

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studie dvounápravového regionálního vozidla, pro vedlejší tratě, s pohonem spalovacím motorem

Autor: **Bc. et Bc. Jan Tuka**
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Heller, CSc.**

Akademický rok: 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan TUKA**
Osobní číslo: **S17N0054P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Téma práce: **Studie dvounápravového regionálního vozidla, pro vedlejší tratě, s pohonem spalovacím motorem**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedte studii dvounápravového regionálního železničního vozidla pro vedlejší tratě s pohonem spalovacím motorem. Železniční vozidlo je částečně nízkopodlažní. Dvojkolí by mělo být rejdové z důvodu možného průjezdu oblouky o menších poloměrech. Vypracujte výkresovou dokumentaci a proveďte pevnostní analýzu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků
2. Konstrukční návrh
3. Ověření navržené konstrukce pevnostním výpočtem
4. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah diplomové práce: **50-70 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

CHRISTERELL,P. *Rolling Stock in the railway systems*. Paris: , 2016

HELLER, P. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2017

HELLER, P. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2019

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Regionální technologický institut

Konzultant diplomové práce: **Ing. Václav Kraus, Ph.D.**
ŠKODA TRANSPORTATION, a. s., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

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 Bc. et Bc. Tuka	Jméno Jan		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „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	Studie dvounápravového regionálního vozidla, pro vedlejší tratě, s pohonem spalovacím motorem			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	99	TEXTOVÁ ČÁST	68	GRAFICKÁ ČÁST	31
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Diplomová práce obsahuje přehled regionálních motorových vozů a souhrn jejich technických parametrů. Návrhová část se zabývá návrhem moderního nízkopodlažního motorového vozu a komponent jeho pojezdové a pohonné části. Konstrukční část pak řeší konstrukci jednonápravového otočného podvozku pro nízkopodlažní regionální motorový vůz. Cílem bylo provést návrh řešení pojezdu nízkopodlažního motorového vozu.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>nízkopodlažní motorový vůz, regionální železnice, jednonápravový otočný podvozek, trakční podvozek, hybridní pohon</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. et Bc. Tuka	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2301T001 “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	Study of two-axle regional motor car for local railways with combustion engine drive		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	99	TEXT PART	68	GRAPHICAL PART	31
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>The aim of theoretical part of the diploma thesis is summary of regional-motor-cars and summary of their parameters. Draft part of the diploma thesis contains the draft of low-floor railway car, boogie components and drive components. Design part of the diploma thesis contains a construction of one-axle rotatable boogie for low-floor regional motor car. The purpose of the thesis was to make a solution of boogie for low-floor railway car.</p>
KEY WORDS	low-floor motor car, regional railway, one-axle rotatable boogie, propulsive boogie, hybrid drive

Poděkování

Rád bych tímto chtěl poděkovat svému vedoucímu této diplomové práce panu Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. nejen za profesionální a podnětné vedení této diplomové práce, ale především za mé podnícení zájmu o obor kolejových vozidel během skvělé výuky v předchozích letech.

Také bych chtěl poděkovat své rodině za psychickou podporu při dlouhém a náročném studiu a při vypracovávání této práce. Též bych chtěl poděkovat všem svým přátelům a kamarádům za nikdy nekončící psychickou a morální podporu.

Obsah

1	Úvod	10
2	Motorové vozy	11
2.1	Historie	11
2.1.1	M120.4	11
2.1.2	M131.1	12
2.1.3	M152.0	13
2.2	Současnost	15
2.2.1	řada 814	15
2.2.2	řada 813	16
2.2.3	Baureihe 672	16
2.2.4	PKP SA105	17
2.2.5	Baureihe 618	18
2.2.6	Baureihe 654	19
2.3	Shrnutí	20
3	Návrh	22
3.1	Návrh vozu	24
3.1.1	Vogelova metoda	24
3.1.2	Heumannova metoda	25
3.1.3	Zúžení vozidla	27
3.2	Návrh podvozku	30
3.2.1	Navrhované varianty	30
3.2.2	Výpočet nápravy	33
3.2.3	Výpočet vypružení	39
3.2.4	Návrh ložisek	45
3.3	Návrh pohonu	46
4	Konstrukce pojezdu	49
4.1	Podvozek	49
4.2	Rám podvozku	52
4.3	Pevnostní analýza	53
4.3.1	Analýza rámu podvozku	54
4.3.2	Analýza podvozku	56
4.4	Zhodnocení výsledné konstrukce	60
5	Technické a ekonomické zhodnocení návrhu	62
6	Závěr	64

