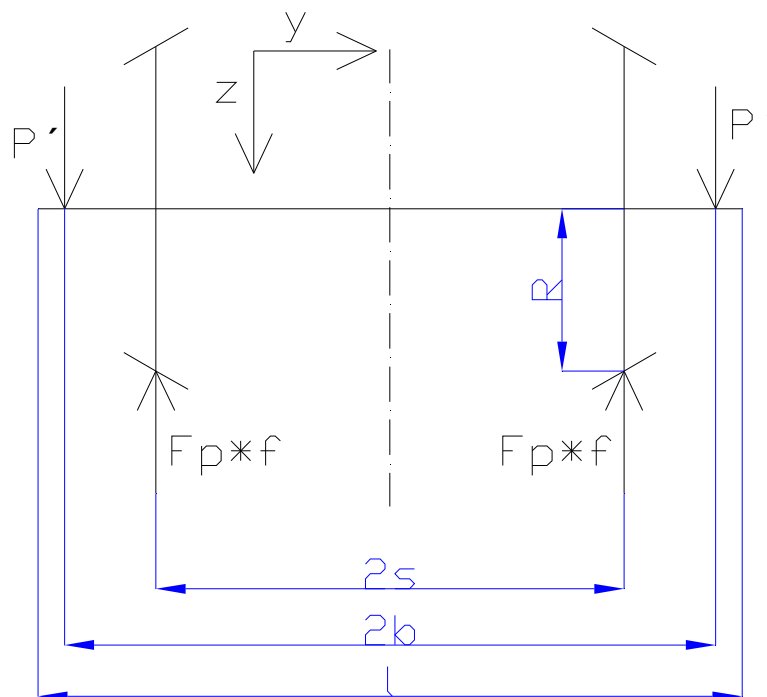
obr. (28) Schematické znázornění rovin působení M_x' , M_y' , M_z'

- ohybový moment M_x' vzniká působením svislých sil rovnoběžných se souřadnicovou osou z;
- ohybový moment M_z' vzniká působením vodorovných sil rovnoběžných se souřadnicovou osou x;
- kroutící složka M_y' je orientována v ose nápravy (osa y).

Lokomotiva je vybavena kotoučovou brzdou v discích kol.

6.5.1. Ohybový moment $M_{x'}$

Působící síly rovnoběžné s osou z , rozdělují nápravu na 5 intervalů, ve kterých se mění ohybové namáhání nápravy (viz obr. (30)).



obr. (29) Situace na nápravě (rovina yz , brzdění)

Název veličiny	označení	hodnota	jednotky
Přítlačná síla brzdových čelistí na kotouč	F_p	67913,00	N
Součinitel tření mezi kotoučem a brzdovým obložením	f	0,35	-
Reakční síla	P'	23769,55	N

Tab. (21) Silové poměry na nápravě při brzdění

Interval $(0; \frac{l}{2} - b)$:

$$M_{x'} = 0 \quad (60)$$

Interval $(\frac{l}{2} - b; \frac{l}{2} - s)$:

$$M_{x'} = P' * \left(y - \frac{l}{2} + b \right) \quad (61)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s; \frac{l}{2} + s\right)$:

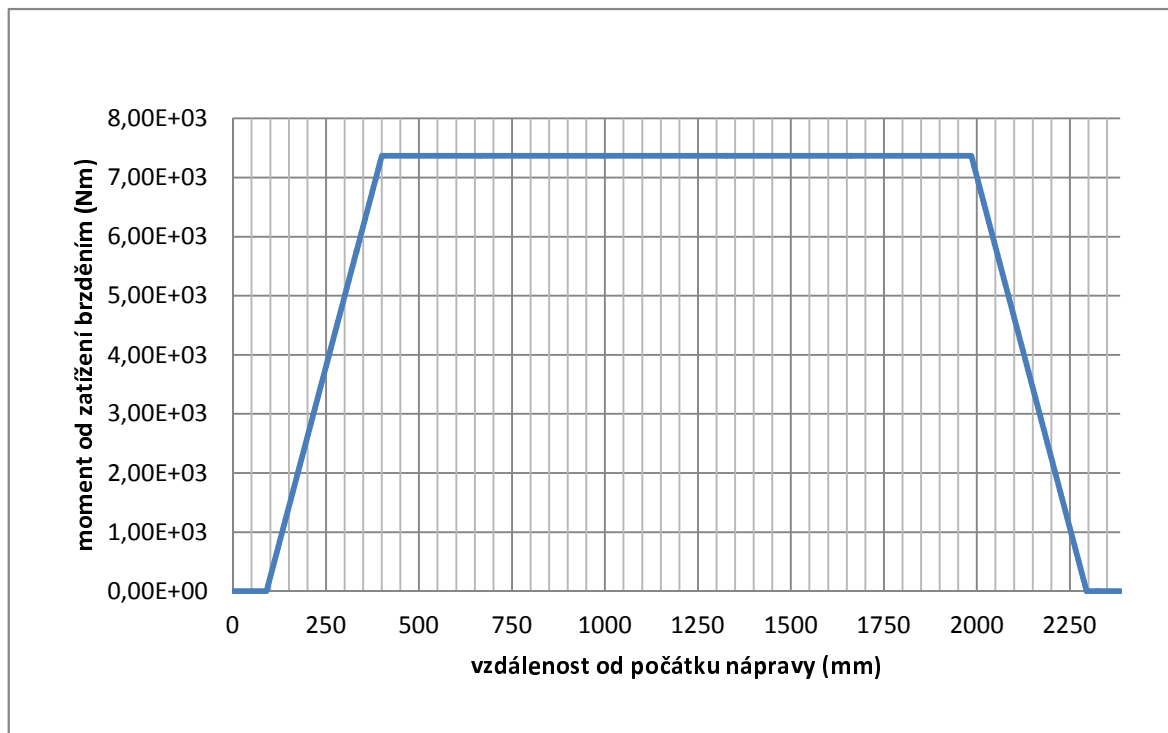
$$Mx' = P' * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) - F_p * f * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) \quad (62)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + s; \frac{l}{2} + b\right)$:

$$Mx' = P' * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) - F_p * f * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) - F_p * f * \left(y - \frac{l}{2} - s\right) \quad (63)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + b; l\right)$:

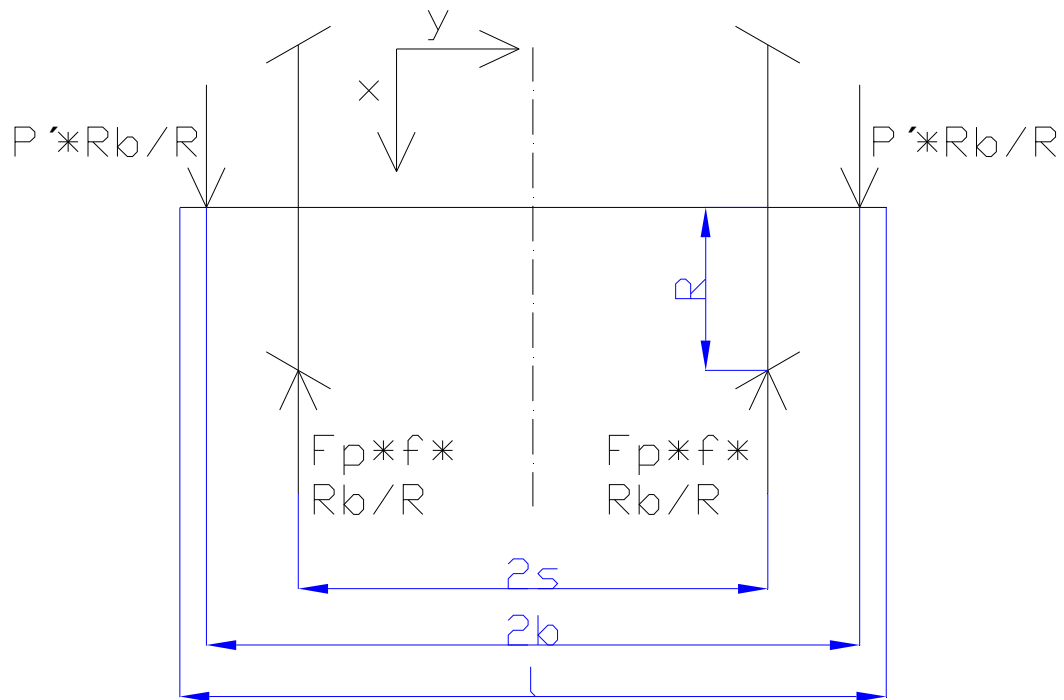
$$Mx' = 0 \quad (64)$$



obr. (30) Průběh ohybového momentu Mx' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

6.5.2. Ohybový moment $M_{x'}$

Působící síly rovnoběžné s osou x, rozdělují nápravu na 5 intervalů, ve kterých se mění ohybové namáhání nápravy (viz obr. (31)).



obr. (31) Situace na nápravě (rovina xy, brzdění)

Název veličiny	označení	hodnota	jednotky
Třecí poloměr brzdového kotouče	R_b	388,00	mm

Tab. (22) Třecí poloměr brzdového kotouče

Interval $\left(0; \frac{l}{2} - b\right)$:

$$M_{x'} = 0 \quad (65)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - b; \frac{l}{2} - s\right)$:

$$M_{x'} = P' * \frac{R_b}{R} * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) \quad (66)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s; \frac{l}{2} + s\right)$:

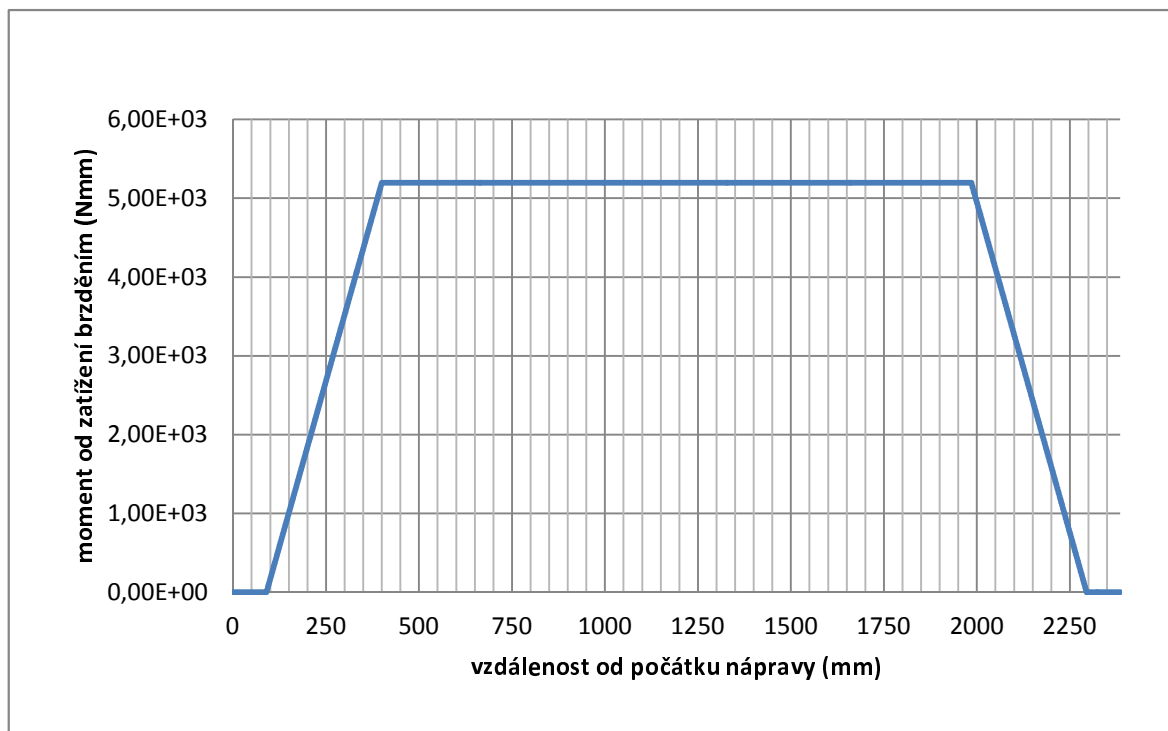
$$M_{x'} = P' * \frac{R_b}{R} * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) - F_p * f * \frac{R_b}{R} * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) \quad (67)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + s; \frac{l}{2} + b\right)$:

$$Mx' = P' * \frac{R_b}{R} * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) - F_p * f * \frac{R_b}{R} * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) - F_p * f * \frac{R_b}{R} * \left(y - \frac{l}{2} - s\right) \quad (68)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + b; l\right)$:

$$Mx' = 0 \quad (69)$$



obr. (32) Průběh ohybového momentu Mz' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

6.5.3. Krouticí moment My'

Toto namáhání nápravy vychází z předpokladu, že uvažujeme možný rozdíl v přítláčných silách na jednotlivé kotouče a možné rozdíly v průměrech kol. Na krut je tedy náprava namáhána mezi rovinami styčných kružnic.

