

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh víceosého podvozku pro hlubinový vůz

Autor: **Bc. Jiří Hosnedl**
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Heller, CSc.**

Akademický rok 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří HOSNEDL**
Osobní číslo: **S17N0009P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Konstrukční návrh víceosého podvozku pro hlubinový vůz**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Provedení rešerše v oblasti nákladních vozů. Zpracování konstrukce víceosého podvozku pro hlubinový vůz.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše víceosých podvozků pro nákladní vozy.
2. Konstrukční návrh podvozku se zaměřením na použitelnost pro zatížení 100t.
3. Pevnostní analýza rámu podvozku metodou konečných prvků.
4. Vytvoření výrobních výkresů základního rámu.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

J. DOSTÁL, P. HELLER *Kolejová vozidla II.* Plzeň: ZČU v Plzni, 2007, ISBN 978-80-7043-641-7

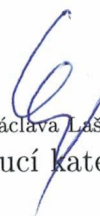
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Bc. Miloš Toman**
Legios a.s., Louny

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Hosnedl	Jméno Jiří	
STUDIJNÍ OBOR	„Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Heller, CSc.	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh víceosého podvozku pro hlubínový vůz		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	111	TEXTOVÁ ČÁST	66	GRAFICKÁ ČÁST	45
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce se blíže zaměřuje na konstrukci nákladních železničních podvozků. Cílem je konstrukčně navrhnout víceosý podvozek pro hlubínový vůz. Rešeršní část je věnována problematice víceosých železničních vozidel. Praktická část popisuje navržené konstrukční uzly.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Vícenápravové železniční nákladní vozidla, Vogelova metoda, podvozek typu Y25, třecí tlumení</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Hosnedl	Name Jiří		
FIELD OF STUDY	“Transport and handling machinery“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. Heller, CSc.	Name Petr		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	The design of a multi-axle bogie for a freight carriage			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	111	TEXT PART	66	GRAPHICAL PART	45
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis focuses on designing a bogie of rail freight carriage. The aim of this work is to design a multi-axle bogie for a freight carriage. The theoretical part is devoted to issue of multi-axle rail vehicles. The practical part describes the proposed solution.
KEY WORDS	Multi-axle rail freight vehicles, Vogel method, Y25 bogie, friction damping

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za projevenou ochotu, cenné rady a poskytnuté materiály a zaměstnancům firmy Legios Loco a.s, Louny, především panu Ing. Tomáši Berezňákovi, Bc. Miloši Tomanovi a Ing. Janu Cejnarovi, za odborné konzultace, podklady pro diplomovou práci a umožnění odborné praxe.

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Historie.....	2
2.1	Úvod do problematiky nákladních vozů.....	2
3	Nákladní železniční doprava.....	2
3.1	Interoperabilita evropské dopravy.....	2
3.2	Tuzemská nákladní doprava.....	3
3.3	Nákladní vozy.....	5
3.4	Úvod do konstrukce nákladních vozů.....	7
3.5	Nákladní podvozky konvenční dvounápravové.....	9
3.5.1	Podvozek typu 26.....	9
3.5.2	Podvozek UIC 30.....	9
3.5.3	Podvozek Y25.....	10
3.5.4	Podvozek Diamond.....	11
3.6	Dvounápravové podvozky s vyššími užitečnými parametry.....	12
3.6.1	Podvozek DRRS 25LD.....	12
3.6.2	Podvozek LN25.....	12
3.6.3	Podvozek AMIII.....	13
3.6.4	Podvozek LEILA.....	13
3.7	Konstrukční inovace ve výrobě dvouosých nákladních podvozků.....	14
3.7.1	Přidání přidavných hydraulických tlumičů.....	14
3.7.2	Dvojitě tlumení systémem Lenoir.....	14
3.7.3	Křížová vazba dvojkolí podvozku Y25.....	15
3.7.4	Křížová vazba podvozku Diamond.....	16
3.7.5	Ojničkové spojení podvozku ZDK-SB.....	17
3.7.6	Systém SUSTRAIL s radiálními rameny.....	17
3.7.7	Odpružení otočného čepu a kluznic podvozku LEILA.....	18
3.8	Vícenápravové vozy a podvozky.....	18
3.8.1	Podvozek DB 931.....	20
3.8.2	Rozsochové vedení třínápravového podvozku 3Als10-K.....	20
3.8.3	Rozsochové vedení třínápravového podvozku BA 714.3.....	21
3.8.4	Třínápravový podvozek RTHZ18.....	21
3.8.5	Čtyřnápravový nákladní podvozek.....	22
3.8.6	Čtyřnápravový podvozek 690 typ 4.....	22

3.8.7	Pětínápravový podvozek RTHZ20.....	23
3.8.8	Šestinápravový plošinový vůz.....	23
3.8.9	Desetiosý nízkopodlažní vůz.....	24
3.8.10	Šestnáctinápravový vůz Uaai 84 54 995	25
3.8.11	Dvacetínápravový vůz Uaai 84 80 996	25
3.9	Opotřebení nákladních vozidel.....	26
4	Průjezd vozidla obloukem.....	27
4.1	Výpočet schopnosti projetím vozidla obloukem	27
4.1.1	Teorie Vogelovy metody.....	29
4.1.2	Řešení příčných vůlí Vogelovou metodou	30
4.1.3	Vyhodnocení zpracovaných variant	32
5	Konstrukce příčných vůlí	34
5.1	Úvod	34
5.2	Příčná vůle mezi kolem a kolejnicí.....	34
5.3	Konstrukce příčné vůle na úrovni ložiska	35
5.4	Konstrukce příčné vůle v rozsoše.....	36
5.5	Konstrukce příčné vůle seříznutím okolků.....	36
5.6	Výpočet celkových příčných vůlí v nápravách.....	37
5.7	Vyhodnocení.....	38
6	Výpočet nápravy	39
6.1	Úvod do výpočtu	39
6.1.1	Výpočet sil nevodícího dvojkolí pro symetrickou nápravu	42
6.1.2	Výpočet ohybových momentů	42
6.1.3	Výpočet momentů vyvolaných účinkem brzd.....	44
6.1.4	Výpočet výsledného momentu	47
6.1.5	Výpočet výsledného napětí	48
6.2	Vyhodnocení výpočtu.....	49
7	Výpočet vypružení a tlumení	50
7.1	Úvod do výpočtu	50
7.2	Výpočet základních parametrů vypružení	52
7.3	Vyhodnocení výpočtu vypružení.....	58
8	Výpočet ložiska.....	58
8.1	Úvod do výpočtu	58
8.2	Výpočet životnosti axiálního válečkového ložiska	59

8.3	Vyhodnocení výpočtu ložiska	59
9	Rám podvozku	59
9.1	Popis rámové konstrukce	59
10	Výpočet podvozku metodou konečných prvků	62
10.1	Úvod do výpočtu	62
10.2	Statická deformace pružin	63
10.3	Výpočet redukovaného napětí dle HMM hypotézy	65
11	Závěr	66
12	Knížní publikace	67
13	Články v monotematických publikacích	67
14	Publikace na internetu	67

Přehled obrázků

Obr. 1	Koněspřežní železnice [14.11]	2
Obr. 2	Kombinovaná doprava [14.2]	5
Obr. 3	Typy nákladních vozidel [14.4]	7
Obr. 4	Podvozek typu Y25 [14.7]	7
Obr. 5	Podvozek typu Diamond [14.7]	8
Obr. 6	Podvozek typu LEILA [14.10]	8
Obr. 7	Podvozek typu 26 [14.9]	9
Obr. 8	Podvozek typu UIC 30 [14.9]	10
Obr. 9	Detail hraníku [14.9]	10
Obr. 10	Podvozek typu Y25 [14.8]	11
Obr. 11	Podvozek typu Diamond [14.12]	11
Obr. 12	Podvozek typu DRRS 25LD [14.13]	12
Obr. 13	Podvozek typu LN25 [14.16]	12
Obr. 14	Podvozek typu AMIII [12.1]	13
Obr. 15	Podvozek typu LEILA [12.1]	13
Obr. 16	Přídavný hydraulický tlumič [13.1]	14
Obr. 17	Dvojité tlumení [14.3]	15
Obr. 18	Křížová vazba dvojkolí [14.6]	15
Obr. 19	Detail opotřebení [14.6]	16
Obr. 20	Radiální postavení podvozku v oblouku [14.6]	16
Obr. 21	Křížová vazba podvozku Diamond [14.3]	16
Obr. 22	Ojničkové vedení [13.3]	17

Obr. 23 Protihlukové kryty [13.3]	17
Obr. 24 Systém SUSTRAIL [14.3]	18
Obr. 25 Příčný řez podvozkem typu LEILA [14.3].....	18
Obr. 26 Uspořádání pětinápravového podvozku	19
Obr. 27 Podvozek typu DB 931 [14.17]	20
Obr. 28 Podvozek typu 3Als10-K [14.7].....	20
Obr. 29 Podvozek typu BA 714.3 [14.6]	21
Obr. 30 Podvozek RTHZ18 [14.8]	21
Obr. 31 Čtyřnápravový podvozek firmy Gredejl [14.14]	22
Obr. 32 Podvozek 690 typu 4 [14.13]	22
Obr. 33 Podvozek RTHZ20 [14.8]	23
Obr. 34 Šestinápravový plošinový vůz firmy Tatravagónka [14.6]	23
Obr. 35 Desetiosý nízkopodlažní vůz firmy Greenbrier [14.7]	24
Obr. 36 Boční pohled na vůz [14.7]	24
Obr. 37 Vůz Uaai 84 54 995 [14.9]	25
Obr. 38 Vůz Uaai 84 80 996 [14.9]	25
Obr. 39 Hysterezní křivka [14.3]	26
Obr. 40 Výpočtový model [14.3]	26
Obr. 41 Poloha v oblouku	28
Obr. 42 Podstata Vogelovy metody.....	29
Obr. 43 Rejdové uložení [14.15]	30
Obr. 44 Detail kloubového spojení [12.1]	33
Obr. 45 Příčná vůle mezi kolem a kolejnicí	34
Obr. 46 Axiálně posuvná náprava	35
Obr. 47 Vůle v rozsoše	36
Obr. 48 Detail ztenčení okolku	37
Obr. 49 Skica postavení náprav	38
Obr. 50 Síly působící na nápravě	40
Obr. 51 Konstrukční varianty uložení [12.4]	41
Obr. 52 Závislost únosnosti na počtu cyklů [12.4]	41
Obr. 53 Průběh ohybového momentu	43
Obr. 54 Síly na brzděném kole	44
Obr. 55 Průběh momentů vyvolaných účinkem brzd M'_{xi}	45
Obr. 56 Průběh momentů vyvolaných účinkem brzd M'_{yi}	46

Obr. 57 Průběh momentů vyvolaných účinkem brzd M'_{zi}	47
Obr. 58 Svazek pružin	51
Obr. 59 Charakteristika pružin.....	52
Obr. 60 Charakteristika vypružení jedné sady pružin.....	53
Obr. 61 Řez vypružením.....	55
Obr. 62 Pohled na vypružení.....	55
Obr. 63 Síly systému vypružení.....	56
Obr. 64 Kluznice.....	57
Obr. 65 Typy svarových spojů.....	60
Obr. 66 3D pohled na rám.....	61
Obr. 67 Spodní pohled na rám.....	62
Obr. 68 Deformace pružin ve směru x.....	63
Obr. 69 Síly na pružiny.....	64
Obr. 70 Pohled na redukované napětí dle HMM hypotézy.....	65

Přehled tabulek

Tab. 1 Provozovaná nákladní vozidla [13.1].....	3
Tab. 2 Přehled železniční dopravy [14.1].....	4
Tab. 3 Přehled silniční dopravy [14.1]	4
Tab. 4 Výrobci nákladních vozů	7
Tab. 5 Použité symboly při výpočtu schopnosti projetím vozidla obloukem	27
Tab. 6 Souřadnice bodů	31
Tab. 7 Přehled výsledků Vogelovy metody	32
Tab. 8 Použité symboly při výpočtu příčných vůlí.....	34
Tab. 9 Data zvolené varianty 1	34
Tab. 10 Příčné vůle v nápravách	37
Tab. 11 Celkové příčné vůle a bezpečnost	38
Tab. 12 Použité symboly při výpočtu nápravy	40
Tab. 13 Chemické složení oceli EA1N [12.2].....	49
Tab. 14 Dovolené napětí [12.7].....	49
Tab. 15 Výsledné hodnoty.....	50
Tab. 16 Použité symboly při výpočtu vypružení a tlumení.....	51
Tab. 17 Výsledné hodnoty vypružení.....	58
Tab. 18 Použité symboly při výpočtu ložiska	58
Tab. 19 Mechanické vlastnosti ocelí [12.1].....	60

Tab. 20 Chemické složení oceli [12.1]	60
Tab. 21 Použité symboly při výpočtu metodou konečných prvků	63

Přehled vevázaných příloh

Příloha č. 1: Výkres ložiska

Příloha č. 2: CAD model navržené brzdové soustavy

Příloha č. 3: CAD model detailu vypružení

Přehled volně vložených příloh

Příloha č. 4: CAD model celkové sestavy

Příloha č. 5: DP-1000 Výkres sestavy

Příloha č. 6: DP-1001.1 Grafické řešení Vogelovy metody

Příloha č. 7: DP-2000 Výkres uložení

Příloha č. 8: DP-1105 Výkres sestavy

Příloha č. 9: DP-1102 Výrobní výkres

Příloha č. 10: DP-1105.7 Výrobní výkres

1 Úvod

V poslední době se v důsledku přetížení silnic hledají východiska především v oblasti přepravy nadměrných výrobků. Jedním ze strategických cílů, který předkládá Bílá kniha o dopravě vydaná Evropskou unií, je snížit silniční nákladní dopravu do roku 2030 o 30 %. Do roku 2050 se očekává pokles až o 50 %. Toto předpokládané snížení by se mělo projevit především nárůstem železniční a lodní dopravy na vzdálenost více než 300 km. V současné době se preferuje silniční doprava, především proto, že doprava nákladními železničními vozy je uskutečňována na nižších rychlostních linkách. Konstrukteři nákladních vozů se snaží optimalizovat podvozky tak, aby byly přizpůsobeny k dosažení maximální rychlosti s ohledem na geometrické parametry dráhy. Určitým úskalím jsou jízdní dráhy, které obsahují větší množství oblouků s menšími poloměry. V takovém případě jede vozidlo podstatně menší rychlostí, která se stanovuje s ohledem na velikost oblouku a konstrukční uspořádání podvozku. Společnosti, které se zabývají vývojem a výzkumem nákladních železničních vozů, vycházejí z předpokladu, že poměr hmotnosti nákladu a hmotnosti vozidla může být až 5:1. U silniční dopravy je tento poměr podstatně menší, obvykle bývá kolem 1,5:1. Z uvedených skutečností vyplývá velký potenciál železniční dopravy, který se očekává v následujících letech.

Mezinárodní železniční unie (UIC; z *franc.* Union Internationale des Chemins de fer) řeší problematiku železniční dopravy jako celku v rámci Evropské unie. Hlavním cílem této společnosti je unifikace železniční techniky a bezpečnostních systémů a dále vytváření nových mezinárodních spojů. V oblasti unifikace definuje UIC určité regule, které jsou pro konstruktéry závazné. Již v roce 1890 byl definován první nákladní vůz jako standardní typové provedení.

Tato diplomová práce si klade za cíl konstrukčně navrhnout víceosý podvozek pro hlubinový vůz s ohledem na použitelnost pro zatížení 100 tun.

2 Historie

2.1 Úvod do problematiky nákladních vozů

Železniční doprava se vyvíjí od 18. století, kdy byla vynalezena parní lokomotiva, přičemž za kolébku tohoto oboru je považována Velká Británie. Tehdy sloužily nákladní vozy výhradně k přepravě uhlí, dřeva a jiných strategických surovin. V České republice stojí za zmínku koněspřežná železnice, která spojovala České Budějovice a Linec už v roce 1825. Její výstavbu podpořila skutečnost, že koně jsou po kolejích schopni utáhnout, díky podstatně nižší hodnotě valivého tření mezi kolem a kolejnicí, až 30x těžší náklad v porovnání s terémem prašných cest. Dalším milníkem jsou počátky 19. století, kdy se v Evropě postupně zakládaly



Obr. 1 Konešpřežní železnice [14.11]

veřejné železnice. V této době byla zprovozněna první elektrifikovaná trať ve střední Evropě, a to mezi Tábořem a Bechyní. Několik málo let poté oficiálně vznikly Československé státní dráhy. Začátkem 20. století neexistovala efektivnější doprava surovin než právě ta železniční. V současné době je největším nákladním dopravcem na tuzemské půdě společnost ČD Cargo.

3 Nákladní železniční doprava

3.1 Interoperabilita evropské dopravy

Předpokladem pro fungování transevropského železničního systému je interoperabilita. Hlavním úkolem je zabezpečit provozuschopnost vozidel mezi evropskými státy a zajistit bezpečnost železniční dopravy mezi jednotlivými dopravci. Interoperabilita je soubor technických norem, které se snaží o seskupení vlastních národních norem každého státu. Cílem je tedy odstranit technické odlišnosti a vytvořit kontinuální dopravu v rámci evropských států. Podnětem pro vznik interoperability byly především logistické důvody, přímo odrážející vliv ekonomiky. Vzorem pro interoperabilitu železniční dopravy je silniční doprava, kde neexistují žádné technické překážky. Evropské železnice nejsou v současnosti stále ještě schopné zajistit plynulou dopravu napříč státy. Příčinou jsou zabezpečovací systémy, elektrifikace, rozměrové parametry sběračů, maximální dovolené zatížení na nápravu, rozdílné rozchody apod.

Při výběru vhodného nákladního vozidla je nutné vzít v úvahu mnoho parametrů. Pro železniční dopravu je nejdůležitější interakce mezi vozidlem a tratí, jinými slovy, mezi kolem

a kolejnicí. Profily kol a kolejnic se v jednotlivých zemích liší. Nejčastěji používaný sklon 1:20 využívají například ve Velké Británii, Francii, Itálii a České republice. Sklon 1:30 je užívaný především v severských zemích jako jsou Finsko a Švédsko. Největší sklon 1:40 mají Němci, Rakušané a Švýcaři. Důležitým kritériem při volbě nákladního vozidla je tedy také jeho schopnost přizpůsobit se podmínkám v jiném státě. Tyto proměnné podmínky ve velké míře zapříčiňují nadměrné opotřebení systému kolo–kolejnice. V poslední době byly vyvinuty simulační metody, které pomáhají odhalit nadměrné opotřebení na základě geometrických parametrů kola a kolejnice. Dalším důležitým parametrem je druh přepravovaného zboží a v neposlední řadě přepravní rychlost a bezpečnost.

Mezi nejpoužívanější podvozkové typy vozidel na evropských železnicích patří bezesporu francouzská koncepce Y25, jednonápravový rozsochový podvozek a podvozky na bázi UIC 30. Zmíněné typy vozidel existují v hojném počtu, a i nadále budou tvořit páteřní síť evropské nákladní dopravy. Následující tab. 1 ukazuje zastoupení nákladních vozidel na evropském trhu. [12.1] [13.1]

Podvozek	Typ	Tlumiče
UIC 30	Jednonápravový podvozek	Třecí
Link suspension	Vícenápravový podvozek	Třecí
Y25	Vícenápravový podvozek	Třecí
Axle motion bogie	Vícenápravový podvozek	Třecí
DRRS bogie	Vícenápravový podvozek	Třecí
Niesky link	Jednonápravový podvozek	Třecí
S2000	Jednonápravový podvozek	Třecí
TF25	Vícenápravový podvozek	Hydraulické
TF25SA	Jednonápravový podvozek	Hydraulické
Unitruck	Jednonápravový podvozek	Třecí
Y37 bogie	Vícenápravový podvozek	Třecí
Gigabox	Vícenápravový podvozek	Hydraulické /Pryžové
SCTE Barber Easy Ride	Vícenápravový podvozek	Třecí
ELH Opti-Track	Vícenápravový podvozek	Třecí
LEILA bogie	Vícenápravový podvozek	Hydraulické /Pryžové

Tab. 1 Provozovaná nákladní vozidla [13.1]

3.2 Tuzemská nákladní doprava

Tuzemská nákladní doprava zaznamenala v posledních letech prudký nárůst. Nově vzniklým problémem je nedostatek přepravních kapacit na některých strategických koridorech. Současná kapacita začíná pomalu dosahovat svých možností. Důvodem je upřednostnění osobní dopravy, která převládá. V rozmezí let 2013 až 2016 vzrostla železniční doprava o 1,7 miliardy tunokilometrů. Tab. 2 demonstruje meziroční růst nákladní železniční dopravy. Jsou

zde zahrnuty všechny přepravované komodity jako například produkty zemědělství, lesnictví, strojírenství apod.

Rok	[tis. tun]					
	Celkem	Vnitrostátní	Mezinárodní			
			Celkem	Dovoz	Vývoz	Tranzit
2008	95 073	44 148	50 925	21 875	21 228	7 822
2009	76 715	36 859	39 857	15 807	18 049	6 000
2010	82 900	37 078	45 822	18 790	19 746	7 287
2011	87 096	40 203	46 893	19 391	19 401	8 101
2012	82 968	37 054	45 914	18 698	19 099	8 117
2013	83 957	37 270	46 687	20 318	18 812	7 557
2014	91 564	40 656	50 908	23 372	18 604	8 932
2015	97 280	42 069	55 211	27 486	18 838	8 886
2016	98 034	39 692	58 342	29 138	19 650	9 555
2017	96 516	38 440	58 077	28 319	19 661	10 097

Tab. 2 Přehled železniční dopravy [14.1]

Tab. 3 zachycuje stav u nákladní silniční dopravy. V minulých letech dosahovala silniční doprava více než čtyřnásobně větších celkových přepravních výkonů. Z porovnání obou tabulek je patrný jen malý rozdíl přepravního výkonu na úrovni mezinárodní dopravy, přičemž mezinárodní železniční doprava meziročně stoupá a dosahuje vyšších hodnot než mezinárodní doprava silniční. Tato skutečnost odráží aktivity českého národního dopravce, který se snaží prosadit na mezinárodním trhu. Tento trend je v souladu s Bílou knihou o dopravě, která se snaží o postupné nahrazení konvenční silniční dopravy. V posledních letech se nejvíce daří exportu dopravních prostředků a produktů zemědělství. Na druhé straně klesá přeprava pevných a kapalných paliv. [14.1]

Rok	[tis. tun]		
	Celkem	Vnitrostátní	Mezinárodní
2008	431 855	382 420	49 434
2009	370 115	325 052	45 062
2010	355 911	301 453	54 458
2011	349 278	288 581	60 697
2012	339 314	281 398	57 916
2013	351 517	289 146	62 372
2014	386 243	324 129	62 114
2015	438 906	375 106	63 800
2016	431 889	382 009	49 880
2017	459 433	417 972	41 460

Tab. 3 Přehled silniční dopravy [14.1]

V souvislosti s touto problematikou se dostává do popředí kombinovaná doprava, která využívá předností jak silniční, tak i železniční nákladní dopravy. Mezi největší přednosti




Obr. 2 Kombinovaná doprava [14.2]

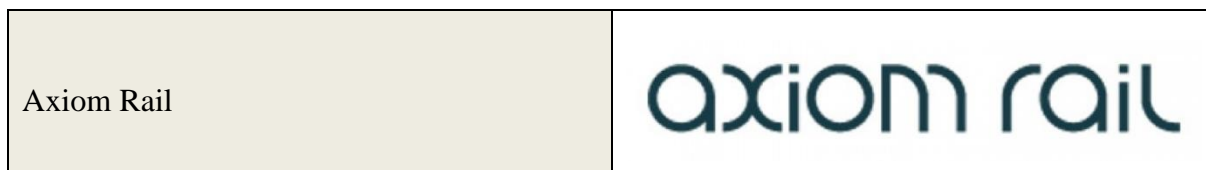
silniční dopravy patří jistá flexibilita na krátkých a středně dlouhých vzdálenostech. Kombinovanou dopravu lze chápat jako dopravu nákladu alespoň dvěma různými způsoby. Příkladem kombinované dopravy na úrovni silničních a železničních vozů je tzv. RoLa, což v překladu znamená „silnice na kolejích“. Cílem systému je co možná nejlépe logisticky naplánovat, kde bude využito silniční a kde železniční dopravy. Podstatou je převoz nákladních silničních vozů na nízkopodlažních vozech s poměrně malými koly tak, aby se zaručil pozvolný nájezd vozidel. Z obr. 2 je patrný princip této dopravy. Nízkopodlažní vozy běžně dosahují výšky ložné plochy 400 mm nad temenem kolejnice. Rám vozu je osazen odklopným čelníkem. [14.2]

3.3 Nákladní vozy

V současné době umožňují nákladní vozidla přepravovat produkty ze široké škály a uspokojit tak rozmanité požadavky zákazníků. Nejznámější světoví výrobci nákladních vozidel jsou shrnuty v tab. 4.

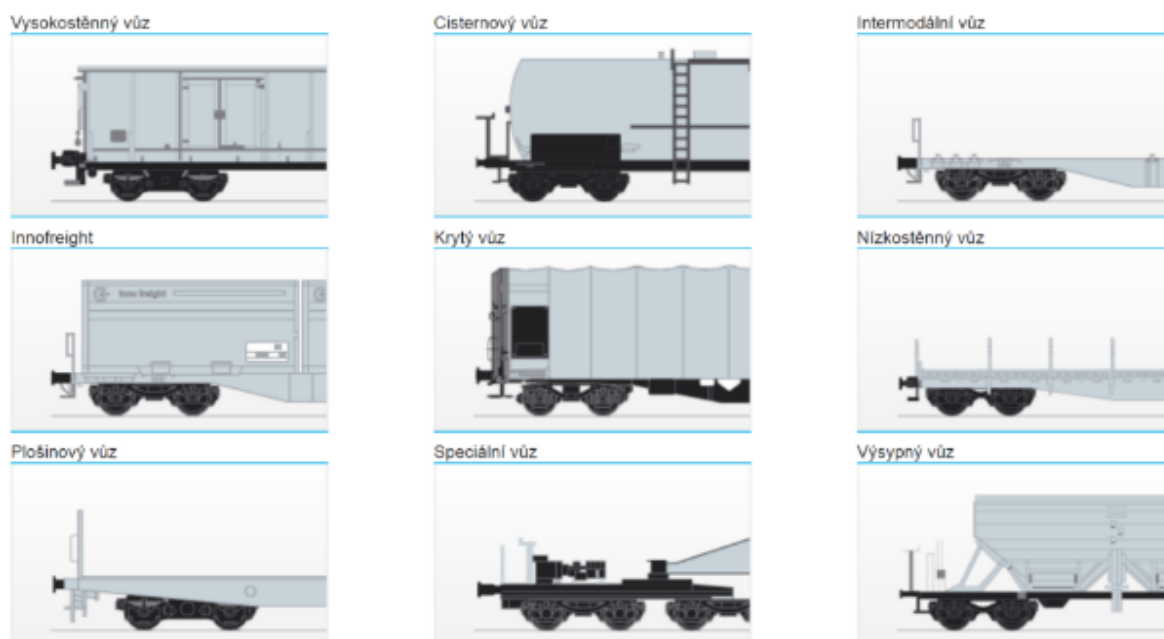
Výrobce	Logo
The Greenbrier	

Tatrabagónka Poprad	
Legios	
Railteco	
ELH Waggonbau Niesky	
Fabryka Wagonów Gniewczyna	
MÁV–TRAKCIÓ	
T.Ž.V. Gredeľ	
Nordwaggon	
International Railway Systems	
Techni Industrie	



Tab. 4 Výrobci nákladních vozů

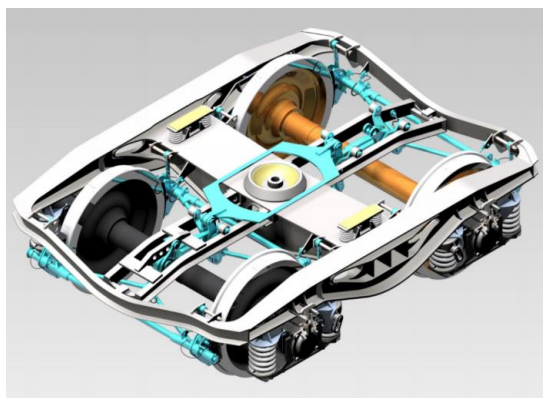
Do kategorie nákladních vozidel se řadí zejména plošinové, výsypné, nízkostěnné, intermodální, kryté, cisternové, vysokostěnné a speciální vozy (obr. 3). Mezi speciální vozy se řadí například izotermické vozy pro zboží rychle podléhající zkáze nebo hlubinové vozy pro přepravu objemných výrobků o velké hmotnosti. [14.4]



Obr. 3 Typy nákladních vozidel [14.4]

3.4 Úvod do konstrukce nákladních vozů

Jako jeden z hlavních aspektů při vývoji kolejových vozidel bývá realizace primárního, sekundárního a případně i dvojitého vypružení. U podvozků evropského typu se převážně



Obr. 4 Podvozek typu Y25 [14.7]

realizovalo jen primární vypružení, tj. vypružení mezi nápravou a podvozkem. Jeden z nejznámějších, v současnosti provozovaných evropských podvozků je uveden na obr. 4. Jedná se o typ Y25.

Konstrukce pevného držení ložiskové skříně v rámu se osvědčila především na méně kvalitních tratích. U této konstrukce chybějí čelníky a rám podvozku musí být schopen kopírovat křížové propady koleje, jinými slovy musí být poddajný. Tento druh vedení je zpravidla spojen s vyšším dynamickým zatížením, poněvadž rám je vzhledem ke dvojkolí nevypružen – není zde primární vypružení. Ložiskové skříně jsou většinou uloženy do sedel a k podélníkům jsou připevněny pomocí šroubů. Pevným vedením je vybaven například podvozek typu Diamond. Z historického pohledu byly podvozky amerického typu vybaveny



Obr. 5 Podvozek typu Diamond [14.7]

pouze druhotným vypružením, které bylo osazeno mezi rámem podvozku a skříní vozidla. Oba zmíněné druhy podvozků mají své výhody i nevýhody. Na obr. 5 je realizace podvozku Diamond se sekundárním vypružením.

S odstupem let lze rozdělit konstrukci podvozků nákladních vozidel na dvě etapy, a to na konvenční podvozky a na podvozky s vyššími užitkovými parametry. V současné době se především pro potřeby vysoké rychlosti realizuje výše zmíněné dvojitě vypružení. Dále se klade velký důraz na menší hlučnost v provozu, přičemž i snížení o pouhé 3 dB není zanedbatelné. V současnosti je trend nahrazovat listové pružnice a třecí tlumení hydraulickými a pryžovými elementy. V neposlední řadě je snaha o co nejmenší hmotnost podvozku a větší ohleduplnost na úrovni kolo–kolejnice. Toto je nejčastěji realizováno použitím H rámu, který šetří hmotu a současně umožňuje výhodnější radiální postavení v oblouku. Při vývoji se uplatňuje technologičnost konstrukce, která výraznou měrou snižuje provozní náklady. Na obr. 6 je vyobrazen podvozek typu LEILA s vyššími užitkovými parametry. [12.1]



Obr. 6 Podvozek typu LEILA [14.10]

3.5 Nákladní podvozky konvenční dvounápravové

Krátce po skončení druhé světové války definovala UIC podvozky s dvojitým zavěšením za evropský standard. V dalších letech se provedlo mnoho technických modifikací za účelem vylepšení technické dokonalosti podvozku. Počátkem osmdesátých let minulého století došlo k řadě reforem v oblasti kolejových vozidel. Například dovolený nápravový tlak byl zvýšen na 22,5 tuny a klasická listová pružnice byla nahrazena parabolickou. [12.1]

3.5.1 Podvozek typu 26

Tento dvounápravový podvozek byl zkonstruován v poválečném období pro potřeby nákladních čtyřnápravových vozů. O konstrukční kvalitě podvozku typu 26 hovoří především to, že se postupně vyvinulo osm variant, přičemž nejúspěšnějším typem byl 26-2.8. V některých



Obr. 7 Podvozek typu 26 [14.9]

publikacích bývá tento podvozek označován jako střeoevropský. Jeho konstrukce připouštěla mezní zatížení 21 tun na jednu nápravu. Obručová kola o průměru 920 mm jsou nalisována na nápravě a společně tvoří dvojkolí. Rám podvozku se skládá ze dvou podélníků, dvou čelníků, hlavního příčnicku a vzpěr, pro zachycení úhlopříčných sil. Vazba podvozku se skříní je zde realizována pomocí kulové torny a postranních kluznic. Jedná se o rozsochové vedení podvozku, které umožňuje jisté malé vůle v podélném i příčném směru. Primární vypružení je zde realizováno prostřednictvím listových pružnic. Objímka listové pružnice zapadá spodním čepem do ložiskové skříně. Oka listové pružnice jsou prostřednictvím závěsu otočně uložena na rámu podvozku. Na podélníku je navařena zarážka, která limituje zatížení pružnice. Při určitém mezním zatížení dosedne horní část objímky na zarážku, díky čemuž nedojde k přetížení listové pružnice. Rozsochy jsou spojeny rozsochovou sponou. Nákladní vozy, které byly osazeny osmou vývojovou variantou podvozku 26, byly schopny dosáhnout rychlosti až 100 km/h. [12.1]

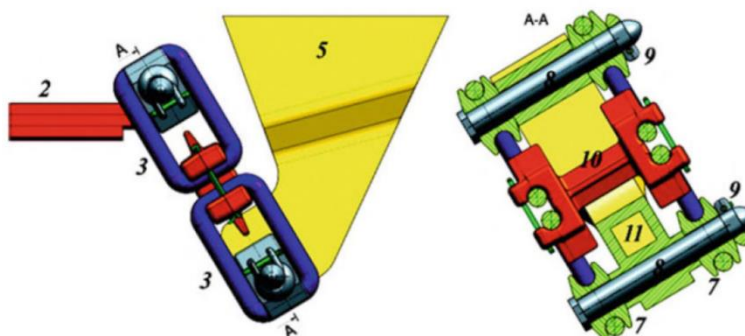
3.5.2 Podvozek UIC 30

Podvozky UIC 30 byly prakticky nadstavbou podvozku typu 26 rozvíjené v 60. letech minulého století. ČD Cargo dosud provozuje nákladní vozy osazené tímto typem podvozku. Primární vypružení zajišťují osmilistové pružnice, které jsou zavěšeny na rámu pomocí dlouhých hraníků. V porovnání s předchozím typem mají tyto modernější typy podvozků větší

příčné vůle v rozsochovém vedení a větší průměr kol. Tato konstrukční inovace zajišťovala klidný chod až do rychlosti 120 km/h. Rozvor podvozku je 2000 mm. Podvozky mohly být provozovány i na širokorozchodných tratích o rozchodu 1520 mm. Posledním vývojevým



Obr. 8 Podvozek typu UIC 30 [14.9]



Obr. 9 Detail hraníku [14.9]

typem byl podvozek typu 134, který měl snížený rozchod na hodnotu 1800 mm. Ze sériové výroby ho vytlačil francouzský podvozek typu Y25, který byl vypružen šroubovitými pružinami. Pro potřeby dopravy větších zatížení byly z této koncepce vyvinuty vícenápravové podvozky, které umožňovaly provoz nákladů o hmotnosti přesahující až 100 tun. U novějších provedení bylo použito dlouhých hraníků místo plochých závěsek. [12.1]

3.5.3 Podvozek Y25

Se zcela novým řešením primárního vypružení a vedení dvojkolí přišla jistá francouzská firma. U tohoto typu podvozku je prvotní vypružení tvořeno dvojicí šroubovitých pružin duplex umístěných po stranách ložiskové skříně. Pružiny flexi-coil definují kromě svislé tuhosti i tuhost příčnou a jsou řazeny paralelně, a to tak, že vnitřní pružina začne pružit až ve chvíli, kdy vnější pružina poklesne o určitou hodnotu. Tímto je docílena lomená charakteristika vypružení a výsledná tuhost vypružení je větší. Na bližším páru šroubovitých pružin vzhledem ke středu nápravy je vytvořeno třecí tlumení tzv. Lenoir. Podstatou tohoto tlumení je vazba mezi talířem pružiny a konzolí prostřednictvím šikmé závěsky. Vertikální síla působící na talíř pružiny je šikmou závěskou převedena na píst tlumiče, který tlačí na vnější obložení ložiskové skříně. Na druhé straně tlačí ložisková skříně na třecí příložku v rozsoše. Pevné vedení náprav má za následek, zejména při jízdě obloukem, vznik velkých vodících sil. Novější typy těchto

podvozků jsou v současné době hojně používány, a to především pro jejich spolehlivost a jednoduchost. Podvozek Y25 umožňuje jízdu při rychlosti až 120 km/h. Tato francouzská konstrukce nákladního podvozku je nejvyužívanější zejména v západní a střední Evropě. [12.1]



Obr. 10 Podvozek typu Y25 [14.8]

3.5.4 Podvozek Diamond

Typickým představitelem nákladních podvozků amerického typu je podvozek Diamond, někdy v literatuře označován jako třídílný podvozek. Rám podvozku tvoří tři části, a sice dva podélníky, které jsou spojeny odpruženým příčným a jsou zpravidla odlévané. Ve střední části podélníků je drážka, kterou prochází příčník. Sekundární odpružení mezi příčným a dvojicí podélníků zajišťuje soustava šroubovitých pružin. Jejich počet plyne z dimenzování vozu podle zatížitelnosti. Oba podélníky jsou pevně spojeny s ložiskovými skříněmi. Příčník je osazen plochou tornou a postranními kluznicemi. Poměrně velkou nevýhodou je relativně velká neodpružená hmotnost. Toto souvisí se ztrátou stability vlivem velké oscilace, zejména u nenaloženého vozu. Třecí účinek se snižuje s opotřebením třecích klínů a dalších třecích ploch. Mezi přednosti této konstrukce patří dobré jízdní vlastnosti při



Obr. 11 Podvozek typu Diamond [14.12]

vertikálních nerovnostech koleje. Dále pak poměrně nízké výrobní a provozní náklady. Ve světě je jednoznačně nejrozšířenějším typem nákladního podvozku. Je provozován jak na

normálním rozchodu (1435 mm), tak i na širokém rozchodu, tj. 1520 mm. Jeho novější modifikace jsou dodnes používány především v USA, Rusku a Číně.