Přehled použitých symbolů a zkratek

$2b$	vzdálenost otočných čep	$[mm]$
$2s$	vzdálenost styčných kružnic	$[mm]$
2σ	šířka kolejového kanálu	$[mm]$
b	rozvor vozu	$[mm]$
B	odstředivá síla	$[N]$
d	rozchod dvojkolí	$[mm]$
E	Youngův modul pružnosti v tahu	$[Pa]$
f	součinitel tření	$[-]$
f_L	vlastní frekvence loženého vozu	$[Hz]$
f_P	vlastní frekvence prázdného vozu	$[Hz]$
F_i	síly od účinku nevypružených hmot	$[N]$
F_t	síly od účinku brzd	$[N]$
g	gravitační zrychlení	$[ms^{-2}]$
G	modul pružnosti ve smyku	$[Pa]$
h	výška	$[mm]$
h_c	výška pólu naklánění	$[mm]$
H_0	volná délka pružiny	$[mm]$
i	počet náprav	$[-]$
i_k	počet kol	$[-]$
k	tuhost pružiny	$[N/m]$
k_1	vlastní tuhost jediné pružiny primárního vypružení	$[N/m]$
k_2	vlastní tuhost jediné pružiny sekundárního vypružení	$[N/m]$
k_c	celková tuhost vypružení	$[N/m]$
k_{1c}	celková tuhost primárního vypružení	$[N/m]$
k_{2c}	celková tuhost sekundárního vypružení	$[N/m]$
K	korekční součinitel	$[-]$
K	součinitel koncentrace napětí	$[-]$
l	délka vozu	$[mm]$
m_b	hmotnost brzdového kotouče	$[kg]$
m_c	hmotnost cestujících	$[kg]$
m_d	hmotnost dvojkolí	$[kg]$
m_p	hmotnost rámu podvozku	$[kg]$
m_s	hmotnost skříně vozu	$[kg]$
m_{uz}	maximální užité zatížení	$[kg]$
m_v	vlastní hmotnost vozu	$[kg]$
$m_{1,2}$	referenční hmotnosti	$[kg]$
M_B	moment odstředivé síly B	$[Nm]$

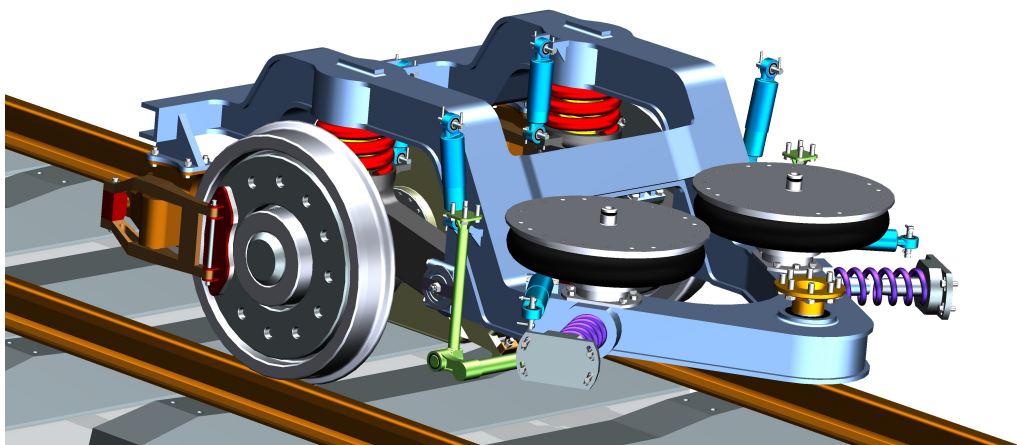
M_{P1}	moment řídicí síl P_1	$[Nm]$
$M_{x',y',z'}$	momenty vyvolané brzděním	$[Nm]$
MR	redukovaný moment	$[Nm]$
n_c	otáčky planetového unašeče	$[s^{-1}]$
n_k	otáčky korunového kola	$[s^{-1}]$
n_c	otáčky centrálního slunečního kola	$[s^{-1}]$
p	rozvor podvozku	$[mm]$
P_1	řídicí síla	$[N]$
P_2	nepravá řídicí síla	$[N]$
$P_{1,2}$	svislé síly na čepy	$[N]$
$P_{1L,2L}$	síly pod loženým vozem	$[N]$
$P_{1P,2P}$	síly pod prázdným vozem	$[N]$
q	vůle v ložisku	$[mm]$
$Q_{1,2}$	svislé reakce	$[N]$
R	poloměr oblouku	$[R]$
R_b	poloměr brzdového kotouče	$[mm]$
R_k	poloměr kola	$[mm]$
s_z	součinitel náklonu	$[-]$
v	rychlost	$[m/s]$
w	vůle v narážkách vratného mechanismu	$[mm]$
w_a	vůle ve vnějších narážkách	$[mm]$
W_i	vůle ve vnitřních narážkách	$[mm]$
w_∞	vůle v kolébce	$[mm]$
y_i	poloha síly nevypružných hmot	$[mm]$
Y	poměr celkové tuhosti primár. a sekundár. vypružení	$[-]$
Y_L	poměr celkové tuhosti vypružení pro ložený vůz	$[-]$
Y_P	poměr celkové tuhosti vypružení pro prázdný vůz	$[-]$
$Y_{1,2}$	příčné síly	$[N]$
z	kinematické zúžení	$[mm]$
z_k	počet zubů korunového kola	$[-]$
z_s	počet zubů centrálního slunečního kola	$[-]$
z_{uz}	celková užitečná deformace	$[mm]$
$Z_{1L,2L}$	stlačení pod loženým vozem	$[mm]$
$Z_{1P,2P}$	stlačení pod prázdným vozem	$[mm]$
Γ	koeficient tření	$[-]$
δe	rozšíření koleje	$[mm]$
μ	součinitel adheze	$[-]$
σ	napětí	$[MPa]$
τ_D	dovolené napětí	$[MPa]$