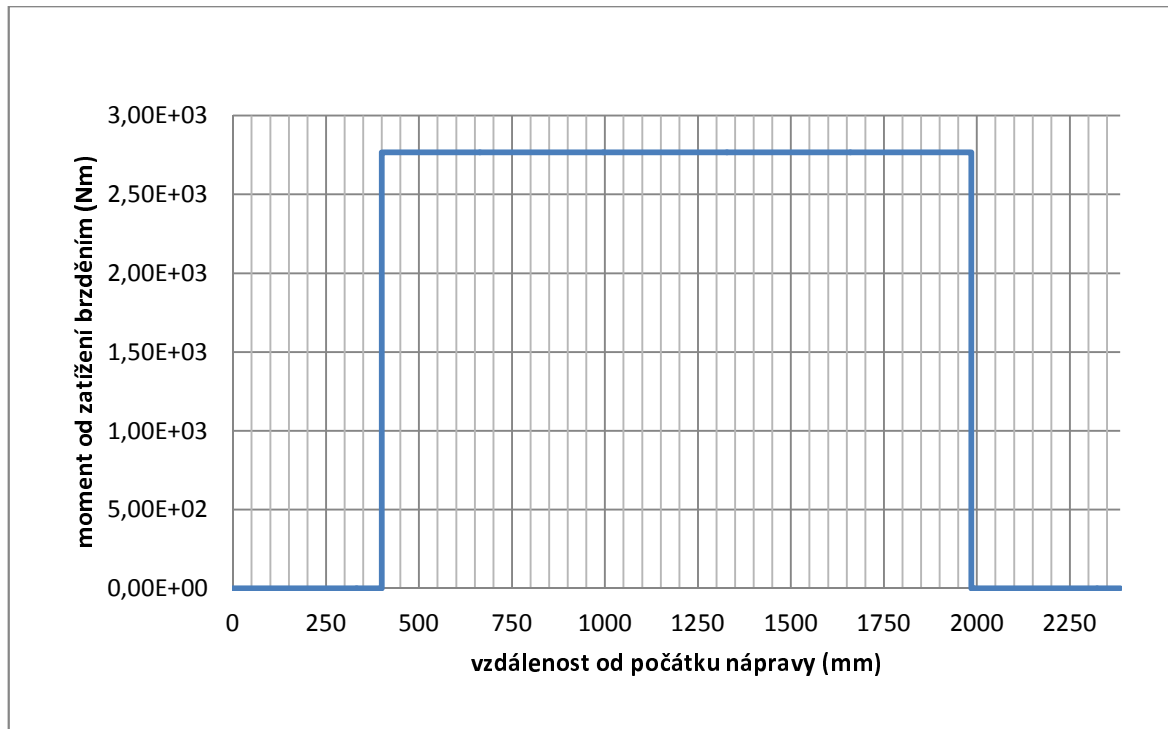
Interval $\left(0; \frac{l}{2} - s\right)$:

$$My' = 0 \quad (70)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s; \frac{l}{2} + s\right)$:

$$My' = 0,3 * P' * R_b \quad (71)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + s; l\right)$: viz vztah (70)



obr. (33) Průběh krouticího momentu $M_{y'}$ v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

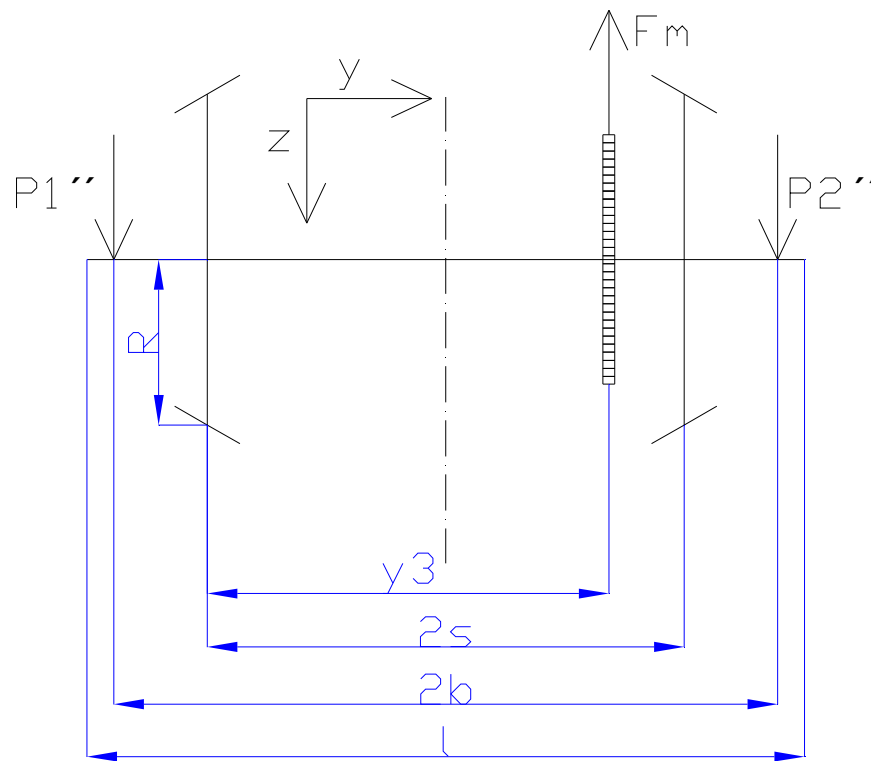
6.6. Síly a momenty vyvolané pohonem a EDB

Pohon lokomotivy je realizován tlakovým motorem. Na nápravě je nalisováno ozubené kolo, které přenáší trakční a brzdné síly. Orientace momentů je stejná jako u režimu pneumatického brzdění s tím rozdílem, že je jinak umístěn prvek, který převádí silový tok (nalisované ozubené kolo).

6.6.1. Ohybový moment od zatížení pohonem $M_{x''}$

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotky
Moment trakčního motoru	M_{motoru}	3946,00	Nm
Počet zubů pastorku	$n_{pastorku}$	16	
Počet zubů velkého ozubeného kola	n_{kola}	77	
Poloměr roztečné kružnice velkého ozub. kola	R_r	349,50	mm
Tangenciální síla na ozubeném kole	F_m	54335,12	N
Reakce na čepu nápravy	P_1''	13811,72	N
Reakce na čepu nápravy	P_2''	40523,40	N

Tab. (23) Silové a geometrické poměry na nápravě zatížené pohonem



obr. (34) Situace na nápravě (rovina yz, pohon)

Určení tangenciální síly F_m :

$$M_{motoru} * \frac{n_{kola}}{n_{pastorku}} = F_m * r_{roztečná} \Rightarrow F_m = \frac{M_{motoru} * 1000}{r_{roztečná}} * \frac{n_{kola}}{n_{pastorku}} \quad (72)$$

Určení reakčních sil P_1'' a P_2'' :

$$P_1'' = F_m * \frac{b + s - y_3}{2b} \quad (73)$$

$$P_2'' = F_m * \frac{y_3 + b - s}{2b} \quad (74)$$

Interval $(0; \frac{l}{2} - b)$:

$$M_{x''} = 0 \quad (75)$$

Interval $(\frac{l}{2} - b; \frac{l}{2} - s + y_3)$:

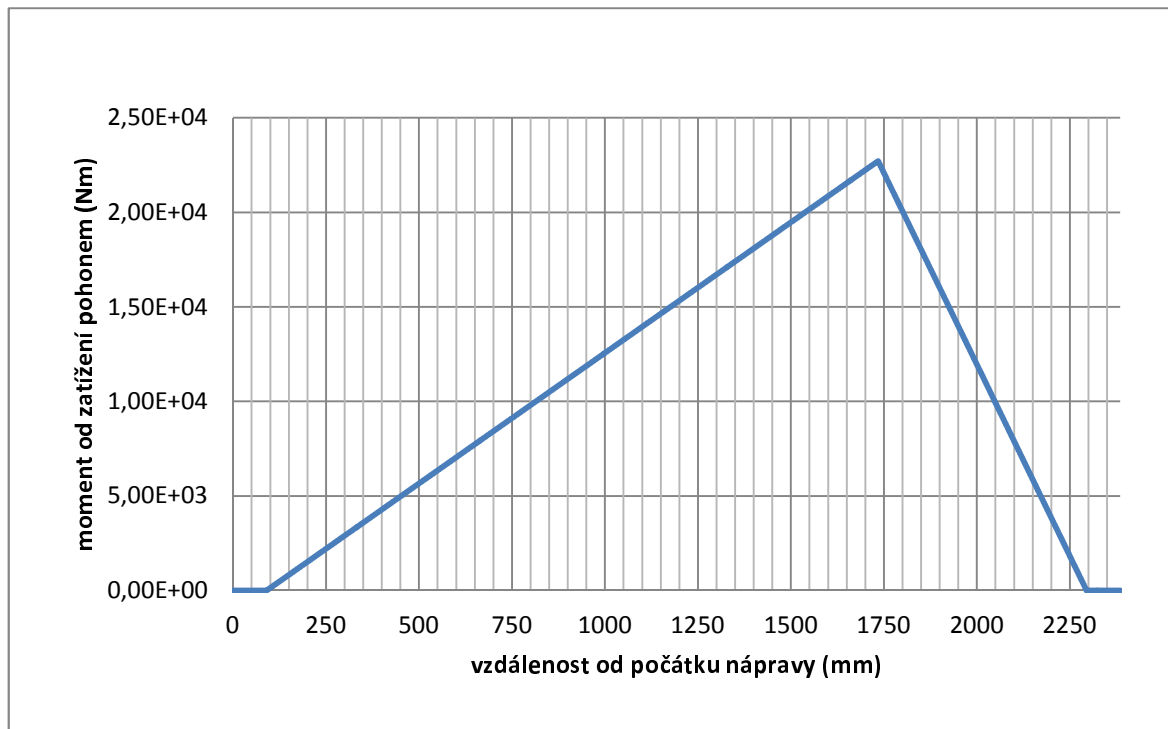
$$M_{x''} = P_1'' * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) \quad (76)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s + y_3; \frac{l}{2} + b\right)$:

$$Mx'' = P_1'' * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) - F_m * \left(y - \frac{l}{2} + s - y_3\right) \quad (77)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + b; l\right)$:

$$Mx'' = 0 \quad (78)$$



obr. (35) Průběh ohybového momentu Mx'' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

6.6.2. Ohybový moment od zatížení pohonem Mz''

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotky
Reakce na čepch nápravy	P_{xy}''	17263,75	N

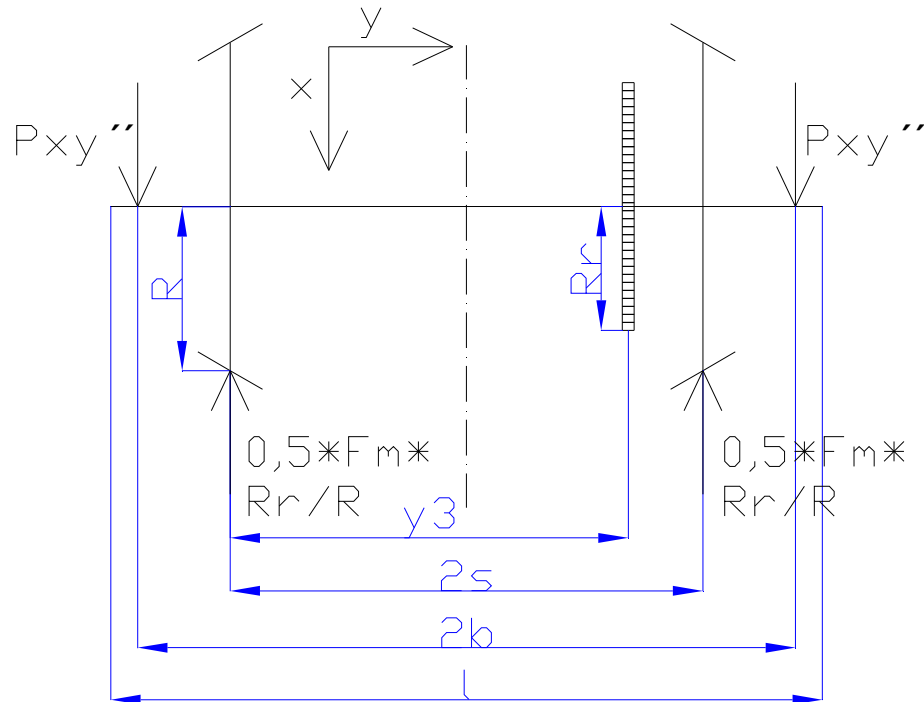
Tab. (24) Reakce na čepch nápravy

Určení P_{xy}'' z momentové rovnováhy na nápravě v rovině xy :

$$P_{xy}'' * 2b - 0,5 * F_m * \frac{R_r}{R} * (b + s) - 0,5 * F_m * \frac{R_r}{R} * (b - s) = 0 \quad (79)$$

$$P_{xy}'' = 0,5 * F_m * \frac{R_r}{R} \quad (80)$$

Z geometrie nápravy vyplývá, že reakce na čepích nápravy budou stejně velké.



obr. (36) Situace na nápravě (rovina xy , pohon)