Jednou z modifikací této koncepce je Scheffelův podvozek. Jedná se o novější variantu podvozku Diamond, u kterého jsou mezi podélníkem a ložiskovou skříní vloženy pružné desky. Dále je využito úhlopříčných ojníc, které spojují protilehlé ložiskové domky. [12.1]

3.6 Dvounápravové podvozky s vyššími užitečnými parametry

Důvod rozdělení podvozků na dvě skupiny byl již osvětlen v předchozích kapitolách.

3.6.1 Podvozek DRRS 25LD

Koncepce tohoto typu se vyvíjí od roku 2014. Na jako jednom z prvních nákladních podvozků se začalo využívat plastových dílů, což vedlo k další úspoře hmotnosti. Výrobce udává, že uspořená hmota činí až 200 kg. Hmotnost celého podvozku je 5 t. U tohoto podvozku se jako primární vypružení uplatnily dvojité pryžové pružiny. Dále se využívá pryžového prvku



Obr. 12 Podvozek typu DRRS 25LD [14.13]

v každém kole. Využití pryžových prvků vede ke zmenšení hluku. Provozní rychlost se pohybuje od 120 do 200 km/h. Podvozek je certifikován a splňuje požadavky na interoperabilitu. Brzdění obstarává čtveřice kotoučů, které jsou osazeny na nápravách. [14.13]

3.6.2 Podvozek LN25

Tato britská konstrukce opět nezahrnuje čelníky. Je zde využito H rámu, který je odpružen vzhledem k ložiskovým domkům osmi pružinami. Každý ložiskový domek je tedy odpružen dvěma paralelně řazenými šroubovitými pružinami. Dále je zde jako prvek tlumení



Obr. 13 Podvozek typu LN25 [14.16]

využito hydraulických tlumičů, které jsou uloženy pomocí pryžokovových kloubů. Díky použití pryžových prvků je uváděn nižší hluk až o 3 dB v porovnání s konvenčními podvozky. Kola jsou brzděna jednostranně, a to tak, že jsou osazena pouze ze strany od hlavního příčnicku. Výrobce také nabízí variantu s tlakovými brzdami místo klasických špalíků. Tento typ nákladního podvozku je nejrozšířenější ve Velké Británii a skandinávských zemích. [12.1]

3.6.3 Podvozek AMIII

Tento typ je určen pro maximální hmotnost na nápravu 30 t a do rychlosti až 140 km/h. Vývoj započal rokem 1998. Ve srovnání s konvenčním typem Y25 má AMIII lepší tlumení a



Obr. 14 Podvozek typu AMIII [12.1]

zaujímá lepší radiální polohu v koleji. Má také podstatně nižší trakční síly, které šetří kola i kolejnice. I zde je využito předností H rámu. Dle naměřených dat dosahuje snížení hluku až o 6 dB oproti konvenčnímu podvozku Y25. Vypružení mezi skříní nápravových ložisek a rámem je realizováno pomocí dvou párů šroubovitých pružin a třecího tlumiče. Výrazným snížením hluku se dosáhlo osazením pryžových prvků na úrovni postranních kluznic a torny. Konstrukce brzdící soustavy je obdobná jako u předchozího typu. [12.1] [14.16]

3.6.4 Podvozek LEILA

Tento typ podvozku s vyššími užitečnými parametry je v provozu od roku 2008, kdy byly úspěšně provedeny testy. Z obr. 15 je patrná křížová vazba dvojkolí, která staví vozidlo do výhodnější polohy v oblouku. Dále je umožněno lepšího postavení díky horizontální vůli ve vedení nápravy. Testování dokazuje, že opotřebení systému kolo–kolejnice je v oblouku až o



Obr. 15 Podvozek typu LEILA [12.1]

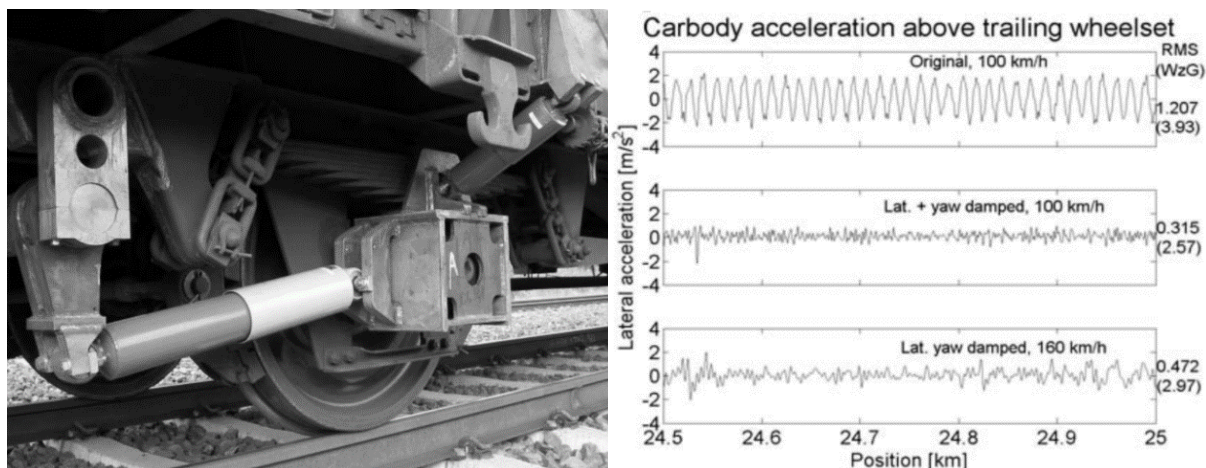
30 % menší než u konvenční koncepce Y25. Trojice pryžkových pružin zajišťuje primární vypružení. Druhotné vypružení je realizováno na úrovni pružně uložené torny. U každého kola je použito dvou hydraulických tlumičů. Aktivní elektronická brzda přizpůsobuje brzdící tlak podle aktuálního nápravového zatížení a výraznou měrou snižuje vzniklý hluk. Použití podvozku je určeno převážně pro kontejnerové vozy. [12.1] [13.4] [14.10]

3.7 Konstrukční inovace ve výrobě dvouosých nákladních podvozků

Současné koncepce nákladních vozidel se snaží o snížení provozních nákladů, zvýšení efektivity přepravy a v neposlední řadě také o snížení dopadů na životní prostředí. Konstrukteři se snaží zlepšit jízdní vlastnosti vozidel a docílit tak větších přepravních rychlostí nad 120 km/h. S tím je spojeno snížení dynamických účinků ve vztahu kolo–kolejnice tzv. „Track Friendly“. V podstatě se jedná o prodloužení životního cyklu LCC. Dále se klade velký důraz na hmotnost vozidla a jeho zajištění při vyšších rychlostech. Mezi další inovace patří snížení hluku a zlepšení brzdného účinku. [13.1] [13.4]

3.7.1 Přidání přidavných hydraulických tlumičů

Jedná se o konstrukční vylepšení klasického jednonápravového rozsochového pojezdu. Z prvního grafu na obr. 16 je patrné velké příčné zrychlení klasického rozsochového podvozku při 100 km/h. Druhý graf už zachycuje povýšenou variantu o hydraulické tlumiče při téže rychlosti. Poslední graf zobrazuje příčné zrychlení povýšené varianty při rychlosti 160 km/h. Z grafů je jednoznačně patrné zlepšení jízdních vlastností při přidání přidavných tlumičů. Listové pružnice jsou charakteristické svým tvrdým tlumením, které je pro větší rychlosti nedostatečné a výrazně klesá s opotřebením. [13.1]

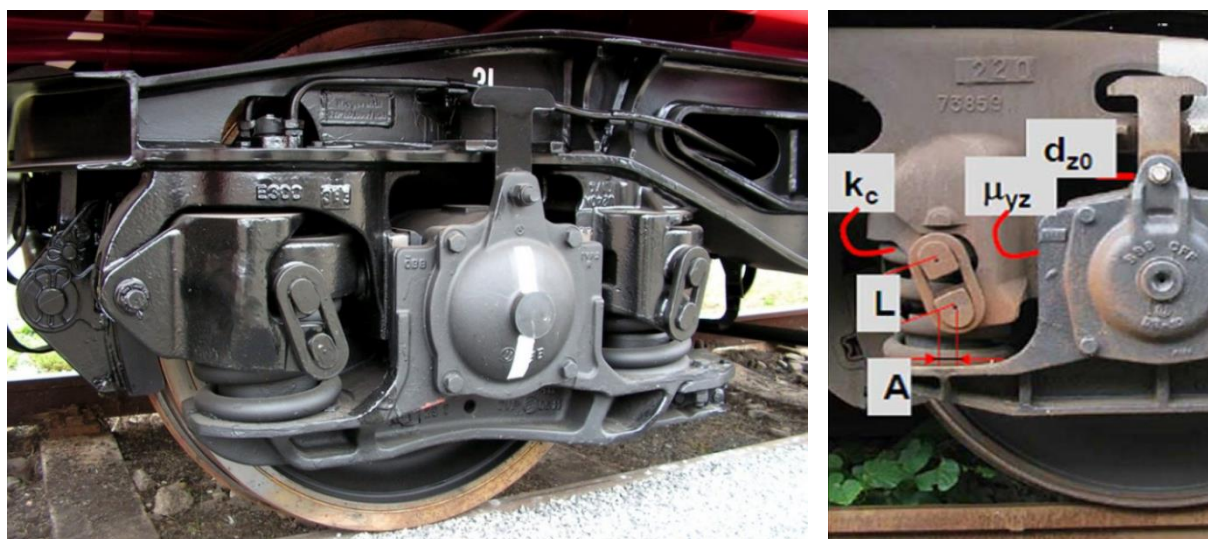


Obr. 16 Přidavný hydraulický tlumič [13.1]

3.7.2 Dvojité tlumení systémem Lenoir

Jedná se o nadstavbu podvozku Y25, který využívá pouze jeden třecí tlumič. Již v roce 2007 dynamické simulace ukázaly, že přidáním druhého tlumiče výrazně klesá příčné zrychlení za vysokých rychlostí. I zde je tedy snaha redukovat příčné zrychlení přidáním dalšího tlumicího elementu – v tomto případě využití tlumení na bázi systému Lenoir. Parametry tlumení jsou nejvíce závislé na svislé tuhosti pružiny, délce spojení šikmé závěsky, úhlu

spojení, svislé vůle k dorazu a tření mezi kontaktními plochami. Dvojité třecí tlumení zachycuje obr. 17. [13.4] [14.3]



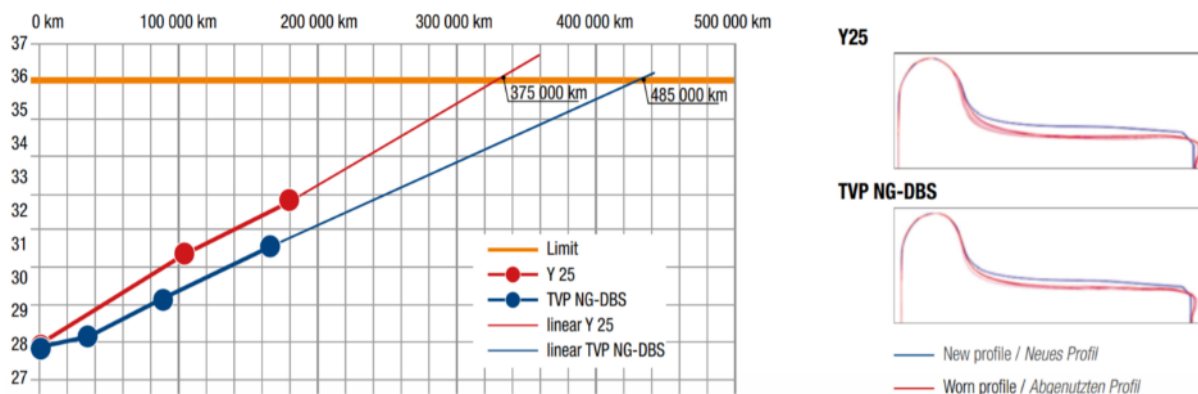
Obr. 17 Dvojité tlumení [14.3]

3.7.3 Křížová vazba dvojkolí podvozku Y25

Tyto typy podvozků s křížovou vazbou se používají od roku 2007. Vozy TVP 2007 byly vyvinuty slovenskou firmou Tatravagónka Poprad. Typové označení podvozku na obr. 18 je TVP NG-DBS. Mimo jiné je zde využito dvojitého tlumení výše zmíněného systému Lenoir. Další novinkou byl přechod ze špalíkových brzd na brzdy kotoučové. Kotoučová brzda, na rozdíl od brzdy špalíkové, výraznou měrou přispívá ke snížení hluku na úkor větší hmotnosti. Tato koncepce je řazena do kategorie velmi tichých podvozků – při provozu je nejvyšší hodnota hluku stlačena pod 80 dB. Oba páry protilehlých ložiskových skříní jsou spojeny křížovou vazbou. Ilustrace radiálního postavení v oblouku je zachycena na obr. 20. Hodnota příčné vůle v podvozku se pohybuje okolo 10 mm, podélná vůle je pak 8 mm. Počátkem roku 2009 byly na evropských železnicích v provozu zhruba 3000 těchto vozů. Velkou předností je poměrně jednoduchá inovace klasického podvozku typu Y25. Příčný prut tvoří spojení mezi dvěma ložiskovými skříněmi, které je řešeno tak, aby se otáčely s fázovým posunem o 180°. Podvozek

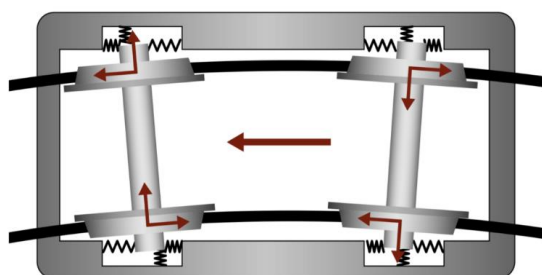


Obr. 18 Křížová vazba dvojkolí [14.6]



Obr. 19 Detail opotřebení [14.6]

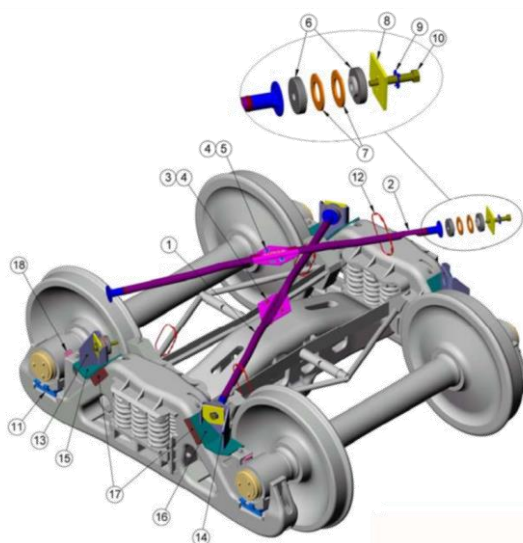
se tak staví do mnohem výhodnějšího postavení v oblouku a dochází k menšímu opotřebení kol i kolejnic. Výrobce uvádí, že takto modifikovaný podvozek je schopný být v provozu o 110 000 km více v porovnání s konvenční koncepcí Y25 viz obr. 19. Na svislé ose je zastoupeno opotřebení v mm. Na vodorovné pak figuruje počet ujetých km. Jako limitní hodnota pro výměnu opotřebovaného kola byla uvažována hodnota 36 mm. [14.6]



Obr. 20 Radiální postavení podvozku v oblouku [14.6]

3.7.4 Křížová vazba podvozku Diamond

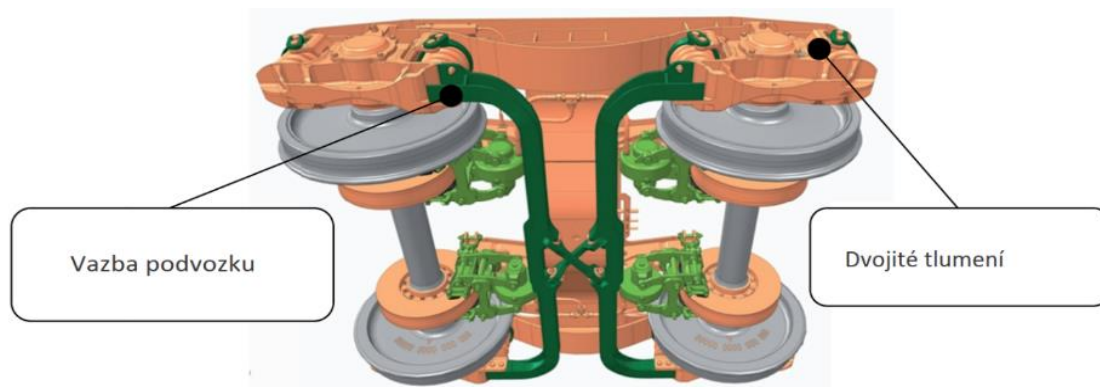
Obdobné konstrukční řešení je využito i u „tříbodového“ podvozku.



Obr. 21 Křížová vazba podvozku Diamond [14.3]

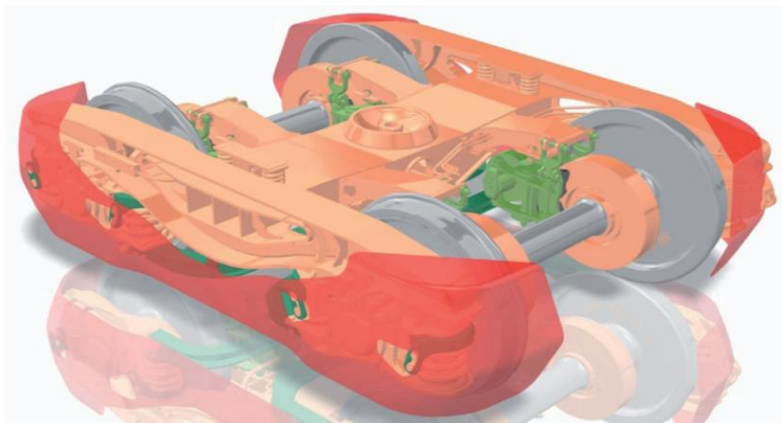
3.7.5 Ojničkové spojení podvozku ZDK-SB

Podvozek ZDK-SB staví na klasické verzi podvozku Y25, ale kromě dvojího tlumení je zde navíc ojníčkové vedení podvozku. Svoji konstrukcí se tak plně řadí do skupiny „Track Friendly“. Dvojkolí zaujímají mnohem výhodnější postavení především v obloucích o menších poloměrech, kde bylo prokázáno snížení opotřebení v rozsahu od 30–40 % oproti konvenčním podvozkům v přímé závislosti na počtu a velikosti oblouků. To je dáno snížením silových účinků mezi kolem a kolejnicí. Snížením hluku zde bylo dosaženo jednak ojníčkovým vedením, ale také osazením přídatných bočních krytů (obr. 23). Vazbu mezi protilehlými ložiskovými



Obr. 22 Ojničkové vedení [13.3]

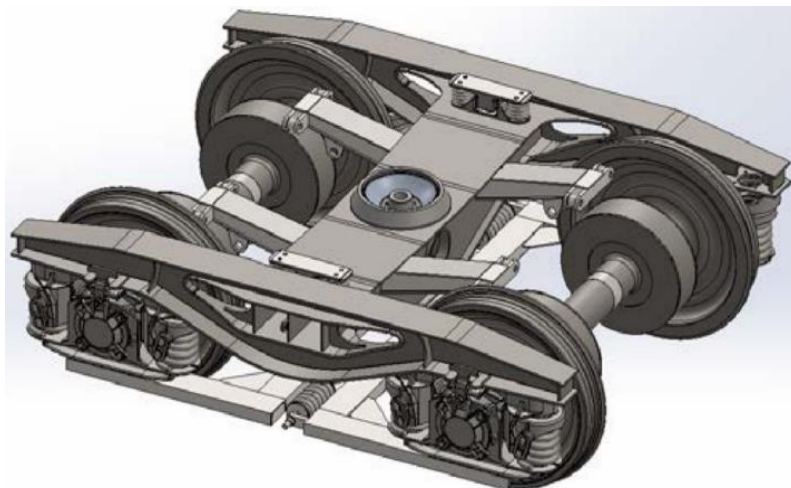
domky tvoří U rameno viz obr. 22, které je na obou stranách spojeno několika šrouby. Obě U ramena jsou pružně uchycena vůči sobě prostřednictvím křížových ojníček. [13.3]



Obr. 23 Protihlukové kryty [13.3]

3.7.6 Systém SUSTRAIL s radiálními rameny

Systém SUSTRAIL vychází z koncepce dvojitého tlumení systémem Lenoir. Jako nadstavba jsou využita radiální ramena, která rozdělují podélnou tuhost mezi nápravové skříně. V současné době je tato koncepce na úrovni testování. Konstrukteři si kladou za cíl vyvinout podvozek hlavně pro těžká vozidla se sníženými náklady na životní cyklus. Dosavadní testování

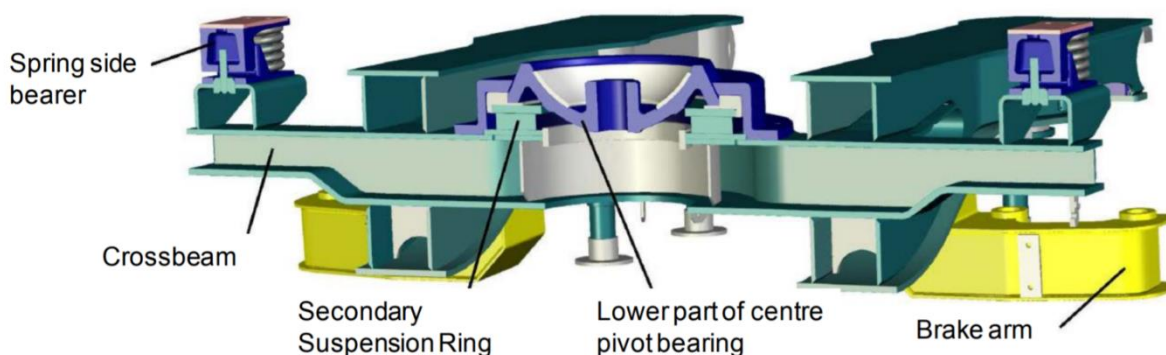


Obr. 24 Systém SUSTRAIL [14.3]

ukázalo dobré jízdní vlastnosti a nižší opotřebenění kol. Vývojářem je firma Remarul Engineering. [13.4] [14.3]

3.7.7 Odpružení otočného čepu a kluznic podvozku LEILA

Jedná se o přidání přídavného závěsného pružícího kroužku mezi rám a tornu. Dalších pryžových prvků je použito v odpružených kluznicích. Na obr. 25 je příčný řez podvozku typu LEILA. Cílem bylo zvýšit úroveň pohodlí pro přepravované zboží a v neposlední řadě snížit hlukovou zátěž na okolí. [14.3]



Obr. 25 Příčný řez podvozem typu LEILA [14.3]

3.8 Vícenápravové vozy a podvozky

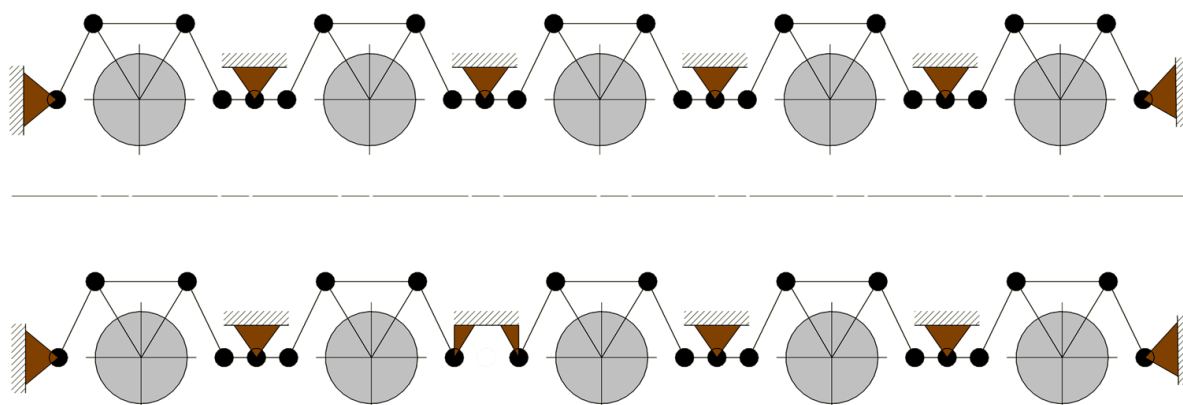
Vícenápravové nebo také tzv. víceosé podvozky jsou užívány především u nákladních vozů, kde je potřeba rozdělit svislou sílu na větší počet dvojkolí. Do této kategorie tedy patří tři a vícenápravové podvozky, příp. sestavy více podvozků, které jsou propojeny mezimosty. Takto sestavené podvozky se používají převážně u hlubinových vozů.

Se stoupajícím rozvojem těžkého průmyslu byl v průběhu, a především pak po druhé světové válce byl vyvíjen tlak na přepravu rozměrných nákladů. Do té doby se již využívalo maximálně šestnácti nápravových vozů, zvláště pak pro dopravu válečné techniky. Koncepti

hlubinových vozů lze rozdělit do tří skupin. Patří sem vozy s celistvým mostem, vozy vanové a pro ty nejhmotnější výrobky vozy speciální.

V současné době u vícenápravových podvozků převládá vypružení pomocí parabolických listových pružnic. Jako tlumení je pak využíváno tření mezi listy pružnic. Parabolické pružnice jsou provahadlovány tak, aby se zatížení rovnoměrněji rozdělovalo mezi jednotlivé nápravy. Přeneseně to znamená menší rozdíly opotřebování kol na příslušných nápravách. Účinnost provahadlování je závislá na délce vahadel, kdy se při určitém parametru délky vahadla zanedbává čepové tření. Konstrukce provahadlování u pětínápravového podvozku je založena na vzájemném spojení ložiskových domků na jedné straně podvozku. Na protilehlé straně jsou spojeny pouze dvojice a trojice. Takovéto uspořádání se nazývá tříbodové uložení rámu podvozku na dvojkolích a je uvedeno na obr. 26. Obdobný postup se provádí i u třínápravových podvozků, kde dochází opět k tříbodovému uložení. V některých případech, zejména v povrchových dolech, kde je velká nerovnost kolejí, není výjimkou provahadlování dvounápravových podvozků, které jsou tak dvoubodově uloženy.

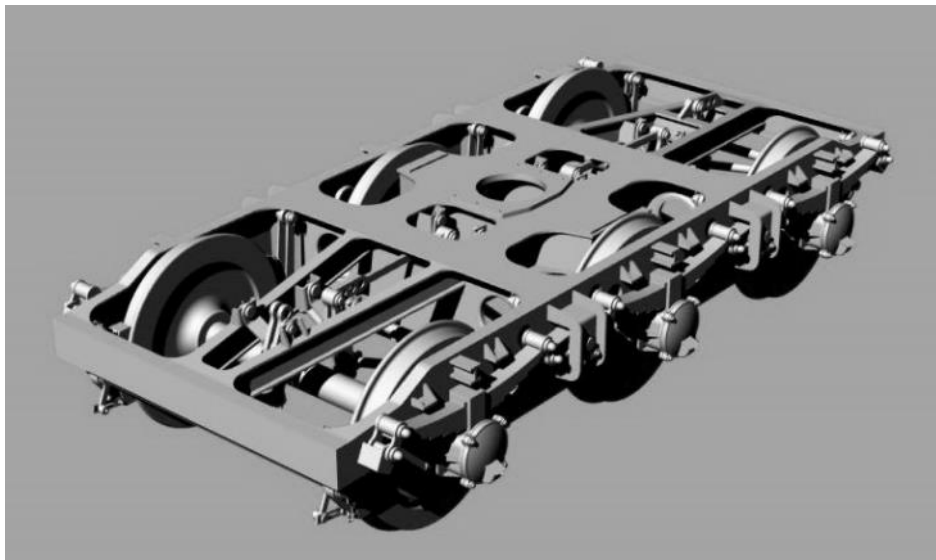
Při konstrukci je dále velice důležité vymežit především příčné vůle jednotlivých dvojkolí. U vodících dvojkolí bývají zpravidla nižší, než je tomu u ostatních nevodících dvojkolí. Příčné vůle v podstatě vymezují poloměr oblouku, kterým je schopno vozidlo projet při určité rychlosti. Problematikou příčných vůlí se zabývají kapitoly 4 a 5. [12.4]



Obr. 26 Uspořádání pětínápravového podvozku

3.8.1 Podvozek DB 931

Jedná se o modernější provedení podvozku typu UIC 30. Byl vyvíjen počátkem osmdesátých let. Na první pohled je hlavní odlišností použití parabolické pružnice a kratších závěsek. V některých případech bylo využíváno i lichoběžníkových pružnic. Tento typ podvozku byl konstruován na nápravový tlak až 22,5 tuny. Toto konstrukční uspořádání se vyznačovalo poměrně měkkým primárním vypružením. [12.1]



Obr. 27 Podvozek typu DB 931 [14.17]

3.8.2 Rozsochové vedení třínápravového podvozku 3Als10-K

Tento třínápravový podvozek typu 3Als10-K je určen pro těžké nákladní vozy s maximální hmotností 25 t na nápravu. Při konstrukci vícenápravového vozu se klade největší důraz na rovnoměrné rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy, a dále na schopnost vozu



Obr. 28 Podvozek typu 3Als10-K [14.7]

projet obloukem o určitém poloměru. Je zde využito vypružení progresivními listovými pružnicemi. V případě použití listových, resp. parabolických pružnic je nutné jejich provahadlování, které zajišťují dlouhá vahadla. Na obr. 28 je zachycena koncepce třínápravového nákladního podvozku firmy Greenbrier. [14.7]

3.8.3 Rozsochové vedení třínápravového podvozku BA 714.3

V porovnání s předchozí koncepcí se jedná o velice podobnou konstrukci podvozku slovenské firmy Tatravagónka. Technické parametry jsou téměř identické s výjimkou maximální hmotnosti na nápravu, která je 22,5 t. Dále výrobce uvádí příčnou axiální vůli nápravové skříně 2 x 25 mm. Celková hmotnost činí 7,8 t. [14.6]



Obr. 29 Podvozek typu BA 714.3 [14.6]

3.8.4 Třínápravový podvozek RTHZ18

Následující podvozek je využíván pro nákladní vozy. Koncepce vypružení je založena na bázi Y25. Rám podvozku je otevřený s podsazeným hlavním příčným, jehož torňa je uložena 650 mm nad temenem kolejnice. Výrobce připouští nápravové zatížení až 35 t a celkové zatížení torňy 105 t s hmotností podvozku 7,8 t. Konstrukční rychlost je vzhledem k možnému zatížení poměrně nízká, a to pouze 35 km/h. Vozidla osazená tímto podvozkem jsou schopna projet obloukem o poloměru 100 m. [14.8]



Obr. 30 Podvozek RTHZ18 [14.8]

3.8.5 Čtyřnápravový nákladní podvozek

Následující čtyřnápravový podvozek chorvatské firmy TŽV Gredejl je určen pro testování zkušebních nákladů na zkoumaném železničním úseku. Podvozek se skládá ze čtyř náprav. Rozvor sousedních náprav je 1500 mm. Zajímavostí je odnímatelný přední čelník, který může být využit dle potřeby. Brzdění zajišťuje 16palcový brzdový válec. Konstrukce vypružení je obdobná jako u předchozích třínápravových podvozků. [14.14]



Obr. 31 Čtyřnápravový podvozek firmy Gredejl [14.14]

3.8.6 Čtyřnápravový podvozek 690 typ 4

Čtyřnápravový podvozek navržený německou firmou WBN je speciálně určen pro použití v nízkopodlažních vozidlech. Vzhledem ke své malé konstrukční výšce je vhodný pro přepravu nákladních automobilů. Rám podvozku je uložen pomocí sady pryžových prvků na ložiskových skříních. Vzdálenost mezi temenem kolejnice a otočným čepem je 508 mm, přičemž průměry kol činí 380 mm. Celková hmotnost podvozku je 3500 kg při maximálním zatížení na nápravu 8,25 t. [14.13]



Obr. 32 Podvozek 690 typu 4 [14.13]

3.8.7 Pětínápravový podvozek RTHZ20

Pětiosý podvozek čínské společnosti Railteco je hojně využíván v oblasti přepravy kolejnic a mostů. Základem podvozku je ocelový svařovaný rám. Podstata vypružení je založena na modernějším provedení typu Y25. Celkově tedy obsahuje pět náprav, přičemž dvě jsou hnací a zbývající jsou bez pohonu. Brzdový systém je tvořen jednostrannými špalíkovými brzdami s výjimkou prostřední nápravy, která je nebrzděná. Je určen pouze pro přepravu do 40 km/h při maximálním nápravovém zatížení 25 t. [14.8]



Obr. 33 Podvozek RTHZ20 [14.8]

3.8.8 Šestinápravový plošinový vůz

Plošinový vůz firmy Tatravagónka Saghmmns-ty se skládá ze dvou třínápravových podvozků BA 717.4. Primární vypružení je tvořeno listovými pružnicemi. Vůz má odnímatelný ložní rám, jehož primární funkcí je přeprava plechu. Po odejmutí ložního rámu se dá použít pro přepravu kontejnerů. Vůz splňuje příslušné normy RIV a je tak provozuschopný na všech evropských tratích normálního rozchodu. Maximální ložná hmotnost je 100 t při největším zatížení na nápravu 22,5 t. [14.6]



Obr. 34 Šestinápravový plošinový vůz firmy Tatravagónka [14.6]

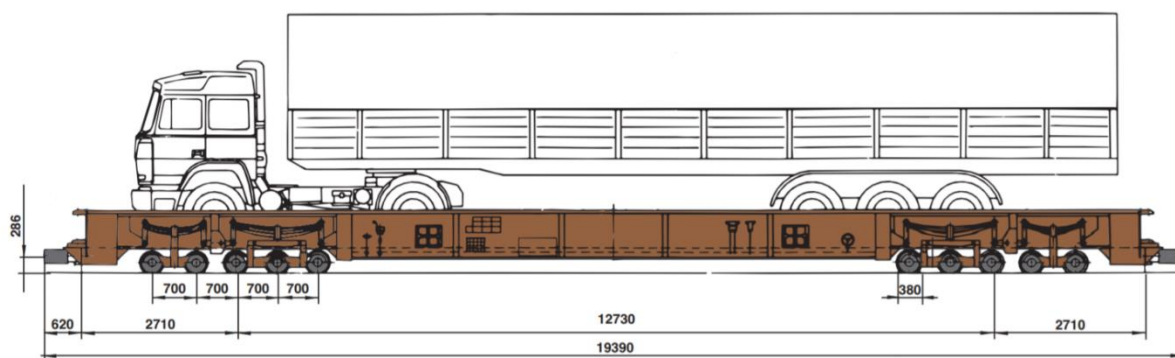
3.8.9 Desetiosý nízkopodlažní vůz

Firma Greenbrier přišla se zajímavou koncepcí nákladního vozu, který se skládá ze dvou pětínápravových podvozků. Takto uspořádaná dvojice pětiosých podvozků umožňuje malou



Obr. 35 Desetiosý nízkopodlažní vůz firmy Greenbrier [14.7]

ložnou plochu a zabezpečuje požadované vlastnosti. Pětiosý podvozek se skládá ze dvounápravového a třínápravového podvozku. Vypružení tvoří dvojitá parabolická pružina, která zajišťuje zvětšení tuhosti při větším zatížení. Průměr kol je 380 mm a prostor pro náklad



Obr. 36 Boční pohled na vůz [14.7]

je ve výšce 480 mm. V případě potřeby může být dohromady spojen libovolný počet vozů. Za zmínku dále stojí maximální nápravové zatížení 7,5 t, přičemž maximální rychlost dosahuje 120 km/h. Je využíván především pro ekologičtější přepravu nákladních silničních vozidel. [14.7]

3.8.10 Šestnáctinápravový vůz Uaai 84 54 995

Tento víceosý vůz se řadí do skupiny vozů s celistvým mostem. Charakteristickým znakem vozů s celistvým mostem je co nejvíce snížená ložná plocha ve vztahu k temeni kolejnice v místě nákladu. Obr. 37 představuje rekonstrukci hlubinového vozu koncipovanou německou firmou Krupp, která proběhla v roce 1992. Celková délka přes nárazníky dosahuje závratných 37 580 mm. Ložná hmotnost činí až 193 t. Největší přípustná rychlost pro plně ložené vozidlo je 120 km/h a celková hmotnost vozu je udržena pod 71,8 t. [14.9]



Obr. 37 Vůz Uaai 84 54 995 [14.9]

3.8.11 Dvacetinápravový vůz Uaai 84 80 996

Podvozek byl vyroben v roce 1961, celkem se vyhotovily pouze tři kusy. Hlavním účelem tohoto hlubinového vozu je přenos transformátorů. Skládá se ze čtyř podvozků po pěti nápravách. [14.9]

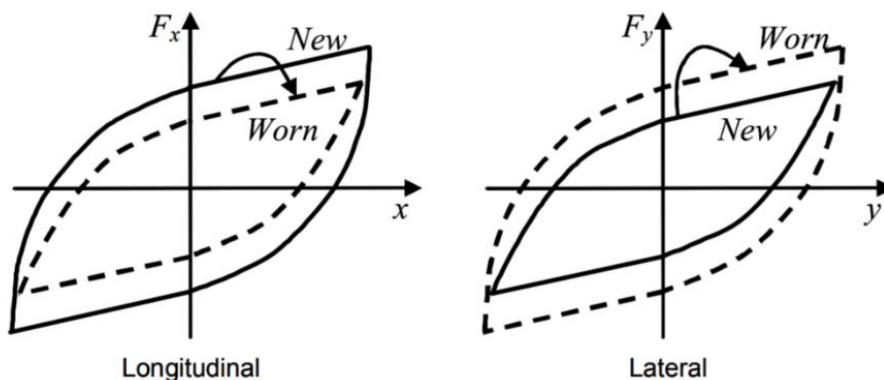


Obr. 38 Vůz Uaai 84 80 996 [14.9]

3.9 Opotřebení nákladních vozidel

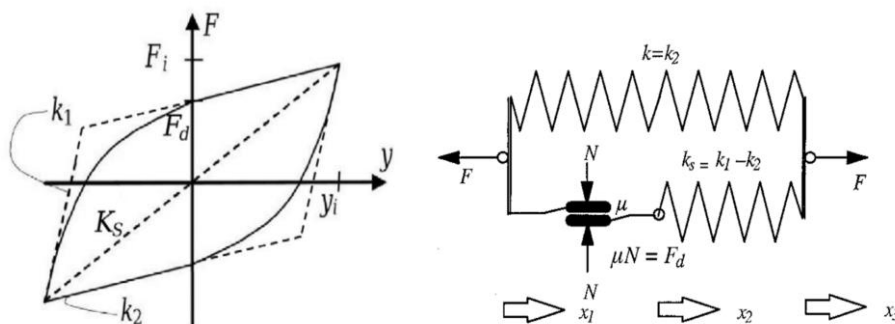
Pomocí vhodných metod je možné do určité míry sledovat chování opotřebovaných strojních součástí, jako je vypružení, tlumení, závěsné prvky apod. Tyto součásti podléhají během své životnosti změnám, a proto dochází i ke změně jejich charakteristik. Vzhledem k tomu, že zatížení nákladních vozů je mnohem vyšší než, u klasické osobní dopravy, je zde předpoklad rychlejšího opotřebení kol, kolejnic i jiných součástí. Používané simulační analýzy mají za úkol předpovědět únavové vlastnosti dynamicky namáhaných součástí.