1 Úvod

Železniční dopravu lze směle označit jako lídra udržitelné dopravy především kvůli její ekologičnosti. Poměr uhlíkové stopy na jeden osobokilometr má totiž po jízdě na bicyklu jistě nejmenší. Obzvláště v dnešní době lze pozorovat výrazný společenský příklon k ekologickým druhům dopravy. Ovšem železniční doprava si získala oblibu u cestujících především z jiných důvodů, kterými jsou především pohodlnost a komfortnost cestování, výrazná bezpečnost ale i síťovost jejich služeb a rychlost cestování.

Zájem veřejnosti o železniční dopravu ovšem s sebou přináší i požadavky na nová komfortní vozidla, u kterých je nízkopodlažnost základním požadavkem. Problémem jsou v tomto požadavku nejen v České republice zastaralá vozidla na některých tratích přesahující svoji morální životnost, protože dopravci se snaží kvůli úspoře nákladů všemožnými modernizacemi prodloužit životnost prastarých vozidel. Tento způsob řešení ovšem není správný, nejlepší variantou pro zachování a růst zájmu cestujících o železniční dopravu je stavba nových moderních a komfortních nízkopodlažních vozidel.

Tato diplomová práce se zabývá především technickými požadavky na nové regionální nízkopodlažní motorové vozy a zároveň se snaží navrhnout nové trendy. Hlavním řešeným problémem diplomové práce je návrh jednonápravového podvozku pro regionální motorový vůz. Takovýto podvozek nejen, že musí splňovat všechny funkce jako nesení a vedení vozové skříně a komfortní sílu vozidla, ale musí být i otočný a zajistit nízkopodlažnou konstrukci motorového vozu.



2 Motorové vozy

Motorové vozy lze definovat jako vozy, které samostatně vyvozuji tažnou sílu a zároveň slouží k přepravě osob či nákladu. Zdrojem energie pro vznik tažné síly je nejčastěji spalovací motor, který spaluje tekuté či plynné palivo, nebo případně akumulátor či superkapacitor v případě hybridního vozu. Lze je tedy charakterizovat jako vozy nezávislé trakce.[1]

Motorové vozy lze rozdělit do dvou základních kategorií. Do té první lze zařadit lehké dvounápravové vozy určené především k provozu na lokálních tratích. Do druhé kategorie spadají především těžší čtyřnápravové podvozkové vozy provozované zvláště na tratích hlavních či významných lokálních.

2.1 Historie

Důvodem vzniku motorových vozů na přelomu 19. a 20. století byla především snaha o snížení pořizovacích a provozních nákladů, rozšíření nabídky spojů na místních lokálních tratích a zvýšení rychlosti provozu. Oproti klasickým soupravám osobních vozů poháněných parní lokomotivou byla ekonomičnost provozu několikanásobně lepší.