Interval $(0; \frac{l}{2} - b)$:

$$M_{z''} = 0 \quad (81)$$

Interval $(\frac{l}{2} - b; \frac{l}{2} - s)$:

$$M_{z''} = P_{xy}'' * (y - \frac{l}{2} + b) \quad (82)$$

Interval $(\frac{l}{2} - s; \frac{l}{2} + s)$:

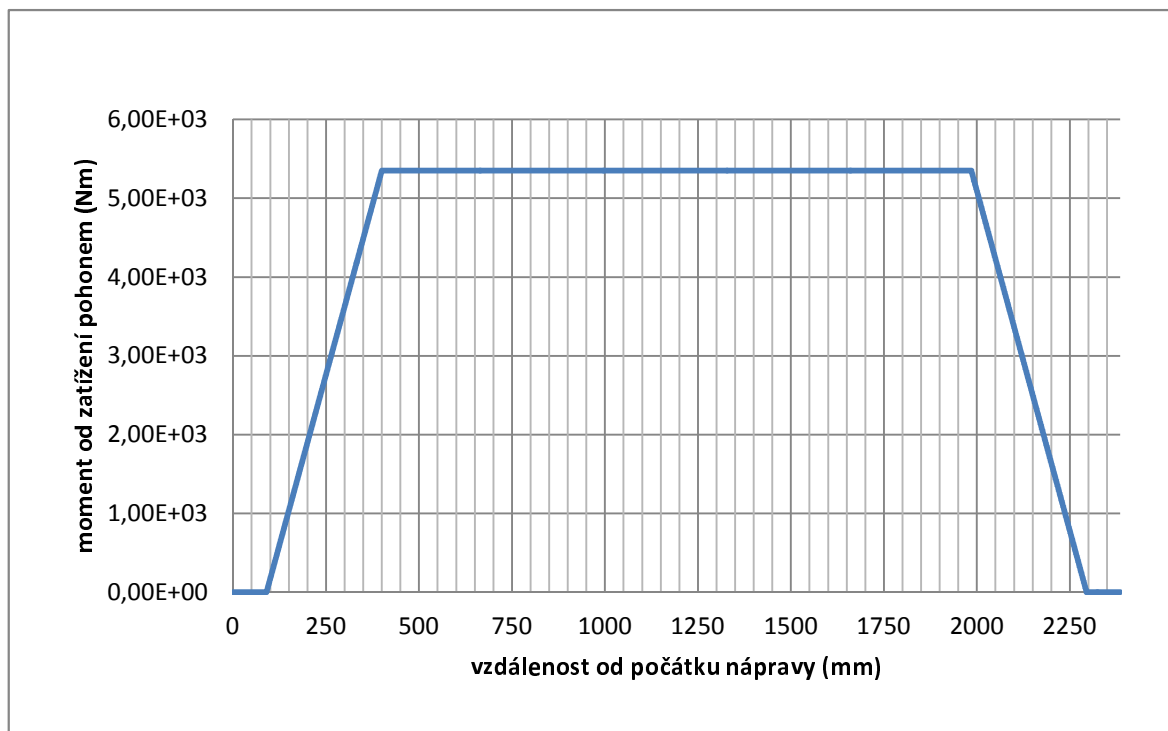
$$M_{z''} = P_{xy}'' * (y - \frac{l}{2} + b) - 0,5 * F_m * \frac{R_r}{R} * (y - \frac{l}{2} + s) \quad (83)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + s; \frac{l}{2} + b\right)$:

$$Mz'' = Pxy'' * \left(y - \frac{l}{2} + b\right) - 0,5 * F_m * \frac{R_r}{R} * \left(y - \frac{l}{2} + s\right) - 0,5 * F_m * \frac{R_r}{R} * \left(y - \frac{l}{2} - s\right) \quad (84)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} + b; l\right)$:

$$Mz'' = 0 \quad (85)$$



obr. (37) Průběh ohybového momentu Mz'' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

6.6.3. Krouticí moment My''

Náprava slouží jako prvek převodu silového toku z ozubeného kola na kola. Tzn., že krouticím momentem je namáhána i náprava.

Interval $\left(0; \frac{l}{2} - s\right)$:

$$My'' = 0 \quad (86)$$

Interval $\left(\frac{l}{2} - s; y_3 + \frac{l}{2} - s\right)$:

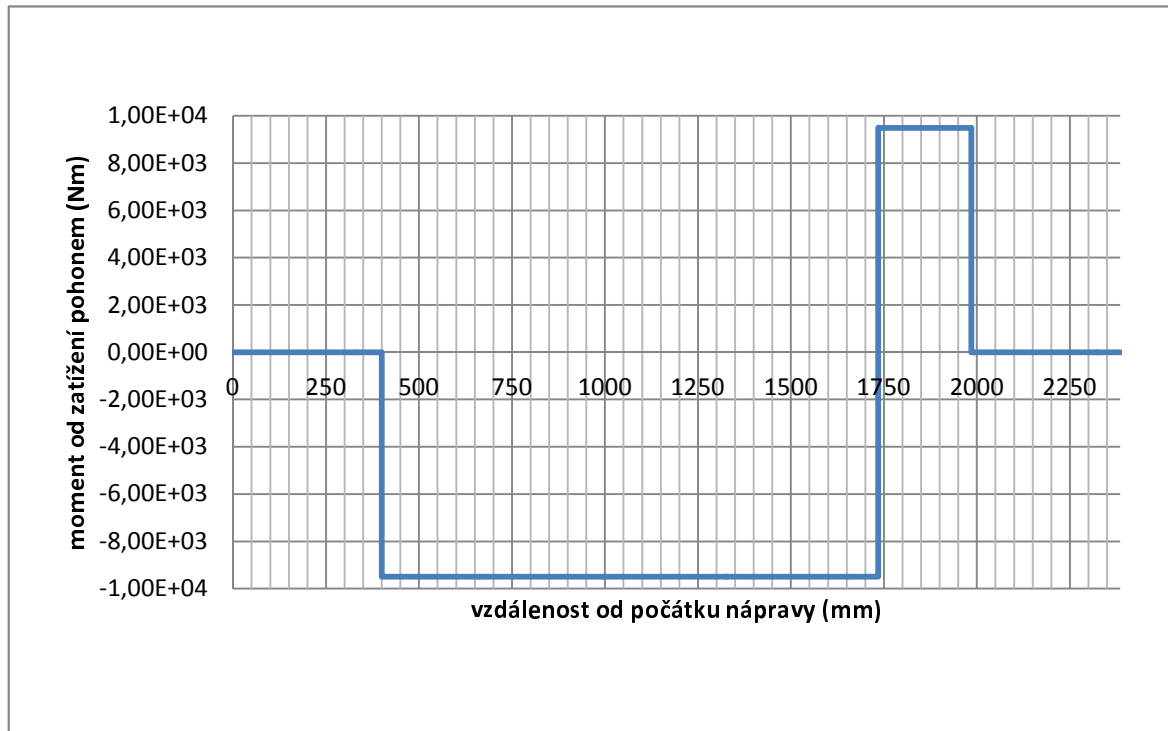
$$My'' = -Pxy'' * R \quad (87)$$

Interval $(y_3 + \frac{l}{2} - s; \frac{l}{2} + s)$:

$$My'' = -Pxy'' * R + F_m * R_r \quad (88)$$

Interval $(\frac{l}{2} + s; l)$:

$$My'' = 0 \quad (89)$$



obr. (38) Průběh krouticího momentu My'' v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

6.7. Výpočet výsledného redukovaného momentu

Pro každý průřez nápravy se nejvyšší napětí vypočítá z výsledného momentu MR (90).

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} \quad (90)$$

Pro případ brzdění:

$$MX = Mx + \sum Mx' \quad (91)$$

$$MY = \sum My' \quad (92)$$

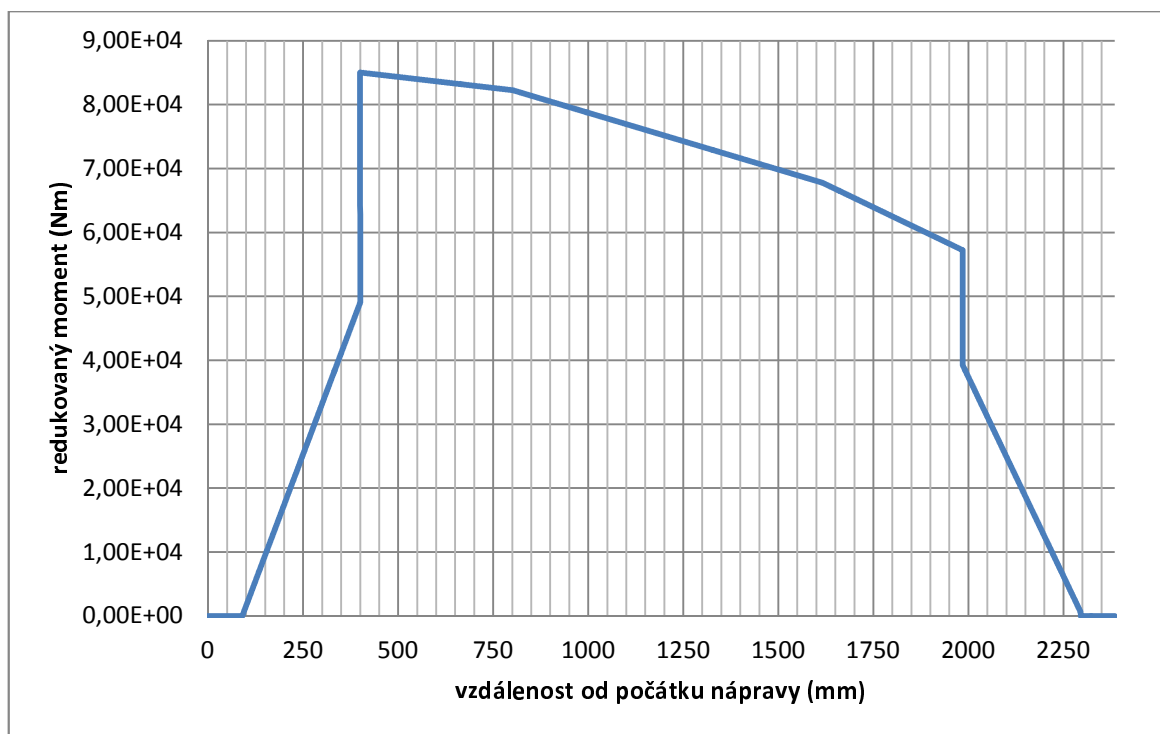
$$MZ = \sum Mz' \quad (93)$$

Pro případ pohonu:

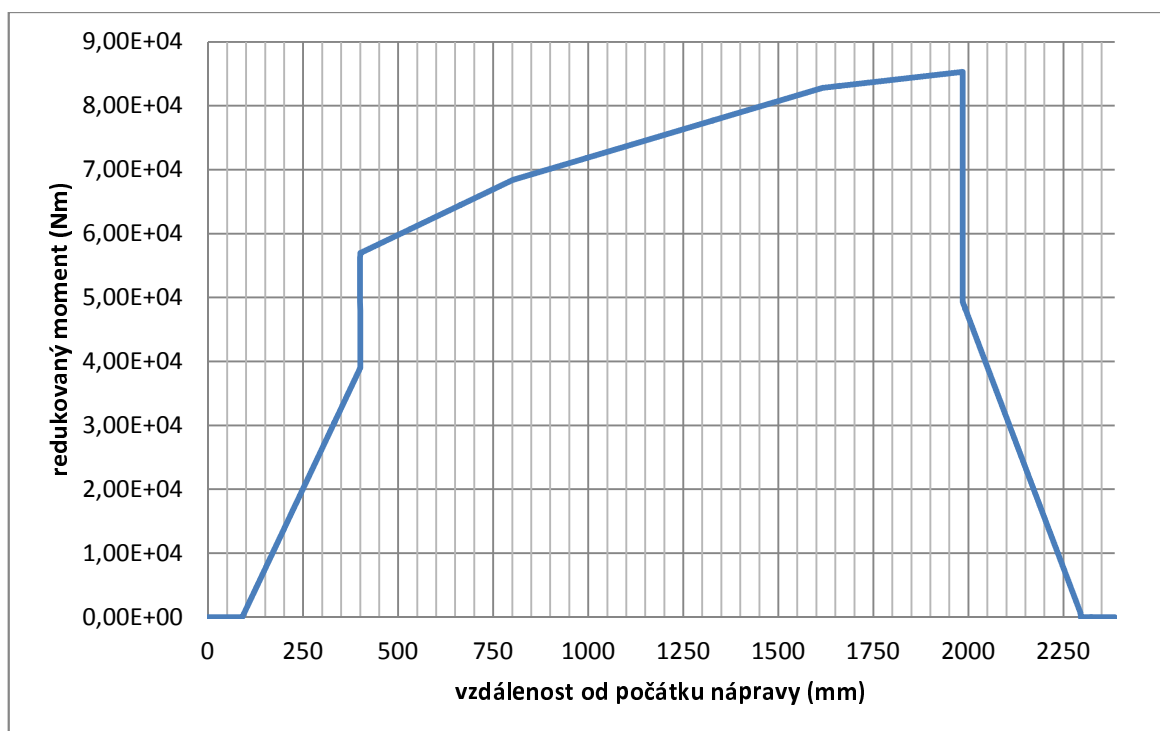
$$MX = Mx + \sum Mx'' \quad (94)$$

$$MY = \sum My'' \quad (95)$$

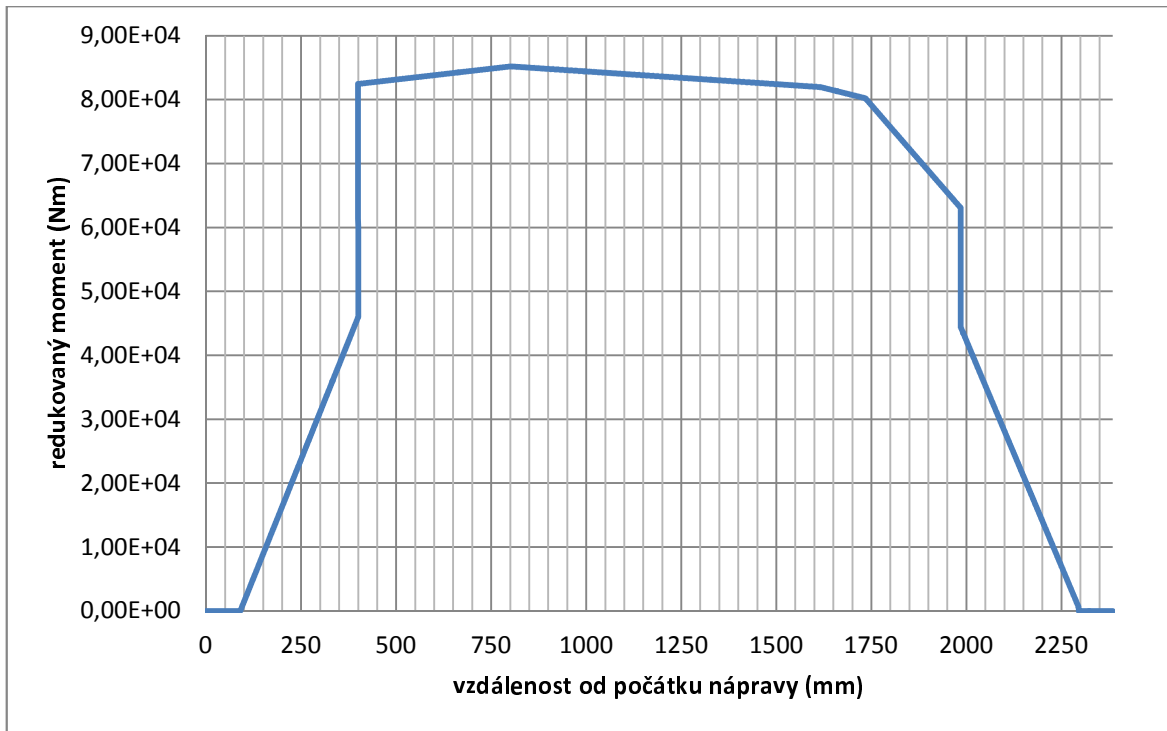
$$MZ = \sum Mz'' \quad (96)$$



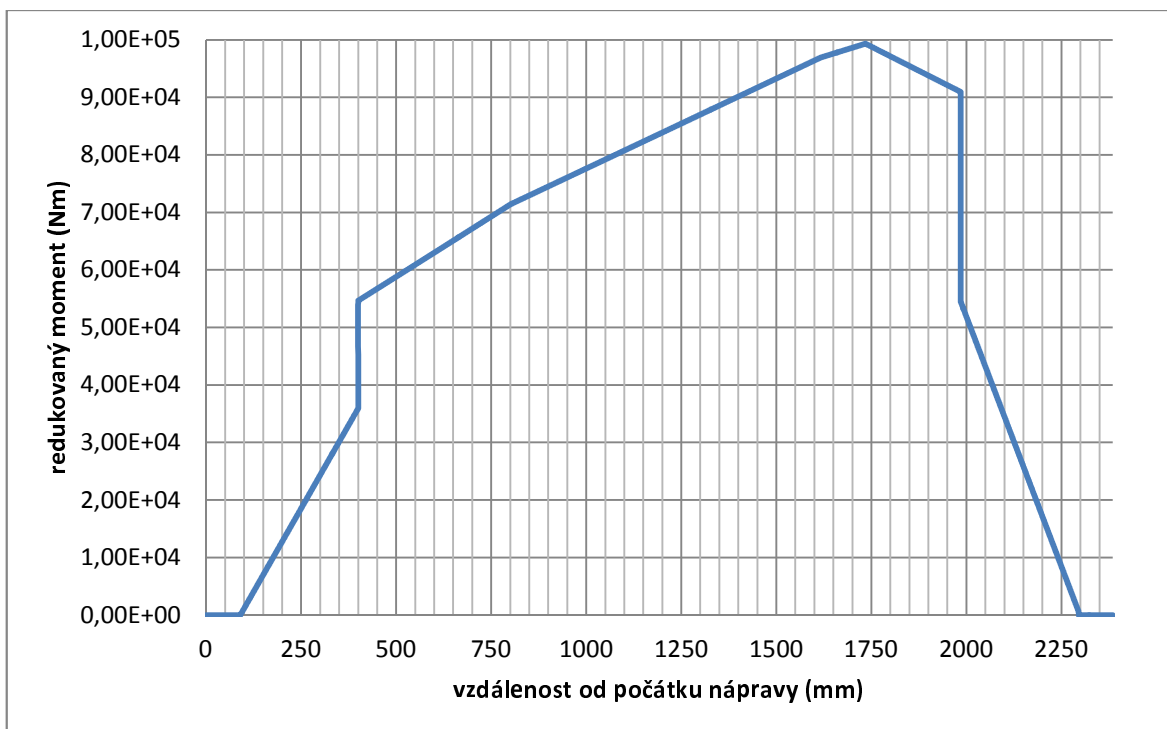
obr. (39) Průběh redukovaného momentu při brzdění (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy



obr. (40) Průběh redukovaného momentu při brzdění (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

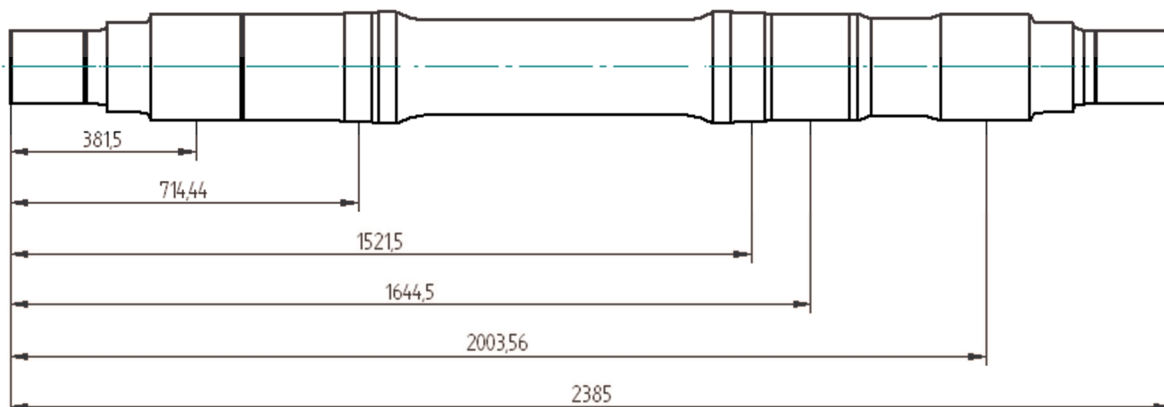


obr. (41) Průběh redukovaného momentu při trakci (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy



obr. (42) Průběh redukovaného momentu při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

6.8. Napětí v různých průřezech nápravy



obr. (43) Schematické znázornění rozšířené nápravy

V každém průřezu nápravy o průměru d působí následující napětí:

$$\sigma = \dots \quad (97)$$

Kde:

K součinitel koncentrace únavového napětí..... (-)

6.8.1. Součinitel koncentrace únavového napětí

Pro válcové části vnějšího povrchu plné nebo duté nápravy a vnitřního povrchu díry duté nápravy je součinitel koncentrace únavového napětí roven 1. Každá změna průřezu však vyvolává zvýšení napětí, jehož nejvyšší hodnotu lze stanovit:

- na dolní části přechodu mezi dvěma sousedními válcovými částmi s různými poloměry
- na dně vybrání

Součinitel koncentrace únavového napětí K pro výpočty je uveden v diagramu na obr. (44) (přechod mezi dvěma válcovými částmi) a na obr. (46) (dno vybrání). Součinitel koncentrace napětí se stanoví ze dvou poměrů:

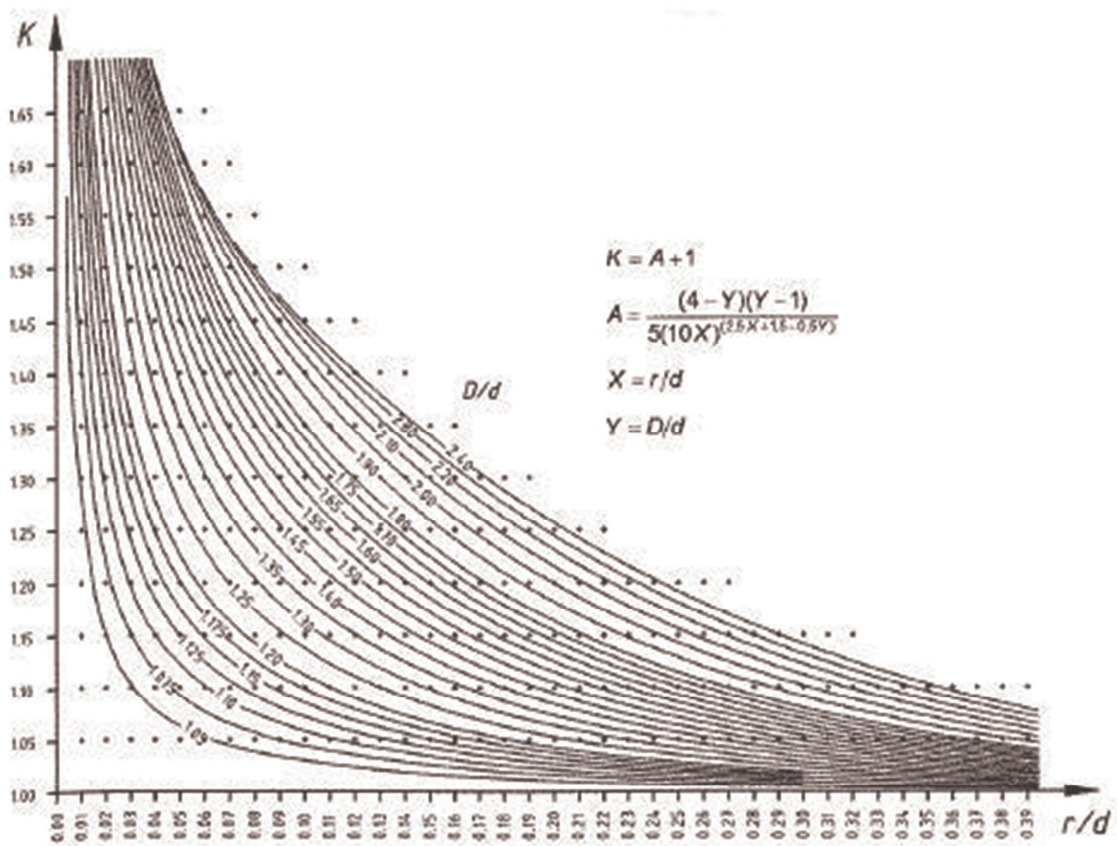
— —

Kde:

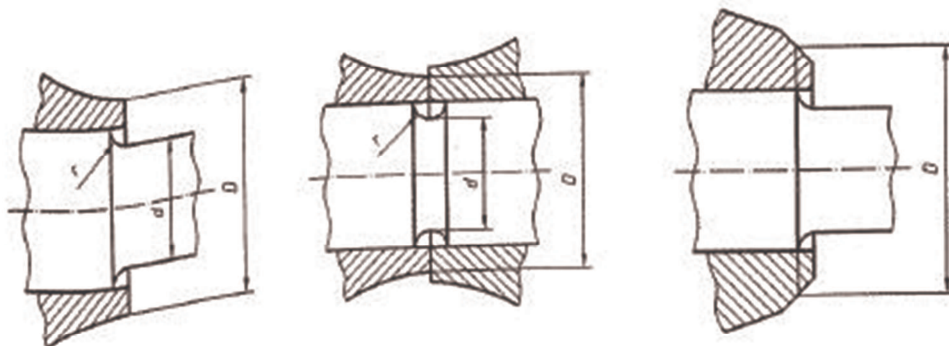
r poloměr zaoblení přechodu(mm)

d průměr válcové části, pro kterou se vypočítává K (mm)