Kvůli velkému zatížení dosahují nákladní vozy menších rychlostí, než je tomu u osobních vozů (průměrná rychlost nákladního vozu se pohybuje kolem 100 km/h). Tento fakt vyvolává zdání, že stabilita není u nákladních vozů tak důležitá. Opak je však pravdou, protože nákladní vozy bývají často mnohem méně tlumeny. Na obr. 39 je vidět změna charakteristiky listové pružnice v podélném a příčném směru u nového a opotřebovaného vypružení. V příčném směru se hystereze zvětšuje, zatímco v podélném směru se snižuje.



Obr. 39 Hysterezní křivka [14.3]

Listové pružnice bývají u nákladních vozů svislé zavěšeny. V simulačních modelech bývají uvažovány jako tuhé jak v podélném, tak i příčném směru. Obecně se vyznačují vysokou tuhostí pro malé zatížení. Počáteční tuhost k_1 pružnic je vytvořena třením jednotlivých listů o sebe. Tuhost k_2 je tzv. kyvná tuhost spojení. Síla F_d určuje množství tlumení v hysterezní smyčce. Obr. 40 zobrazuje hysterezní smyčku závislosti síly na deformaci, která odpovídá realitě pro malé síly a deformace. V pravé části obrázku je schematicky naznačen výpočtový model. [14.3]



Obr. 40 Výpočtový model [14.3]

4 Průjezd vozidla obloukem

4.1 Výpočet schopnosti projetím vozidla obloukem

Symbol	Jednotka	Popis
b	[mm]	Rozchod podvozku
Δe	[mm]	Rozšíření rozchodu koleje
Δ	[mm]	Odchylka mezi vzpříčenou polohou a volným kanálem
R	[mm]	Minimální poloměr oblouku
2σ	[mm]	Šířka volného kanálu
α	[rad]	Úhel náběhu
α_1	[rad]	Nejmenší úhel náběhu
α_{\max}	[rad]	Největší úhel náběhu
n	[–]	Měřítko
x	[mm]	Poloha středu otáčení
x_m	[mm]	Souřadnice parabol
y_1	[mm]	Souřadnice parabol
y_m	[mm]	Souřadnice parabol

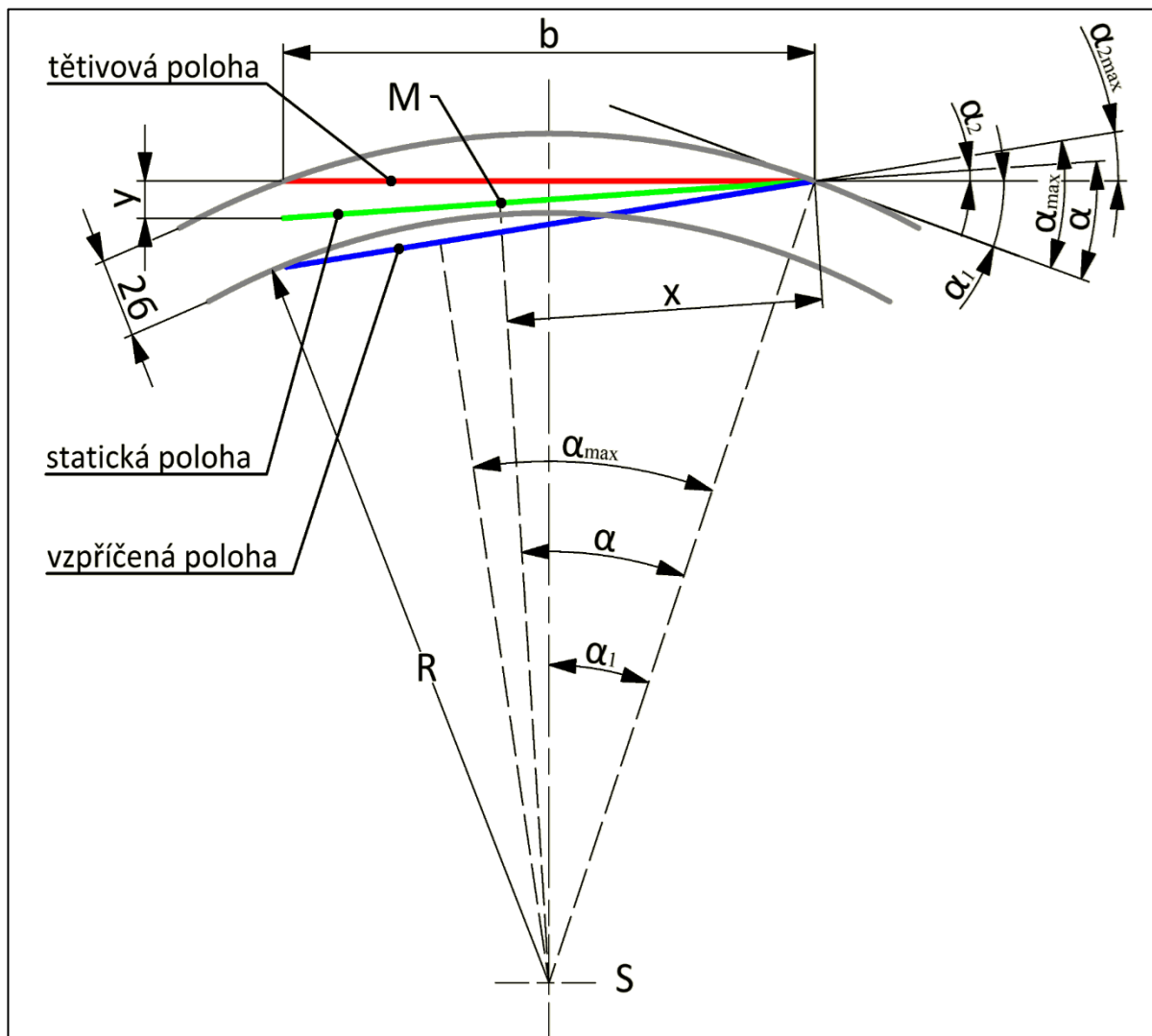
Tab. 5 Použité symboly při výpočtu schopnosti projetím vozidla obloukem

Při jízdě po koleji je vozidlová skříň každého vozu vedena a nesena pojezdem. Důležitou částí pojezdu jsou dvojkolí, která umožňují vlastní pohyb vozidla díky neustálému styku s kolejí. Důležitá je vazba mezi dvojkolím a rámem vozu u které se rozeznávají dvě konstrukční řešení. V prvním případě se jedná o dvojkolí pevná, která teoreticky nemají podélné vůle vzhledem k ose vozidla. S pevnými dvojkolím se nejčastěji setkáváme u hnacích vozidel a části podvozkových vozů. Ve druhém případě hovoříme o dvojkolích volných, která mají v podélném směru definovanou maximální vůli. Za minimální vůli v milimetrech se označuje trojnásobek rozvoru podvozku v metrech. Mezi rámem a dvojkolím tedy musí existovat určitá vazba, která umožňuje centrování pohybu. V první řadě tato volnost snižuje podélné rázové síly mezi rámem a dvojkolím, dále pak zajišťuje tzv. rejdivání, které zabezpečuje natočení dvojkolí, a tím lepší průjezd obloukem. Dvojkolí, která určují polohu v koleji i rámu se nazývají dvojkolí vodící. Opakem jsou nevodící dvojkolí, mající jistou příčnou vůli, která umožňuje vozidlu projet obloukem.

Jednou se základních schopností železničního vozidla je průjezd obloukem. Při jízdě obloukem dochází k mnohem většímu opotřebení kol a kolejnic vlivem značných vodících sil a velkého úhlu náběhu. Při uvažování normálního rozchodu 1435 mm a rozchodu dvojkolí 1426 mm je zřejmé, že mezi okolkem a hlavou kolejnice vzniká určitá příčná vůle, která se označuje jako šířka volného kanálu koleje. Rozchod dvojkolí a rozchod koleje se měří v jiné výškové úrovni, a proto se z bezpečnostních důvodů zvětšuje rozdíl rozchodů o 4 mm. Šířka volného kanálu se obvykle uvažuje 11 mm. U oblouků s poloměrem menším než 275 m se vůle zvětšuje o rozšíření rozchodu koleje Δe :

$$\Delta e = \frac{7150}{R} - 2\sigma$$

Pro jednoduchost se půdorys vozu kreslí tak, že se zúží o hodnotu rozchodu dvojkolí. Kontakt okolku s hlavou kolejnice se ztotožní úsečkou. Dále se rozchod reguluje na šířku volného kanálu. Při uvažování dvounápravového vozidla mluvíme o tzv. statické poloze. Podstata této polohy vyplývá z rovnosti sil a momentů působících na vozidlo čili ze statické rovnováhy. Situace je poněkud složitější u vícenápravových vozidel, kde se uplatňují geometrické polohy. V případě doléhání okolku na vnější kolo vzniká těživová poloha a doléhá-



Obr. 41 Poloha v oblouku

li okolek na vnitřní kolo, mluvíme o poloze vzpříčené. Bod M na následujícím obr. 41 charakterizuje střed otáčení, který plyne z kinematických závislostí a je definován vzdáleností x . Obecně lze konstatovat, že každý podvozek má dvě vodící nápravy. Důležitým faktorem je úhel náběhu α . Velikost tohoto úhlu přímo ovlivňuje velikost jízdních odporů, opotřebení kol a kolejnic a bezpečnost proti vykolejení. Při vyšetřování se uvažuje, že na kolejnici nabíhá vnější kolo první vodící nápravy. Nejmenší hodnota úhlu náběhu nastane ve statické poloze, a naopak největšího úhlu se dosáhne v případě těživové polohy.

$$\alpha_1 = \frac{b}{2 \cdot R} = \frac{7200}{2 \cdot 150 \cdot 10^3} = 0,024[\text{rad}]$$

$$\alpha_{\max} = \frac{b}{2 \cdot R} + \frac{2\sigma}{b} = \frac{7200}{2 \cdot 150 \cdot 10^3} + \frac{26}{7200} = 0,028[\text{rad}]$$

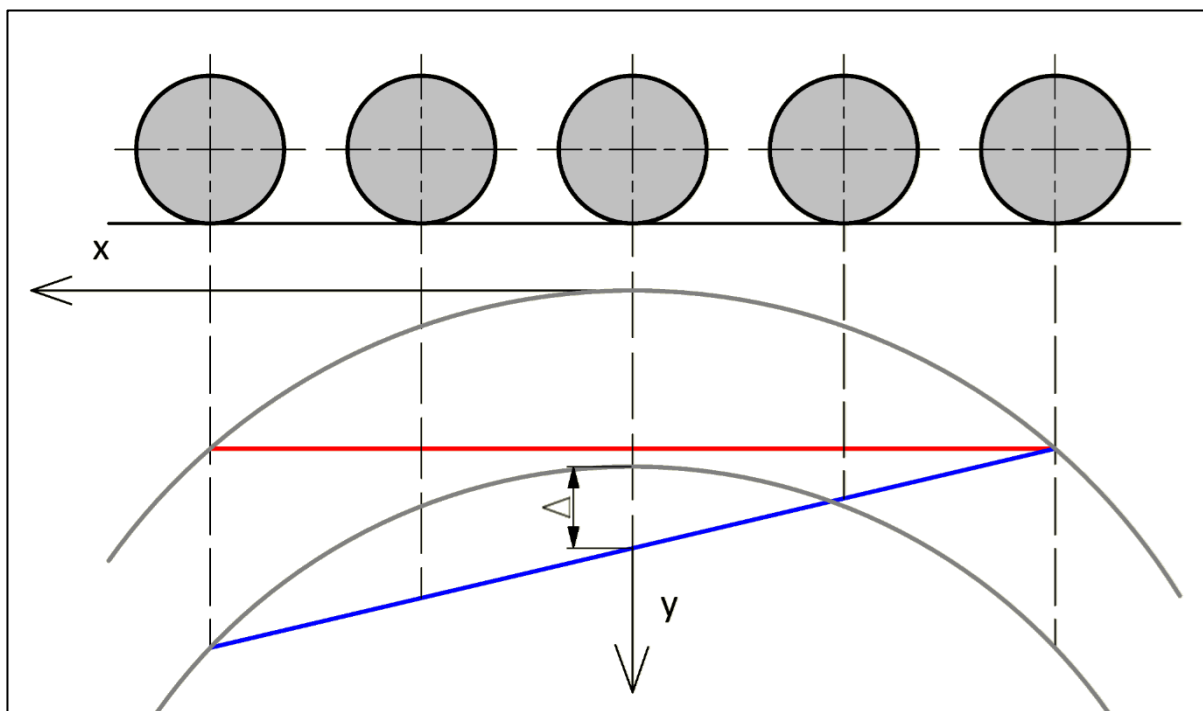
Dvounápravový podvozek zpravidla nemá problém projet poloměry, které jsou určeny příslušnou normou. Na základě geometrických výpočtů projede dvounápravové vozidlo vždy. Problém vzniká u vícenápravových vozidel, kde je nutné nejprve vyšetřit geometrii daného podvozku v kritickém postavení v oblouku. Vzhledem k požadavku maximálního zatížení vozidla bylo dále uvažováno s pěti nápravami. Nejčastěji používaná grafická metoda se nazývá Vogelova. [12.1] [12.2] [12.3]

4.1.1 Teorie Vogelovy metody

Podstatou této metody je zjištění příčných vůlí na jednotlivých nápravách. Uvažované vozidlo se nachází ve vzpříčené poloze v oblouku o jistém poloměru, tedy v nejhorším možném postavení. Nejdříve se do volného kanálu zakreslí úsečka, která simuluje podvozek. V důsledku použití různých podélných a příčných měřítek se oblouk změní v elipsu. Pro technické účely se elipsa nahrazuje parabolou a potom tedy platí:

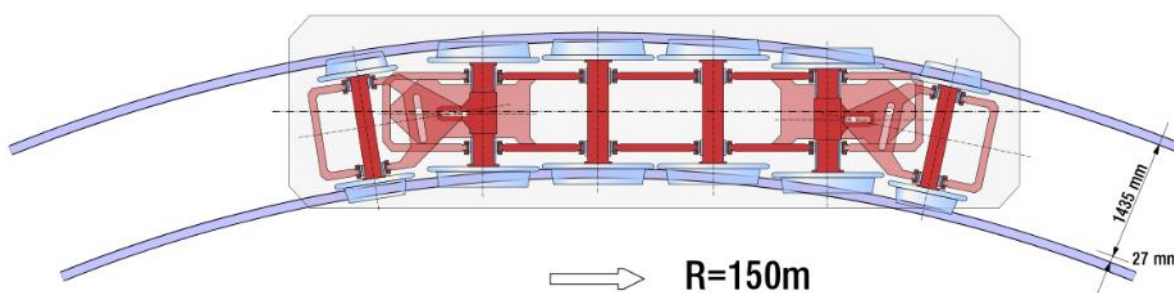
$$y = \frac{x^2}{2R}$$

Dále se dotykové body okolků vodících náprav dotýkají na hranicích volného kanálu koleje. Leží-li dotykové body nevodících náprav uvnitř volného kanálu, pak je vozidlo schopno projet obloukem i v nejhorším možném postavení v oblouku. Pokud ale tato podmínka není splněna, vozidlo není schopno projet požadovaným obloukem a hrozí vykolejení. Z obr. 42 je



Obr. 42 Podstata Vogelovy metody

patrné, že navržený pětínápravový podvozek není schopen projet obloukem o jistém poloměru v případě vzpříčené polohy. Šířka volného kanálu je příliš malá a vzniká zde tedy odchylka, kde je zachycena největší příčná vůle na prostřední nápravě. Navržený podvozek ale musí být schopen odolat vzpříčené poloze, která je na obr. 42 zobrazena modrou barvou. V praxi se tento problém řeší různými konstrukčními úpravami podvozku, nejčastěji pak ztenčením okolků kola o požadovanou hodnotu příčné vůle na nevodících dvojkolích. Další možností je umožnit nápravě jistou příčnou vůli na úrovni ložisek, o kterou je schopna se volně posouvat vlivem příčných sil. Jiným řešením uvedeného problému je konstrukce první a poslední nápravy jako rejdové, čímž se na krajních nápravách docílí minimálních příčných vůlí. V tomto konkrétním případě viz obr. 43 je druhá a pátá náprava vodící. Touto koncepcí byla osazena například lokomotiva E 465.0. Tento způsob je ale problematický především kvůli spojení krajních výkyvných rámců ke střednímu pevnému rámu. [12.3]



Obr. 43 Rejdové uložení [14.15]

4.1.2 Řešení příčných vůlí Vogelovou metodou

Uvažované pětínápravové vozidlo musí být schopno projet obloukem o poloměru 150 m. Rozvor podvozku je 7200 mm, přičemž rozvor jednotlivých náprav je symetrický a činí 1800 mm. Rozšíření rozchodu koleje je vypočítáno dle:

$$\Delta e = \frac{7150}{R} - 26 = \frac{7150}{150} - 26 = 21,667[\text{mm}]$$

Maximální rozšíření koleje v oblouku je 16 mm a redukovaná hodnota šířky volného kanálu je 10 mm. Šířka volného kanálu se pak uvažuje následovně:

$$26 = 10 + 16 = 26[\text{mm}]$$

Při vyšetřování pomocí Vogelovy metody bylo zvoleno měřítko 1:10, což zapříčinilo změnu oblouku na parabolu z již uvedených důvodů. Pro přesnější výsledky bylo zvoleno 36 souřadnic na ose x . Pro tyto souřadnice byl dále proveden výpočet y souřadnic viz příložená tab. 6, kde x_m jsou systematicky zvolené body v oblouku a x_m/n je zvolené měřítko na vodorovné ose. Hodnoty y_m a y_1 jsou jednotlivé body parabol, které vymezují šířku volného kanálu. Velikost hodnot y_m se vypočítá dle vztahu:

$$y_m = \frac{x_m^2}{2R}$$

K této hodnotě je dále připočítávána šířka volného kanálu. Hodnoty parametru y_1 se tedy stanovují dle následujícího vztahu:

$$y_1 = y_m + 26$$

Zbývajících 18 hodnot parametrů y_m a y_1 je symetricky odvozeno podle níže přiložené tabulky. Na základě uvedených tabulkových výpočtů byly vyšetřeny jednotlivé varianty pro zadané specifické parametry pětínápravového vozidla. [12.3]

SOUŘADNICE BODŮ [mm]									
x_m	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800
x_m/n	20	40	60	80	100	120	140	160	180
y_m	0,133	0,533	1,200	2,133	3,333	4,800	6,533	8,533	10,800
y_1	26,133	26,533	27,200	28,133	29,333	30,800	32,533	34,533	36,800
x_m	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600
x_m/n	200	220	240	260	280	300	320	340	360
y_m	13,333	16,333	19,200	22,533	26,133	30,000	34,133	38,533	43,200
y_1	39,333	39,333	45,200	48,533	52,133	56,000	60,133	64,533	69,200

Tab. 6 Souřadnice bodů

Při zpracování teoretických poznatků o průjezdu kolejového vozidla obloukem a Vogelovy metody bylo zpracováno 5 variant viz následující tab. 7. Číselné hodnoty demonstrují výsledky Vogelovy metody viz příloha č.6.

VARIANTA 1		PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]		
NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
-	25,9	30,2	12,9	-
NÁPRAVA 1	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 5
VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
-	12,9	30,2	25,9	-
VARIANTA 2		PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]		
NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ
19,41	-	2,19	-	71,38
NÁPRAVA 1	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 5
NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ
71,38	-	2,19	-	19,41

VARIANTA 3		PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]		
NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
34,53	-	12,93	4,26	-
NÁPRAVA 1	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 5
NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
77,83	-	4,26	12,93	-
VARIANTA 4		PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]		
NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ
-	12,94	4,28	-	77,84
NÁPRAVA 1	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 5
VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ
-	4,26	19,93	-	34,53
VARIANTA 5		PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]		
NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
REJDOVÁ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	REJDOVÁ
-	-	-2,19	-	-
NÁPRAVA 1	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 5
REJDOVÁ	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ	REJDOVÁ
-	-	-2,19	-	-

Tab. 7 Přehled výsledků Vogelovy metody

Tab. 7 zobrazuje hodnoty příčné vůle jednotlivých náprav při řešení Vogelovy metody. Celkem bylo vyhodnoceno pět variant, které se vzájemně liší rozdílnou vazbou vodících a nevodících náprav. Rozvor sousedních náprav a celkový rozvor podvozku jsou konstantní pro každou z variant. Každá z uvedených variant se musí vyšetřit pro oba jízdní směry – předpokládá se jak dopředná, tak zpětná jízda. Pro třinápravové vozidlo, které má symetricky rozmístěné nápravy stačí z geometrického pohledu uvažování jen jednoho směru. To proto, že na prostřední nápravě bude vždy vycházet stejná příčná vůle. Uvažované pětinápravové vozidlo však musí vyhovět kritické vzpříčené poloze v obou možných jízdních směrech. Celkovou příčnou vůli v nápravě udává vyšší vůle v dílčí nápravě při uvažování obou jízdních směrů. Číslování náprav bylo voleno tak, že vždy první náprava, která najíždí do oblouku je považována za první a při změně smyslu jízdy je považována za poslední.

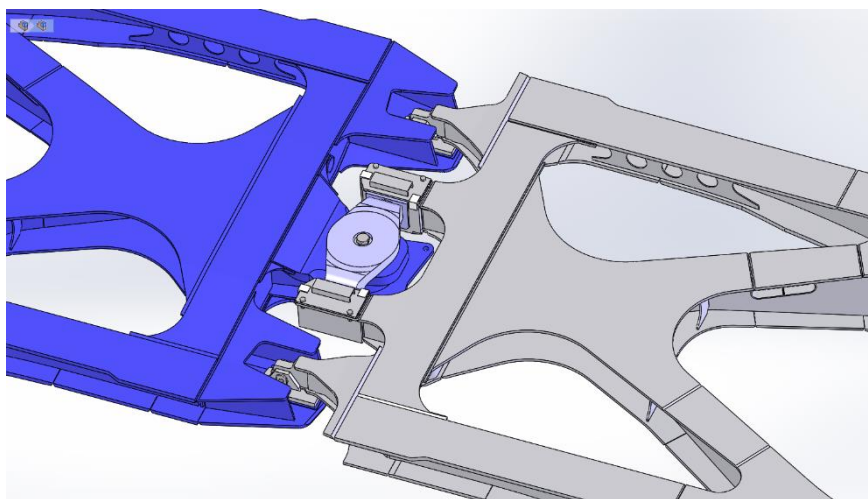
4.1.3 Vyhodnocení zpracovaných variant

Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole, celkově bylo vyhodnoceno 5 variant, které zahrnují rozdílné konstrukční přístupy. Teoreticky maximální možný počet variant je mnohem

vyšší, což vychází z variace vodících, nevodících a rejdových náprav. Z této sumy bylo vybráno pět variant, u kterých se předpokládají nejmenší možné příčné vůle. Příloha č. 6 názorně v sestupném pořadí zobrazuje zpracované grafické varianty.

Za optimální řešení lze považovat variantu 1, u níž dílčí příčné vůle v nápravách vycházejí nejmenší. Tato varianta předpokládá, že první a pátá náprava, resp. pátá a první při změně smyslu, je vodící. Zbývající nápravy jsou nevodící, u nichž se musí konstrukčně zajistit příčná vůle tak, aby vozidlo bylo schopné projet jistým poloměrem. Na základě výpočtů je u této varianty největší vůle na prostřední nápravě, která je menší než 40 mm. Naopak z tohoto pohledu je patrné, že nejhůře z navržených vychází čtvrtá varianta, kde na první nevodící nápravě vychází při dopředné jízdě příčná vůle 77,84 mm.

Z grafického hlediska vychází optimálně poslední, tj. pátá varianta, která zahrnuje rejdové nápravy. Z příložené přílohy č. 6 je patrné, že u tohoto provedení je vozidlo schopno projet obloukem bez dalších konstrukčních zásahů. Avšak z konstrukčního hlediska představuje takováto koncepce velmi závažný problém. Spojovací součásti jsou totiž vystaveny enormnímu dynamickému namáhání, kterému čelí po celou dobu jízdy. Další nevýhodou je, že tento přístup není možný aplikovat na hlubinové vozy. Z těchto, a především pak z ekonomických důvodů se rejdové nápravy v praxi téměř nevyskytují. Z uvedených důvodů byla zvolena první varianta, se kterou bylo dále uvažováno. Detail kloubového spojení je patrný z obr. 44.



Obr. 44 Detail kloubového spojení [12.1]

5 Konstrukce příčných vůlí

5.1 Úvod

Symbol	Jednotka	Popis
V_c	[mm]	Celkové vůle v nápravách
V_k	[mm]	Vůle mezi kolem a kolejnici
V_l	[mm]	Vůle v ložisku
V_r	[mm]	Vůle v rozsoše
V_o	[mm]	Vůle vzniklá zeslabením okolků
V_p	[mm]	Konstrukční potřebná vůle
k	[mm]	Bezpečnost

Tab. 8 Použité symboly při výpočtu příčných vůlí

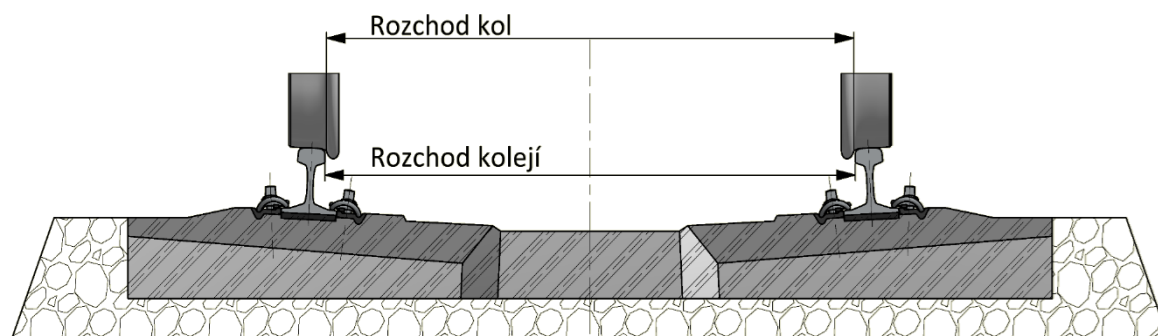
Předchozí kapitola se zabývala vyhodnocením příčné vůle. Zvolené příčné vůle varianty 1 zobrazuje tab. 9. V následujících odstavcích je detailně popsána konstrukce příčných vůlí.

VARIANTA 1		PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]		
NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
-	25,9	30,2	12,9	-
NÁPRAVA 1	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 5
VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
-	12,9	30,2	25,9	-

Tab. 9 Data zvolené varianty 1

5.2 Příčná vůle mezi kolem a kolejnici

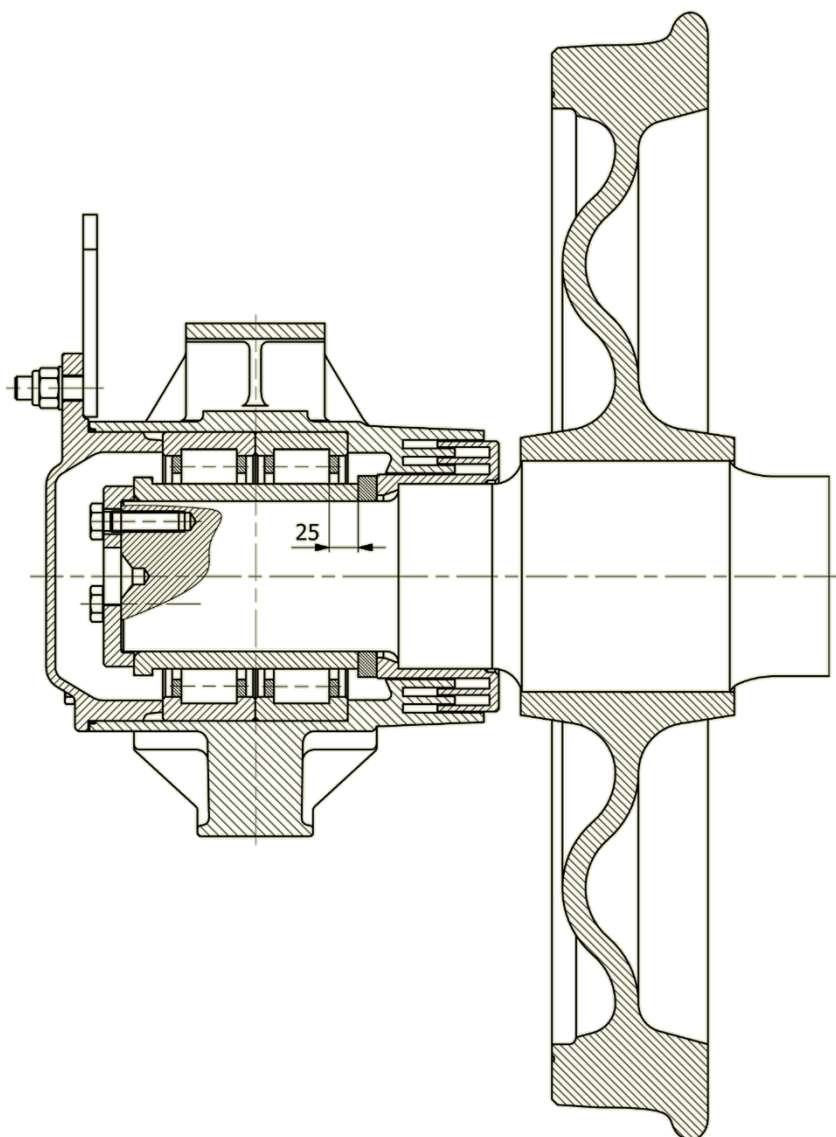
V předchozích kapitolách již byla detailněji popsána tato vůle viz obr. 45. Je to určitá pojistka, která zahrnuje toleranci rozchodů kolejí a kol.



Obr. 45 Příčná vůle mezi kolem a kolejnici

5.3 Konstrukce příčné vůle na úrovni ložiska

Z důvodu velkých příčných vůlí na nevodících nápravách jsou použita válečková axiálně posuvná ložiska. Detailní rozměry ložiska jsou v příloze č. 1. Principem tohoto uložení je posuvný pohyb nápravy v axiálním směru. Konstrukce je patrná z obr. 46. Válečkové ložisko se skládá z vnitřních, vnějších kroužků a válečků, které jsou drženy prostřednictvím klece. Vnitřní kroužky jsou pevně uloženy na nápravě. Vnější kroužky jsou uloženy v ložiskovém domku. Při průjezdu obloukem se s ohledem na poloměr oblouku a dopřednou rychlost vozidla

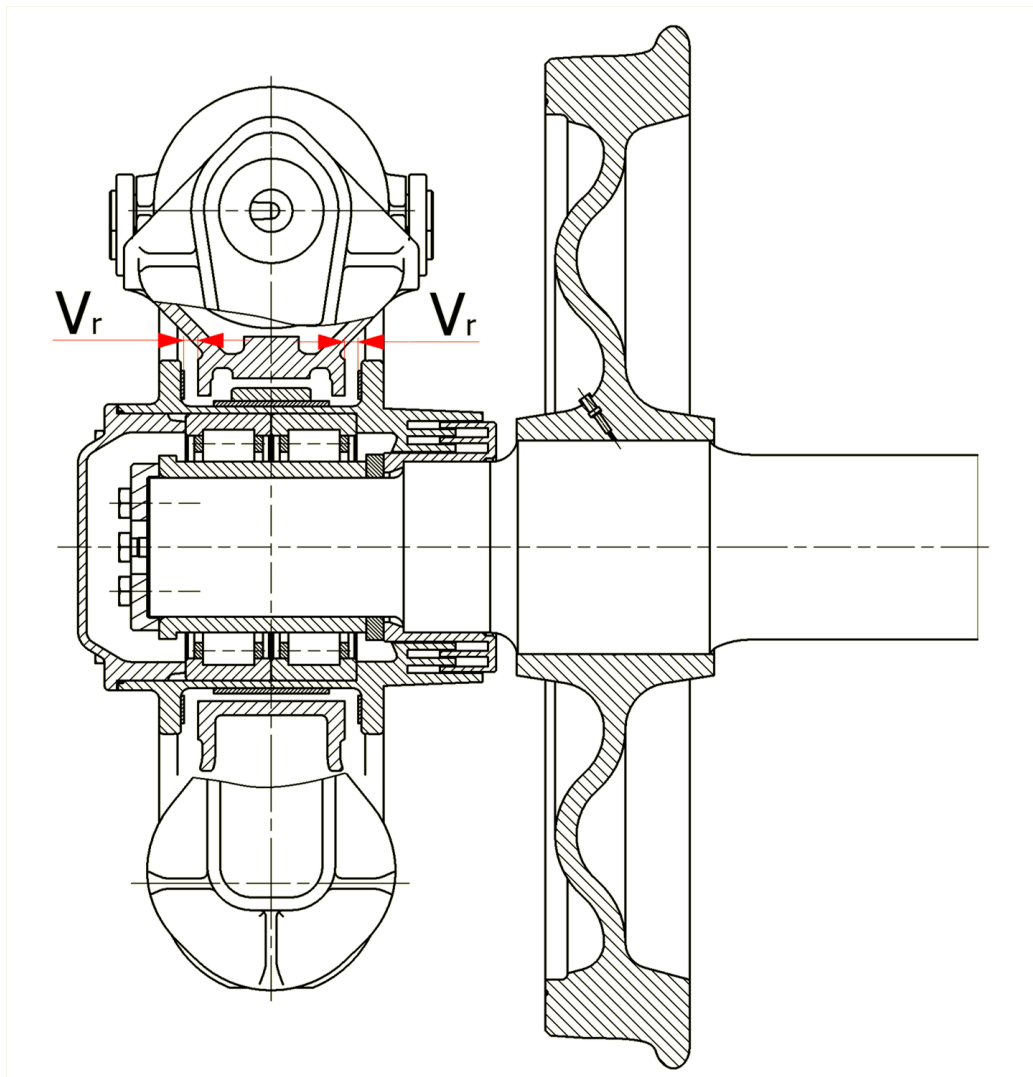


Obr. 46 Axiálně posuvná náprava

může náprava axiálně posouvat. Tento posuv určuje vzdálenost mezi vnitřním kroužkem a valivým elementem – válečkem. Limitní příčná vůle v ložisku je 25 mm na obě strany. Na nápravě je nalisován vnitřní kroužek labyrintového těsnění, který se posouvá společně s nápravou a spolu s drážkami v ložiskovém domku vytváří labyrintové těsnění. To musí umožnit příčnou vůli, která je úměrná vůli v ložisku. Detailní konstrukce je rozkreslena v příloze č. 7. Obdobným způsobem je uložen i druhý konec nápravy.

5.4 Konstrukce příčné vůle v rozsoše

Z bezpečnostních důvodů je proti vykolejení definována vůle v rozsoše. Je to vůle mezi rozsochou a ložiskovým domkem. V případě potřeby je ložiskový domek společně s nápravou schopen axiálního posuvu do velikosti této vůle. Velikost této vůle je 13 mm taktéž na obě strany. Na obr. 47 je zobrazeno uložení v příčném řezu. Tuto vůli obsahují jak nevodící, tak vodící nápravy.

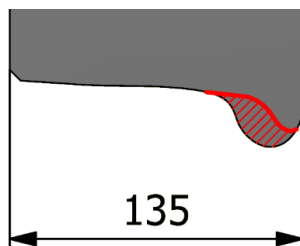


Obr. 47 Vůle v rozsoše

5.5 Konstrukce příčné vůle seříznutím okolků

V případě potřeby dosažení menší příčné vůle existuje možnost zeslabení části okolku. Norma ČSN 28 0335 předepisuje geometrické závislosti dle velikosti ztenčení okolku. Tato norma definuje tabulární hodnoty pro 2, 5, 10 a nejvíce však 15 mm. Na obrázku č.48 je naznačeno ztenčení okolku červenou barvou – celkové odebrání materiálu je vyšrafováno.

Tento postup se hojně využívá u třinápravových lokomotiv, u nichž je nutné docílit na prostřední nápravě menší příčné vůle. Z konstrukčního i ekonomického důvodu v případě



Obr. 48 Detail ztenčení okolku

menších vůlí je to mnohem výhodnější než použití ložiska s příčnou vůlí. Dále se tento postup aplikuje tam, kde je zapotřebí větší příčné vůle, která nemůže být docílena na úrovni ložiska. Celková potřebná vůle je tak součtem dílčích vůlí. Zeslabení okolků je provedeno u prostřední nápravy. [12.1] [12.6]

5.6 Výpočet celkových příčných vůlí v nápravách

V následující tab. 10 je zobrazeno, jakým způsobem jsou řešeny příčné vůle na konkrétních nápravách v závislosti na výsledcích z grafické Vogelovy metody. Konstrukční opatření jsou volena tak, aby v daném dvojkolí po vyčerpání potřebných příčných vůlí zůstala jistá bezpečnost. Jde především o pokrytí všech výrobních nepřesností. Tato bezpečnost má chránit vozidlo proti vykolejení.

PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]					
	NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
V_p	0	25,9	30,2	25,9	0
V_k	11	11	11	11	11
V_l	0	25	25	25	0
V_r	13	13	13	13	13
V_o	0	0	5	0	0

Tab. 10 Příčné vůle v nápravách

Příčná vůle na první nápravě:

$$V_{c1} = V_k + V_r = 11 + 13 = 24[\text{mm}]$$

$$k_1 = V_{c1} - V_{p1} = 24 - 0 = 24[\text{mm}]$$

Příčná vůle na druhé nápravě:

$$V_{c2} = V_k + V_r + V_l = 11 + 13 + 25 = 49[\text{mm}]$$

$$k_2 = V_{c2} - V_{p2} = 49 - 25,9 = 23,1[\text{mm}]$$

Příčná vůle na třetí nápravě:

$$V_{c3} = V_k + V_r + V_l + V_o = 11 + 13 + 25 + 5 = 54[\text{mm}]$$

$$k_3 = V_{c3} - V_{p3} = 54 - 30,2 = 23,8[\text{mm}]$$

Příčná vůle na čtvrté nápravě:

$$V_{c4} = V_k + V_r + V_l = 11 + 13 + 25 = 49[\text{mm}]$$

$$k_4 = V_{c4} - V_{p4} = 49 - 25,9 = 23,1[\text{mm}]$$

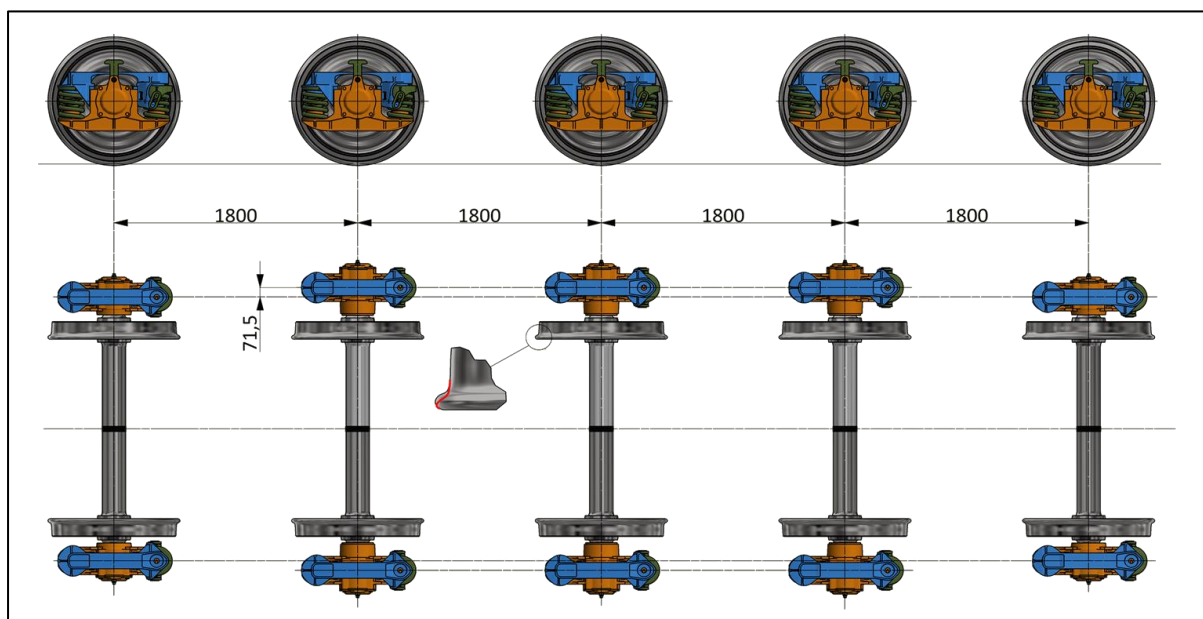
Příčná vůle na páté nápravě:

$$V_{c5} = V_{k5} + V_{r5} = 11 + 13 = 24[\text{mm}]$$

$$k_5 = V_{c5} - V_{p5} = 24 - 0 = 24[\text{mm}]$$

5.7 Vyhodnocení

V tab. 11 jsou uvedeny výsledné hodnoty celkových příčných vůlí spolu s bezpečností. Z tabulky je patrné, že největší příčné vůle jsou na prostřední nápravě. Na této nápravě je využito příčně posuvného ložiska a dále je zde zeslaben okolek. Vůlí v rozsoše disponují všechny nápravy. Následující obr. 49 zachycuje postavení náprav.



Obr. 49 Skica postavení náprav

PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]					
	NÁPRAVA 5	NÁPRAVA 4	NÁPRAVA 3	NÁPRAVA 2	NÁPRAVA 1
	VODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	NEVODÍCÍ	VODÍCÍ
V_c	24	49	54	49	24
k	24	23,1	23,8	23,1	24

Tab. 11 Celkové příčné vůle a bezpečnost

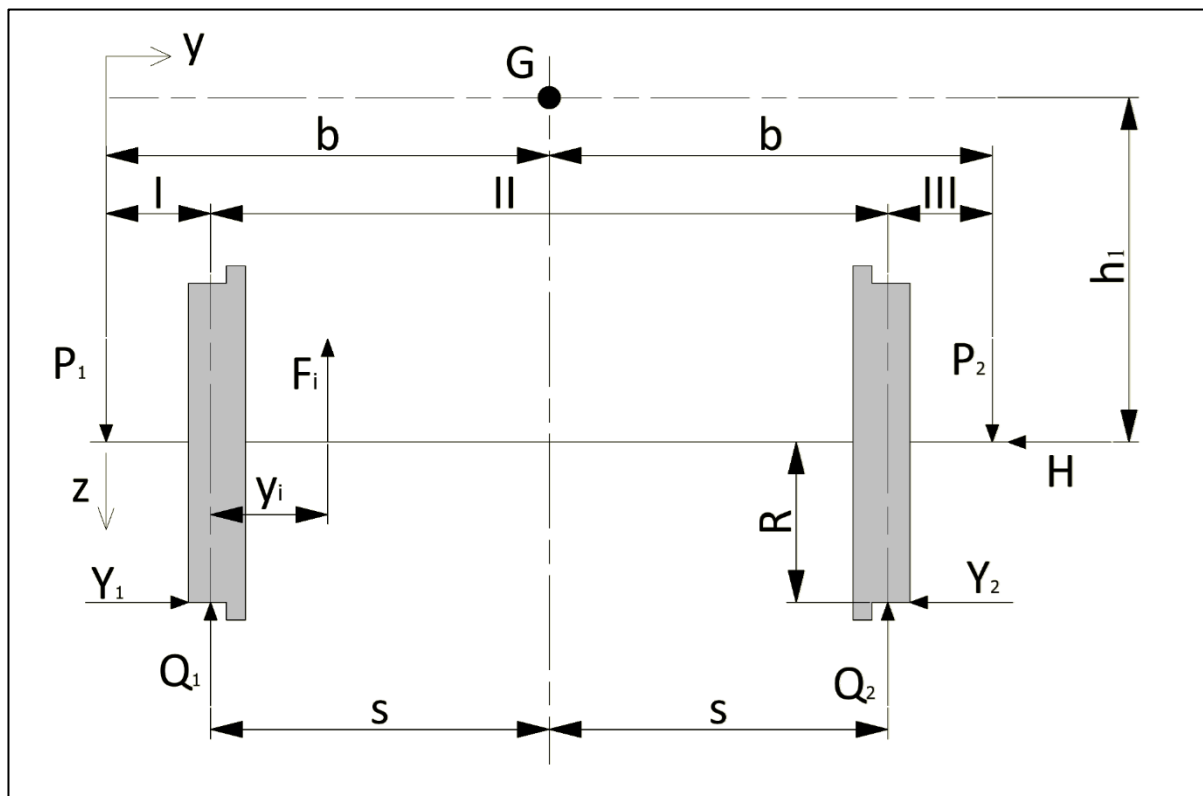
6 Výpočet nápravy

6.1 Úvod do výpočtu

Symbol	Jednotka	Popis
m_1	[kg]	Hmotnost na čepy ložisek (včetně hmotnosti skříně)
m_f	[kg]	Hmotnost vozidla
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
P_1	[N]	Svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy
P_2	[N]	Svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy
P'	[N]	Síla vyvolaná mechanickým brzdovým systémem
Y_1	[N]	Vodorovná příčná síla v přitíženém styku kolo/kolejnice
Y_2	[N]	Vodorovná příčná síla v odlehčeném styku kolo/kolejnice
H	[N]	Příčná síla
Q_1	[N]	Svislá reakce na kolo na straně přitíženého ložiskového čepu nápravy
Q_2	[N]	Svislá reakce na kolo na straně odlehčeného ložiskového čepu nápravy
F_i	[N]	Síly od účinků neodpružených hmot mezi koly
F_f	[N]	Maximální přitlačná síla brzdových špalíků na jedno kolo
M_x	[N · mm]	Ohybový moment od účinků vypružených hmot
M'_x, M'_z	[N · mm]	Ohybové momenty od účinků brzdových sil
M'_y	[N · mm]	Kroutící moment od účinků brzdových sil
M_X, M_Z	[N · mm]	Součet ohybových momentů
M_Y	[N · mm]	Součet kroutících momentů
M_R	[N · mm]	Výsledný moment
$2b$	[mm]	Vzdálenost mezi působišti svislých sil na čepch ložisek
$2s$	[mm]	Vzdálenost styčných kružnic
h_1	[mm]	Výška těžiště vypružených hmot nesených dvojkolím
i	[–]	Počet brzděných kol
y_i	[mm]	Vzdálenost mezi rovinou styčné kružnice a silou F
y	[mm]	Vzdálenost mezi působištem svislé síly a řezem nápravy
Γ	[–]	Střední hodnota součinitele tření
σ	[MPa]	Napětí

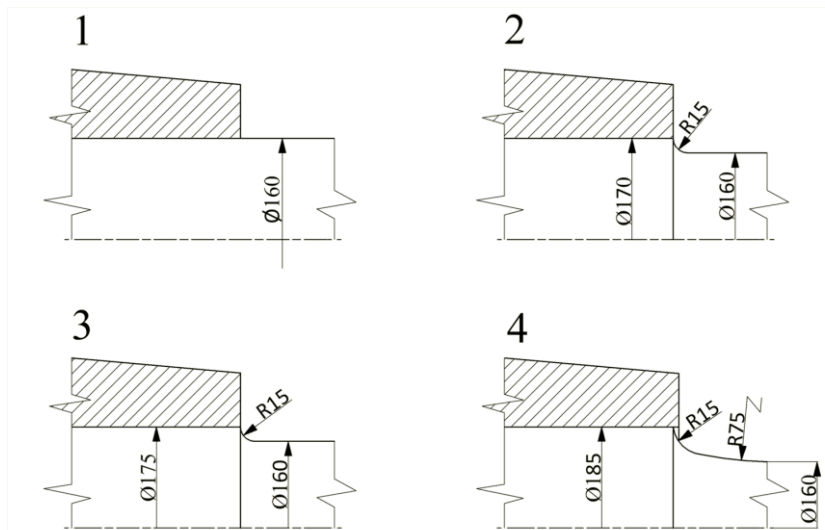
K	[-]	Činitel koncentrace únavového napětí
R	[mm]	Poloměr styčné kružnice kola
R_b	[mm]	Třecí poloměr
R_{fL}	[MPa]	Mez únavy hladkých vzorků zatěžovaným ohybem za rotace
R_{fE}	[MPa]	Mez únavy vzorků s vrubem zatěžovaným ohybem za rotace
T_j	[N]	Třecí síla
q	[-]	Součinitel jakosti oceli
d	[mm]	Průměr uvažovaného průřezu nápravy
f	[-]	Součinitel smykového tření
D	[mm]	Průměr vnější části použitý pro stanovení hodnoty K
r	[mm]	Poloměr zaoblení přechodové části
S	[-]	Součinitel bezpečnosti
G	[-]	Těžiště
I, II, III	[-]	Intervaly

Tab. 12 Použité symboly při výpočtu nápravy

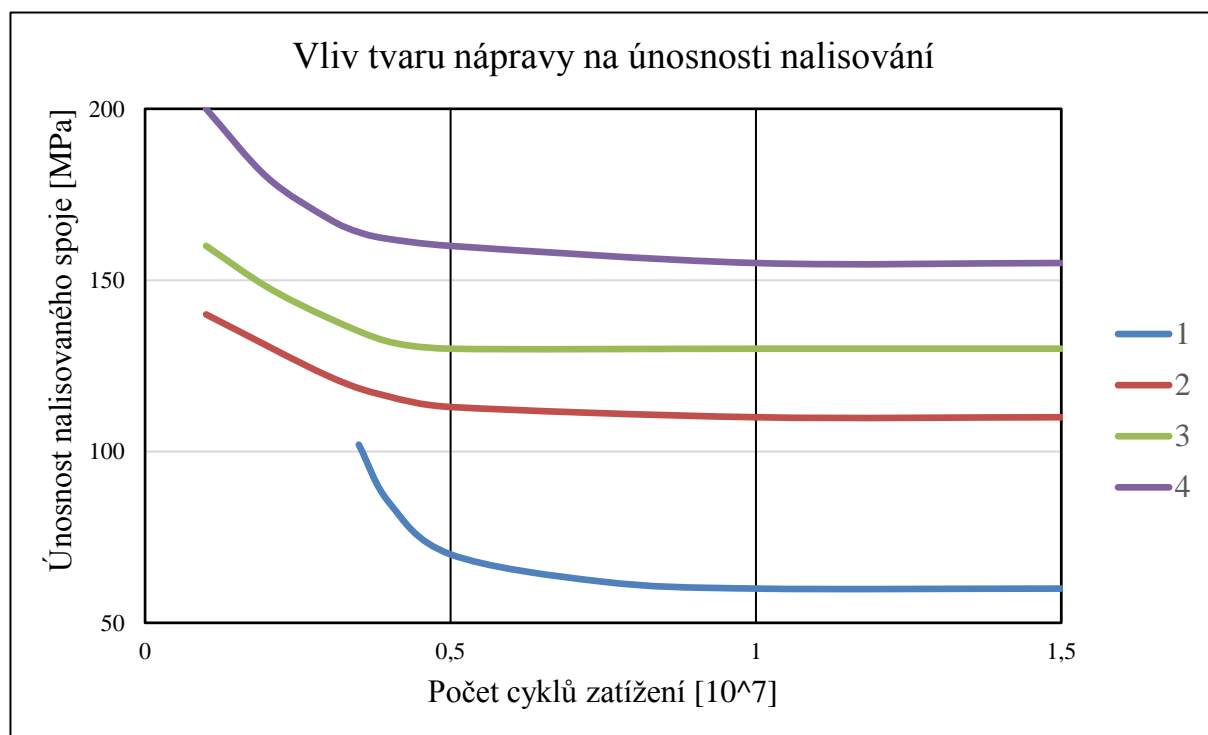


Obr. 50 Síly působící na nápravě

Výpočet nápravy definuje evropská norma EN 13103:2009+A2:2012, která je přeložena do české verze ČSN EN 13103+A2. Náprava železničního vozidla je jednou z nejdůležitějších částí na kolejovém vozidle. Tato skutečnost vyplývá z historie konstrukce náprav, kdy právě na nápravách bylo zaznamenáno mnoho problémů souvisejících s únavovou pevností materiálu. Na únavovou pevnost nápravy má velký vliv způsob nalisování kol na nápravu. Pro snížení vrubového účinku se upravuje náboj kola, kde se zúží dosedací části. Výraznou roli zde hraje i velikost přechodů mezi válcovými částmi. Z tohoto důvodu existují specifické metody, které jsou založeny na poznacích z chování náprav v provozu společně s vědeckým zkoumáním. Cílem této metodiky je optimalizovat konstrukční a technologické provedení. Rozložení sil je patrné z obr. 50.



Obr. 51 Konstrukční varianty uložení [12.4]



Obr. 52 Závislost únosnosti na počtu cyklů [12.4]

Z hlediska únosnosti nalisovaného spoje se jeví nejpříznivější možnost 4 viz obr. 51, 52. Průměr sedla by měl být zvětšen alespoň o 15 % vůči průměru sousedního dříku. Dále se výhodně projevuje jemné přesazení čela náboje a čela dříku. Pro dosažení nízkého činitele únavového napětí se doporučuje pozvolný přechod dvou rádiusů, z nichž ten větší by měl mít nejméně 75 mm. [12.2] [12.4] [12.7]

6.1.1 Výpočet sil nevodícího dvojkolí pro symetrickou nápravu

Svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy:

$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{465}{1071,5}\right) \cdot 22200 \cdot 9,81 \\ = 143202,1[\text{N}]$$

Svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy:

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{465}{1071,5}\right) \cdot 22200 \cdot 9,81 \\ = 129025,4[\text{N}]$$

Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v přitíženém styku kolo/kolejnice:

$$Y_1 = 0,3 \cdot m_1 \cdot g = 0,3 \cdot 22200 \cdot 9,81 = 65334,6[\text{N}]$$

Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku kolo/kolejnice:

$$Y_2 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g = 0,15 \cdot 22200 \cdot 9,81 = 32667,3[\text{N}]$$

Příčná síla:

$$H = Y_1 - Y_2 = 65334,6 - 32667,3 = 32667,3[\text{N}]$$

Svislá reakce na kolo na straně přitíženého ložiskového čepu nápravy:

$$Q_1 = \frac{1}{2s} (P_1 \cdot (b + s) - P_2(b - s) + (Y_1 + Y_2) \cdot R) \\ = \frac{1}{2 \cdot 750} (143202,1 \cdot (1071,5 + 750) - 129025,4 \cdot (1071,5 - 750) \\ + (65334,6 + 32667,3) \cdot 460) = 156258,6[\text{N}]$$

Svislá reakce na kolo na straně odlehčeného ložiskového čepu nápravy:

$$Q_2 = \frac{1}{2s} (P_2 \cdot (b + s) - P_1(b - s) + (Y_1 + Y_2) \cdot R) \\ = \frac{1}{2 \cdot 750} (129025,4 \cdot (1071,5 + 750) - 143202,1 \cdot (1071,5 - 750) \\ + (65334,6 + 32667,3) \cdot 460) = 115968,9[\text{N}]$$

6.1.2 Výpočet ohybových momentů

Výpočet momentů mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice:

$$I: y \in (0, (b - s)) \rightarrow M_{xi(y_i)} = P_1 \cdot y_i$$

$$M_{x1(y_1)} = P_1 \cdot y_1 = 143202,1 \cdot 100 = 14320208,2[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M_{x2(y_2)} = P_1 \cdot y_2 = 143202,1 \cdot 160 = 22912333[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Výpočet momentů ležících mezi rovinami styčných kružnic:

$$\text{II: } y \in \langle (b - s), 2s \rangle \rightarrow M_{xi(y_i)} = P_1 \cdot y_i - Q_1 \cdot (y_i - b + s) + Y_1 \cdot R$$

$$\begin{aligned} M_{x3(y_3)} &= P_1 \cdot y_3 - Q_1 \cdot (y_3 - b + s) + Y_1 \cdot R \\ &= 143202,1 \cdot 321,5 - 156258,6 \cdot (321,5 - 1071,5 + 750) + 65334,6 \cdot 460 \\ &= 76093385,2[\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned}$$

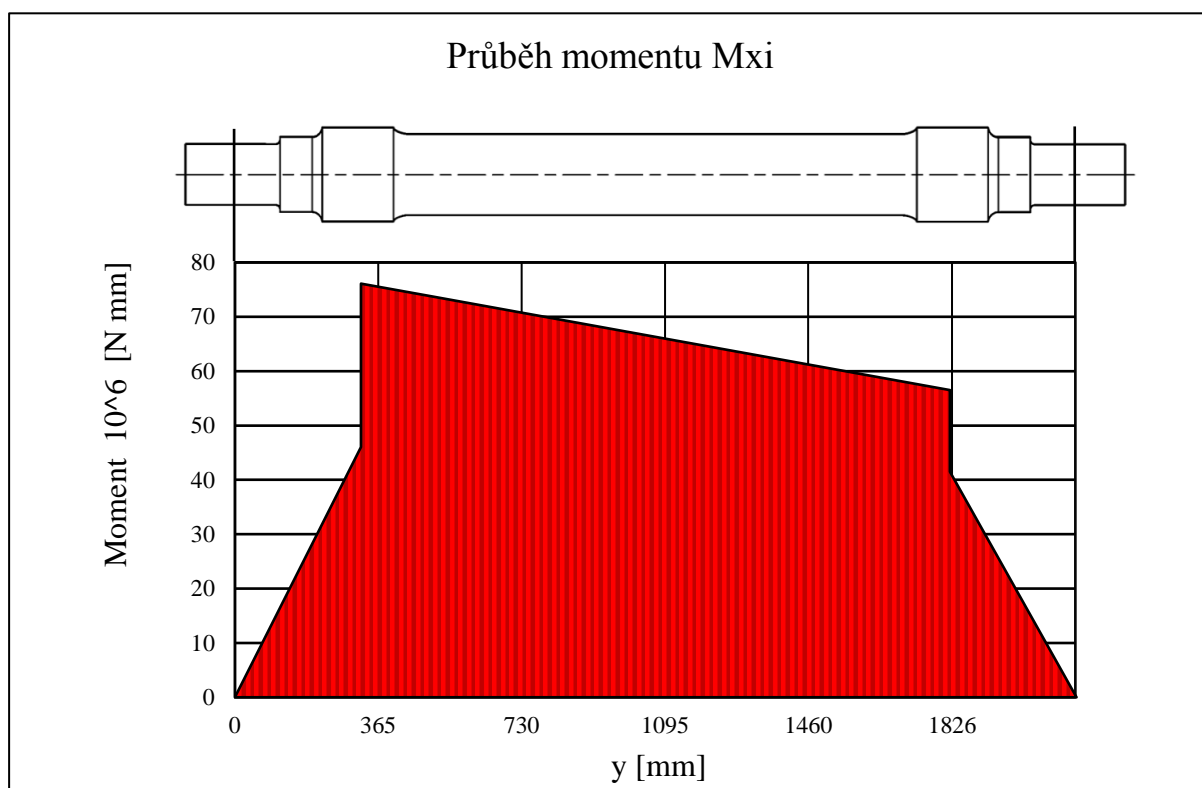
$$\begin{aligned} M_{x4(y_4)} &= P_1 \cdot y_4 - Q_1 \cdot (y_4 - b + s) + Y_1 \cdot R \\ &= 143202,1 \cdot 500 - 156258,6 \cdot (500 - 1071,5 + 750) + 65334,6 \cdot 460 \\ &= 73762799,3[\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{x5(y_5)} &= P_1 \cdot y_5 - Q_1 \cdot (y_5 - b + s) + Y_1 \cdot R \\ &= 143202,1 \cdot 1000 - 156258,6 \cdot (1000 - 1071,5 + 750) + 65334,6 \cdot 460 \\ &= 67234547,6[\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{x6(y_6)} &= P_1 \cdot y_6 - Q_1 \cdot (y_6 - b + s) + Y_1 \cdot R \\ &= 143202,1 \cdot 1500 - 156258,6 \cdot (1500 - 1071,5 + 750) + 65334,6 \cdot 460 \\ &= 60706295,9[\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{x7(y_7)} &= P_1 \cdot y_7 - Q_1 \cdot (y_7 - b + s) + Y_1 \cdot R \\ &= 143202,1 \cdot 1821,5 - 156258,6 \cdot (1821,5 - 1071,5 + 750) + 65334,6 \\ &\cdot 460 = 56508630[\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned}$$

Ohybový moment je rozdílný v případě přitížení na pravém čepu nápravy. Průběh momentu na obr. 53 uvažuje přitížení na levém čepu nápravy.



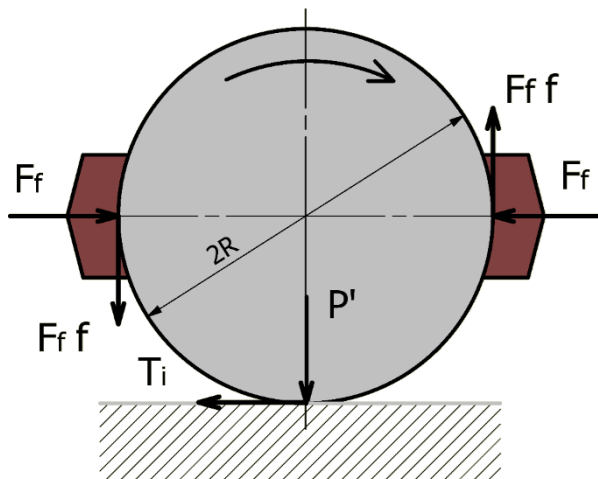
Obr. 53 Průběh ohybového momentu

6.1.3 Výpočet momentů vyvolaných účinkem brzd

Výpočet síly vyvolané mechanickým brzdovým systémem:

$$P' = \frac{m_1 \cdot g}{i} = \frac{117000 \cdot 9,81}{8} = 143471,3[\text{N}]$$

Maximální přítláčná síla brzdových špalíků na jedno kolo je stanovena jako:



Obr. 54 Síly na brzděném kole

$$T_i \cdot R - F_f \cdot f \cdot R - F_f \cdot f \cdot R = 0$$

$$T_i = 2 \cdot F_f \cdot f \leq \mu \cdot P'$$

$$F_f \leq \frac{P' \cdot \mu}{2 \cdot f} \leq \frac{143471,3 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,4} \leq 53801,7[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Výpočet momentů mezi rovinami zatížení a styčné kružnice, vzniklých působením svislých sil rovnoběžných se souřadnicovou osou z:

$$\text{I: } y \in \langle 0, (b - s) \rangle \rightarrow M'_{xi(y_i)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot y_i$$

$$M'_{x1(y_1)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot y_1 = 0,3 \cdot 53801,7 \cdot 0,22 \cdot 100 = 355091,3[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{x2(y_2)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot y_2 = 0,3 \cdot 53801,7 \cdot 0,22 \cdot 160 = 568146,2[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Výpočet momentů mezi rovinami styčných kružnic, vzniklých působením svislých sil rovnoběžných se souřadnicovou osou z:

$$\text{II: } y \in \langle (b - s), 2s \rangle \rightarrow M'_{xi(y_i)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) = \text{konst.}$$

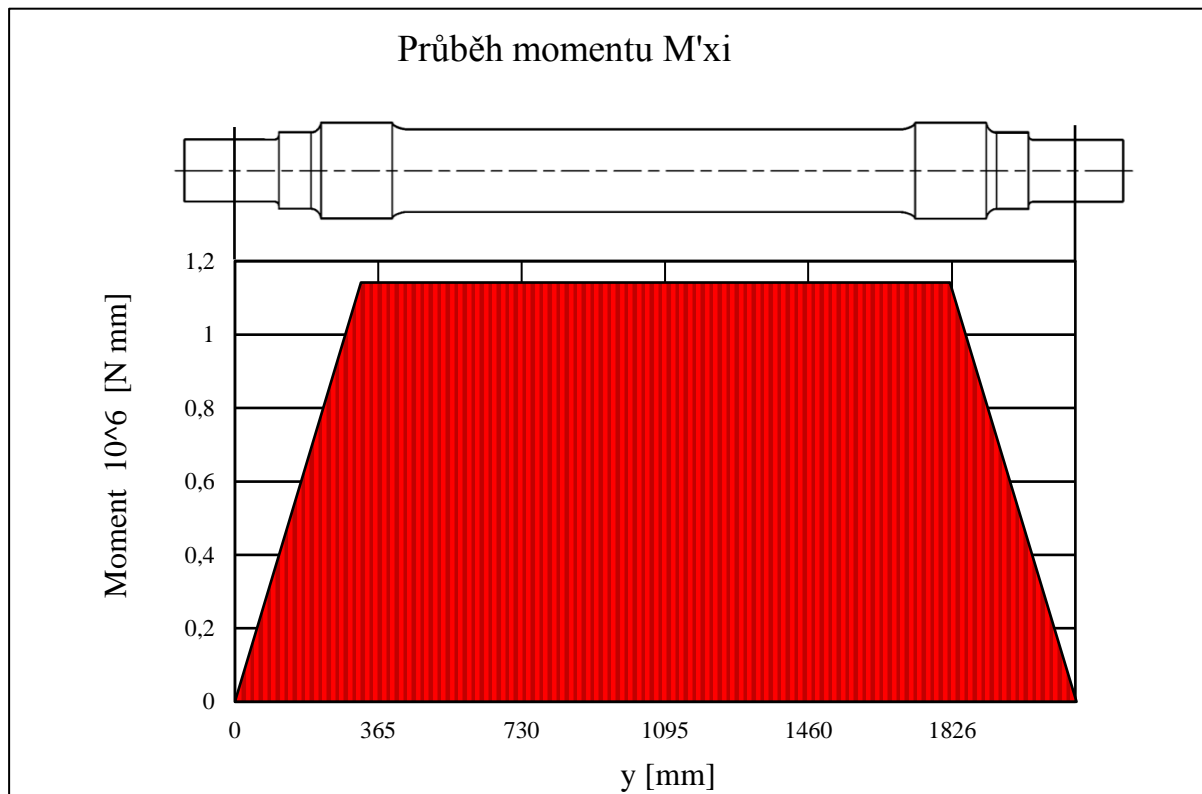
$$M'_{x3(y_3)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) = 0,3 \cdot 53801,7 \cdot 0,22 \cdot (1071,5 - 750) = 1141618,7[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{x4(y_4)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) = 0,3 \cdot 53801,7 \cdot 0,22 \cdot (1071,5 - 750) = 1141618,7[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{x5(y_5)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) = 0,3 \cdot 53801,7 \cdot 0,22 \cdot (1071,5 - 750) = 1141618,7[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{x6(y_6)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) = 0,3 \cdot 53801,7 \cdot 0,22 \cdot (1071,5 - 750) \\ = 1141618,7 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{x7(y_7)} = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s) = 0,3 \cdot 53801,7 \cdot 0,22 \cdot (1071,5 - 750) \\ = 1141618,7 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$



Obr. 55 Průběh momentů vyvolaných účinkem brzd M'xi

Výpočet kroutících momentů mezi rovinami zatížení a styčné kružnice, vyvolaných silami působícími na kola tangenciálně:

$$I: y \in \langle 0, (b - s) \rangle \rightarrow M'_{yi(y_i)} = 0 = \text{konst.}$$

$$M'_{y1(y_1)} = 0$$

$$M'_{y2(y_2)} = 0$$

Výpočet kroutících momentů mezi rovinami styčných kružnic, vyvolaných silami působícími na kola tangenciálně:

$$II: y \in \langle (b - s), 2s \rangle \rightarrow M'_{yi(y_i)} = 0,3 \cdot P' \cdot R = \text{konst.}$$

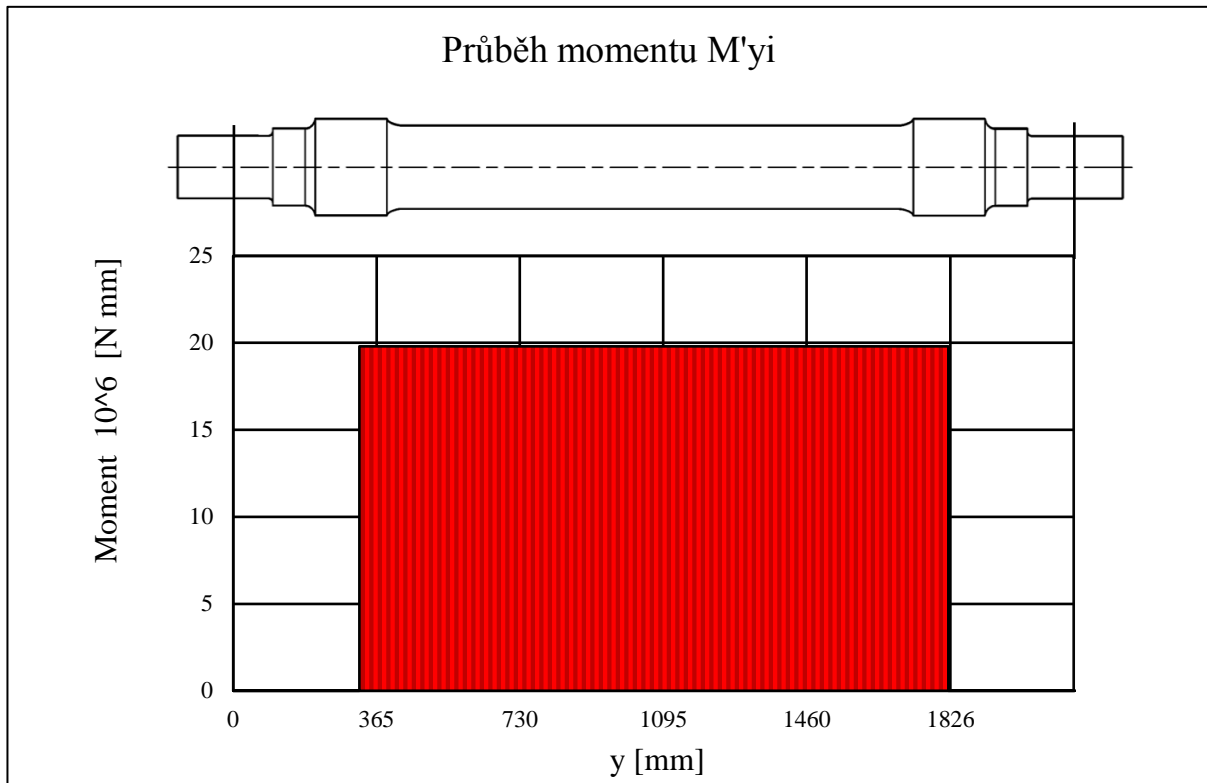
$$M'_{y3(y_3)} = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 143471,3 \cdot 460 = 19799033 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{y4(y_4)} = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 143471,3 \cdot 460 = 19799033 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{y5(y_5)} = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 143471,3 \cdot 460 = 19799033 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{y6(y_6)} = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 143471,3 \cdot 460 = 19799033 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{y7(y_7)} = 0,3 \cdot P' \cdot R = 0,3 \cdot 143471,3 \cdot 460 = 19799033 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$



Obr. 56 Průběh momentů vyvolaných účinkem brzd M'_{yi}

Výpočet momentů mezi rovinami zatížení a styčné kružnice, vzniklých působením vodorovných sil rovnoběžných se souřadnicovou osou x:

$$I: y \in \langle 0, (b - s) \rangle \rightarrow M'_{zi(y_i)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot y_i$$

$$M'_{z1(y_1)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot y_1 = 53801,7 \cdot (0,3 + 0,22) \cdot 100 = 2797689,4[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{z2(y_2)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot y_2 = 53801,7 \cdot (0,3 + 0,22) \cdot 160 = 4476303[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Výpočet momentů mezi rovinami styčných kružnic, vzniklých působením vodorovných sil rovnoběžných se souřadnicovou osou x:

$$II: y \in \langle (b - s), 2s \rangle \rightarrow M'_{zi(y_i)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (b - s) = \text{konst.}$$

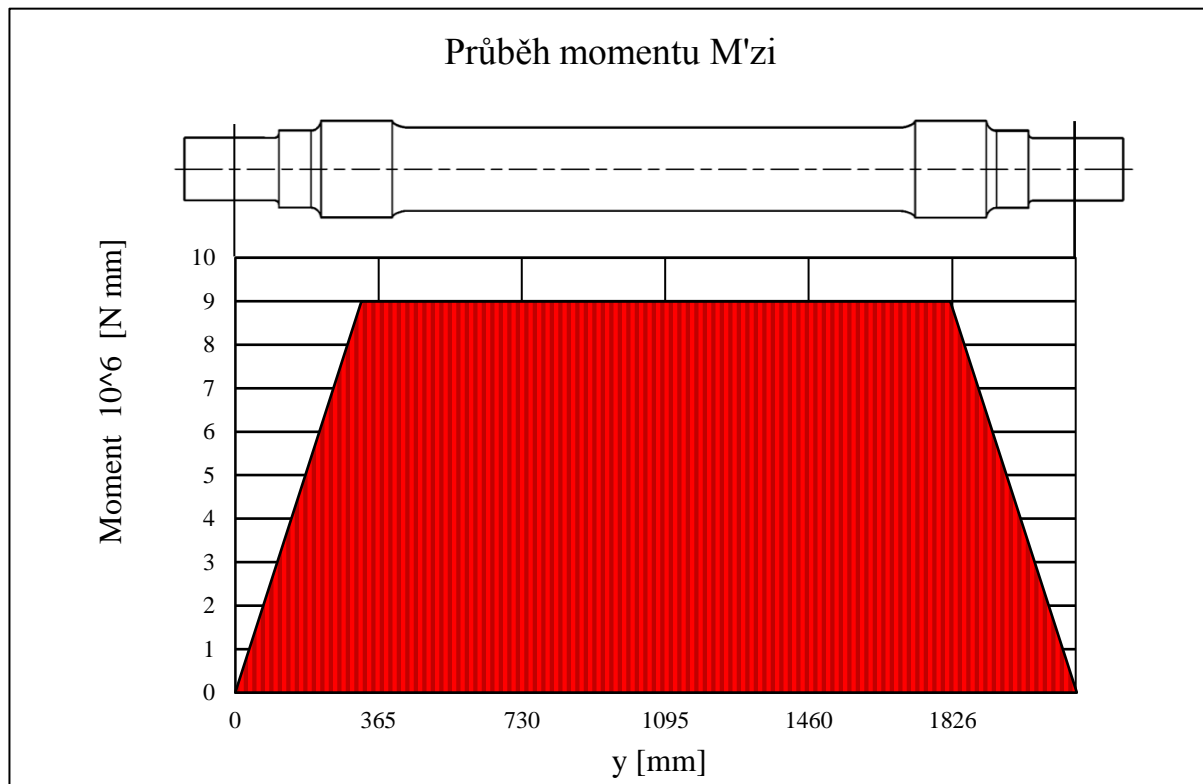
$$M'_{z3(y_3)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (b - s) = 53801,7 \cdot (0,3 + 0,22) \cdot (1071,5 - 750) = 8994571,3[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{z4(y_4)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (b - s) = 53801,7 \cdot (0,3 + 0,22) \cdot (1071,5 - 750) = 8994571,3[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{z5(y_5)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (b - s) = 53801,7 \cdot (0,3 + 0,22) \cdot (1071,5 - 750) = 8994571,3[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{z6(y_6)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (b - s) = 53801,7 \cdot (0,3 + 0,22) \cdot (1071,5 - 750) \\ = 8994571,3 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$M'_{z7(y_7)} = F_f \cdot (0,3 + \Gamma) \cdot (b - s) = 53801,7 \cdot (0,3 + 0,22) \cdot (1071,5 - 750) \\ = 8994571,3 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$



Obr. 57 Průběh momentů vyvolaných účinkem brzd M'_{zi}

6.1.4 Výpočet výsledného momentu

Pro každý průřez se stanoví nejvyšší napětí z výsledného momentu MR podle následujících vztahů:

$$MX_1 = M_{x1} + \sum M'_{x1} = 14320208,2 + 355091,3 = 14675299,5 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MX_2 = M_{x2} + \sum M'_{x2} = 22912333,0 + 568146,2 = 23480479,2 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MX_3 = M_{x3} + \sum M'_{x3} = 76093385,2 + 1141618,7 = 77235003,9 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MX_4 = M_{x4} + \sum M'_{x4} = 73762799,3 + 1141618,7 = 74904418,0 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MX_5 = M_{x5} + \sum M'_{x5} = 67234547,6 + 1141618,7 = 68376166,3 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MX_6 = M_{x6} + \sum M'_{x6} = 60706295,9 + 1141618,7 = 61847914,6 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MX_7 = M_{x7} + \sum M'_{x7} = 56508630 + 1141618,7 = 57650248,7[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Dále platí:

$$MY_i = M_{yi} + \sum M'_{yi}$$

$$MZ_i = M_{zi} + \sum M'_{zi}$$

Výsledný moment je dán součtem jeho složek:

$$MR_1 = \sqrt{MX_1^2 + MY_1^2 + MZ_1^2} = \sqrt{14675299,5^2 + 2797689,0^2} = 14939594,4[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MR_2 = \sqrt{MX_2^2 + MY_2^2 + MZ_2^2} = \sqrt{23480479,2^2 + 8994571,3^2} = 23903351,1[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MR_3 = \sqrt{MX_3^2 + MY_3^2 + MZ_3^2} = \sqrt{77235003,9^2 + 8994571,3^2} = 77756981,3[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MR_4 = \sqrt{MX_4^2 + MY_4^2 + MZ_4^2} = \sqrt{74904418,0^2 + 19799033,0^2 + 8994571,3^2} \\ = 77997281[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MR_5 = \sqrt{MX_5^2 + MY_5^2 + MZ_5^2} = \sqrt{68376166,3^2 + 19799033,0^2 + 8994571,3^2} \\ = 71750986,9[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MR_6 = \sqrt{MX_6^2 + MY_6^2 + MZ_6^2} = \sqrt{61847914,6^2 + 19799033,0^2 + 8994571,3^2} \\ = 65559656,3[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

$$MR_7 = \sqrt{MX_7^2 + MY_7^2 + MZ_7^2} = \sqrt{57650248,7^2 + 19799033,0^2 + 8994571,3^2} \\ = 61615381[\text{N} \cdot \text{mm}]$$

6.1.5 Výpočet výsledného napětí

Formule výsledného napětí pro plnou nápravu se vypočítá následovně. Činitel koncentrace únavového napětí bere v potaz jednotlivé tvary přechodů. Činitele byly stanoveny dle normy:

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot MR_1 \cdot K_1}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 14939594,4 \cdot 1,11}{\pi \cdot 130^3} = 76,80[\text{MPa}]$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot MR_2 \cdot K_2}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32 \cdot 23903351,1 \cdot 0,80}{\pi \cdot 160^3} = 47,60[\text{MPa}]$$

$$\sigma_3 = \frac{32 \cdot MR_3 \cdot K_3}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 77756981,3 \cdot 1,10}{\pi \cdot 200^3} = 108,9[\text{MPa}]$$

$$\sigma_4 = \frac{32 \cdot MR_4 \cdot K_4}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{32 \cdot 77997281,0 \cdot 1,10}{\pi \cdot 173^3} = 153,4[\text{MPa}]$$

$$\sigma_5 = \frac{32 \cdot MR_5 \cdot K_5}{\pi \cdot d_5^3} = \frac{32 \cdot 71750986,9 \cdot 1}{\pi \cdot 173^3} = 141,2[\text{MPa}]$$

$$\sigma_6 = \frac{32 \cdot MR_6 \cdot K_6}{\pi \cdot d_6^3} = \frac{32 \cdot 65559656,3 \cdot 1}{\pi \cdot 173^3} = 129,0[\text{MPa}]$$

$$\sigma_7 = \frac{32 \cdot MR_7 \cdot K_7}{\pi \cdot d_7^3} = \frac{32 \cdot 61615381,0 \cdot 1}{\pi \cdot 173^3} = 121,2[\text{MPa}]$$

Jako materiál nápravy byla zvolena normalizačně žíhaná ocel EA1N. Chemické složení je uvedeno v následující tabulce.