První motorové vozy byly poháněny parním strojem, jednalo se například o motorový vůz M124 z roku 1903 postavený smíchovskou vagónkou Ringhoffer. Provozně technické parametry tohoto typu ovšem nebyly zářné, jednalo se převážně o poruchovost kotelních trubek a samotného parního kotle.

Na přelomu 20. a 30. let 20. století došlo nejprve ke vzniku tzv. kolejových autobusů, což byly de facto silniční autobusy, poháněné spalovacím motorem s úpravou pro provoz na kolejích. Příkladem jsou např. M120.0 a M120.1, které ovšem měly stanoviště řidiče pouze na jedné straně a v koncové stanici musely být otáčeny.

Kromě těchto "pionýrů" vznikly samozřejmě mnoho typů, které po mnoho desítek let kralovaly provozu na lokálních tratích jak v Československu, tak i jinde po Evropě. Tyto vozy ovšem kromě spousty předností spojuje v dnešní době jeden zásadní nedostatek, kterým je jejich bariérovost.

2.1.1 M120.4

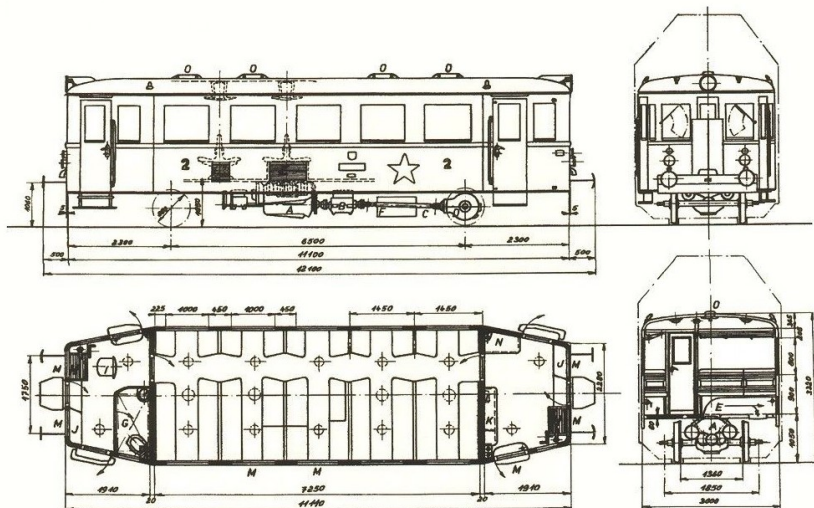
Průlomem v konstrukci motorových vozů se stal motorový vůz M120.4 (dnes řada 806) produkovaný kopřivnickou vagónkou Tatra, který se vyznačoval jedním stanovištěm řidiče ve věži umístěné uprostřed vozu. Ergonomičnost tohoto řešení byla kvůli posezu řidiče kolmo na směr jízdy tragická, což ovšem

to v té době nikoho netrápilo. Díky umístění stanoviště řidiče do věže, byl zajištěn dostatečný prostor pro přechod do připojených vlečných vozů.

Do věže byl pod řidiče umístěn i benzínový šestiválcový motor Tatra o výkonu 75 nebo 90 kW s reverzí pro změnu směru jízdy. Přenos výkonu z motoru ke dvojkolí byl zajišťován čtyřstupňovou planetovou převodovkou a kuželovou nápravovou převodovkou (mechanický přenos výkonu). Uspořádání dvojkolí bylo A'1. Maximální rychlost dosahovala 50 km/h. Délka přes nárazníky činila cirka 10 500 mm, hmotnost plně obsazeného vozu (35 sedících a 10 stojících cestujících) činila 17 t. Celkem bylo těchto motorových vozů mezi lety 1930 - 1935 vyrobeno 89 kusů. [5]

2.1.2 M131.1

Po skončení 2. světové války byl roku 1946 Vagónce Tatra Kopřivnice Ministerstvem dopravy ČSR zadán vývoj dvounápravového motorového vozu za účelem obnovy vozového parku pro provoz na lokálních tratích. Takto vznikl motorový vůz M131.1 (dnes řada 801). Stanoviště strojvedoucího bylo oproti výše zmíněnému M120.4 umístěno na obou představicích v místě ramp pro nástup i výstup cestujících vedle přechodu do přípojných vlečných vozů.