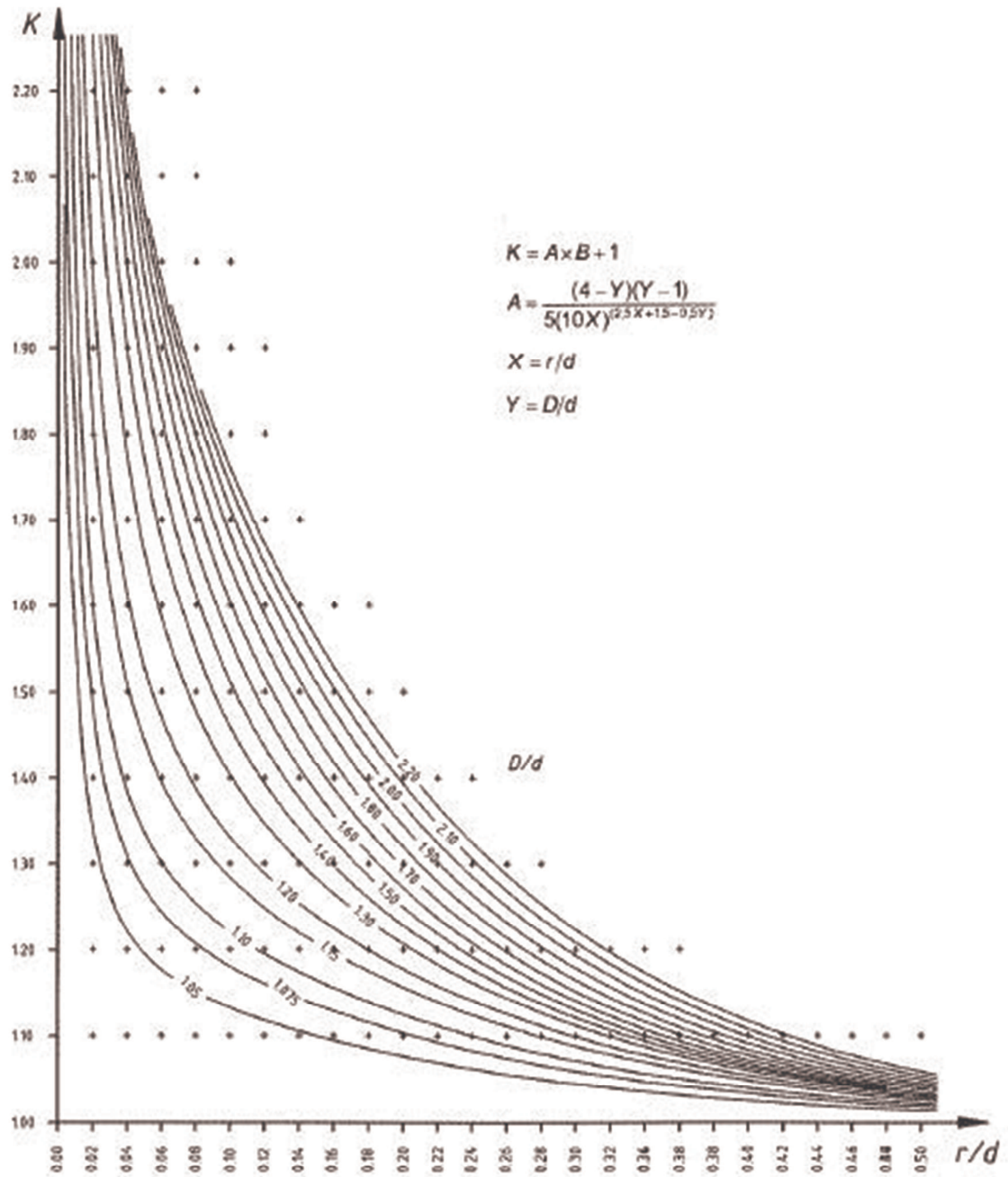
D průměr vedlejší válcové části(mm)



obr. (44) Součinitel koncentrace napětí K pro přechod mezi válcovými částmi



obr. (45) Hodnoty D a d pro případ nalisovaného spoje



obr. (46) Součinitel koncentrace napětí K pro dno vybrání

6.8.2. Nejvyšší přípustná napětí

Pro výrobu nápravy je použit materiál EA4T jehož mez únavy je:

- 240 MPa mimo osazená místa
- 145 MPa osazená místa

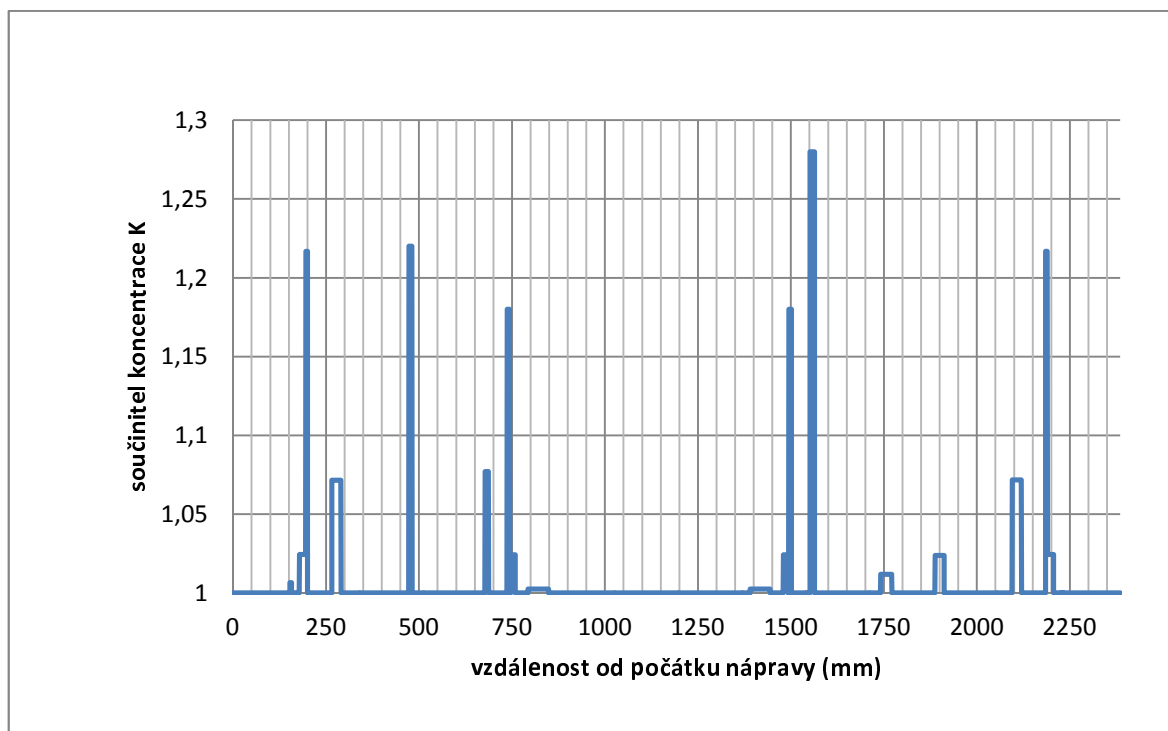
Hodnota součinitele bezpečnosti S je 1,66.

Maximální přípustné napětí mimo osazená místa (dřík nápravy, sedla kluzných ložisek, zaoblení, dna vybrání) je tedy 145 MPa a maximální přípustné napětí pro osazená místa (sedla kol, sedla brzdových kotoučů, sedla valivých ložisek, sedla ozubených kol, sedla těsnících kroužků) je 87 MPa.

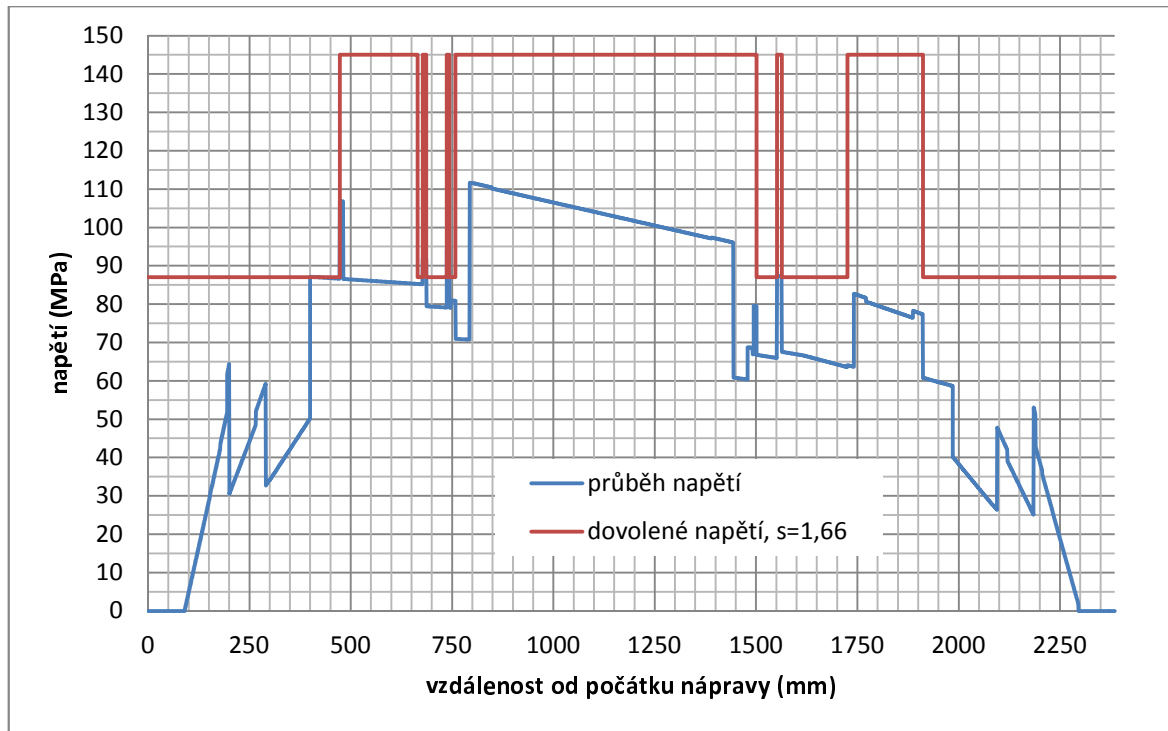
Norma uvažuje i s nižším součinitelem bezpečnosti než 1,66, pokud je zajištěna kvalita dráhy. Nižší hodnoty součinitele bezpečnosti je možné použít jen tehdy, pokud politika ochrany a údržby aplikovaná na nápravu, zajišťuje efektivitu ochrany proti dopadům a narušení korozi v průběhu životnosti nápravy a zaručuje, že původní stav povrchu materiálu nápravy se udržuje v dobrém stavu. Nikdy však nesmí hodnota součinitele bezpečnosti klesnout pod hodnotu 1,2.

6.8.3. Průběh napětí

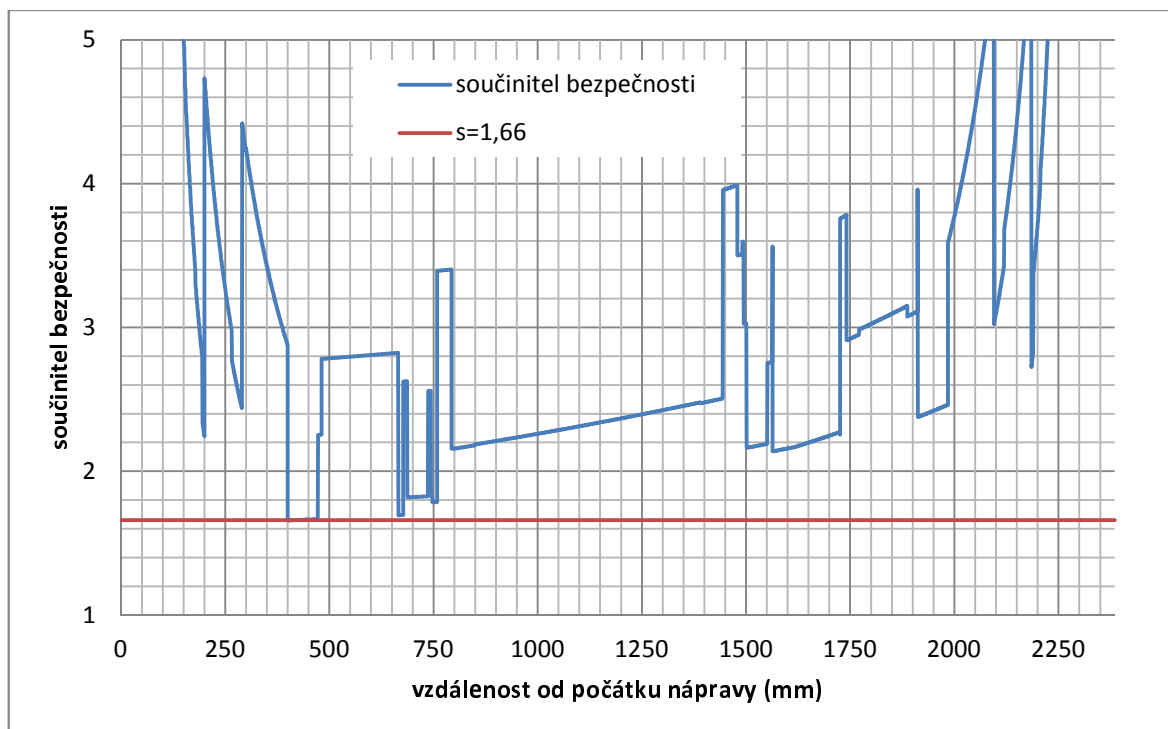
Průběh napětí podél nápravy je vypočítán podle vztahu (97). Hodnoty součinitele koncentrace napětí jsou dány geometrií nápravy a nalisovanými prvky (obr. (47)).