Kategorie oceli	Chemické složení %									
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	V	Ni
EA1N	0,4	0,5	1,2	0,02	0,02	0,3	0,3	0,08	0,06	0,3

Tab. 13 Chemické složení oceli EA1N [12.2]

Jakostní součinitel oceli:

$$q = \frac{R_{fL}}{R_{fE}} = \frac{250}{170} = 1,47[-]$$

Součinitel bezpečnosti oceli:

$$s = 1,2 \cdot \frac{1,63}{q} = \frac{1,63}{1,47} = 1,33[-]$$

Bezpečností součinitel s	Oblast 1	Oblast 2
1,33	180[MPa]	110[MPa]
Poznámky: Oblast 1: dřík nápravy, sedla ložisek, zaoblení Oblast 2: sedla kol, brzdových kotoučů, valivých ložisek, těsnících kroužků		

Tab. 14 Dovolené napětí [12.7]

6.2 Vyhodnocení výpočtu

Dle výše uvedené normy byl proveden výpočet střední příčně posuvné nápravy. Náprava je součástí, která je namáhána únavou za rotace ovlivněnou geometrickými přechody mezi válcovými částmi. Jednotlivá napětí podél nápravy nepřesahují dovolené hodnoty, které vycházejí z jisté požadované bezpečnosti v provozu viz tab. 15. Žádný průřez nepřesahuje dovolené napětí, které zahrnuje součinitel bezpečnosti 1,33. Redukované napětí bylo kontrolováno v sedmi zvolených průřezích. Výpočet nápravy vyhovuje normě. Výrobní výkres nápravy je uveden v příloze č. 9.

Tabulka výsledných hodnot									
Průřez	y	d	D	r	r/d	D/d	K	σ	σ_D
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[-]	[MPa]	[MPa]
1	100	130	160	10	0,076923	1,230769	1,11	76,8	110
2	160	160	176,5	25	0,15625	1,103125	0,8	47,6	110
3	321,5	200	240	15	0,075	1,2	1,1	108,9	110
4	500	173	173	-	-	-	1	153,4	180
5	1000	173	173	-	-	-	1	141,2	180
6	1500	173	173	-	-	-	1	129	180
7	1821,5	173	173	-	-	-	1	121,2	180

Tab. 15 Výsledné hodnoty

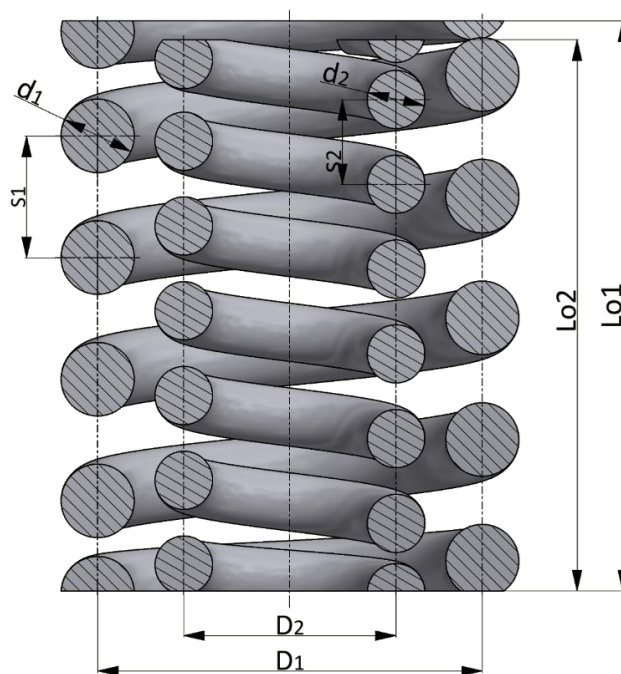
7 Výpočet vypružení a tlumení

7.1 Úvod do výpočtu

Symbol	Jednotka	Popis
m	[kg]	Hmotnost připadající na všechny pružiny
F_x	[N]	Horizontální síla v závěsce
F_y	[N]	Síla kolmá na horizontální i vertikální složku závěsky
F_z	[N]	Svislá síla v závěsce
F_1	[N]	Svislá síla na vnější pružinu
F_2	[N]	Svislá síla na vnitřní pružinu
F_T	[N]	Třecí síla v obložení
G	[N]	Tíha, kterou přenáší podvozek na kolejový svršek
G_p	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku materiálu pružiny
d_1	[mm]	Průměr drátu vnější pružiny
d_2	[mm]	Průměr drátu vnitřní pružiny
D_1	[mm]	Střední průměr vnější pružiny
D_2	[mm]	Střední průměr vnitřní pružiny
s_1	[mm]	Vzdálenost sousedních závitů vnější pružiny
s_2	[mm]	Vzdálenost sousedních závitů vnitřní pružiny
k_1	[N/mm]	Svislá tuhost vnější pružiny

k_2	[N/mm]	Svislá tuhost vnitřní pružiny
k_c	[N/mm]	Celková svislá tuhost
k_{1P}	[N/mm]	Příčná tuhost vnější pružiny
k_{2P}	[N/mm]	Příčná tuhost vnitřní pružiny
k_{cP}	[N/mm]	Celková příčná tuhost
l	[mm]	Délka závěsky
L_{o1}	[mm]	Výška vnější nezatížené pružiny
L_{o2}	[mm]	Výška vnitřní nezatížené pružiny
β_i	[-]	Štíhlosti nezatížené pružiny
$\tau_{i\max}$	[MPa]	Napětí v krutu
ϑ	[-]	Součinitel štíhlostního poměru
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
z_1	[mm]	Deformace vnější pružiny
z_2	[mm]	Deformace vnitřní pružiny
z_c	[mm]	Celková deformace
α	[rad]	Úhel závěsky od svislé osy

Tab. 16 Použité symboly při výpočtu vypružení a tlumení



Obr. 58 Svazek pružin

Vypružení je provedeno pomocí šroubových pružin flexi-coil. V koncepci podvozku typu Y25 pracují společně s třecím tlumičem Lenoir, protože samy nemají dostatečnou tuhost, tzn. nejsou schopny pohlcovat energii kmitavých pohybů vypružených částí. Jsou vinuty z drátů kruhového průřezu. Šroubovitě pružiny jsou nejčastějším pružícím elementem v kolejových vozidlech. Dimenzují se z namáhání krutem. Jejich výhody zahrnují především relativně jednoduchou výrobu, nenáročnost na údržbu a malou hmotnost. [12.2]

7.2 Výpočet základních parametrů vypružení

Tíha, kterou přenáší podvozek na kolejový svršek:

$$G = m \cdot g = 112000 \cdot 9,81 = 1098720[\text{N}]$$

Při uvažování rovnoměrného zatížení podvozku připadá na jednu sadu pružin (obr. 58) síla, která je rovnoměrně rozložena:

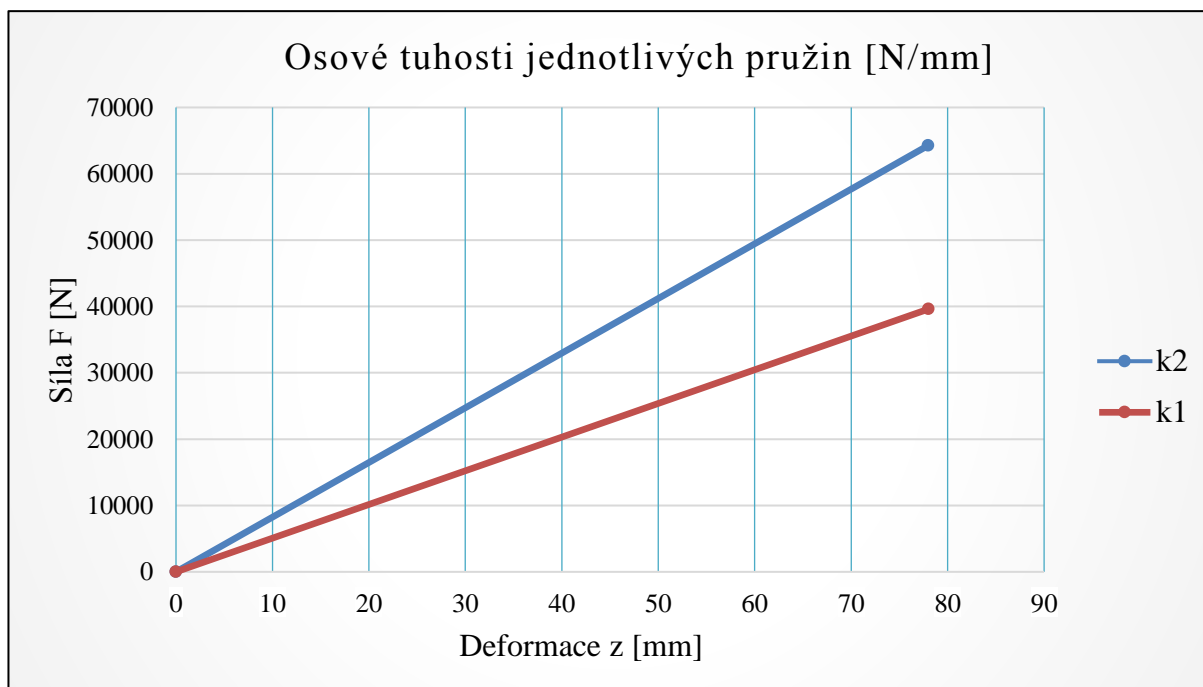
$$F_z = \frac{G}{20} = \frac{1098720}{20} = 54936[\text{N}]$$

Tuhosti dílčích pružin se stanoví jako:

$$k_1 = \frac{G_p \cdot d_1^4}{8 \cdot D_1^3 \cdot i_1} = \frac{0,8 \cdot 10^5 \cdot 31^4}{8 \cdot 163^3 \cdot 4,2} = 507,7[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

$$k_2 = \frac{G_p \cdot d_2^4}{8 \cdot D_2^3 \cdot i_2} = \frac{0,8 \cdot 10^5 \cdot 24,4^4}{8 \cdot 90^3 \cdot 5,9} = 824,1[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

Vypočítané tuhosti šroubových pružin zachycuje obr. 59.



Obr. 59 Charakteristika pružin

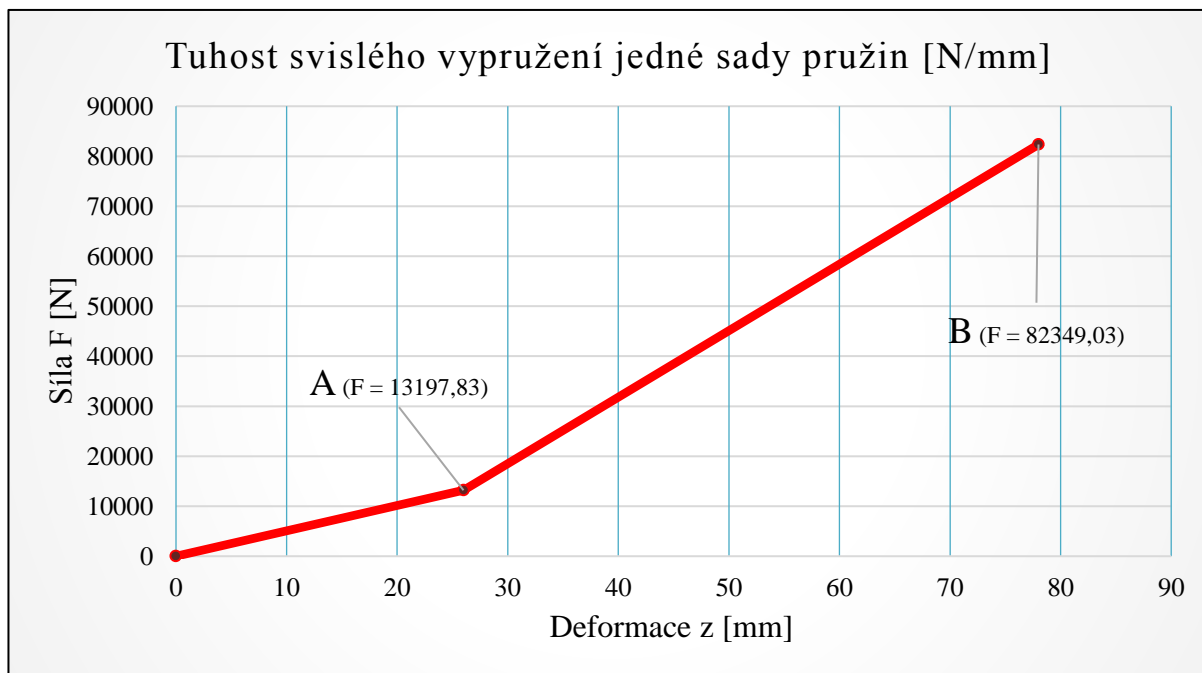
Výsledná tuhost takto paralelně uspořádaných pružin je dána součtem dílčích svislých tuhostí šroubových pružin:

$$k_c = k_1 + k_2 = 507,7 + 824,1 = 1331,8[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

Z dosud odvozeného plyne, že celková deformace pružin vzhledem k nezátíženému stavu bude úměrná:

$$z_c = \frac{G}{20 \cdot k_c} = \frac{1098720}{20 \cdot 1331,8} = 41,24[\text{mm}]$$

Celková tuhost svislého vypružení jedné sady pružin je uvedena na obr. 60.



Obr. 60 Charakteristika vypružení jedné sady pružin

Síla F_z se rozloží na sílu F_1 a F_2 , které působí v ose na jednotlivé pružiny. Rovnice statické rovnováhy je následující:

$$F_z - F_1 - F_2 = 0$$

Z pohledu statiky se jedná o jednu staticky neurčitou úlohu, protože nelze zjistit v jakém poměru dojde k rozdělení jednotlivých sil. Do řešení je nutno doplnit deformační podmínku o shodnosti deformací obou pružin při zatěžování:

$$\begin{aligned} \rightarrow z_1 &= z_2 \\ \rightarrow \frac{F_1}{k_1} &= \frac{F_2}{k_2} \end{aligned}$$

Nyní už je soustava staticky určitá. Výpočet rozdělení sil:

$$\begin{aligned} F_1 + F_2 &= F_z \\ F_1 \cdot k_2 - F_2 \cdot k_1 &= 0 \end{aligned}$$

$$F_1 = F_z \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} = 54936 \cdot \frac{507,7}{507,7 + 824,1} = 20942,3[\text{N}]$$

$$F_2 = F_z \cdot \frac{k_2}{k_2 + k_1} = 54936 \cdot \frac{824,1}{824,1 + 507,7} = 33993,7[\text{N}]$$

Nejvyšší hodnota statického namáhání v krutu potom bude:

$$\tau_{1\max} = \frac{8 \cdot F_1 \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{8 \cdot 20942,3 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 291,8[\text{MPa}]$$

$$\tau_{2\max} = \frac{8 \cdot F_2 \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{8 \cdot 33993,7 \cdot 90}{\pi \cdot 24,4^3} = 536,3[\text{MPa}]$$

Za materiál pružin byla zvolena ocel 14 260.7. Kuličkováním povrchu pružiny lze dosáhnout větší hodnoty meze únavy.

Následující výpočet příčné tuhosti platí pouze do určitého poměru mezi svislou a příčnou silou. V praxi se uvažuje jako mezní hodnota poměru příčné a svislé síly 0,1. Se vzrůstajícím poměrem začíná převládat ohybový moment a příčná tuhost ztrácí smysl. Výpočet příčné tuhosti byl odvozen podle Walha:

$$\beta_1 = \frac{L_{01}}{D_1} = \frac{260}{163} = 1,6 [-]$$

$$k_{1P} = \frac{2,6 \cdot k_1}{1 + 0,77 \cdot \beta_1^2} \cdot \left(1 - \frac{F_1}{\vartheta_1 \cdot L_{01} \cdot k_1}\right) = \frac{2,6 \cdot 507,7}{1 + 0,77 \cdot 1,6^2} \cdot \left(1 - \frac{20942,3}{0,68 \cdot 260 \cdot 507,7}\right) = 346,2[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

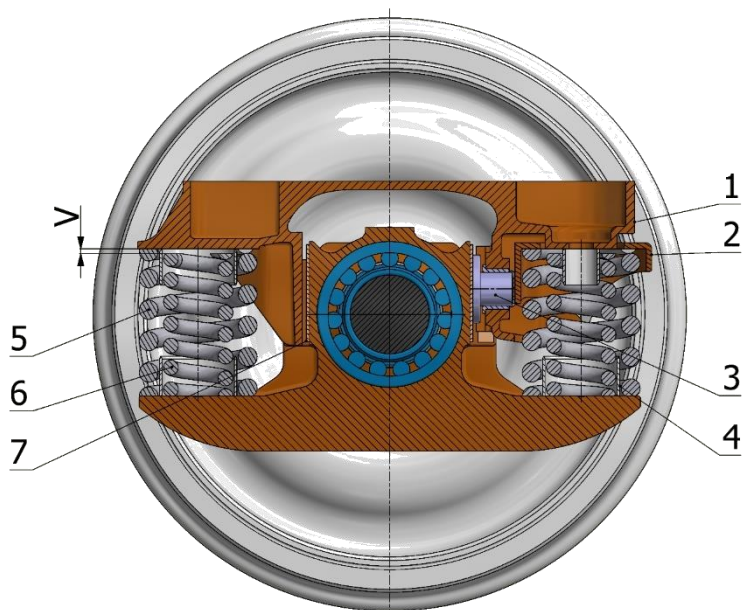
$$\beta_2 = \frac{L_{02}}{D_2} = \frac{234}{90} = 2,6 [-]$$

$$k_{2P} = \frac{2,6 \cdot k_2}{1 + 0,77 \cdot \beta_2^2} \cdot \left(1 - \frac{F_2}{\vartheta_2 \cdot L_{02} \cdot k_2}\right) = \frac{2,6 \cdot 824,1}{1 + 0,77 \cdot 2,6^2} \cdot \left(1 - \frac{33993,7}{0,55 \cdot 234 \cdot 824,1}\right) = 234,6[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

$$k_{cP} = k_{1P} + k_{2P} = 346,2 + 234,6 = 580,8[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

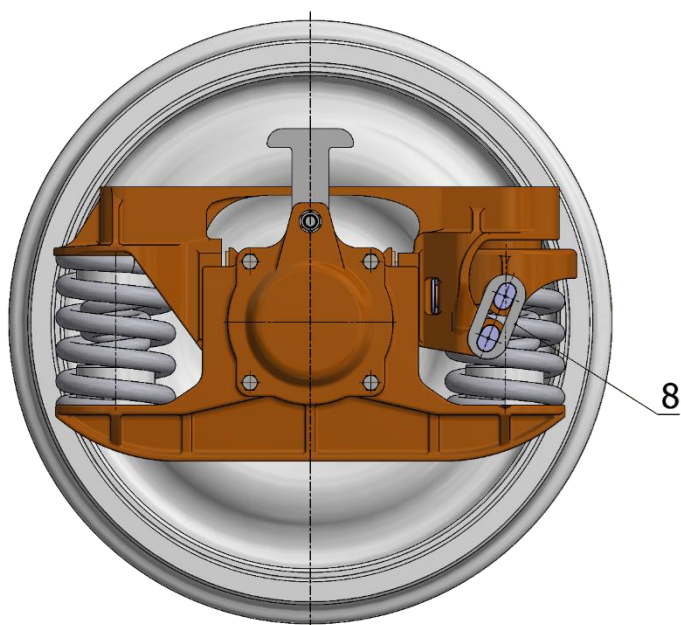
Příčná tuhost platí pro oba směry kolmé na osu pružiny tak, aby společně tvořily souřadný systém. Rám podvozku je svařený společně s rozsochou (1), která je vůči ložiskovému domku odpružena pomocí šroubových pružin (5) a (6). Celkově je tedy na jednom dvojkolí 8 šroubových pružin. U prázdného vozu jsou zatíženy jen čtyři předepjaté vnější pružiny. Pružina s menším průměrem (6) začíná pružit až od určitého vertikálního poklesu rozsochy vzhledem k ložiskovému domku. Tato vzdálenost je na obr. 61 zakótována jako v . Jinak řečeno, při poklesu vnější pružiny o hodnotu v dojde k zatížení pružiny (6) a dojde k posunu za bod A, který zobrazuje charakteristika na obr. 60 a tím ke změně charakteristiky vypružení. Při zatížení vnitřní pružiny dojde k nárůstu tuhosti vypružení a vzniká tak lomená charakteristika. U prázdného vozu jsou tedy vnitřní pružiny nezatíženy a při jízdě jsou zdrojem hluku, protože se pohybují volně mezi ložiskovým domkem a rozsochou. Proti dynamickému přetížení, aby nedošlo k dosednutí pružin na závity, jsou chráněny zárážkami. Zárážky omezují při jízdě pružný zdvih a při stání vozu jeho maximální zatížení. Hlavním důvodem lomené charakteristiky je požadavek na udržení nárazníků v určité výšce, kterou předepisuje norma. To

je zvláště výhodné pro vozy, které nemají výškové vyrovnávání podvozku. Rozdíl mezi osovými vzdálenostmi nárazníku prázdného a plně zatíženého vozu stanovuje příslušná norma.



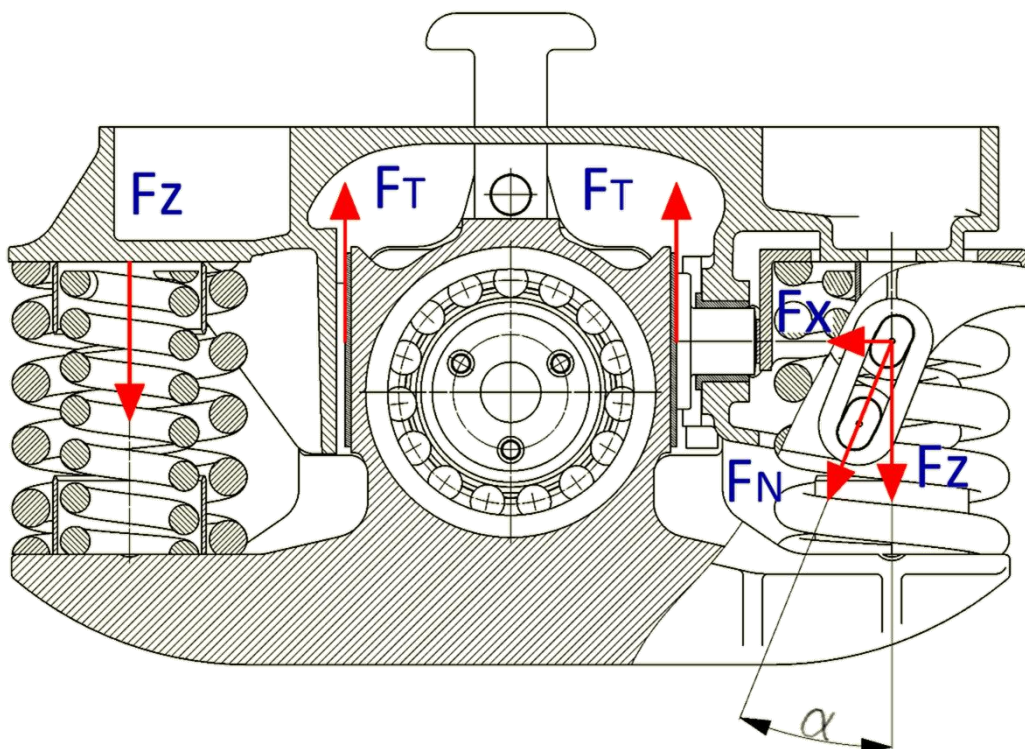
Obr. 61 Řez vypružením

Vzdálenost od temene kolejnice k ose nárazníku se snižuje s opotřebením kol a ztrátou tuhosti svislého vypružení. Cílem takto uspořádaného vypružení je tedy zajistit malý pokles nárazníku vůči temeni kolejnice za všech jízdních stavů. Vnější pružina (5) je uložena mezi ložiskovým domkem a talířem pružiny (2). Talíř pružiny (2) je spojen s rozsochou (1), která



Obr. 62 Pohled na vypružení

v místě spojení přechází v konzoli přes šikmou závěsku (8). Zatížení od rámu je převáděno přes závěsku na talíř pružiny, který dále stlačuje píst tlumiče (3). Píst přenáší pouze axiální zatížení,



Obr. 63 Síly systému vypružení

kteří tvoří vodorovnou složku síly v závěsce ve směru x . Tlumič dále tlačí bok ložiskové skříně, která se dostává do kontaktu s manganovým třecím obložením (7). U podvozku Y25 tak třecí síla nahrazuje činnost klasického hydraulického tlumiče. Třecí síla je přímo úměrná velikosti zatížení, tj. velikosti vodorovné složky šikmé síly v závěsce. Obecně platí, že se stoupajícím zatížením roste tlumící účinek. Se zvětšujícím se úhlem α se bude úměrně zvyšovat i síla F_x – a tím snižovat osová síla F_z . Při uvažování měnících se vzdáleností ve směru x a s konstantní délkou závěsny lze odvodit následující rovnice:

$$F_x = F_z \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

$$x^2 + z^2 = l^2$$

$$\frac{dz}{dx} = \frac{-x}{\sqrt{l^2 - x^2}} = \frac{-x}{z} = \operatorname{tg}(\alpha)$$

Pro malé deformace platí, že pro vertikální posunutí Δz jsou síly v závěsce rovny:

$$F_z = k_1 \cdot \Delta z$$

$$F_x = F_z \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = k_1 \cdot \Delta z \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

Pro horizontální posunutí Δx jsou síly v závěsce rovny:

$$F_z = k_1 \cdot \Delta z$$

$$F_x = k_1 \cdot \Delta x \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha)$$

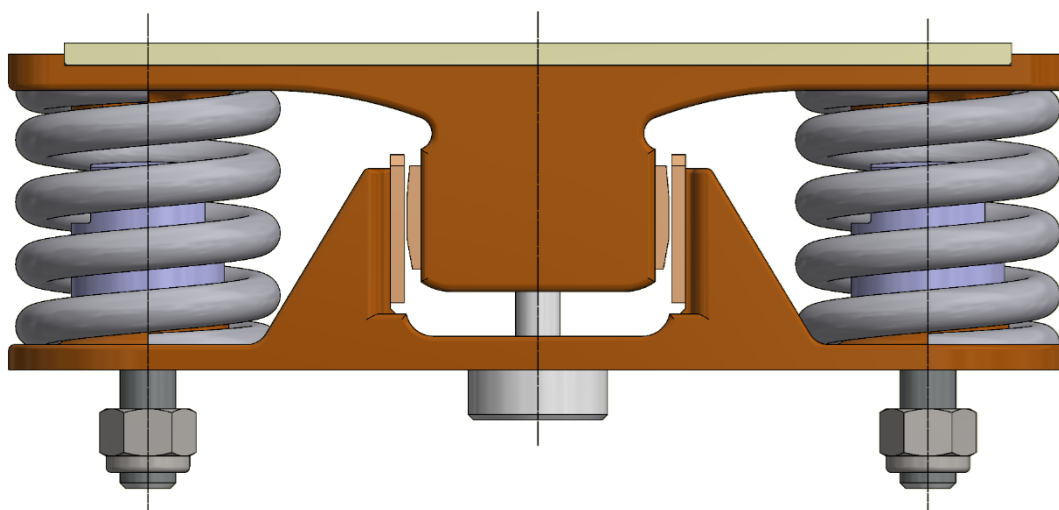
Z toho plyne, že celkové síly mezi rámem a ložiskovým domkem, které přenáší závěska, se rovnají:

$$F_z = k_1 \cdot \Delta z + k_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \Delta x$$
$$F_x = k_1 \cdot \Delta x \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha) + k_1 \cdot \Delta z \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$
$$F_y = k_{1p} \cdot \Delta y$$

Třecí síly systému Lenoir jsou stanoveny následujícím vztahem, přičemž zde hraje důležitou roli součinitel smykového tření v obložení:

$$F_T = F_x \cdot f = F_z \cdot f \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

Určitého pružícího a tlumícího účinku je dosaženo v kluznicích. Svislé zatížení vyvozují postranní kluznice, které bývají vyrobeny z litiny jako odlitek. Méně častá je výroba z oceli. Vypružená kluznice je svojí horní plochou v podélném směru přesně vedena. Vyvozuje jistou třecí sílu a působí proti natáčení podvozku. Zaručuje i jistou tuhost vzhledem ke skříni vozu. Celková tuhost vypružení jak primárního, tak i kluznice je tedy součtem tuhostí prvotního vypružení a tuhosti vypružení kluznice v převrácené hodnotě, protože v tomto případě se jedná o sériové uspořádání. Osová tuhost kluznice je poměrně malá v porovnání s osovou tuhostí primárního vypružení. V praxi bývá zanedbána a při výpočtech se uvažuje pouze primární vypružení. [12.1] [12.5] [12.6] [13.2]



Obr. 64 Kluznice

7.3 Vyhodnocení výpočtu vypružení

Byla provedena kontrola navržených pružin. Při výpočtu bylo uvažováno stejné rozdělení hmotnosti na jednotlivé sady pružin. Základní parametry šroubových pružin jsou uvedeny v tab. 17.

Parametry vypružení			
Pružina	[–]	vnější	vnitřní
Materiál	[–]	14260.7	14260.7
Dovolené napětí v krutu	[MPa]	785	785
Průměr drátu	[mm]	31	24,4
Střední průměr	[mm]	163	90
Počet závitů	[–]	5,7	7,4
Počet činných závitů	[–]	4,2	5,9
Výška v nezátíženém stavu	[mm]	260	234
Výška při nápravovém zatížení 22,2 t	[mm]	218,8	218,8
Tuhost svislá	[N/mm]	507,7	824,1
Tuhost příčná	[N/mm]	346,2	234,6

Tab. 17 Výsledné hodnoty vypružení

8 Výpočet ložiska

8.1 Úvod do výpočtu

Symbol	Jednotka	Popis
L_S	[km]	Požadovaná trvanlivost nápravového ložiska
L_N	[10^6 ot.]	Základní trvanlivost
C	[N]	Základní dynamická únosnost
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
p	[–]	Exponent závislý na typu ložiska
F_r	[N]	Radiální složka skutečného zatížení
F_a	[N]	Axiální složka skutečného zatížení
X	[–]	Součinitel radiálního zatížení
Y	[–]	Součinitel axiálního zatížení
D	[mm]	Průměr kola

Tab. 18 Použité symboly při výpočtu ložiska

Nápravová ložiska přenášejí prakticky veškeré síly mezi dvojkolími a rámem podvozku. Svou funkcí zabezpečují otáčivý pohyb dvojkolí vůči ložiskovému domku. Výpočet musí být v souladu s požadavky na životnost ložiska.

V následujících odstavcích je uveden výpočet válečkového axiálně posuvného ložiska s maximální příčnou vůlí 25 mm. Specifikace ložiska BC2B 319599 je uvedena v příloze č. 1. Uložení ložiska je zachyceno v příloze č. 7.

8.2 Výpočet životnosti axiálního válečkového ložiska

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,92 \cdot 143202,1 + 0,4 \cdot 32667,3 = 144812,9[\text{N}]$$

Výpočet základní trvanlivosti:

$$L_N = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{1020 \cdot 10^3}{144812,9}\right)^{\frac{10}{3}} = 669,9[10^6 \text{ otáček}]$$

Velikost zatížení ložiska stanovuje hodnota ekvivalentního zatížení:

$$\frac{P}{C} = \frac{144812,9}{1020 \cdot 10^3} = 0,142$$

Pro střední zatížení se hodnota ekvivalentního zatížení pohybuje v intervalu (0,1÷0,2).

Výpočet požadované trvanlivosti:

$$L_S = L_N \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot D = 669,9 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 460 \cdot 10^{-6} = 0,968 \cdot 10^6[\text{km}]$$

8.3 Vyhodnocení výpočtu ložiska

Požadovaná trvanlivost vychází z praktických hledisek provozu kolejových vozidel. Jedná se o základní parametr při dimenzování ložiska. Nákladní vozidla by se měla pohybovat v rozmezí od $(0,8 \div 1,5) \cdot 10^6$ km. Zvolené ložisko BC2B 319599 tedy vyhovuje tomuto požadavku. [12.1] [12.14]

9 Rám podvozku

9.1 Popis rámové konstrukce

Při navrhování rámu je důležité si uvědomit, že rám podvozku je dynamicky namáhaná konstrukce, kde hlavní roli hraje únavový vliv. Navržený materiál by měl zajistit, aby vrubová houževnatost KCU neklesla pod hodnotu 27 J/cm², a to i při výrazně nižších teplotách. Při poklesu vrubové houževnatosti pod tuto teplotu vzniká výrazné riziko vzniku křehkého lomu. Tentýž požadavek se klade i na svarové spoje, které podléhají příslušným normám. V současné době se pro evropský trh používají nejčastěji dva materiály, které splňují normy EN. První S355J2G1W je vhodný především do tloušťky 20 mm a pro větší tloušťky se využívá kvalit oceli S355J2G. Vložená tab. 19 zachycuje nepatrné rozdíly mezi zmíněnými materiály. Jejich rozdílnost plyne především z rozdílných hodnot vrubové houževnatosti při záporných teplotách. Důvod, proč se při větších tloušťkách používá S355J2G, vyplývá z větší hodnoty

vrubové houževnatosti při teplotě -20° . U obou typů oceli je vidět nepatrný pokles meze kluzu se zvyšující se tloušťkou.