Obrázek 1: Typový výkres motorového vozu M131.1 [6]

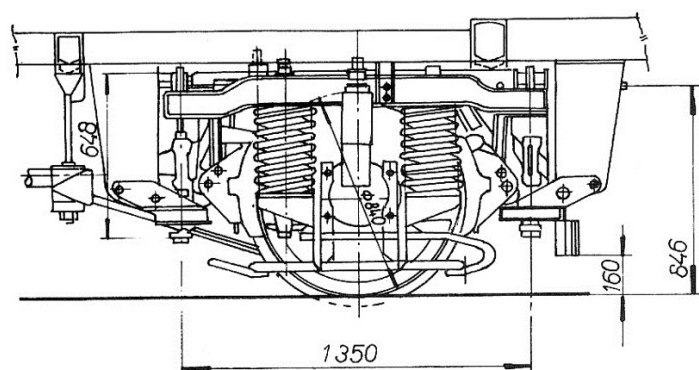
Na voze bylo využito pojezd typu Rybák. To je vlastně jednonápravový neotočný podvozek vyvinutý především pro dvounápravové vozy. U těchto podvozků je ložiskový domek uložen v rozsochovém vedení, které je zdola zabezpečeno sponou proti vypadnutí ložiskového domku z rozsochy. Ložiskový domek je zavěšen na listové pružnici zajišťující primární vypružení. Pružnice

je zavěšena k rámu podvozku, na který dosedá pomocí čepu s kulovou hlavou a vinuté pružiny rám vozu. Toto uspořádání ovšem z důvodu závěsů pružnic neumožňuje dosahování vysokých rychlostí (více jak 90 km/h).

Skříň vozu byla diferenciální konstrukce s dřevěným vnitřním obložením. Pod podlahou vozu byl na samostatném rámu zavěšen dvanáctiválcový vzduchem chlazený vznětový motor Tatra T 301 o výkonu 113 kW. Přenos výkonu z motoru ke dvojkolí byl zajišťován pomocí mechanické spojky, čtyřstupňové manuální převodovky Mylius, kardanového hřídele a reverzní kuželovou nápravovou převodovkou (mechanický přenos výkonu). Uspořádání dvojkolí bylo A'1'. Maximální dosažitelná rychlost byla 60 km/h. Délka přes nárazníky činila 12 100 mm, hmotnost plně obsazeného vozu (48 sedících a 15 - 20 sedících cestujících) činila 21 t. Celkem bylo těchto motorových vozů mezi lety 1948 - 1956 ve vagónce Tatra Kopřivnice a ČKD Vagónce Studénka vyrobeno 549 kusů.[6]