obr. (47) Průběh součinitele koncentrace napětí v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

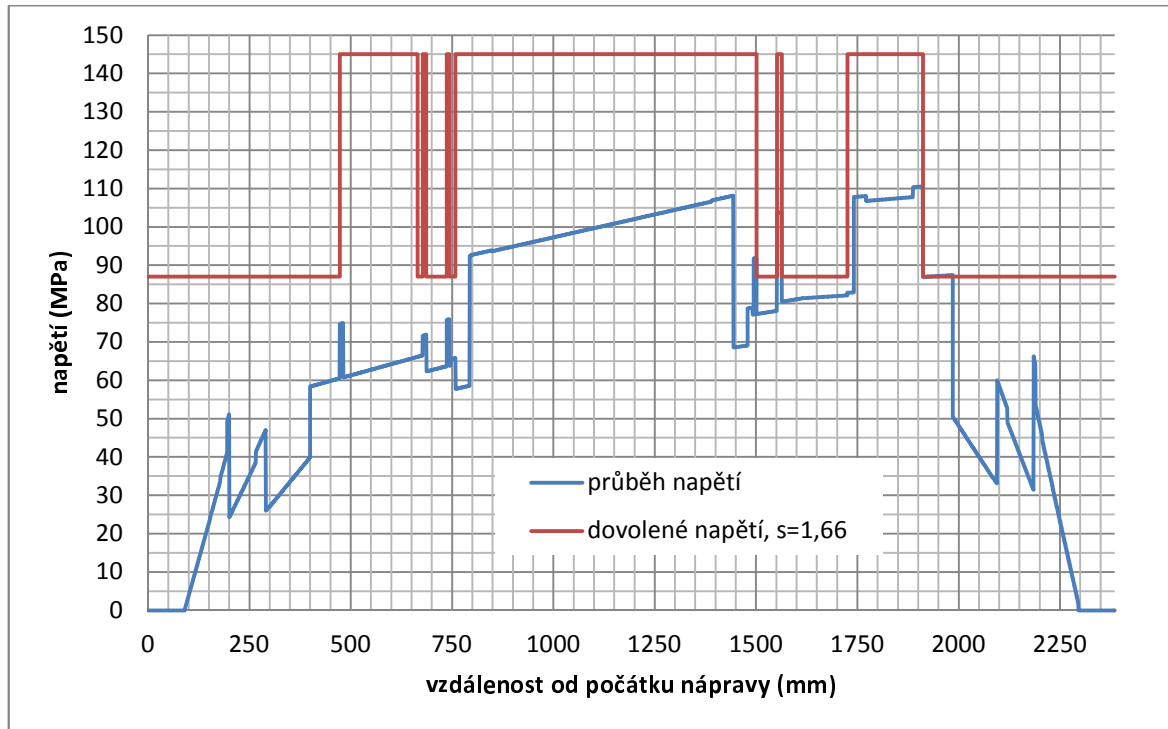


obr. (48) Průběh napětí při brzdění (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

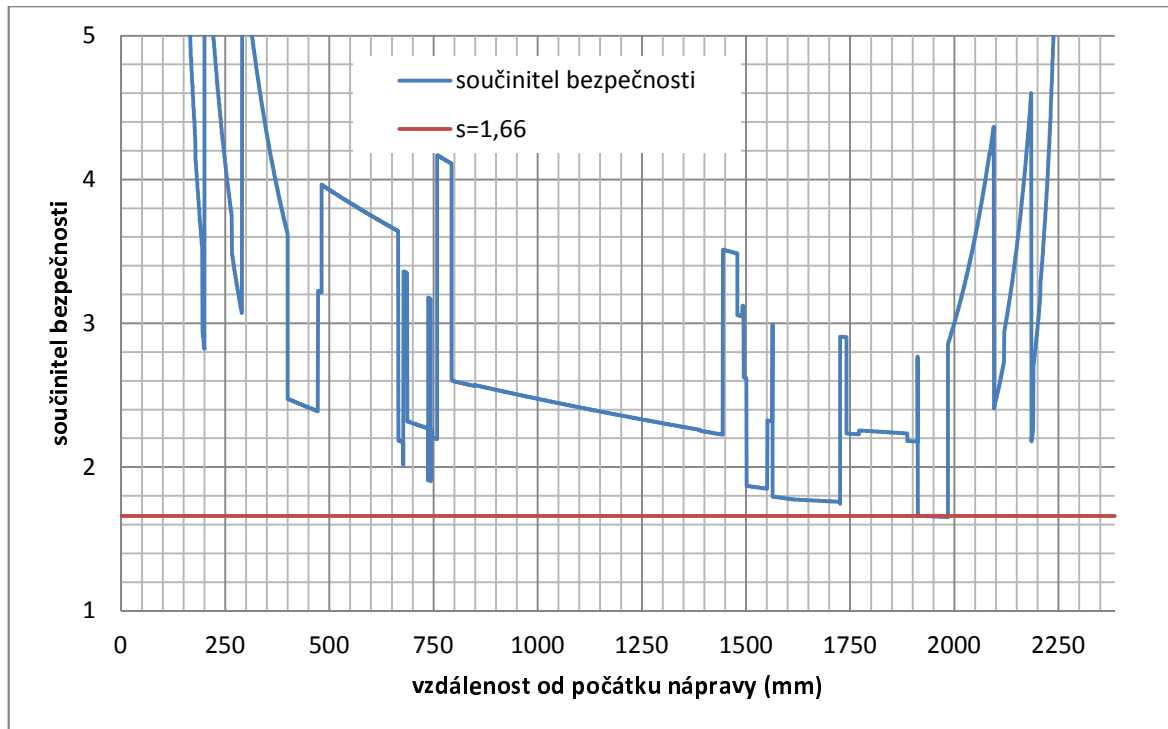


obr. (49) Průběh součinitele bezpečnosti při brzdění (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

Z obr. (49) je patrné, že v oblasti od 400 mm od počátku nápravy dojde k prudkému poklesu součinitele bezpečnosti na hodnotu asi 1,65. Je to způsobeno přičtením účinku síly Y_1 . Další oblastí s prudkým poklesem součinitele bezpečnosti je oblast sedla labyrinthového těsnění valivého ložiska tlapového motoru.

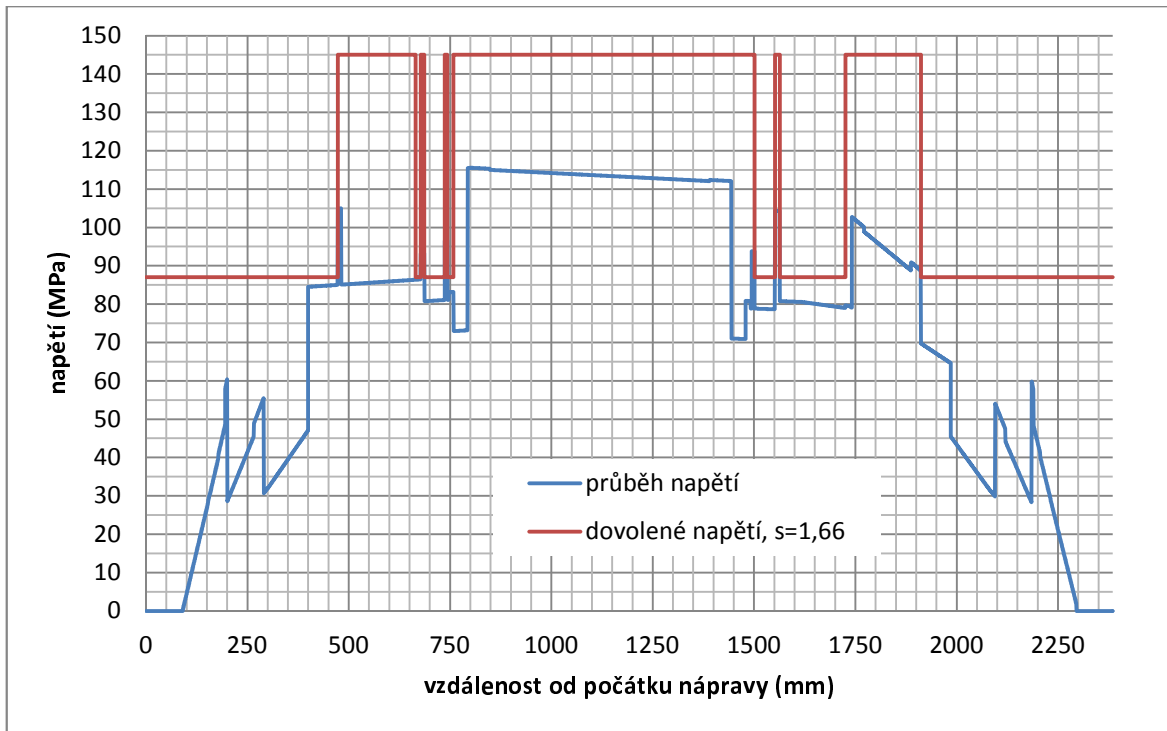


obr. (50) Průběh napětí při brzdění (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

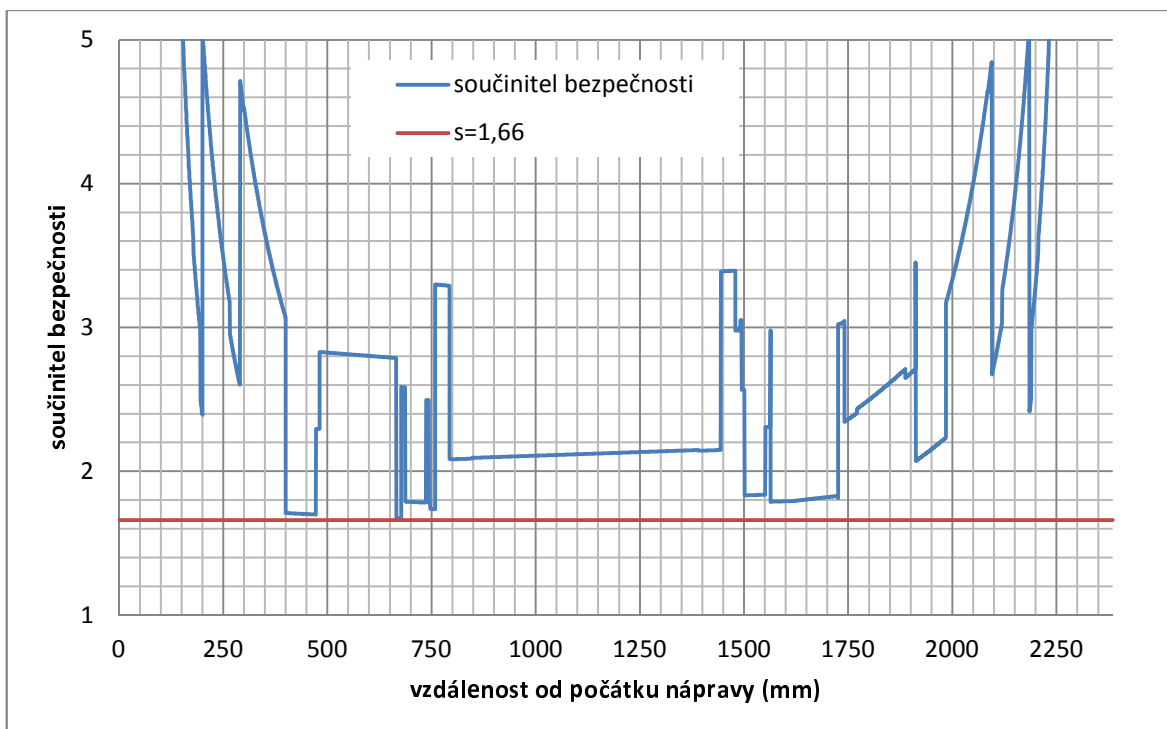


obr. (51) Průběh součinitele bezpečnosti při brzdění (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

Při druhé variantě silového zatížení nápravy dochází v oblasti od 1900 mm do 2000 mm k poklesu součinitele bezpečnosti na hodnotu 1,65. Tento pokles je způsoben superponováním momentového účinku síly Y_2 k celkovému redukovanému momentu.