Kategorie oceli dle ČSN EN 10025	Mechanické vlastnosti materiálů							
	Re[MPa]			Rm[MPa]			KV při -20° [J/cm ²]	
Tloušťka [mm]	≤3	3-16	17-40	≤3	3-16	>16	do 3	>16
S355J2G1W	355	355	345	510-680	490-630	490-630	27	27
S355J2G	355	355	345	510-680	490-630	490-630	27	23

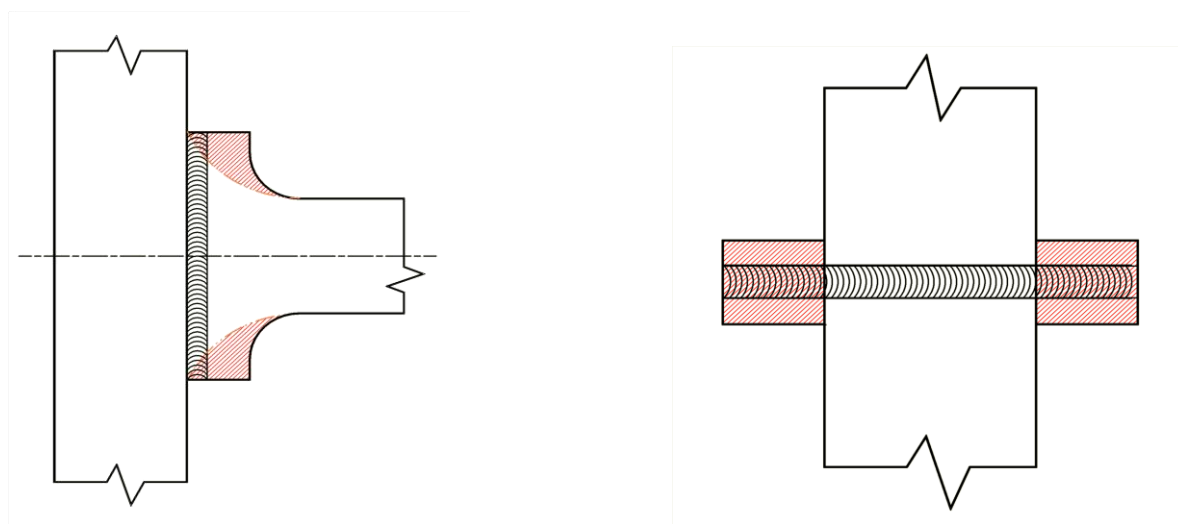
Tab. 19 Mechanické vlastnosti ocelí [12.1]

Z těchto důvodů byl pro pětinápravový podvozek zvolen materiál S355J2G. V další tab. 20 je uvedeno detailní chemické složení oné oceli.

Kategorie oceli	Chemické složení %									
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	V	Ni
S355J2G	0,23	0,6	1,7	0,045	0,035	0,6	0,35	0,3	0,08	0,65

Tab. 20 Chemické složení oceli [12.1]

Navržený rám je uzavřený a je proveden jako svařovaná konstrukce, kde je využito plechů různé tloušťky ve snaze snížit její hmotnost. Rám prakticky přenáší veškeré zatížení od otočného čepu na nápravová ložiska. Dále přenáší síly od všech komponent, které jsou na něm osazeny. Prostřednictvím nárazníků musí rám bez zjevného poškození odolat osově síle až 2500 kN. Podélníky jsou I průřezu, který obsahuje dvě pásnice, spojené stojinou. Příčnick je

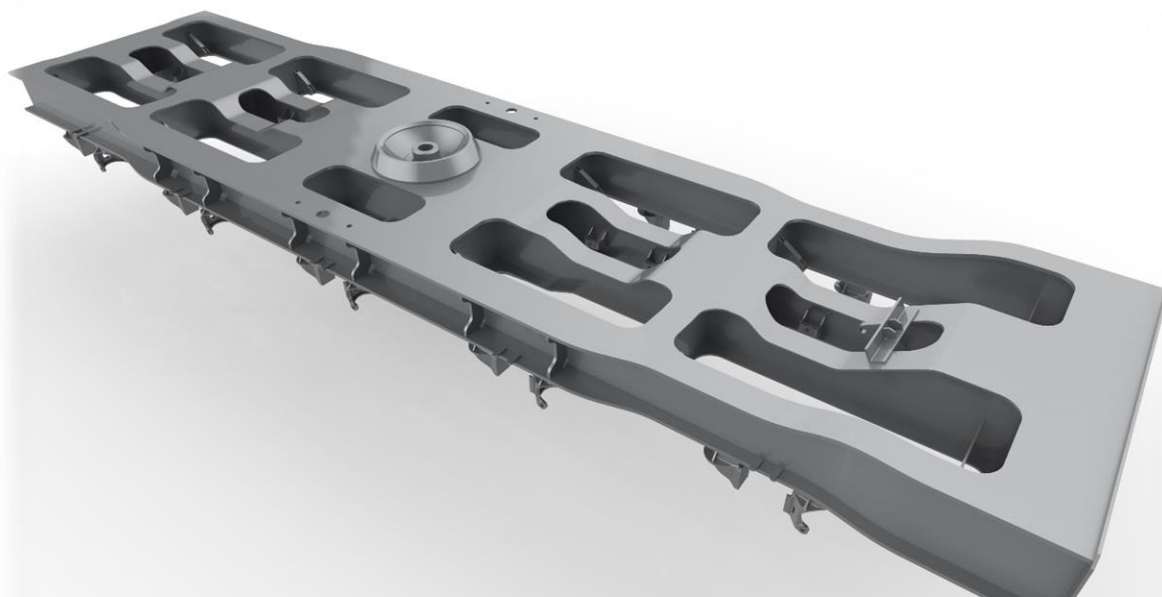


Obr. 65 Typy svarových spojů

konstruován jako skříňový profil s olemovaným otvorem v ose pro navaření torny (příloha č. 8). Čelník z protilehlé strany je také řešen jako I profil podobně jako podélník. Přední část podvozku je vystrojena nárazníky a připojovacím ústrojím. Dále rám zahrnuje pomocné

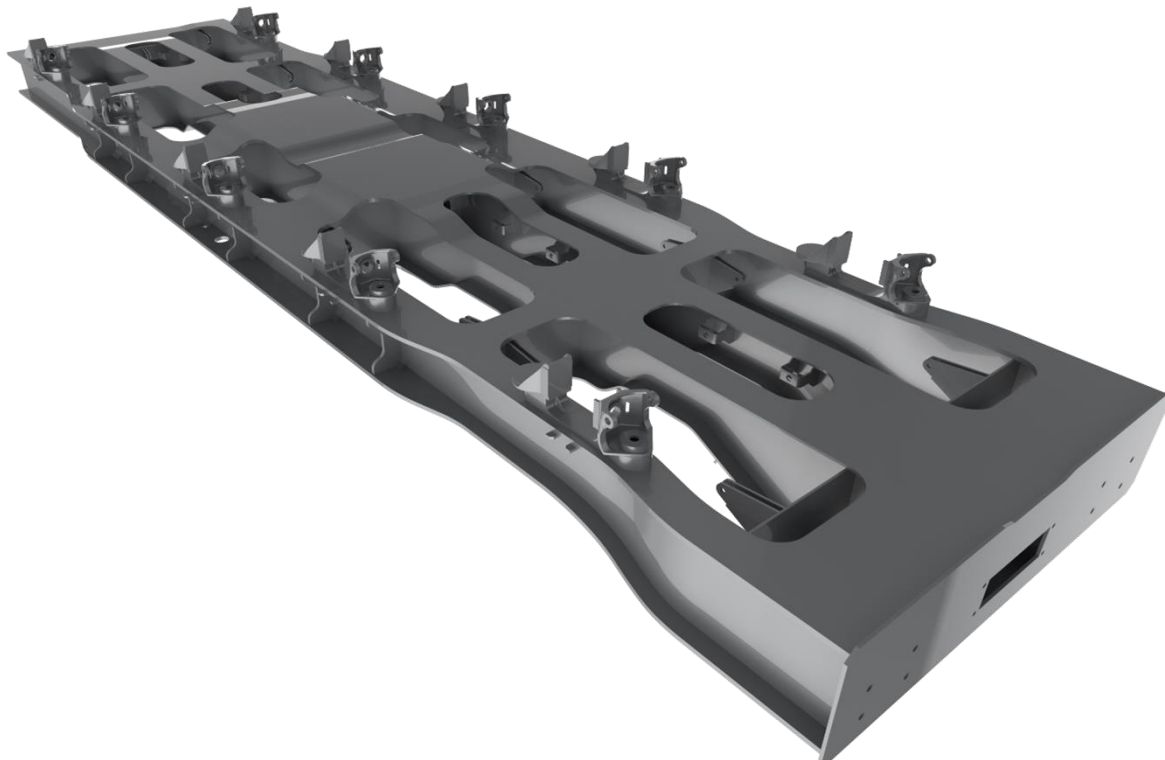
příčnický a podélníky, které zajišťují jistou tuhost a jejichž prostřednictvím je ukotveno brzdové zařízení. Ke spodní pásnici obou podélníků jsou přivařeny rozsochy, které společně s ložiskovou skříní tvoří pružnou vazbu prostřednictvím vypružení a tlumení. Na podélníku jsou vytvořeny otvory pro přišroubování spodní části kluznice. Důležitým faktorem je způsob spojení jednotlivých prvků konstrukce, a to především z důvodu dynamické pevnosti. Nejdůležitější konstrukční uzel v této oblasti je spojení pásnic hlavního příčnicku a pásnic obou podélníků. Pásnice hlavního příčnicku je na konci rozšířena viz levá část obr. 65. Toto rozšíření je vytvořeno z důvodu provedení samotného svaru. Po provedení svařování je červená vyšrafovaná oblast odbroušena. Odbroušením, popřípadě odřezáním, se odstraní méně kvalitní část svaru, tj. začátek a konec. Dalším důvodem je vytvoření pozvolného náběhu obou pásnic a eliminace koncentrace napětí v místě ostrého přechodu. Průběh vnitřních siločar uvnitř materiálu by měl být co možná nejplynulejší. Tato metodika se používá především pro tupé svary, kde se využívá buď již popsany způsob nebo spojení pomocí náběhové a výběhové desky. Třetí možností je rozšíření obou pásnic v místě provedení svaru. Popsaný princip spojení je použit i na dalších konstrukčních uzlech – viz např. příloha č. 8. Plechy nestejně tloušťky musí být speciálně upraveny tak, aby se snížil vrubový účinek. Úprava tkví ve vytvoření přechodového úkosu na tlustším z plechů (obvykle 1:10) tak, aby na konci úkosu byly vyrovnány tloušťky obou plechů. Po svařování musí být z již zmíněných důvodů svar zabroušen.

Navržené svary jsou v souladu s normou ČSN EN 15085-3, která pojednává o způsobech svařování železničních kolejových vozidel. Mimo jiné je zde uvedena i příprava před samotným svařováním, tj. tvorba úkosů a svarových mezer. Norma předepisuje rozmezí hodnot pro úhel, styčné mezery, tloušťky otupení a výšky zkosení v závislosti na zvoleném svaru. Každý typ svaru je vhodný pouze pro určité rozmezí svařované tloušťky. Dalším důležitým parametrem je navrhování svarů s ohledem na přístupnost ke svarům a dodržení určité vzdálenosti mezi paralelními svary. V případě provedení svarů, které jsou vzájemně kolmé, platí, že se nesmějí křížit. Tvar klasických trojúhelníkových výztuh se doporučuje změnit na konvexní s ohledem na lokální koncentraci napětí. Pohled na navržený rám je zachycen na obr. 66, 67.



Obr. 66 3D pohled na rám

Existují čtyři certifikační úrovně CL 1 až CL 4. Do první skupiny se zařazují nejvíce namáhané konstrukční uzly, mezi které patří rámy podvozků, kolébky a další. Typ svarových



Obr. 67 Spodní pohled na rám

spojů musí být navrhován se zřetelem na kategorii namáhání a bezpečnostní kategorii. Svarové spoje se dále člení na třídy provedení a kontroly svarů. Vlivem svařování se obecně do konstrukce vnáší vnitřní pnutí, které je těžko zjištěné. V místě provedení svaru vzniká teplem ovlivněná oblast, kde je lokálně výrazně hrubá martenzitická struktura. Rámy vysoce namáhaných vozidel jsou zpravidla po svařování žíhány, aby se odstranilo vnitřní pnutí. Při svařování tlustších plechů je nutný přehřev na požadovanou teplotu dle obsahu uhlíku a tloušťky plechu. [12.1] [12.8]

10 Výpočet podvozku metodou konečných prvků

10.1 Úvod do výpočtu

Symbol	Jednotka	Popis
U	[-]	Bezpečnost
σ_c	[MPa]	Zjištěné napětí
S_1	[-]	Bezpečnostní součinitel
R_{eH}	[MPa]	Napětí na mezi kluzu
G	[N]	Tíha, kterou přenáší podvozek na kolejový svršek

G_{\max}	[N]	Tíha, zvětšená o účinek odrazů
β	[-]	Součinitel účinků odrazů

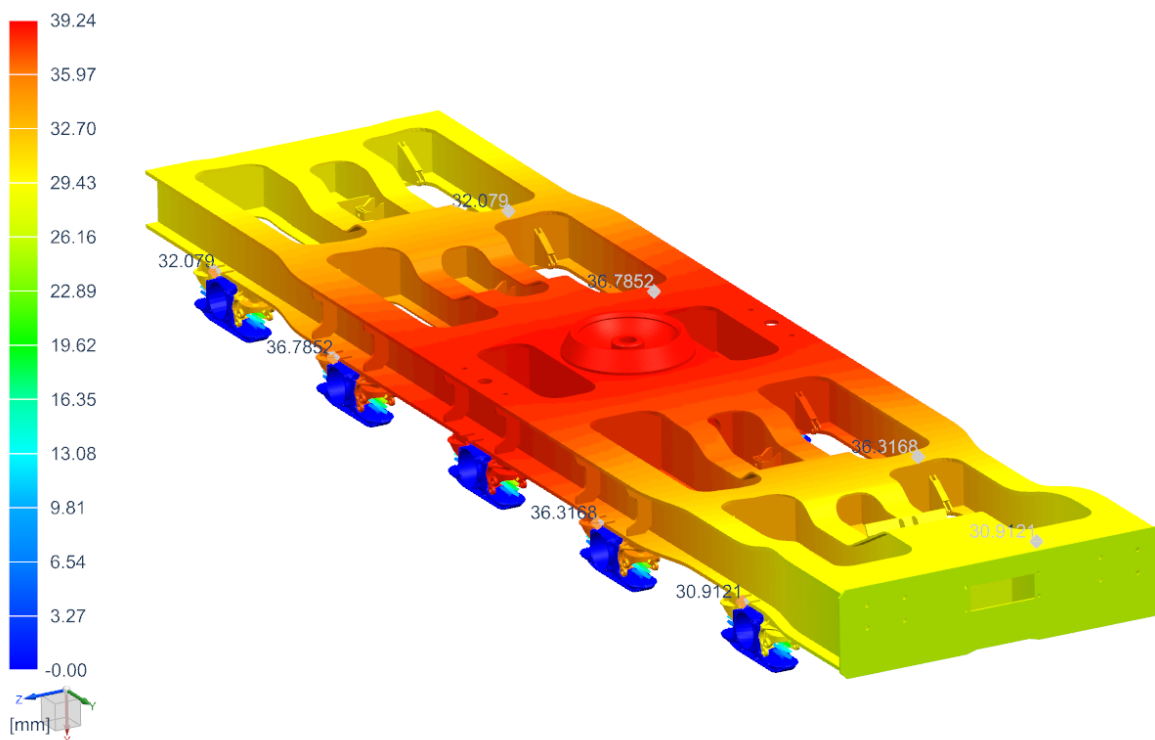
Tab. 21 Použité symboly při výpočtu metodou konečných prvků

Výpočet metodou konečných prvků definuje ČSN EN 13749. Navržený pětinápravový podvozek je zařazen do kategorie B-V, tj. do podvozků nákladních vozů s jednostupňovým vypružením. Podvozek musí být schopný dlouhodobě snášet maximální zatížení s ohledem na požadovanou provozní životnost. Vhodnými simulačními metodami lze velice přesně predikovat následné chování pod zatížením. [12.9]

10.2 Statická deformace pružin

Při „ručním“ zjednodušeném statickém výpočtu se předpokládalo rovnoměrné zatížení na jednotlivé sady šroubových pružin – viz kapitola 7. Tím pádem tedy konstantní deformace pružin. To vychází z předpokladu, že síla, která působí na tornu se rovnoměrně rozdělí mezi 20 sad paralelně uspořádaných pružin.

V následujícím výpočtu metodou konečných prvků byly provedeny jisté idealizace, které se ale výrazně nebudou lišit od reality. Prvním předpokladem je rovnoměrné rozdělení brzdového systému v délce rámu. Celkové statické zatížení od brzdové soustavy tedy bylo sjednoceno a připočteno k zatížení, které působí na kulovou tornu. Svislé zatížení kulové torny je rovno proměnné G – viz kapitola 7. Hmotnost nárazníků a táhlového ústrojí byla zanedbána, z důvodu velmi nízké hmotnosti v porovnání s celkovou hmotností rámu. Třecí účinek v kontaktních plochách byl rovněž zanedbán. Šroubové pružiny byly nahrazeny prvkem simulujícím chování pružiny, kde byla definována tuhost ve všech směrech viz kapitola 7. Vlastní výpočet byl proveden s předpokladem, že se jedná o lineárně statickou úlohu, tedy

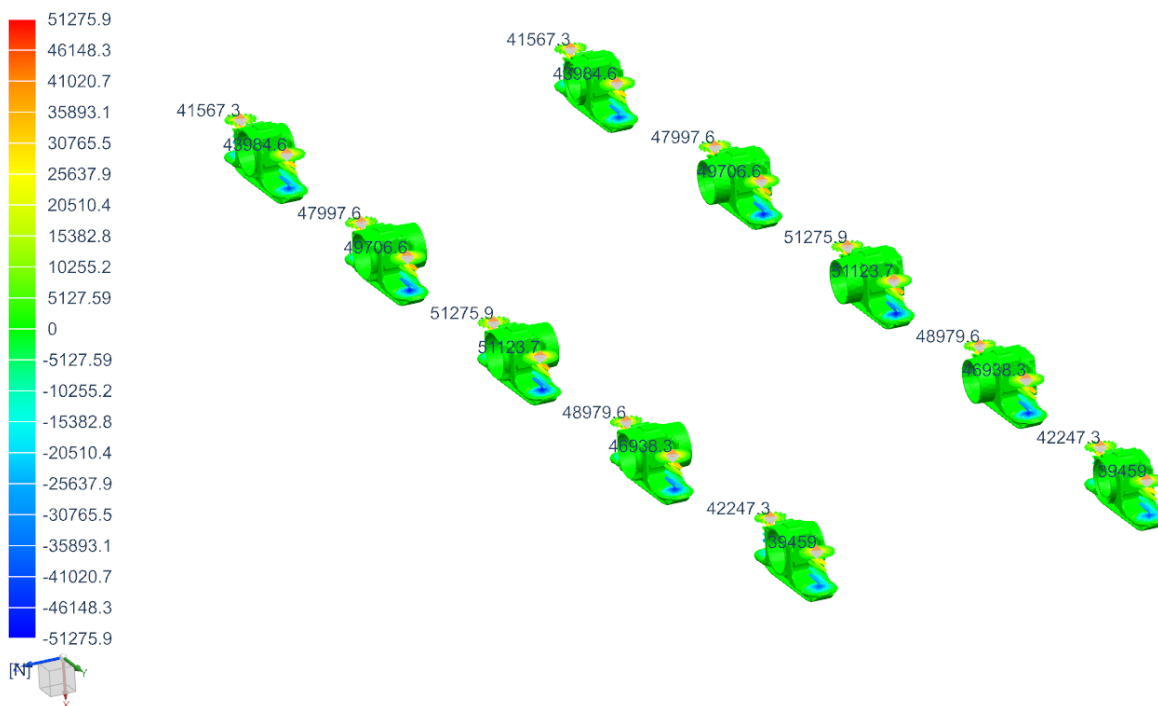


Obr. 68 Deformace pružin ve směru x

oblast Hookova zákona. Sestava je symetrická podle podélné osy rámu, a proto byl vlastní výpočet proveden pouze pro polovinu. Do oblasti řezu, který vznikne rozdělením rovinou symetrie, byly doplněny okrajové podmínky symetrie. V místě ložiska bylo ložiskovému domku na střední nápravě odebráno všech šest stupňů volnosti. Na ostatních nápravách byl odebrán pouze jeden stupeň volnosti, a to posuv ve směru x .

Výsledky (viz obr. 68) ukázaly nerovnoměrné deformace pružin v délce rámu, přičemž největší deformace pružin se předpokládá v místě střední nápravy, která je situována v téže příčné rovině s kulovou tornou. V tomto místě dochází k deformaci sady šroubových pružin, která je rovna 39,24 mm. K maximálnímu průhybu rámu rovněž dochází v místě střední nápravy a tento průhyb je roven 9,4 mm.

V souvislosti s předchozím výpočtem je patrné, že síly, které působí na jednotlivé sady šroubovitých pružin napříč nápravami, budou nabývat různých hodnot, resp., celkové zatížení se nerovnoměrně rozloží na jednotlivé nápravy. Zde je kladen požadavek, aby hmota, která připadá na každou z náprav, nepřesáhla 22,5 t. Při výpočtu axiálně posuvných náprav bylo uvažováno s hodnotou 22,2 t – viz kapitola 6. V dalším výpočtu tedy byly vyhodnoceny osové síly, které působí na jednotlivé paralelně uspořádané pružiny.



Obr. 69 Síly na pružiny

Obr. 69 potvrzuje skutečnost, která vyplývá z obr. 68. Na každou sadu pružin je vyvozena rozdílná síla. Při maximálním zatížení na tornu se vypružení jedné sady chová v souladu s obr. 60, tedy uvnitř úsečky mezi body A a B v uvedené charakteristice. V tomto okamžiku už není žádná vůle mezi vnitřní pružinou a talířem, a tedy zatížení přenáší obě paralelně uspořádané pružiny. Z provedených výpočtů lze usuzovat, že největšímu opotřebení jsou vystaveny součásti střední axiálně posuvné nápravy. Největší význam v souvislosti s touto problematikou mají jednoznačně ložiska, jejichž životnost bude nižší vlivem většího zatížení. Opotřebení samotných kol bude rovněž větší ze stejných důvodů.

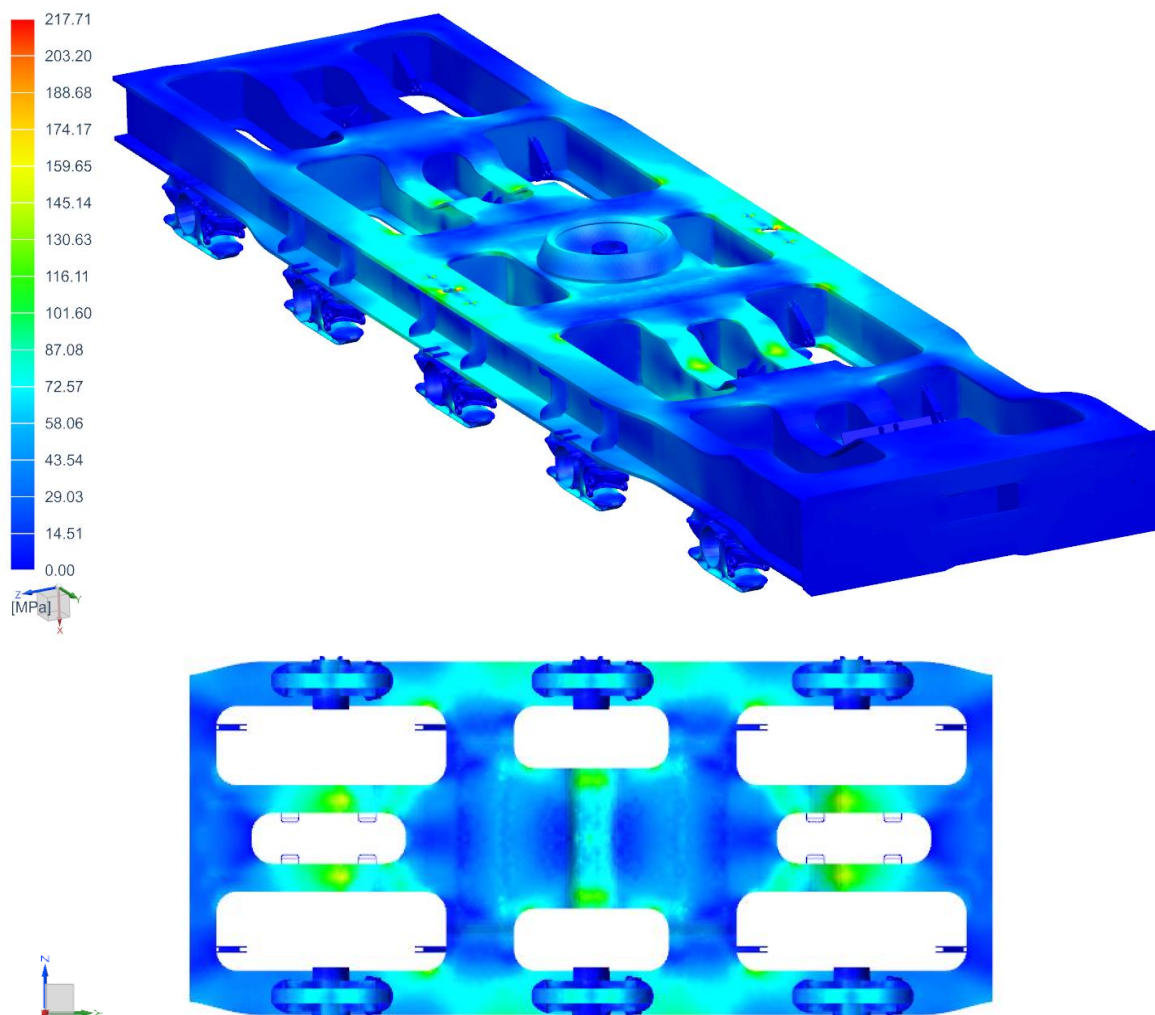
Jednou z cest, jak docílit rovnoměrnější deformace pružin podél rámu, by byla změna charakteristik vypružení, která by odrazila poměrové rozložení sil na dílích nápravách. Každá sada vypružení by pak tedy nabývala jiné charakteristiky.

10.3 Výpočet redukovaného napětí dle HMH hypotézy

Požadavky na statickou pevnost jsou uvedeny v již zmíněné normě ČSN EN 13749, která definuje okrajové podmínky, při kterých musí zůstat podvozek plně funkční. Počítačovou analýzou a následným testováním nesmí dojít k žádné trvalé deformaci nebo dokonce lomu. Pro zamezení trvalé deformace se musí konstrukce pohybovat pod hodnotou meze kluzu zvoleného tažného materiálu. Norma uvádí pro lineární analýzu statického napětí následující vztah:

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_1}{R_{eH}} \leq 1$$

Dle tažnosti materiálu a iniciace trhlin bylo jako vyhodnocovací kritérium zvoleno redukované napětí podle von Misesovy hypotézy. Bezpečnostní součinitel S_1 zahrnuje jisté



Obr. 70 Pohled na redukované napětí dle HMH hypotézy

aproximace a zjednodušení. Součinitel byl zvolen s přihlédnutím k analytickému postupu a jeho hodnota byla stanovena na 1,4. Z uvedené normy byl vybrán jeden výpočtový stav, který spadá do kategorie „zatížení vyvolaná jízdou podvozku“. Zvolený stav bere v úvahu účinky odrazů a definuje součinitel účinků odrazu β , který je stanoven jako konstanta 0,3. Tento součinitel prakticky pouze zvětšuje svislé statické zatížení, které působí ve svislém směru na kruhovou tornu. Celkové zatížení působící na tornu bude tedy zvětšeno dle následujícího vztahu:

$$G_{\max} = (1 + \beta) \cdot G = (1 + 0,3) \cdot 1098720 = 1428336 \text{ [N]}$$

Okrajové podmínky jsou definovány v kapitole 10.2, v tomto případě je pouze zvětšeno zatížení – viz předchozí rovnice. Metodou konečných prvků bylo zjištěno největší redukované napětí 217,71 MPa, což je patrné z obr. 70. Na uvedeném obrázku je v jeho horní části zobrazeno rozložení redukovaného napětí ve 3D pohledu. V jeho spodní části je zachycen spodní pohled, který je pro názornější ilustraci zkrácen o krajní nápravy.

Vyhodnocení z hlediska statické pevnosti bylo provedeno dle uvedeného vztahu pro bezpečnost, která v tomto případě musí být menší nebo rovna jedné:

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_1}{R_{eH}} = \frac{217,71 \cdot 1,4}{355} = 0,86 \leq 1$$

Vyšetřovaný stav účinků odrazu vyhovuje příslušné normě. Konstrukce podrobená tomuto stavu vyhovuje z hlediska statické pevnosti za předpokladu řádného provedení svarů, se kterými nebylo uvažováno. Rám se při výpočtu chová jako homogenní konstrukce, která nebere v úvahu tloušťky svarů. [12.9]

11 Závěr

V úvodní rešeršní části diplomové práce byl popsán současný trend železniční nákladní dopravy. V dalších kapitolách byly představeny dosud konstruované koncepce nákladních podvozků, ale i ty, které v současné době prochází vývojem a testováním. Tato část si kladla za cíl zmapování minulého, současného, ale i budoucího vývoje v oblasti konstrukce nákladních vozidel.

Praktická část se skládala z několika dílčích kapitol, které se detailněji zaměřovaly na jednotlivé konstrukční uzly pětinápravového podvozku určeného pro hlubinový vůz. V první kapitole byly vyšetřeny vybrané teoreticky možné varianty průjezdu vozidla obloukem. Na základě vzájemného porovnání navržených variant byla zvolena ta optimální, se kterou bylo dále kalkulováno. Závěry z této kapitoly byly vstupními daty pro konstrukční řešení příčných vůlí v jednotlivých nápravách. V další navazující praktické části byla vypočítána bezpečnost navržené nápravy. Dále byla stanovena životnost použitých válečkových ložisek. Předposlední praktická část vyšetřovala chování navrženého systému tlumení a vypružení. Na závěr byla vyhodnocena pevnostní analýza rámu podvozku metodou konečných prvků. Z vybraných konstrukčních uzlů byla vyhotovena výkresová dokumentace, která je součástí práce.

Požadované výstupy diplomové práce byly naplněny. Při jejím řešení vyplynula další navazující témata, která by mohla dále rozšířit uvedenou problematiku:

- Detailní výpočet navrženého brzdového systému.
- Topologická optimalizace navržených konstrukčních celků.
- Zpracování kompletního hlubinového vozu, který by byl osazen dvěma navrženými podvozky.

12 Knižní publikace

- [12.1] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [12.2] DOSTÁL, Josef a Petr HELLER. *Kolejová vozidla I. 2.*, přeprac. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2010. ISBN 978-80-7043-960-9.
- [12.3] KALINČÁK, Daniel. *Koľajové vozidlá: riešené príklady.* V Žiline: EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2004. ISBN 80-8070-352-3.
- [12.4] IZER, Jiří, Jaroslav JANDA, Zdeněk MACURA a Stanislav ZDRŮBEK. *Kolejové vozy.* Bratislava: Alfa, 1985.
- [12.5] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [12.6] POHL, Rudolf, Ctirad NOVOTNÝ a Lukáš HEJZLAR. *Železniční vozidla: dopravní prostředky.* Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-02856-9.
- [12.7] ČSN EN 13103+A2. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Nápravy běžných dvojkolí – Metoda návrhu.* 2013.
- [12.8] ČSN EN 15085-3. *Železniční aplikace – Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí – Část 3: Konstrukční požadavky.* 2008.
- [12.9] ČSN EN 13749. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Metoda specifikování konstrukčních požadavky na rámy podvozků.* 20011.

13 Články v monotematických publikacích

- [13.1] JONSSÖN, Per-Anders. *Dynamic Vehicle-Track Interaction of European Standard Freight Wagons with Link Suspension.* Stockholm, 2007. Doctoral Thesis. Royal Institute of Technology. ISBN 978-91-7178-727-9.
- [13.2] BOSSO, Nicola, GUGGLIOTA, Antonio and SOMA, Aurelio. (2002). *Multibody Simulation of a Freight Bogie With Friction Dampers.* 47 - 56. 10.1109/RRCOON.2002.1000092.
- [13.3] MORAVČÍK, Marián, BAŠIŠTA, Erik & TOMAS, Miroslav. (2017). *Innovative bogie for railway freight wagon.* 46 - 51. ISSN 1335-2393.
- [13.4] IWNICKI, S., STICHEL, S., ORLOVA, A. and HECHT, M. (2015). *Dynamics of railway freight vehicles.* Vehicle System Dynamics. pp. 1-39. ISSN 0042-3114

14 Publikace na internetu

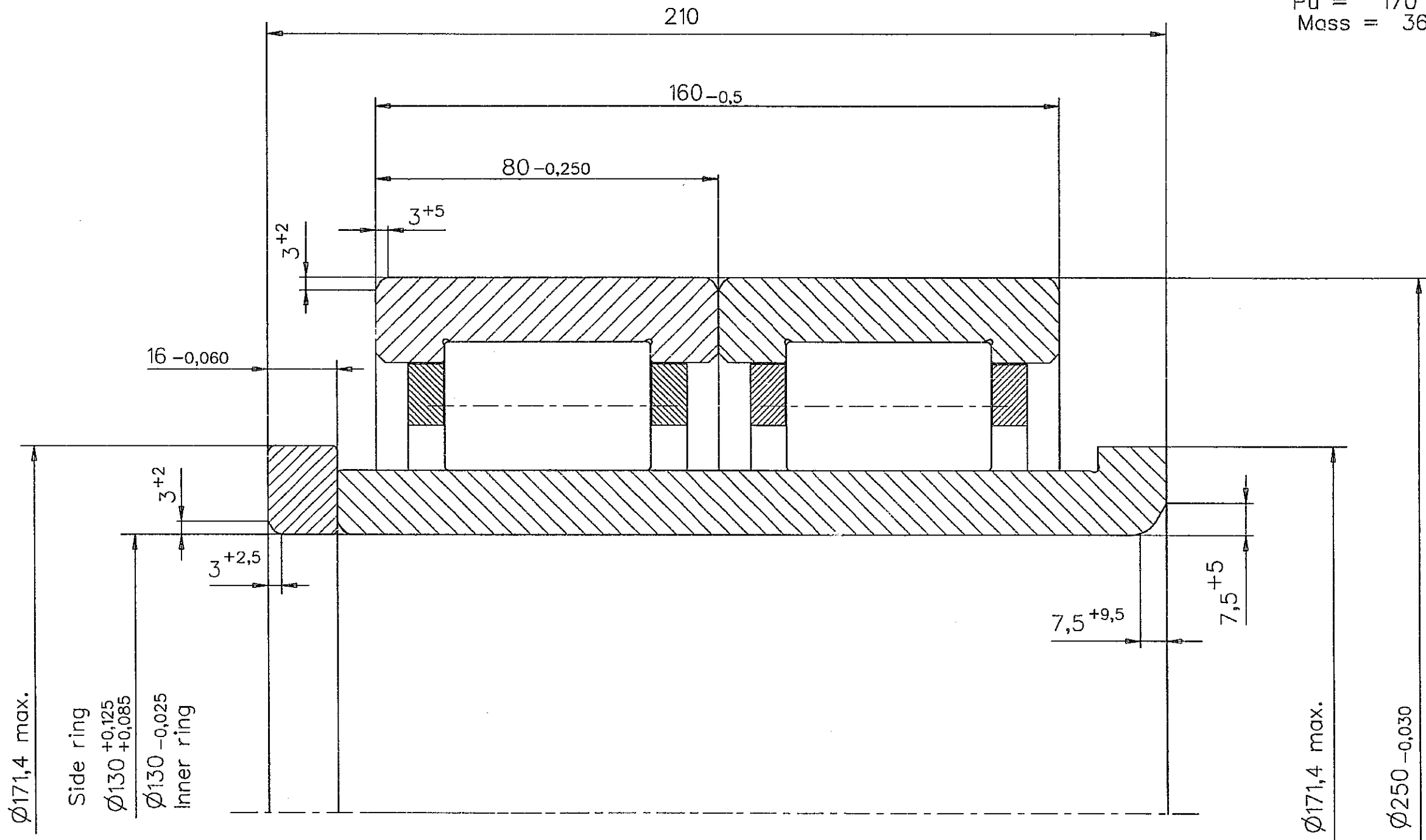
- [14.1] *Statistické údaje dopravy.* [online]. [cit. 2018-10-11]. Dostupné z: <https://www.mdcz.cz/Statistiky>

- [14.2] *Kombinovaná doprava*. [online]. [cit. 2018-08-11]. Dostupné z: <http://www.rzv.hr/saadkmsz.html>
- [14.3] IWNICKI, Simon. *WP3 'The freight train of the future'*. [online]. [cit. 2019-01-05]. Dostupné z: http://www.sustrail.eu/IMG/pdf/3001_sustrail_wp3_paris_workshop.pdf. University of Huddersfield, 2013.
- [14.4] *Katalog železničních nákladních vozů ČD Cargo, a.s.* [online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://www.cdcargo.cz/katalog-nakladnich-vozu>
- [14.5] *Nákladní podvozky*. [online]. [cit. 2018-11-10]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni.html>
- [14.6] *Nákladní podvozky*. [online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://tatravagonka.sk/>
- [14.7] *Nákladní vozidla*. [online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://www.gbrx.com/manufacturing/>
- [14.8] *Nákladní podvozky*. [online]. [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <http://www.railteco.com/cplist.aspx?i=14&cptp=13>
- [14.9] *Hlubinové vozy*. [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Hlubinove_vozy/hlubinove_vozy.php3
- [14.10] *Podvozek LEILA*. [online]. [cit. 2019-02-11]. Dostupné z: <http://www.drehgestelle.de/6/leila.html>
- [14.11] *Koněspřežné dráhy*. [online]. [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <https://www.kudyznudy.cz/Aktivity-a-akce/Aktivity/Muzeum-konesprezne-drahy-v-Bujanove.aspx>
- [14.12] *Podvozek Diamond*. [online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Seitenkipper-Ua4201-Drehgestell.jpg>
- [14.13] *Podvozek Diamond*. [online]. [cit. 2019-01-09]. Dostupné z: <https://www.waggonbau-niesky.com/en/products/bogie/bogie-drrs-251d/>
- [14.14] *Gredelj*. [online]. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: <http://tzv-gredelj.hr/>
- [14.15] *Rejdrová náprava*. [online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Vogelova_metoda
- [14.16] *Wabtec*. [online]. [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://www.wabtec.com/it/business-units/axiom-rail/products>
- [14.17] *DB 931 bogie*. [online]. [cit. 2019-01-15]. Dostupné z: <https://www.roco.cc/en/product/db931/products.html>