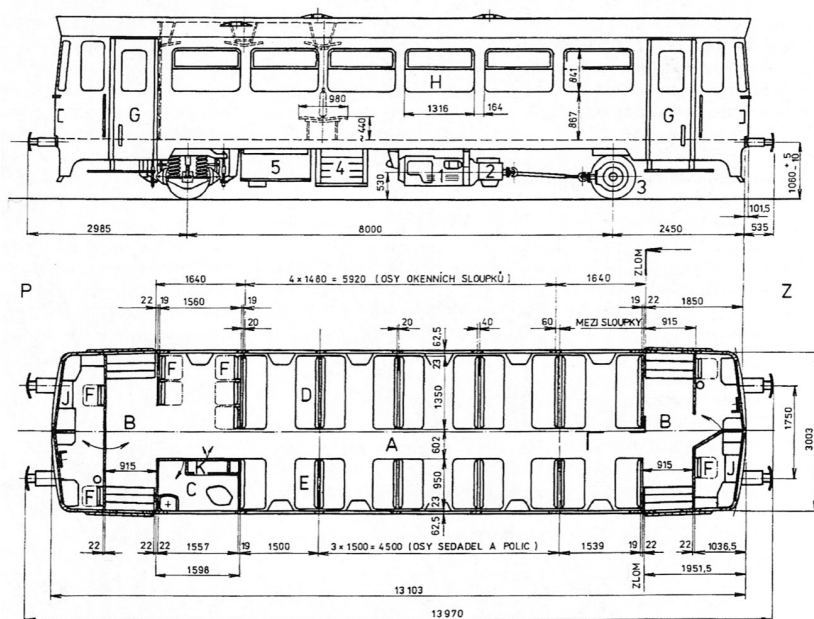
2.1.3 M152.0

Dalším hojně rozšířeným motorovým vozem, jenž je v provozu po četných přestavbách a modernizacích, byl vůz M152 (dnes řada 810). Vývoj tohoto vozu byl ministerstvem dopravy ČSSR zadán roku 1968 ČKD Vagónce Studénka a to z důvodu postupného zastarávání předchozí řady M131.1, které měl právě tento nahradit. Původní myšlenky byly postavit motorový vůz se dvěma poháněnými nápravami se silnějším motorem, ale z důvodu úspor a využití dílů z automobilního průmyslu bylo rozhodnuto vyvinout další generaci tzv. kolejového autobusu. Oproti předchozímu typu M131.1 jsou stanoviště strojvedoucího oddělené od představek a zajišťovaly nerušenou práci strojvedoucího. Toto uspořádání s neprůchozími čely ovšem znemožňovalo přechod cestujících do přípojných vlečných vozů, nejvýše ovšem dvou.



Obrázek 2: Jednonápravový podvozek VÚKV typ 8-807.8 [7]

Také na tomto motorovém voze byl využit pojezd, který vycházel z pojezdu typu Rybák, ovšem v tomto případě se jedná o jednonápravový podvozek VÚKV typ 8-807.8. V tomto případě je využito čepového vedení ložiskového domku, kde primární vypružení zajišťují dvě vinuté pružiny, jak je vidět na obrázku 3. Za sekundární vypružení by se s trochou nadsázky dalo považovat pryžové uložení závěsu skříně vozu v konzole skříně.



Obrázek 3: Typový výkres motorového vozu M152.0 [7]

Skříň vozu byla diferenciální konstrukce. Pod podlahou vozu se nacházel vodou chlazený vznětový šestiválec LIAZ ML 634 o výkonu 155 kW. Přenos výkonu z motoru na dvojkolí byl realizován automatickou hydromechanickou převodovkou, kardanovým hřídelem a reverzní nápravovou převodovkou (mechanický přenos výkonu). Uspořádání dvojkolí bylo A'1'. Maximální dosažitelná rychlost byla 80 km/h. Délka přes nárazníky činila 13 970 mm, hmotnost plně obsazeného vozu (55 sedících a 40 stojících cestujících) činila 24 t. Vozy byly provozovány jak na normálním rozchodu 1 435 mm, tak i na širokém rozchodu 1 520 mm na východním Slovensku. Celkem bylo těchto motorových vozů mezi lety 1973 - 1982 vyrobeno 680 kusů. Kromě těchto bylo mezi lety 1976 - 1983 vyrobeno také 909 konstrukčně odpovídajících vlečných vozů (bez stanoviště strojvedoucího). Tento typ se stal nejrozšířenějším typem motorových vozů v síti jak ČSD, tak i nástupnických ČD a ZSSK. [7]

2.2 Současnost

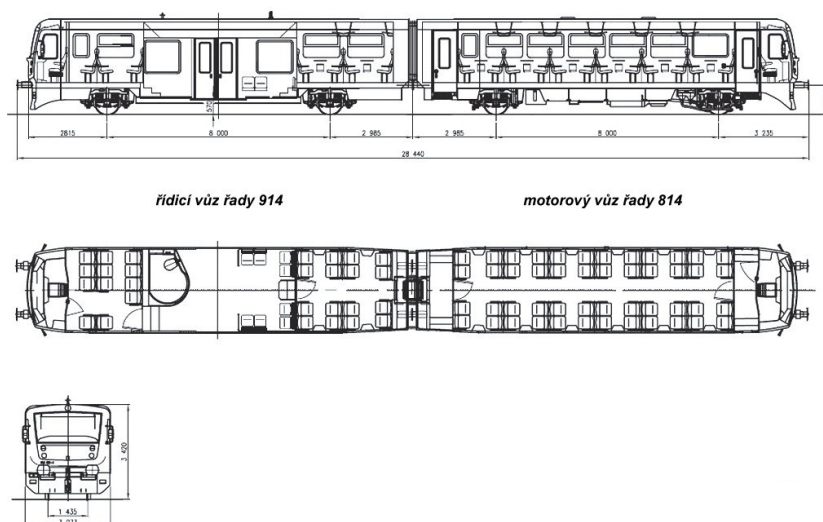
Na začátku 90. let se v provozu začaly objevovat první částečně nízkopodlažní tramvaje a tento trend se brzy začal přelívat i na železniční koleje. Výhody nízkopodlažních vozidel jsou zřejmé a sice rychlejší nástup i výstup ve stanicích a pak také snazší nástup cestujících s omezenou schopností pohybu, dětských kočárků a invalidních vozíků. Z hlediska mezinárodních norem UIC je nízkopodlažní železniční vozidlo takové, kde je nástupní hrana ve výši 550 mm nad temenem kolejnice. Trend nízkopodlažních vozidel s sebou samozřejmě nese i nové nároky na konstrukci a stavbu vozidel.