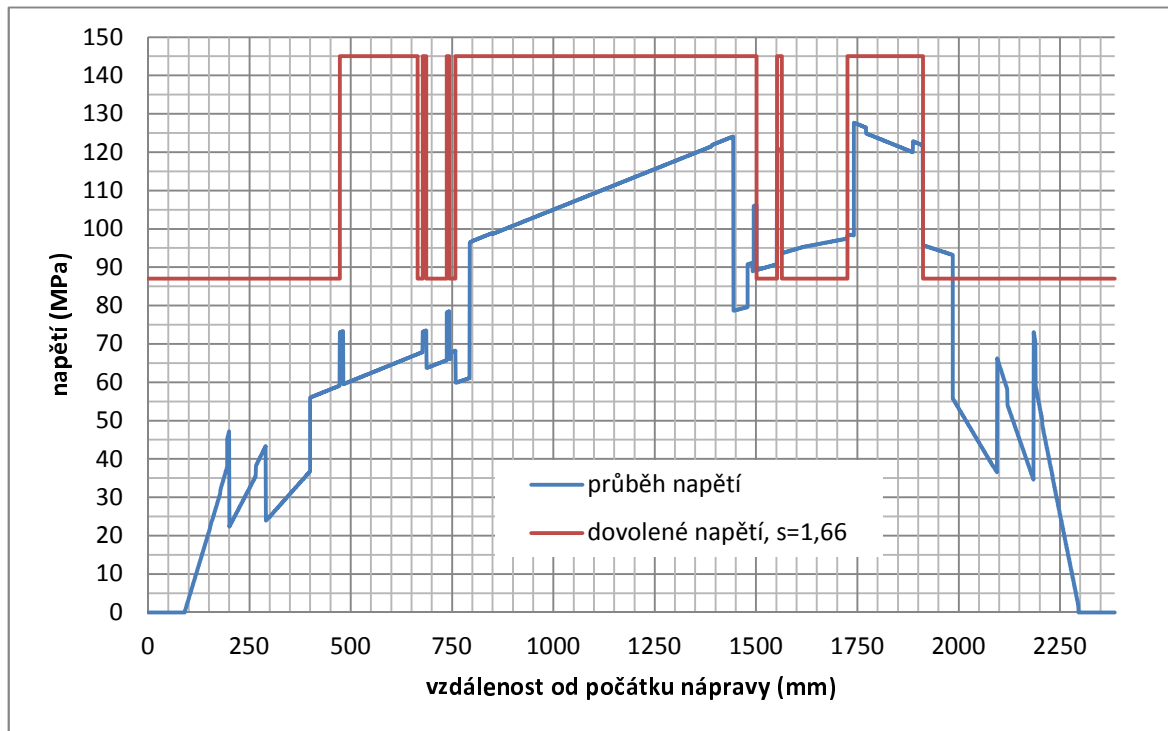


obr. (52) Průběh napětí při trakci (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

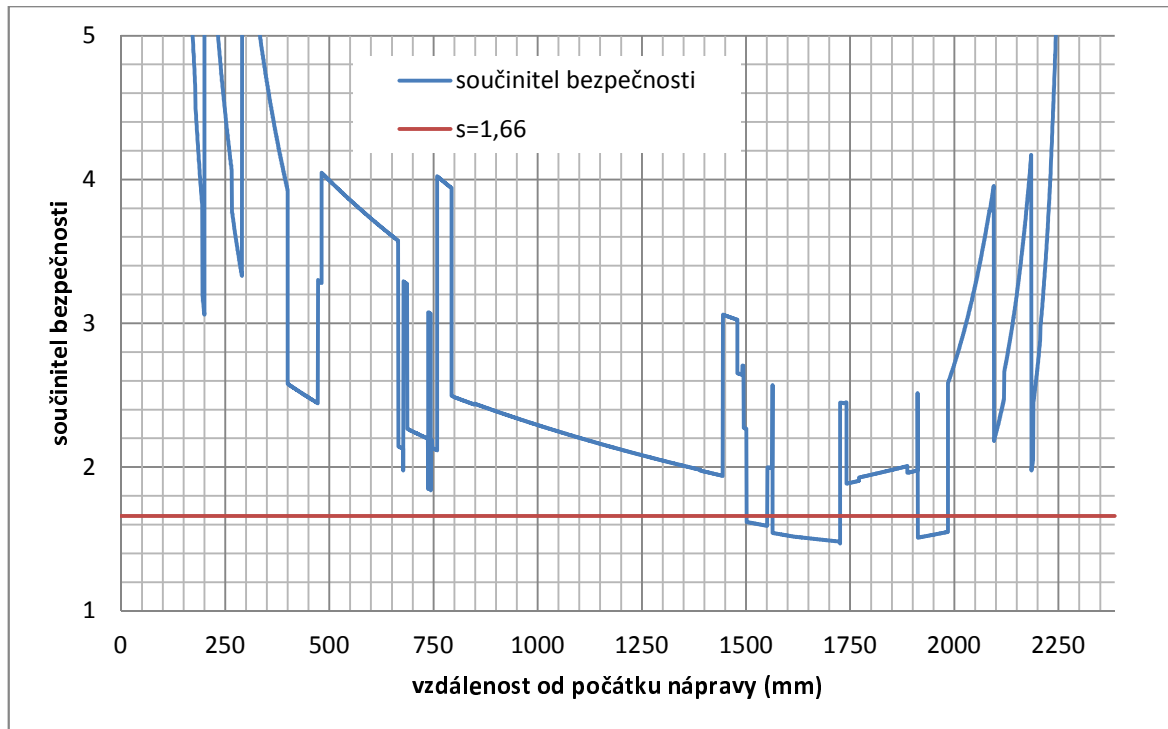


obr. (53) Průběh součinitele bezpečnosti při trakci (1. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

Z obr. (52) a obr. (53) je zřejmé, že nedochází k překročení povoleného napětí a součinitele bezpečnosti. Místa, kde se nejvíce součinitel bezpečnosti blíží hodnotě 1,66, jsou: sedlo kola, oblast sedla labyrinthového těsnění a valivého ložiska tlapového motoru.



obr. (54) Průběh napětí při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy



obr. (55) Průběh součinitele bezpečnosti při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy

Na obr. (54) a obr. (55) je znázorněn průběh napětí a součinitele bezpečnosti v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy. Je vidět, že v oblasti od cca 1500 mm do 1725 mm a v oblasti od 1900 mm do 1980 mm od počátku nápravy dochází k překročení maximálního dovoleného napětí a k poklesu pod danou minimální mez bezpečnosti.

Oblast od 1500 mm do 1725 mm od počátku nápravy je oblastí, kde jsou sedla pro valivé ložisko tlapového motoru a pro nalisované ozubené kolo. Součinitel bezpečnosti v tomto úseku klesá na minimální hodnotu 1,42.

Oblast od 1900 mm do 1980 mm od počátku nápravy je oblastí, kde je sedlo pro nalisování kola. Součinitel bezpečnosti klesá až na hodnotu 1,51.

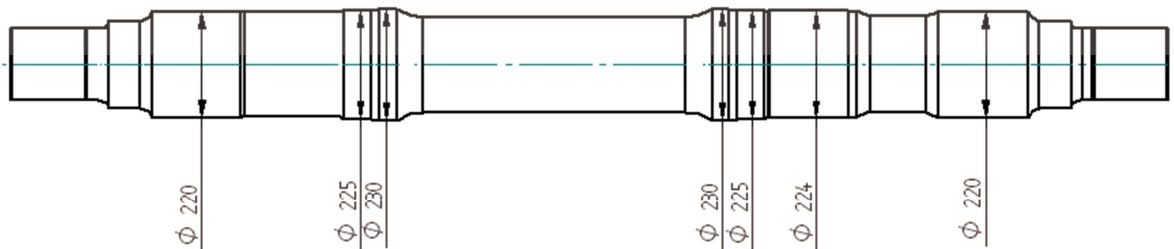
Vzhledem k tomu, že minimální součinitel bezpečnosti klesnul výrazně pod stanovenou hodnotu 1,66, je v další kapitole přistoupeno k úpravám nápravy. Tyto úpravy by měly namáhání nápravy snížit tak, aby vyhovovala normě ČSN EN 13104.

6.9. Alternativní úprava nápravy pro rozchod 1520 mm

Z předchozích pevnostních výpočtů vyplývá, že je náprava nejvíce namáhána při trakti a 2. variantě zatěžujících sil. Proto byly provedeny úpravy zejména v oblastech, kde docházelo k překročení maximálního dovoleného napětí.

Tyto úpravy se dotkly:

- sedel pro nalisování kola
- sedel pro nalisování ložisek tlapového motoru
- sedla pro nalisování ozubeného kola
- přechodů mezi ložiskem tlapového motoru a dříku nápravy

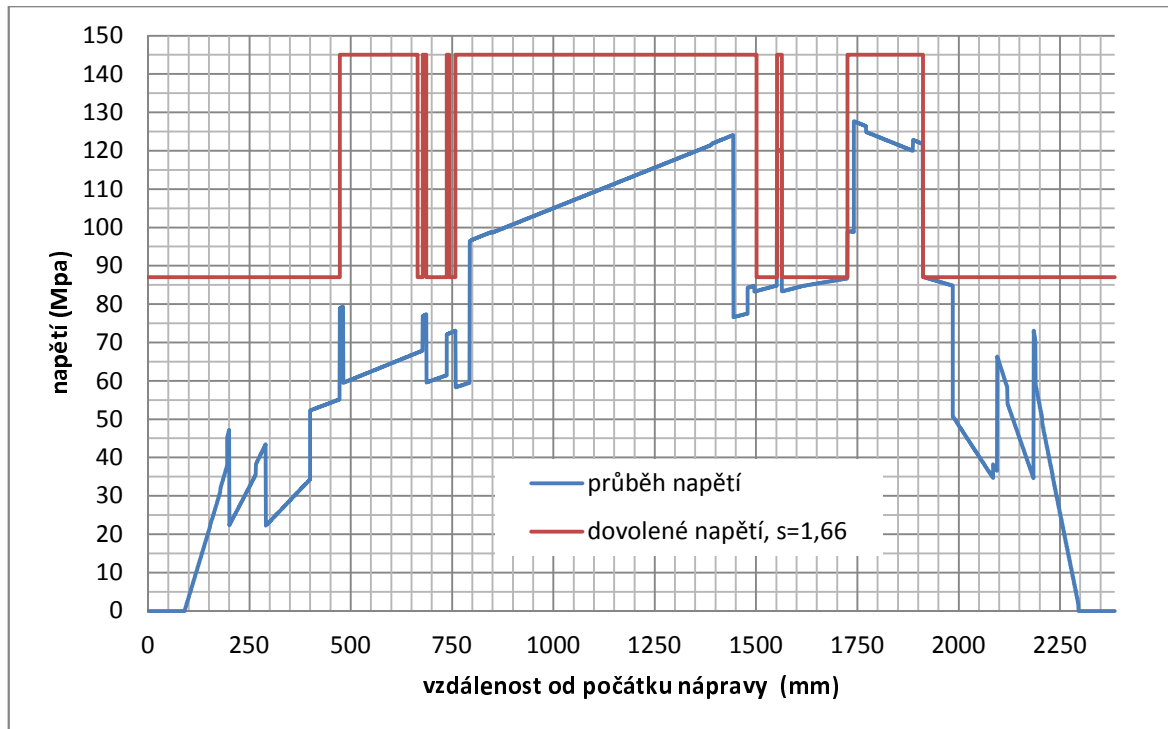


obr. (56) Znárodnění úprav průměrů nápravy

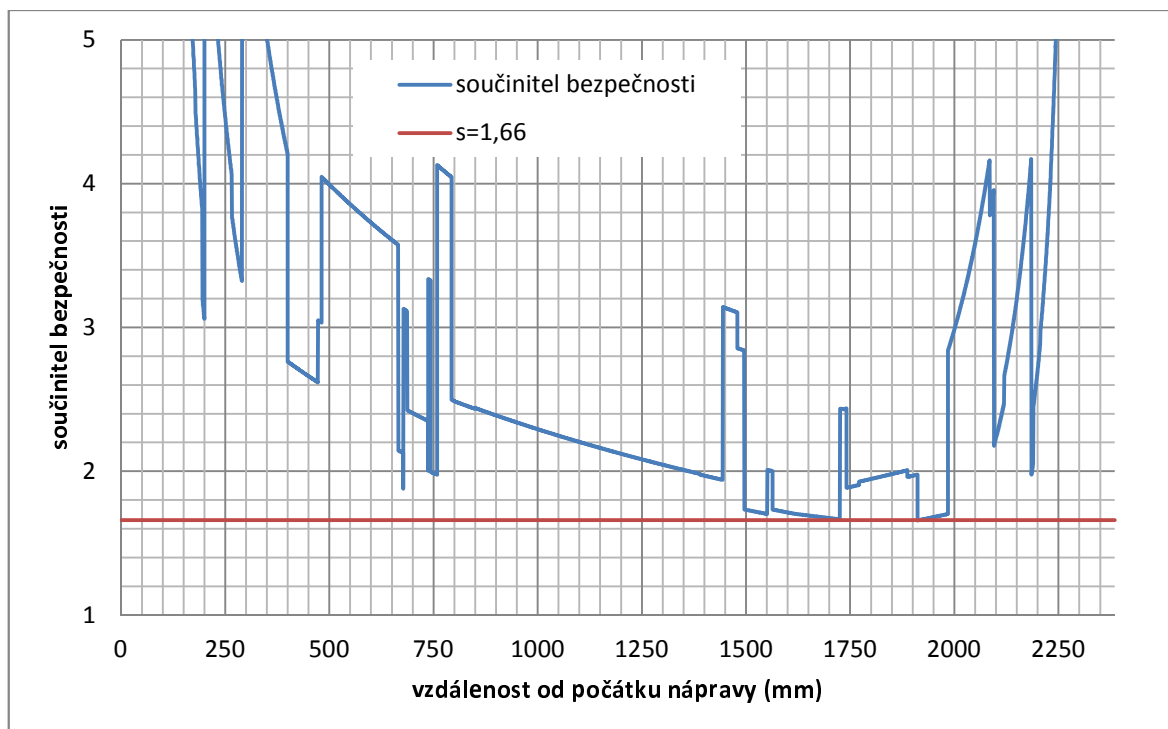
Průměr sedel pro nalisování kol byl zvětšen o 5 mm na hodnotu 220 mm, průměr sedel pro nalisování ložisek tlapového motoru byl zvětšen rovněž o 5 mm na hodnotu 225 mm a o stejnou míru byl zvětšen i průměr válcové části mezi sedlem pro ložisko tlapového motoru a dříkem nápravy. Průměr sedla pro nalisování ozubeného kola se zvětšil o 6 mm na hodnotu 224 mm.