PŘÍLOHA č. 1

VÝKRES LOŽISKA

C = 1 020 000 N
 Co = 1 530 000 N
 Pu = 170 000 N
 Mass = 36,5 kg



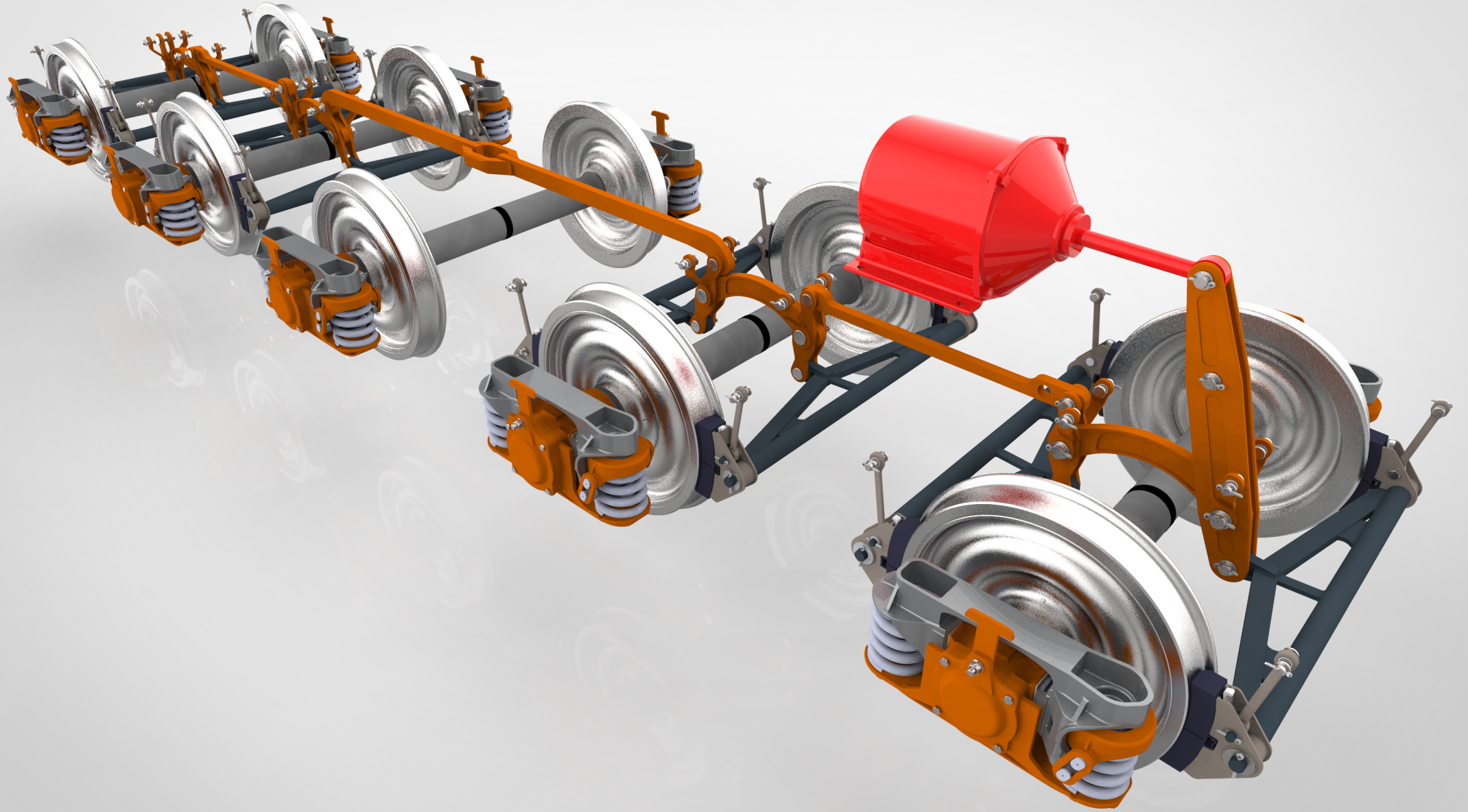
Pitch circle dia. 190
 Size of rollers 30 x 48
 Number of rollers 2x15
 Solid brass cage,
 outer ring guided
 Radial clearance 0,130 min.
 0,180 max.
 Specification VA820

Tolerances in accordance with ISO 492 / 582

Edition / Year Month		1/ 0406	2/	3/	4/	5/	6/	
SKF			Drawn		Checked	Approv.	R.C. 18	T.C.
1:1		Radial cylindrical roller bearing		Product Designation		BC2B 319599		
				CAD model no.		SSP046301		

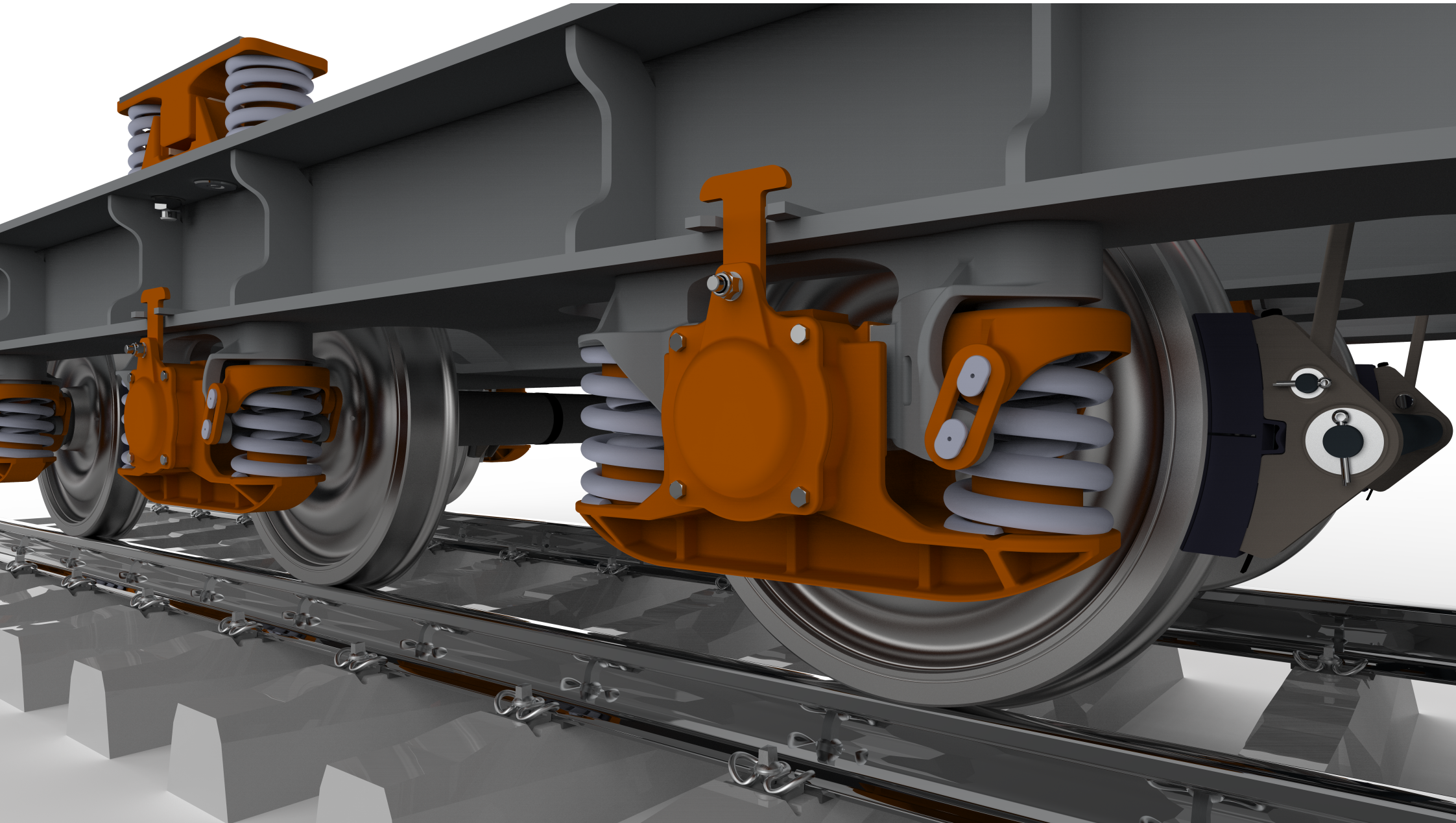
PŘÍLOHA č. 2

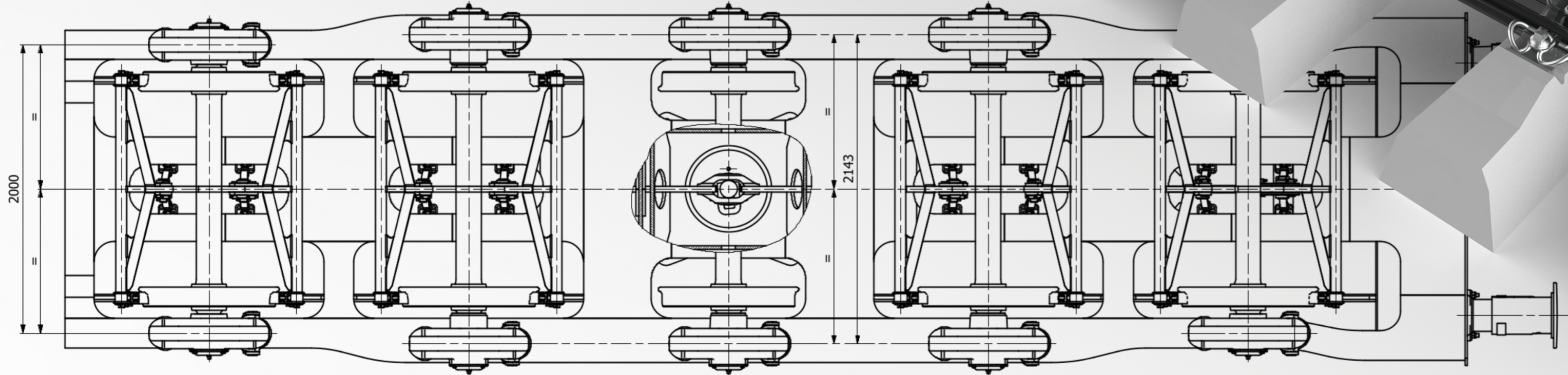
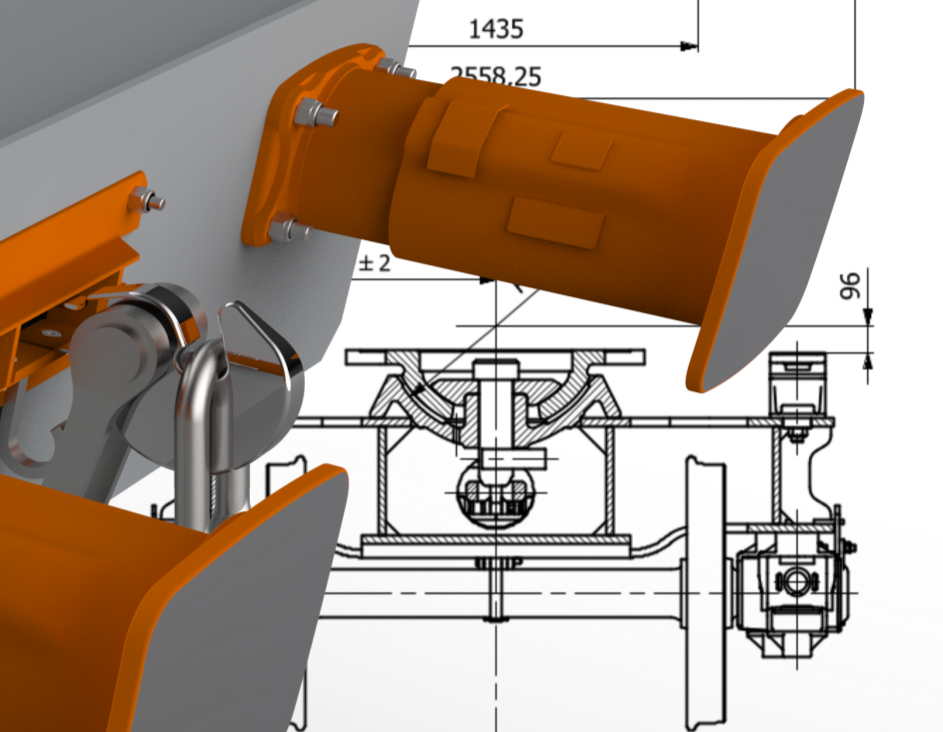
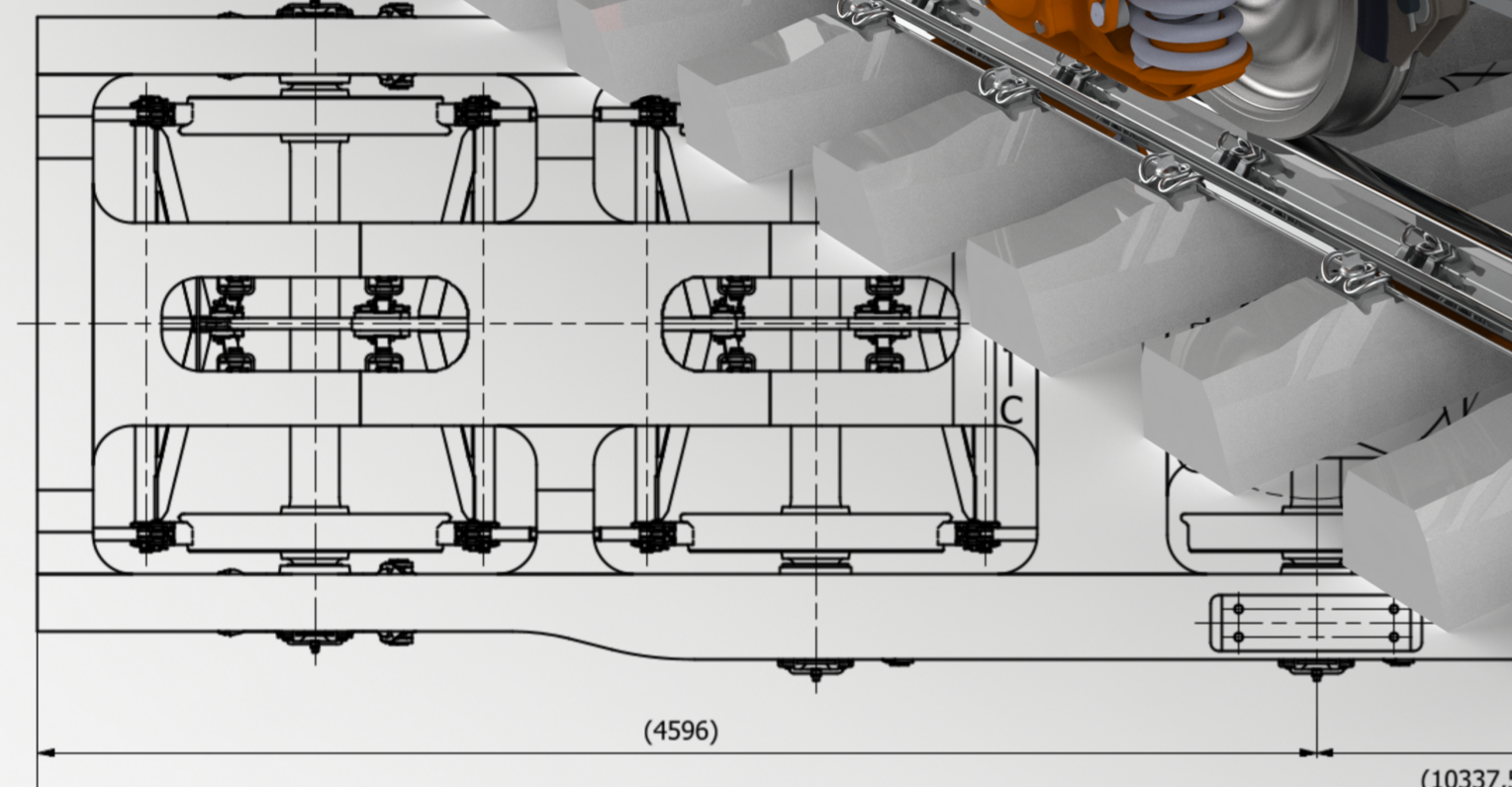
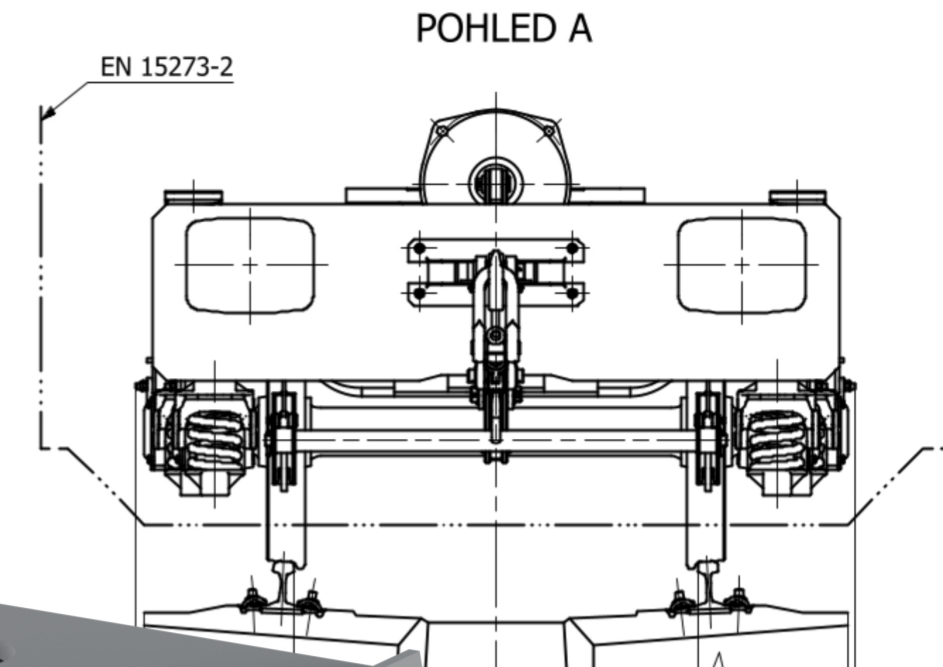
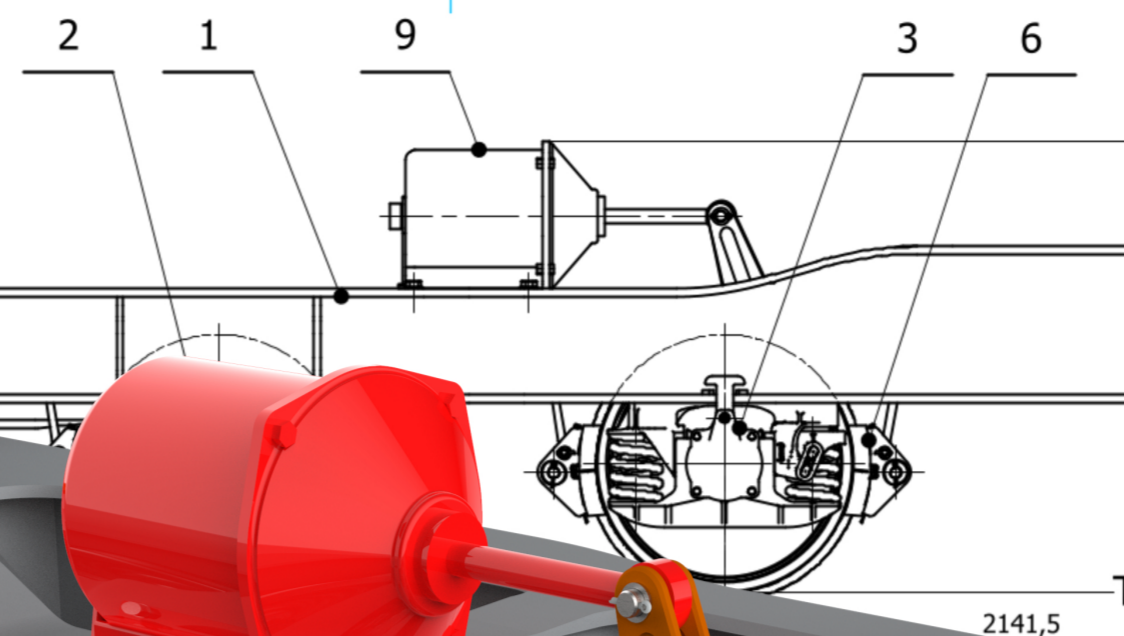
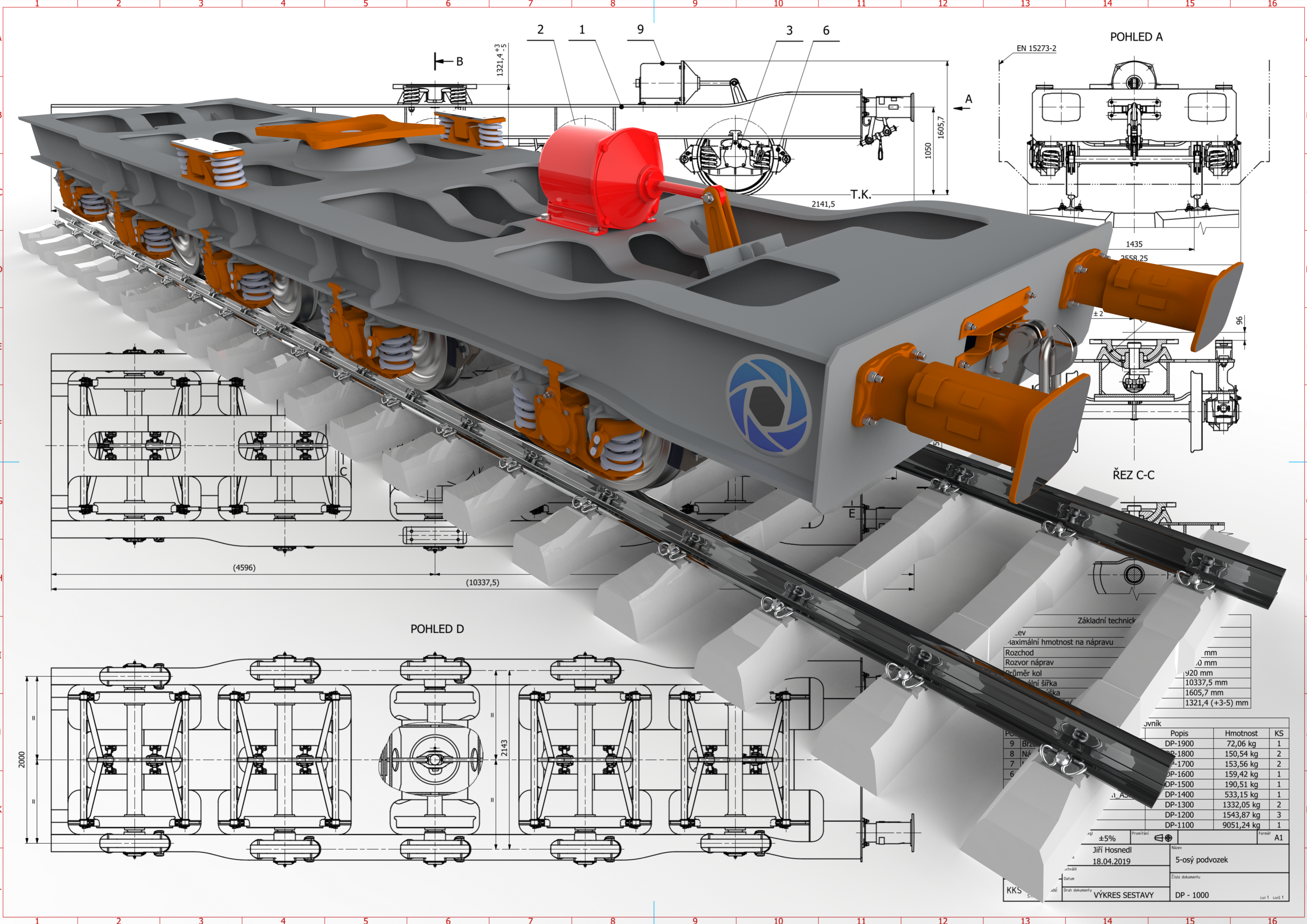
CAD MODEL NAVRŽENÉ BRZDOVÉ SOUSTAVY



PŘÍLOHA č. 3

CAD MODEL DETAILU VYPRUŽENÍ

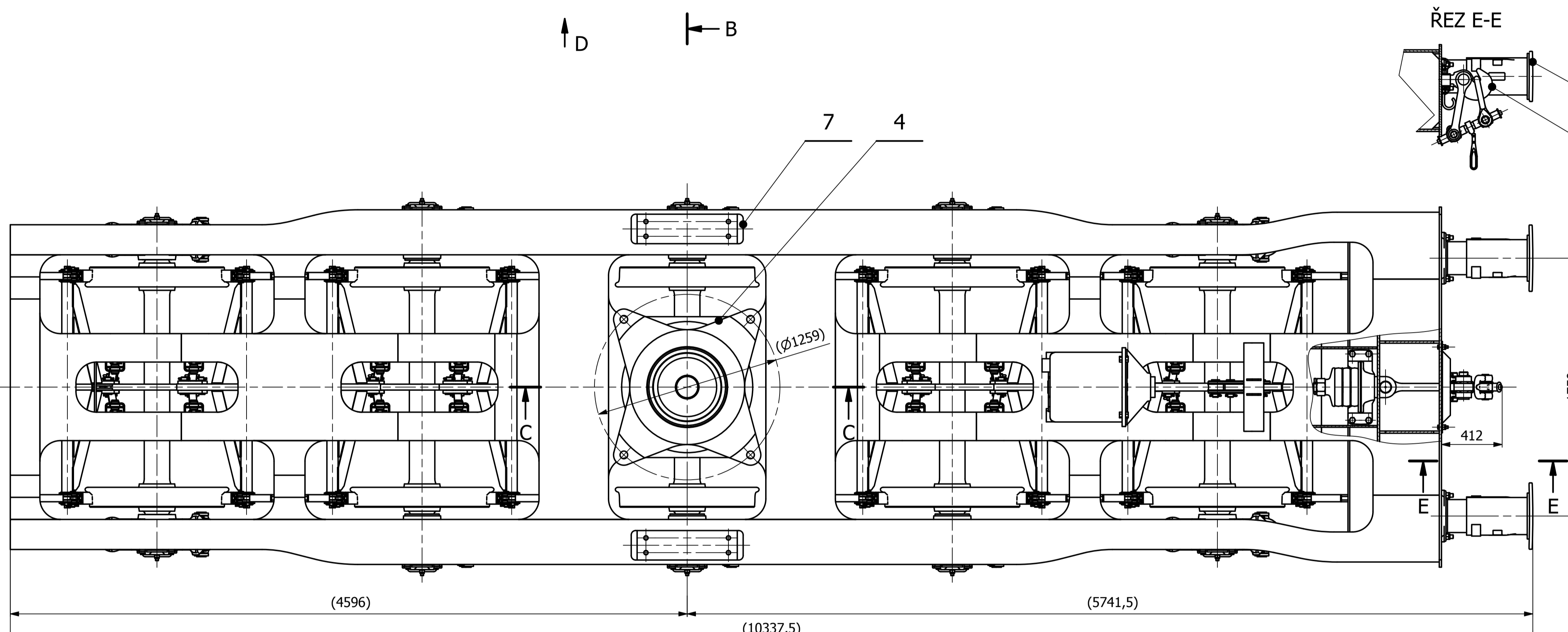
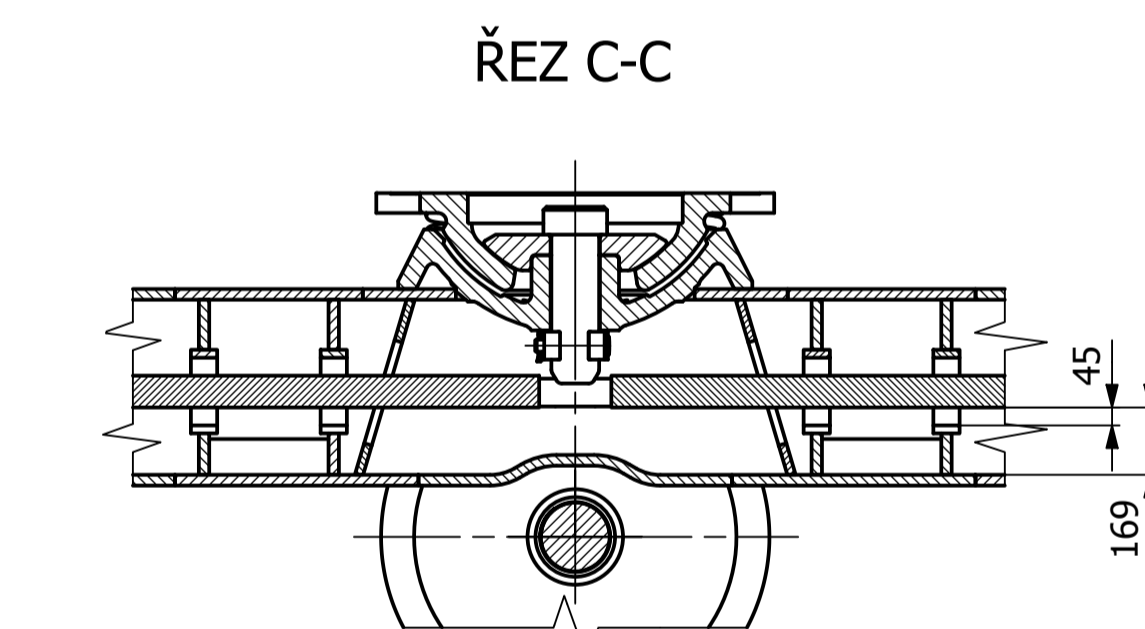
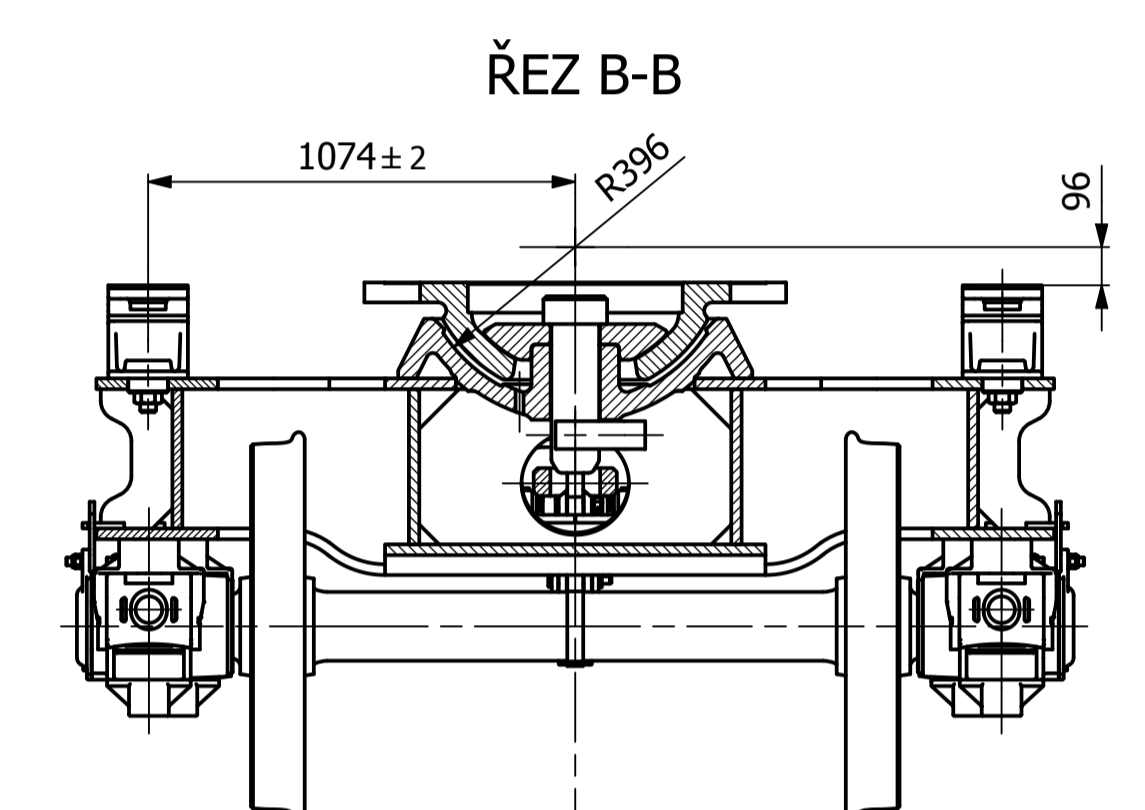
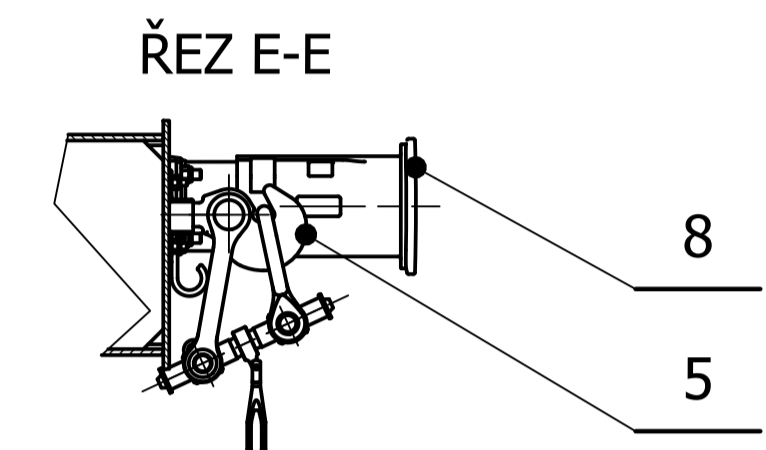
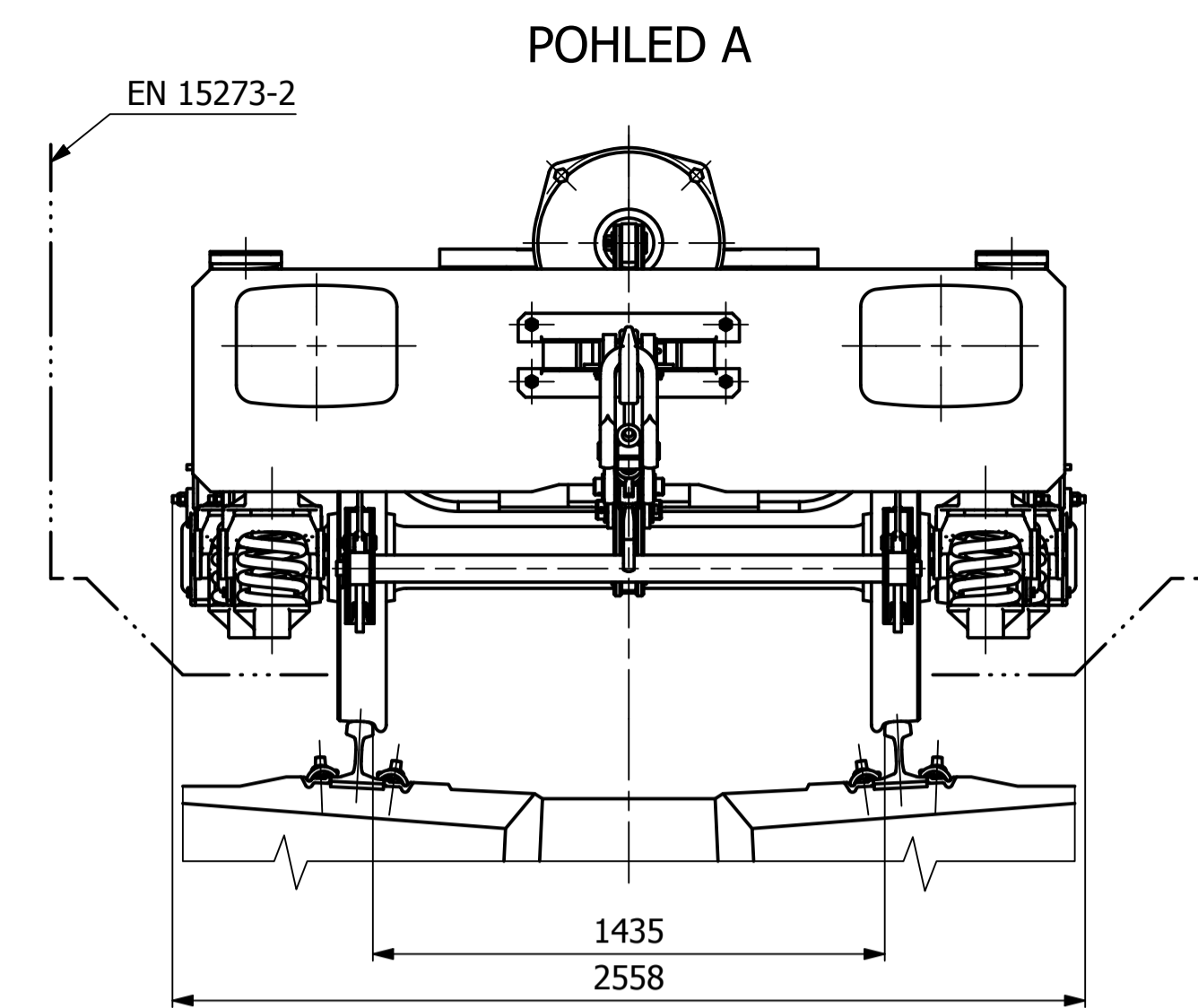
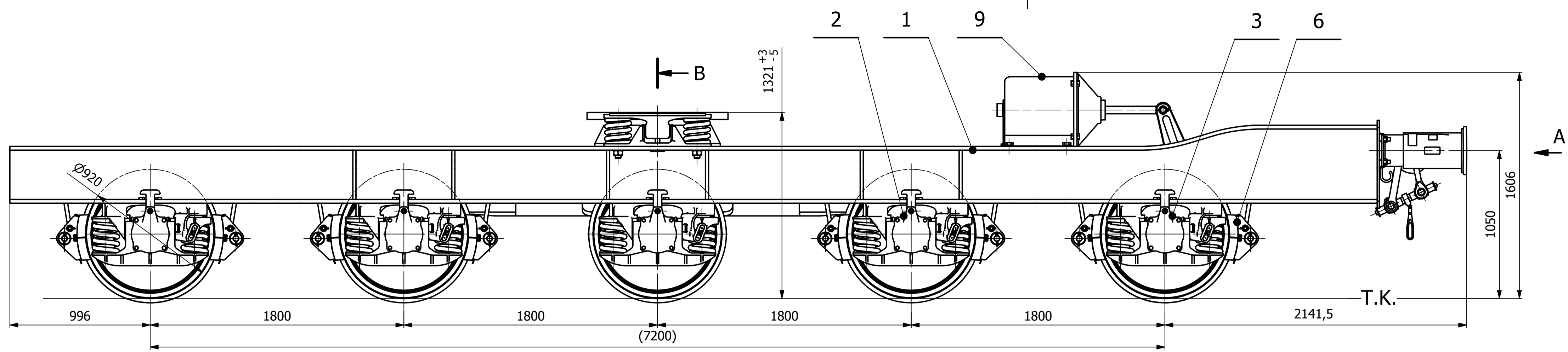