Na přelomu 20. a 21. století se tedy na kolejích začínají objevovat motorové vozy, které již mají nějakou část nízkopodlažní. Zprvu se kvůli úspoře nákladů jedná o přestavby starším motorových a vlečných vozů v částečně nízkopodlažní motorové jednotky. Kromě toho na koleje začínají vyjíždět i úplně nové částečně nízkopodlažní motorové vozy a to jak dvou-, tak především čtyřnápravové stroje.

2.2.1 řada 814

V rámci plánu na obnovu vozového parku a zlepšení kultury cestování z konce 90. let 20. století vznikl prototyp vlečného vozu 010 s nízkopodlažní částí. Provoz ale ukázal, že toto řešení s neprůchozími vozy není ideální. Další vývoj komplexních přestaveb a rekonstrukcí motorových vozů řady 810 tedy směřoval ke vzniku motorové jednotky s průchozími čely, jejíž hnací vůz byl upravený motorový vůz řady 810, který zůstal nízkopodlažní, a jejíž řídicí vůz, který získal nízkopodlažní část, byl původní přípojný vůz 010. Kromě této dvou-vozové motorové jednotky vznikla i tří-vozová, kde byl nízkopodlažní vůz umístěn doprostřed mezi dva motorové vozy (výkon třívozové jednotky je tedy dvojnásobný).

Upravená kostra vozů byla převzatá z motorových vozů řady 810. Z původních vozů je převzato téměř 80 procent původní konstrukce. Oproti předchozímu vozu 810 je změněn hnací agregát a to na šestiválcový přeplňovaný diesellový motor Tedom o výkonu 242 kW. Jiný je i přenos výkonu z motoru na dvojkolí, který je zajišťován čtyřstupňovou hydromechanickou převodovkou Voith a nápravovou převodovkou (hydromechanický přenos výkonu). Uspořádání dvojkolí je $A'1' + 1'1' (+ A'1')$. Pojezd vozů byl kompletně převzat z předchozí řady 810, v řadě 814 je tedy použit jednonápravový neotočný podvozek VÚKV typ 8-807.8 (viz. obrázek 3). Celkem takto přestavbou vzniklo v ParsNova Šumperk pro ČD 126 jednotek, z toho 100 dvou-vozových. Maximální dosažitelná rychlost i nadále je 80 km/h. Délka přes nárazníky činí 28 440 mm (42 410 mm u tří-vozové), hmotnost plně obsazené dvou-vozové jed-



Obrázek 4: Typový výkres dvou-vozové motorové jednotky řady 814 [8]

notky (76 + 8 sedících a 105 stojících cestujících) činí 54,8 t a hmotnost plně obsazené tří-vozové jednotky (127 + 8 sedících a 151 stojících cestujících) činí 81 t.[8]

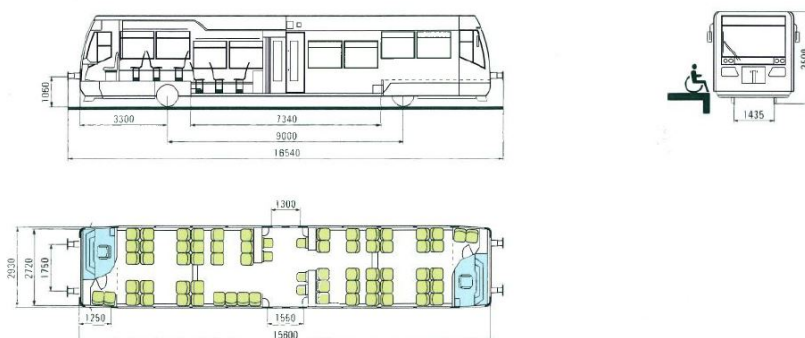
2.2.2 řada 813

Na podobném principu přestavby motorových vozů řady 810 vznikla i dvou-vozová motorová jednotka řady 813. Rozdíl oproti řadě 814 je ten, že v tomto případě použit je použit vznětový motor MAN o výkonu 257 kW, maximální dosažitelná rychlost je 90 km/h, délka přes nárazníky činí 28 820 mm a i obsaditelnost je tedy o jednotky pasažérů vyšší. Motorové jednotky řady 813 vznikly přestavbou v ŽOS Zvolen především pro ZSSK.