Úpravami průměrů jednotlivých částí nápravy bylo samozřejmě nutné upravit t příslušné přechody a dna zaoblení, což se mělo za následek změnu hodnot součinitelů hodnot koncentrace.

Z obr. (57) a obr. (58) je patrné, že provedené úpravy poloměrů jednotlivých částí nápravy vedly k poklesu napětí v kritických místech a náprava vyhovuje podle normy ČSN EN 13104.



obr. (57) Průběh napětí při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy, úprava nápravy



obr. (58) Průběh součinitele bezpečnosti při trakci (2. varianta) v závislosti na vzdálenosti od počátku nápravy, úprava nápravy

7. ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout možné úpravy podvozku CZ LOKO 1435 mm na podvozek širokorozchodný 1520 mm.

7.1. Konstrukční úpravy podvozku

Konstrukční úpravy byly provedeny tak, aby se dotkly co nejmenšího počtu konstrukčních uzlů. Byla provedena úprava svařence obou čelníků, svařence hlavního příčnicku, uložení sekundárního vypružení, uchycení tlumičů svislých a příčných kmitů a nápravy.

Rozšíření podvozku bylo následně kontrolováno, zda vyhovuje průjezdnému obrysu 0-VM (dle normy GOST 9238-83)

7.2. Návrh vypružení pro hmotnostní varianty lokomotivy 80 - 92 tun

Z analýzy prvků primárního a sekundárního vypružení vyplynul závěr, že pružiny primárního vypružení vyhovují pro všechny hmotnostní varianty a to jak z hlediska deformací pružin, tak z hlediska maximálních přípustných napětí.

Situace u pružin sekundárního vypružení je však zcela odlišná. Pro hmotnostní verze 80 – 92 tun byly navrženy dohromady tři různé pružiny sekundárního vypružení. Původní pružina sekundárního vypružení byla navržena pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 tun a při kontrolním výpočtu téže pružiny pro hmotnostní variantu lokomotivy 84 tun vyplynul závěr, že pružina nevyhovuje jak z hlediska součinitele bezpečnosti, který klesnul oproti hmotnostní variantě lokomotivy 80 tun o 6,8% na hodnotu 1,78, tak i z hlediska vlastních frekvencí kmitání. 1. vlastní frekvence klesla o 3,28% na hodnotu 1,18 blížíci se kritické hodnotě 1 Hz.

Proto byla provedena optimalizace pružiny sekundárního vypružení, kdy došlo ke zvětšení průměru drátu vinuté pružiny o 5 mm na hodnotu 53 mm. Střední průměr pružiny vzrostl o stejnou hodnotu na 245 mm. Pro hmotnostní variantu lokomotivy 80 tun došlo ke zvýšení 1. vlastní frekvence o 13,11% a součinitele bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny o 28,80%. U hmotnostní varianty lokomotivy 84 tun je hodnota 1. vlastní frekvence 1,33 Hz a součinitel bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny je 2,29.

U hmotnostní verze lokomotivy 86 tun už však při použití optimalizovaných pružin sekundárního vypružení došlo k jejich příliš velké deformaci. Z toho důvodu byla

navržena pružina s průměrem drátu 55 mm a středním průměrem pružiny 247 mm (Tab. (6)). Hodnota 1. vlastní frekvence je 1,36 Hz a součinitel bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny je 2,43. Tato navržená pružina vyhovuje až do hmotnostní verze lokomotivy 90 tun, kde se však deformace pružiny s přihlédnutím k dynamickému přetížení přiblížila maximální možné deformaci pružiny. Z toho důvodu bylo přistoupeno k úpravě volné délky pružiny na hodnotu 605 mm. Takto upravená pružina vyhovuje jak pro hmotnostní variantu lokomotivy 90 tun, tak i pro variantu 92 tun. Hodnota 1. vlastní frekvence je 1,30 Hz a součinitel bezpečnosti vůči minimální mezi kluzu materiálu pružiny je 2,21.

7.3. Pevnostní výpočet nápravy (ČSN EN 13104)

Po provedení pevnostního výpočtu podle normy ČSN EN 13104 vyplynul závěr, že náprava je nejvíce namáhána při působení maximálního kroutícího momentu motoru a druhé varianty sil plynoucích ze zatížení vypruženými hmotami.

V oblasti sedla pro valivé ložisko tlapového motoru, sedla pro nalisování ozubeného kola a sedla pro kolo dvojkolí klesnul součinitel bezpečnosti pod hodnotu 1,66 až na minimální hodnotu 1,42.

Proto bylo přistoupeno k takovým úpravám nápravy v kritických místech, které vedly k vyhovujícím výsledkům dle normy ČSN EN 13104.

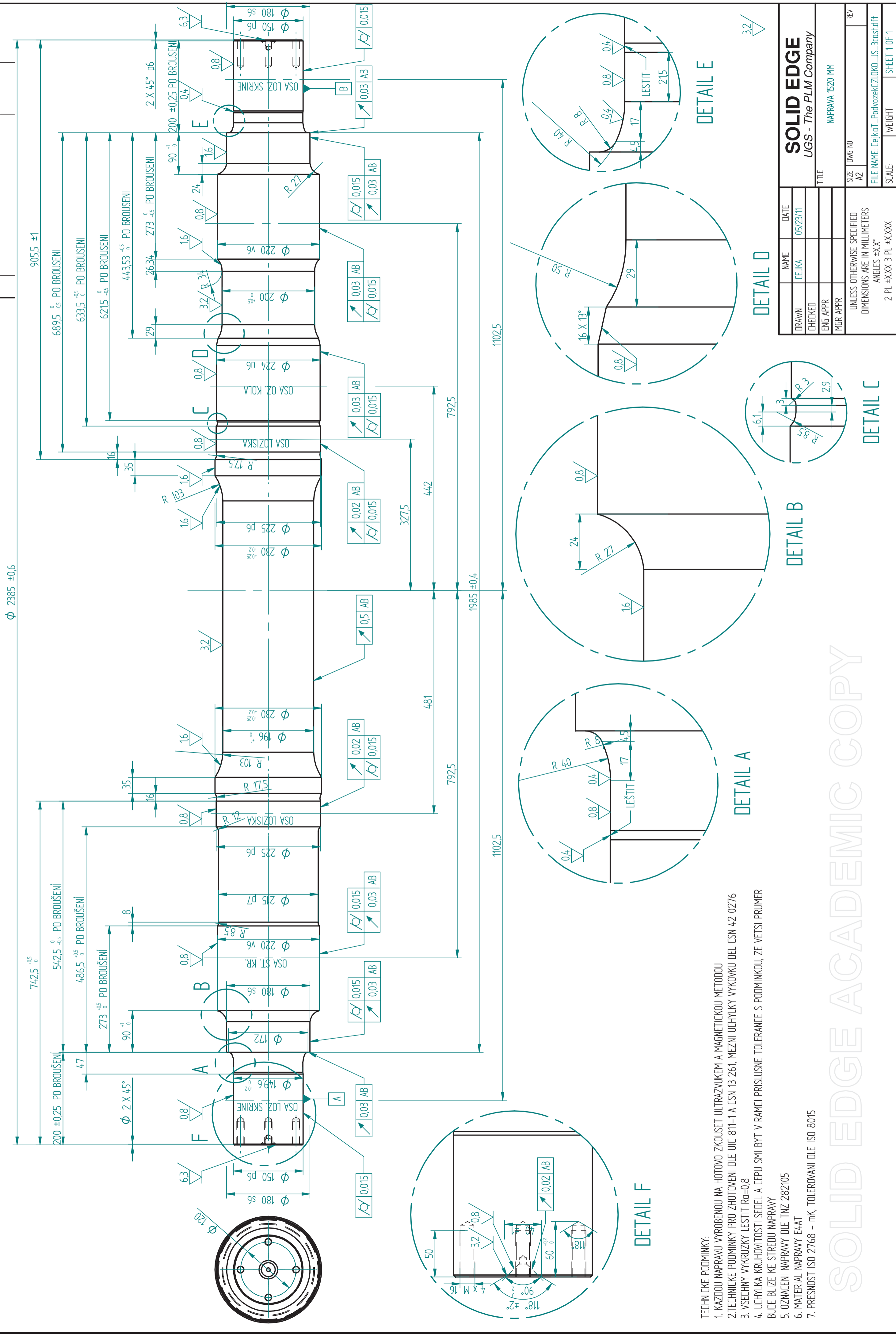
Seznam bibliografických citací

- [1] IZER, Jiří, et al. *Kolejové vozy*. Bratislava : Alfa, 1985. 380 s.
- [2] NEJEPSA, Robert; ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II*. Praha : Ediční středisko ČVUT, 1986. 208 s.
- [3] KOPAL, Jan. *Sborník přenášek*. Pardubice : Ediční středisko Univerzity Pardubice, 2009. Pojezd provenience CZ LOKO, a.s, s. 1-6. ISBN 978-80-7395-199-3.
- [4] KALINČÁK, Daniel, et al. *Kol'ajové vozidlá : Riešené príklady*. Žilina : Žilinská univerzita v Žilíně, 2004. 173 s. ISBN 80-8070-352-3.
- [5] *Dopravný prostriedok : Výpočtové metódy*. Žilina : Žilinská univerzita v Žilíně, 2005. 402 s. ISBN 80-8070-476-7.
- [6] ČSN EN 14363. *Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel : Zkoušení jízdních vlastností a stacionární zkoušky*. Praha : Český normalizační institut, 2006. 110 s.
- [7] UIC 505-1. *Railway transport stock : Rolling stock construction gauge*. Paris : International Union of Railways, 2003. 116 s.
- [8] ČSN EN 13104. *Dvojkolí a podvozky : Nápravy hnacích vozidel, metoda návrhu*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009. 40 s.
- [9] JANIŠ, Ondřej. *Návrh pojezdové části čtyřnápravové dvoupodvozkové lokomotivy*. Pardubice, 2010. 73 s. Diplomová práce. Univerzita Pardubice.
- [10] Možnosti stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin. In HÁBA, Aleš ; VÁGNER, Jakub. *Vědeckotechnický sborník ČD* [online]. Pardubice : [s.n.], 2010 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.cd rail.cz/VTS/CLANKY/vts30/3008.pdf>>.
- [11] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Třetí doplněné vydání. Úvaly : Albra - pedagogické nakladatelství, 2006. 906 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [12] Technická dokumentace CZ LOKO, a.s.

Seznam příloh

Příloha 1: Sestavní výkres CZ LOKO 1520 mm

Příloha 2: Výrobní výkres nápravy 1520 mm



- TECHNICKÉ PODMINKY:
1. KAZDŮU NAPRAVU VYROBENOU NA HOTOVO ZKOUSET ULTRAZVUKEM A MAGNETICKOU METODOU
 2. TECHNICKÉ PODMINKY PRO ZHOTOVENÍ DLE UIC 811-1 A ČSN 13 261, MEZNI UCHYLKY VÝKOVKU DEL ČSN 42 0276
 3. VSECHNY VÝKRUŽKY LEŠTIT Ra=0,8
 4. UCHYLKA KRUHOVITOSTI SEDEL A ČEPU SMI BYT V RAMCI PŘÍSLUŠNE TOLERANCE S PODMINKOU, ŽE VĚTŠÍ PRŮMĚR BUDE BLÍŽE KE STŘEDU NAPRAVY
 5. OZNACENÍ NAPRAVY DLE TNZ 282105
 6. MATERIÁL NAPRAVY E4AT
 7. PŘESNOST ISO 2768 - mK, TOLEROVÁNÍ DLE ISO 8015

NAME	DATE	TITLE
DRAWN	CEJKA	05/23/11
CHECKED		
ENG APPR		
MGR APPR		

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
ANGLES ±XX°
2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX

NAME: CEJKA
DATE: 05/23/11
TITLE: NAPRAVA 1520 MM

SIZE: A2
DWG NO: REV

FILE NAME: CejkaT_PodvozekZLOKO_IS_3cast.dft
WEIGHT: SHEET 1 OF 1

SOLID EDGE
UGS - The PLM Company

SOLID EDGE ACADEMIC COPY