Základní technické údaje		
Maximální hmotnost na nápravu		mm
Rozchod		mm
Rozvor náprav		mm
Průměr kol		mm
Průměrná šířka		10337,5 mm
Průměrná šířka		1605,7 mm
Průměrná šířka		1321,4 (+3-5) mm

Číslo	Popis	Hmotnost	KS
9	Brzdový váleček	DP-1900 72,06 kg	1
8	Nápravní váleček	DP-1800 150,54 kg	2
7	Brzdový váleček	DP-1700 153,56 kg	2
6	Nápravní váleček	DP-1600 159,42 kg	1
		DP-1500 190,51 kg	1
		DP-1400 533,15 kg	1
		DP-1300 1332,05 kg	2
		DP-1200 1543,87 kg	3
		DP-1100 9051,24 kg	1

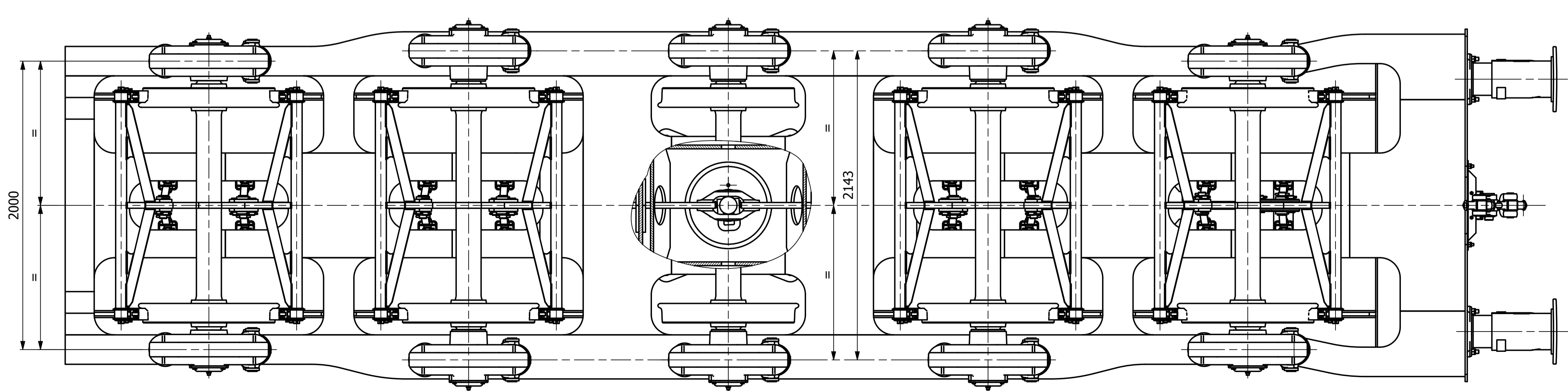
±5%	Průmysl		Formát A1
Jiří Hosnedl		Název	
18.04.2019		5-osý podvozek	
Datum		Číslo dokumentu	
KKS		VÝKRES SESTAVY DP - 1000	
Druh dokumentu		List 1 z celku 1	



Základní technické parametry

Název	Parametr
Maximální hmotnost na nápravu	22,5 t
Rozchod	1435 mm
Rozvor náprav	1800 mm
Průměr kol	920 mm
Maximální šířka	10337,5 mm
Maximální výška	1606 mm
Výška středu otočného čepu	1321 mm

POHLED D



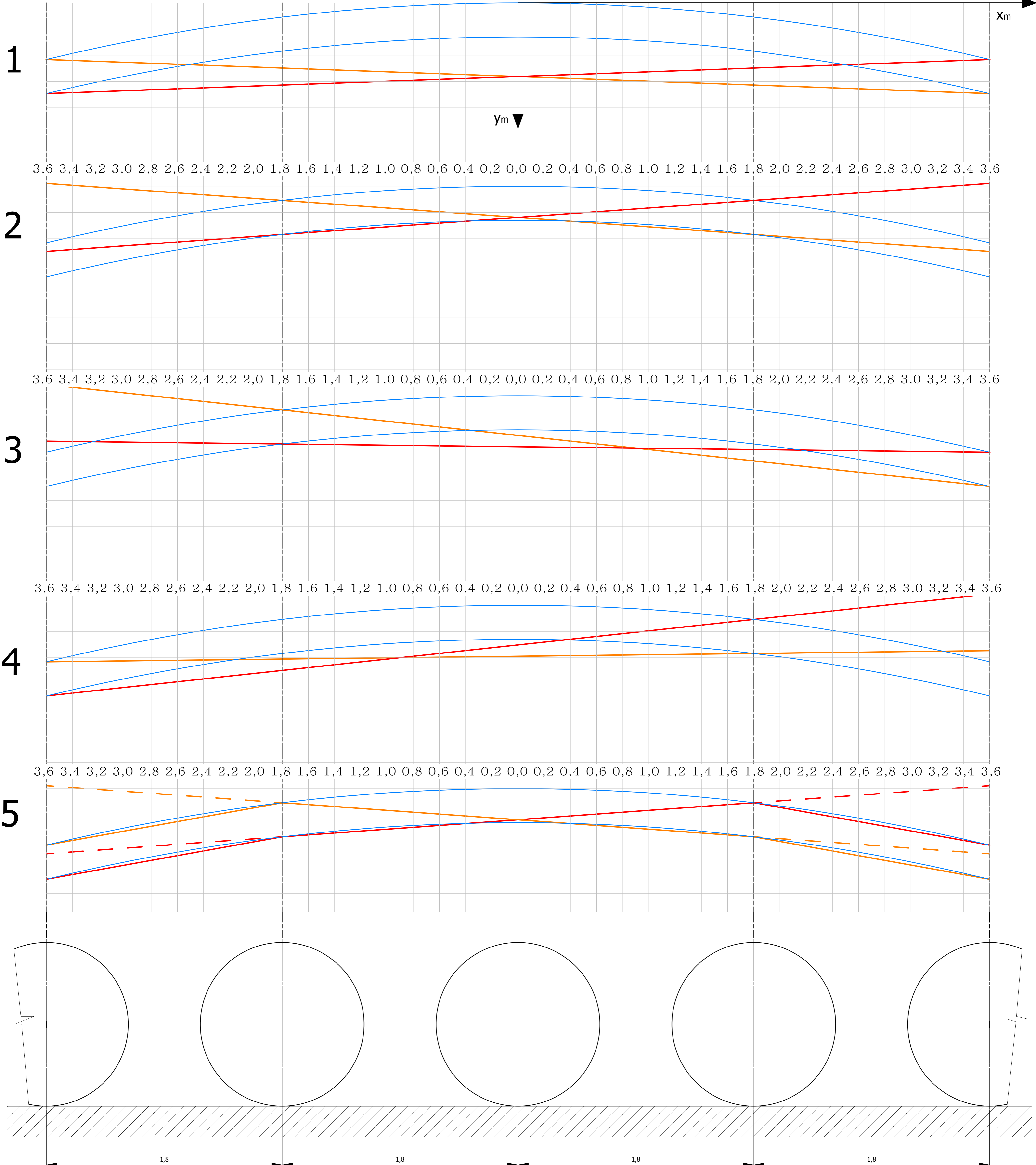
Kusovník

POZ	Název	Popis	Hmotnost	KS
9	Brzdový válec 16" _ASM	DP-1900	72,06 kg	1
8	Nárazník _ASM	DP-1800	150,54 kg	2
7	Kluznice _ASM	DP-1700	153,56 kg	2
6	Brzda _ASM	DP-1600	159,42 kg	1
5	Připojovací ústrojí _ASM	DP-1500	190,51 kg	1
4	Spojení skříňe s podvozkem _ASM	DP-1400	533,15 kg	1
3	Dvojkolí TYP_02 _ASM	DP-1300	1332,05 kg	2
2	Dvojkolí TYP_01 _ASM	DP-1200	1543,87 kg	3
1	Rám podvozku _ASM	DP-1100	9051,24 kg	1

Měřítko	1:19	Hmotnost (kg)	17905 ± 5%	Průmysl	Formát	A1
Kreslil	Jiří Hosnedl	Název	5-osý podvozek			
Datum	18.04.2019	Číslo dokumentu	DP - 1000			
Schválil						
Datum						
Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY					

Stupnice a kóty [x 1000 mm]

3,6 3,4 3,2 3,0 2,8 2,6 2,4 2,2 2,0 1,8 1,6 1,4 1,2 1,0 0,8 0,6 0,4 0,2 0,0 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6



Legenda:

- VOLNÝ KANÁL
- VZPŘÍČENÁ POLOHA PŘI DOPŘEDNĚ JÍZDĚ
- VZPŘÍČENÁ POLOHA PŘI ZPĚTNĚ JÍZDĚ
- - - OSY NÁPRAV

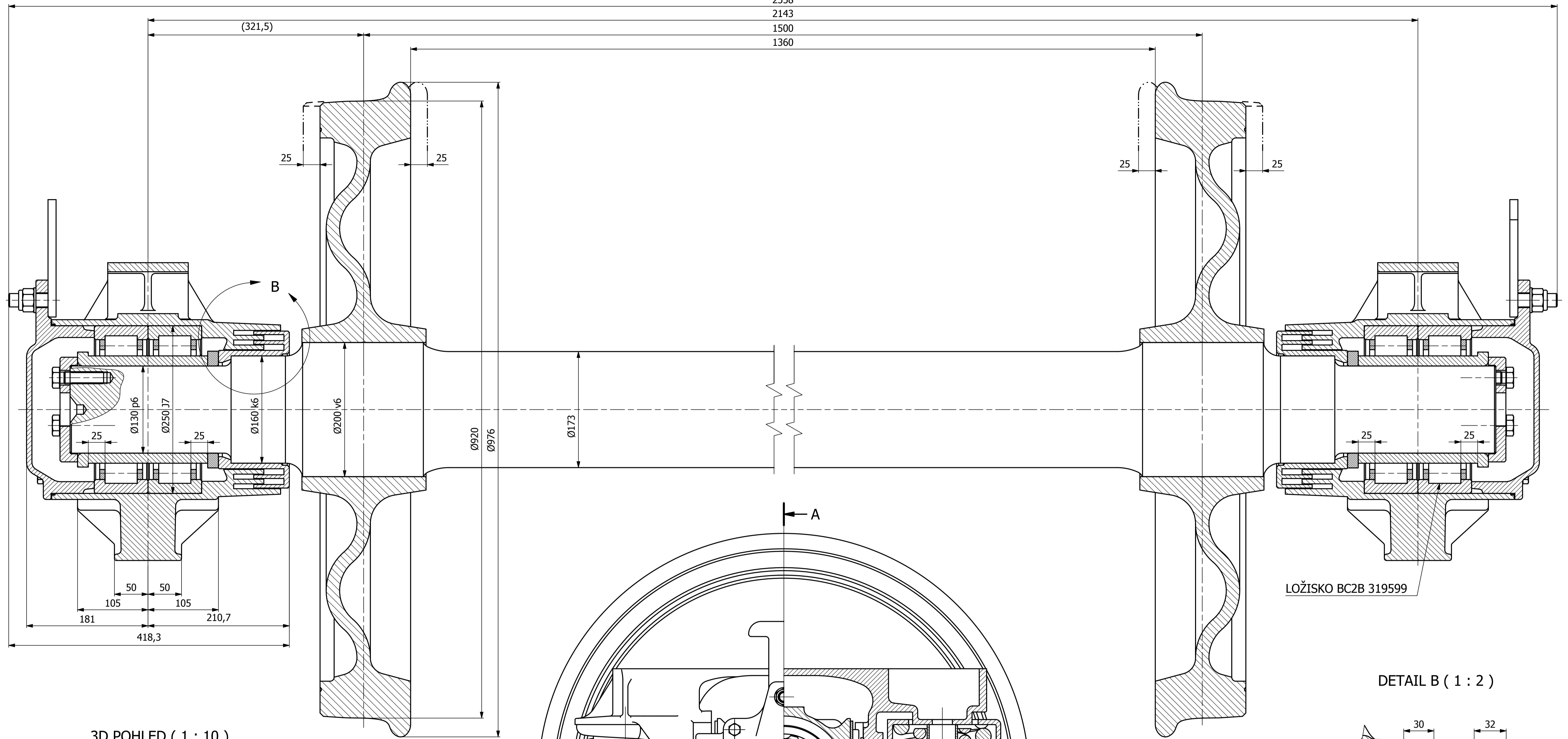
POLOHA BODŮ [mm]									
Xm	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800
Xm/n	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Ym	0,133	0,533	1,2	2,133	3,333	4,8	6,533	8,533	10,8
Y1	26,133	26,533	27,2	28,133	29,333	30,8	32,533	34,533	36,8
Xm	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600
Xm/n	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Ym	13,333	16,333	19,2	22,533	26,133	30	34,133	38,533	43,2
Y1	39,333	39,333	45,2	48,533	52,133	56	60,133	64,533	69,2

Č. VARIANTY	PŘÍČNÁ VŮLE V NÁPRAVÁCH [mm]				
	NÁPRAVA 5 VODÍČÍ	NÁPRAVA 4 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 3 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 2 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 1 VODÍČÍ
1	NÁPRAVA 5 VODÍČÍ	NÁPRAVA 4 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 3 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 2 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 1 VODÍČÍ
	71,38	25,9	30,2	12,9	71,38
2	NÁPRAVA 5 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 4 VODÍČÍ	NÁPRAVA 3 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 2 VODÍČÍ	NÁPRAVA 1 NEVODÍČÍ
	19,41	21,9	2,19	71,38	19,41
3	NÁPRAVA 5 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 4 VODÍČÍ	NÁPRAVA 3 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 2 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 1 VODÍČÍ
	34,53	4,26	12,93	4,26	19,41
4	NÁPRAVA 5 VODÍČÍ	NÁPRAVA 4 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 3 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 2 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 1 NEVODÍČÍ
	71,38	12,94	4,28	71,38	77,84
5	NÁPRAVA 5 REJDOVÁ	NÁPRAVA 4 VODÍČÍ	NÁPRAVA 3 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 2 VODÍČÍ	NÁPRAVA 1 REJDOVÁ
	-	-	-2,19	-	-
5	NÁPRAVA 1 REJDOVÁ	NÁPRAVA 2 VODÍČÍ	NÁPRAVA 3 NEVODÍČÍ	NÁPRAVA 4 VODÍČÍ	NÁPRAVA 5 REJDOVÁ
	77,83	-	4,26	12,93	-

Škála: 1:20	Projektant: J. Hosnedl	Číslo: A1
Objekt: KANÁL 11. STUPNĚ ZAPADLOUŠKÉ ÚNĚVĚZTĚ V PLZNĚ	Datum: 18.04.2019	Metoda: Vogelova metoda
KKS: KANCELÁŘ KONSTRUKOVÁNÍ STROJŮ	Druh dokumentu: GRAFICKÉ ŘEŠENÍ	Číslo dokumentu: DP - 1000.1

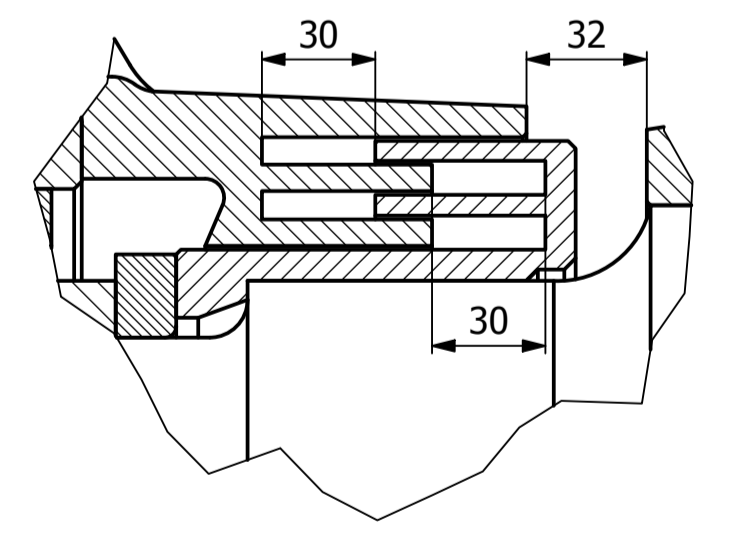
ŘEZ A-A

2558
2143
1500
1360

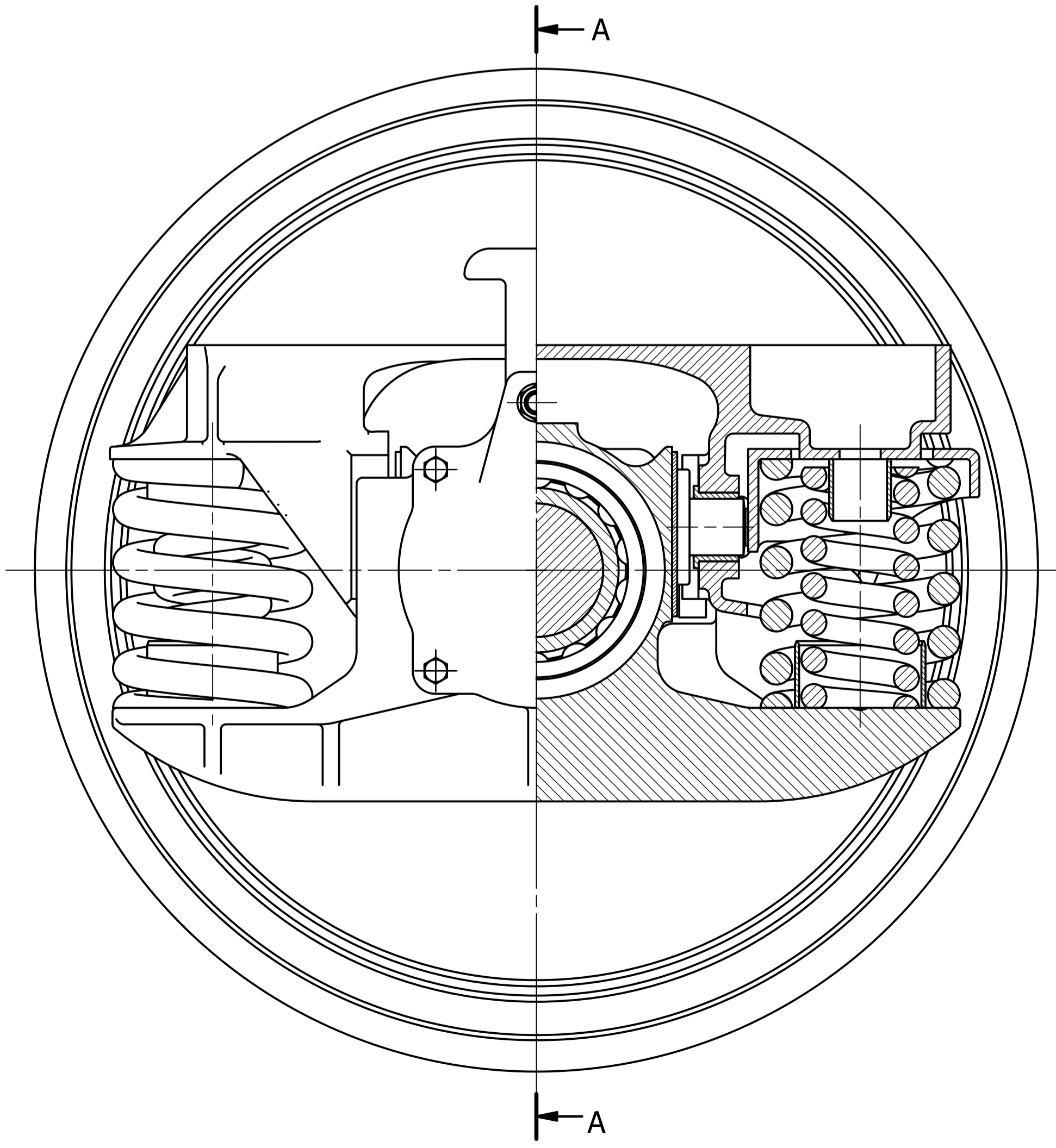
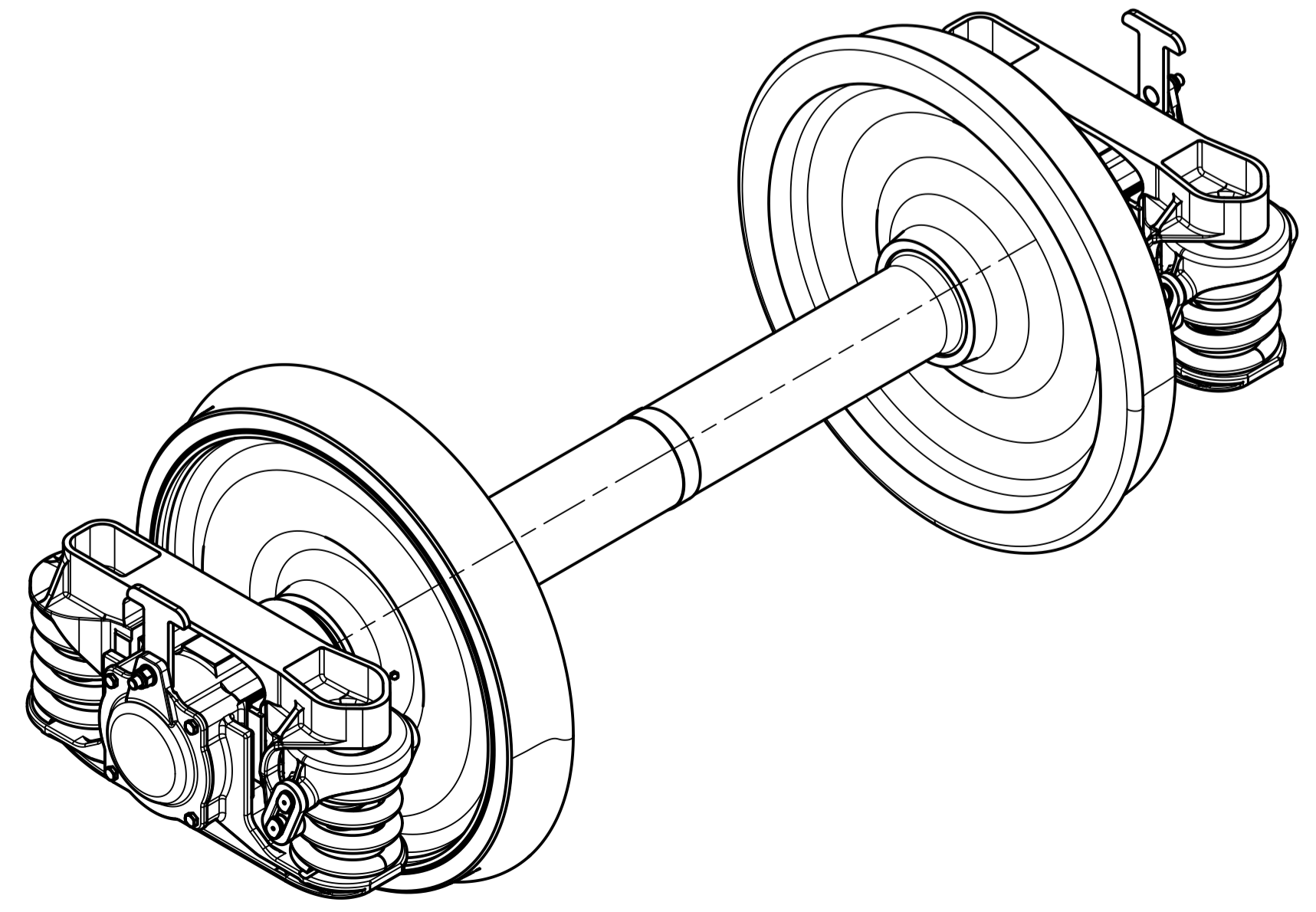


LOŽISKO BC2B 319599

DETAIL B (1 : 2)

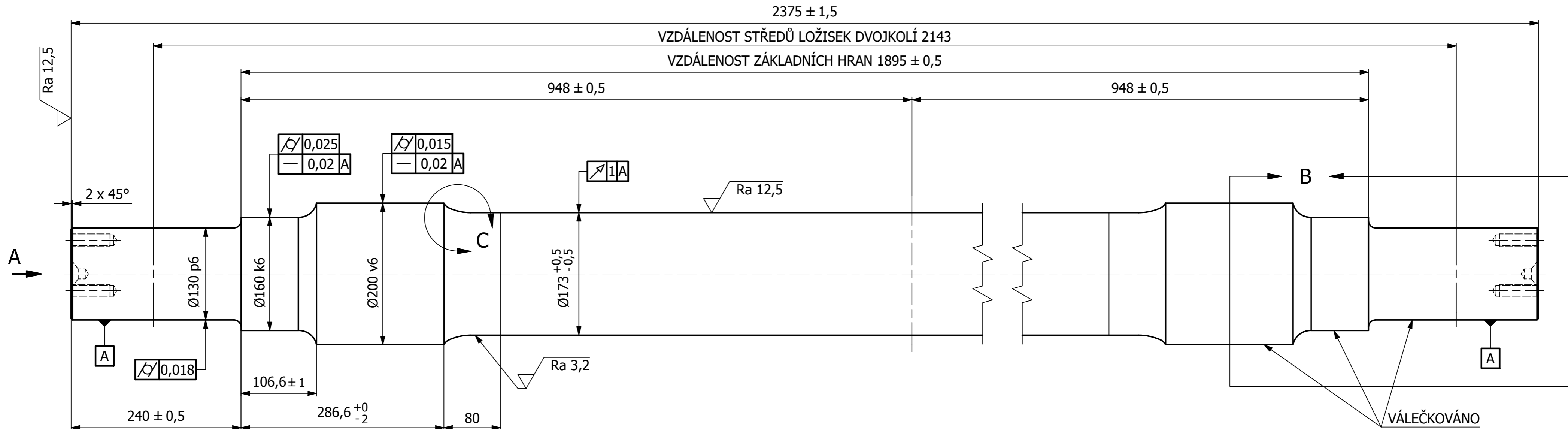


3D POHLED (1 : 10)

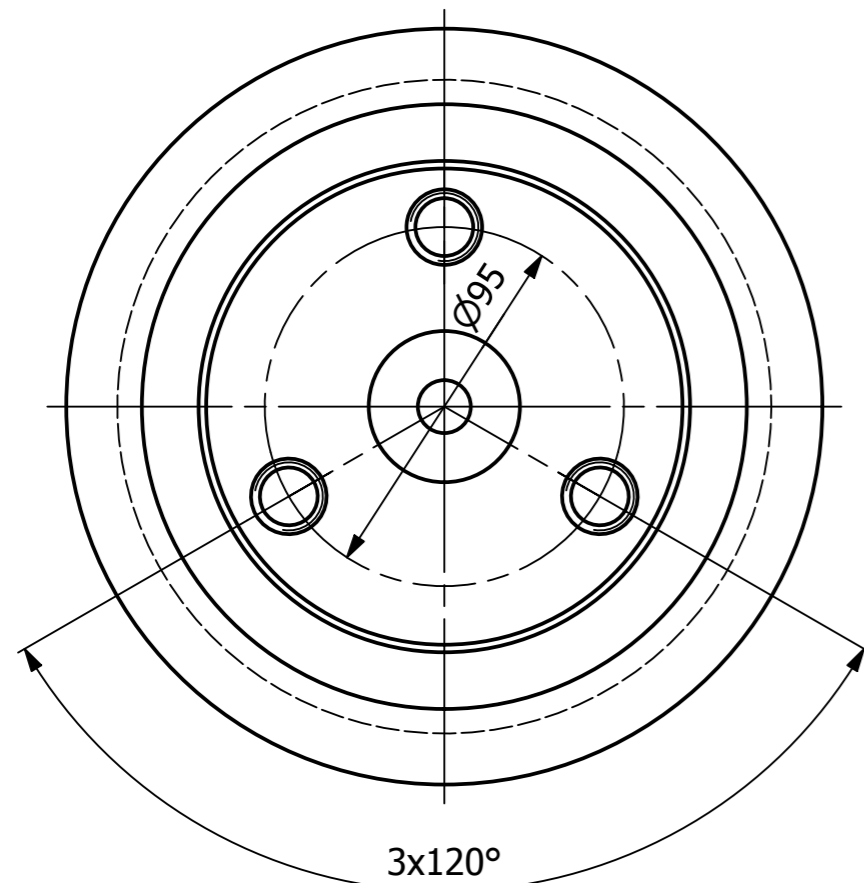


PARAMETRY	
Vzdálenost styčných kružnic	1500 [mm]
Vzdálenost středů čepů	2143 [mm]
Rozkolí	1360 [mm]
Průměr kola	920 [mm]

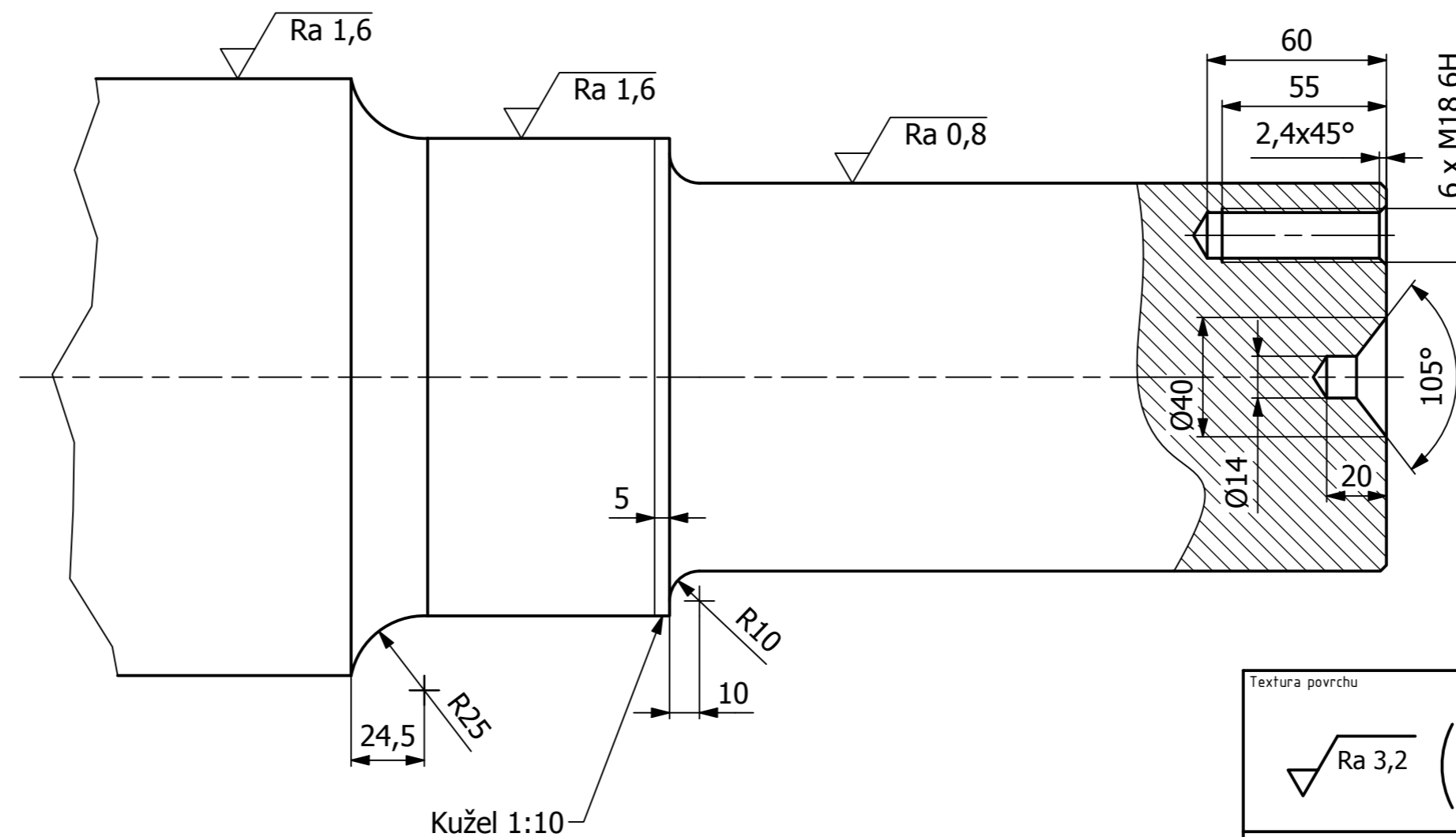
Měřítko	1:3	Hmotnost (kg)	1543,87	Průřez		Formát	A1
Kreslil	Jiří Hosnedl	Název	Studie uložení dvojkolí				
Datum	18.04. 2019	Číslo dokumentu	DP - 2020				
Schválil		Druh dokumentu	VÝKRES ULOŽENÍ				
Datum							
KKS	KATEDRA KONSTRUVÁNÍ STROJŮ						



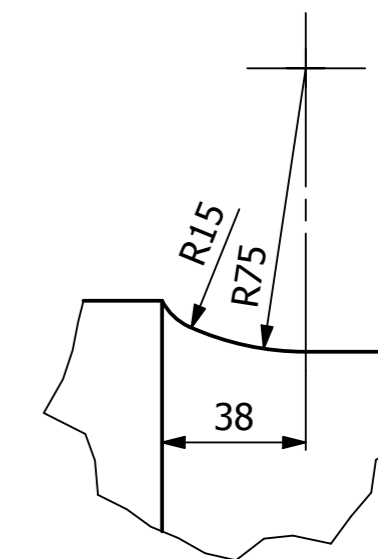
POHLED A (1 : 2)



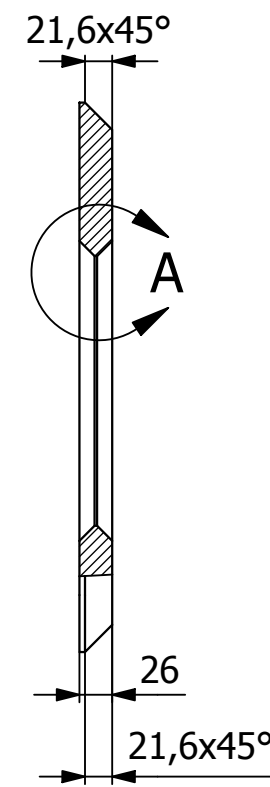
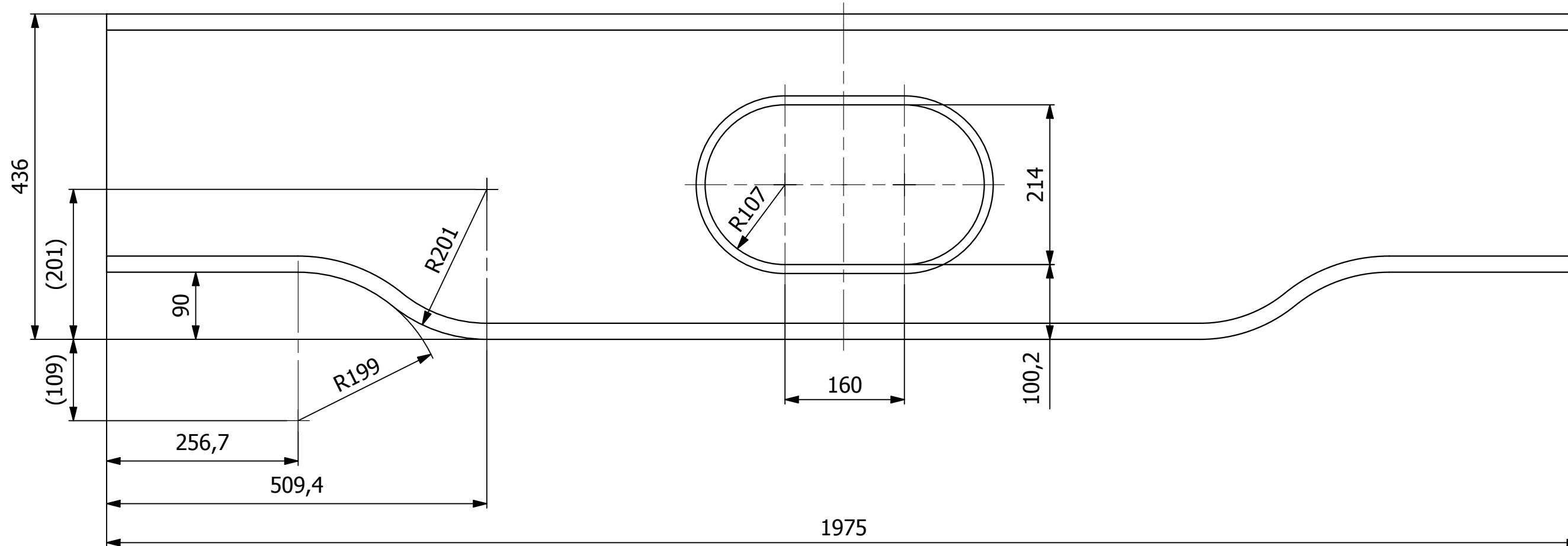
DETAIL B (1:2)



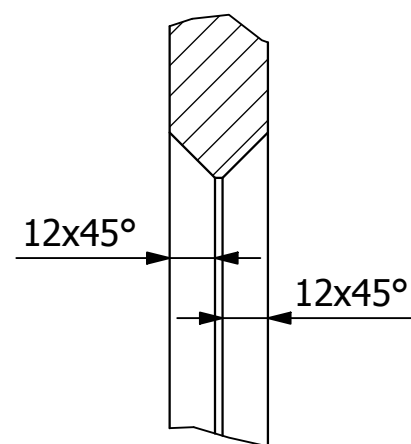
DETAIL C (1:2)



Textura povrchu Ra 3,2 (✓)	Hrany ISO 13715 -0,4 +0,4	Měřítko 1:4	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 419,5	Tolerování ISO 8015
			Promítání ☑
Materiál - Polotovár EA1N - KR Ø220 - 2400 ČSN EN 10278			
Formát A2	Kreslil Jiří Hosnedl		
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Datum 18.04. 2019	Název
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Schválil	Náprava
		Datum	Číslo dokumentu
		Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	DP-1102



DETAIL A (1 : 2)



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:6	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 147,36	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovár S355 - PLO 1975 x 400 - 26			Formát A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Jiří Hosnedl	Název Stojina pravá	
	Datum 18.04. 2019		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil Datum Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	Číslo dokumentu DP - 1105.7	