2.2.3 Baureihe 672

Na konci 90. let 20. století byl německou firmou Deutsche Waggonbau AG v Bautzenu (dnes součást Bombardier) vyráběn částečně nízkopodlažní dvou-nápravový motorový vůz, který na rozdíl od výše zmíněných nevznikl přestavbou starších motorových vozů, ale novostavbou. Hlavní motivací pro vývoj tohoto vozu byla snaha o úsporu nákladů s ohledem na ekonomičnost provozu na méně vytížených regionálních tratích. Specifikou tohoto vozu bylo, že součástí interiéru nebyla toaleta, v konstrukci byly využity některé komponenty z tramvají i autobusů a vůz byl evidován jako regionální tramvaj. Stanoviště

strojvedoucího byla umístěna na obou koncích vozu v neprůchozích čelech. Do soupravy lze spojovat až tři motorové vozy říditelné z jednoho stanoviště.



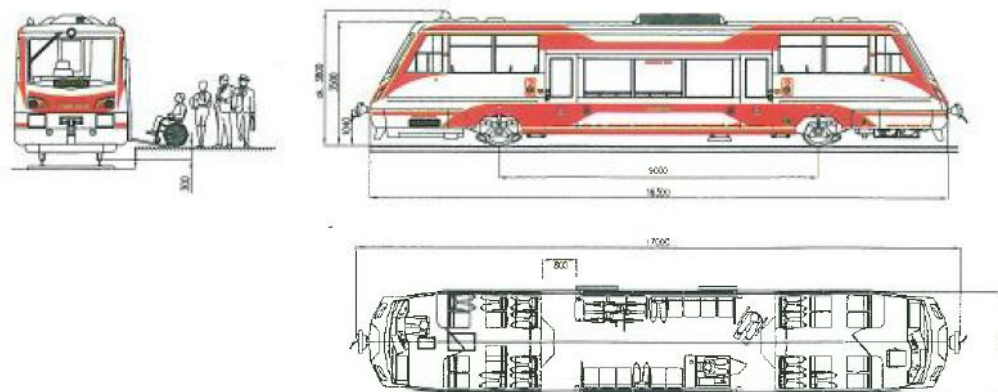
Obrázek 5: Typový výkres motorového vozu LVT/S [9]

Skříň vozu byla diferenciální konstrukce z korozivzdorné oceli s pouze dvěma páry dvoukřídlých dveří umístěných uprostřed vozu. Pohon vozu zajišťuje vznětový šestiválcový motor Volvo o výkonu 265 kW s automatickou mechanickou převodovkou, které jsou umístěny pod podlahou vozu ve vysokopodlažní části vozu. Uspořádání dvojkolí bylo A'1'. Maximální dosažitelná rychlost činí 100 km/h, což vozu umožňuje i účast v provozu na hlavních tratích. Délka přes nárazníky byla 16 540 mm, rozvor 9 000 mm, hmotnost plně obsazeného vozu (64 sedících a 41 stojících cestujících) činí 29 t. Celkem bylo těchto motorových vozů mezi lety 1996 - 1999 vyrobeno 24 kusů.

2.2.4 PKP SA105

Na přelomu 20. a 21. století byl polskou firmou ZNTK Poznaň vyvinut koncept modulárního částečně nízkopodlažního motorového vozu 213M Regio Tramp pro provoz především na lokálních tratích. Modulárnost stavby umožňovala jak stavbu samostatného motorového vozu, tak i až tří-vozové jednotky. Vývoj byl primárně zaměřen na stavbu lehké vozové skříně jednak z důvodu nápravového tlaku, tak i kvůli snížení provozních nákladů. Stanoviště strojvedoucího byla umístěna na obou koncích vozu v neprůchozích čelech. Vozidlo bylo vybaveno automatickým spřáhlem Scharfenberg a je možné do soupravy spojovat dva motorové vozy říditelné z jednoho stanoviště.

Skříň vozu byla diferenciální konstrukce z vysokopevnostní oceli z důvodu snížení hmotnosti. Nástup a výstup cestujících byl u samostatného vozu řešen dvěma páry jednokřídlých dveří, v případě jednotky jedním párem dvoukřídlých dveří uprostřed vozu. Pohon vozu je zajišťován vznětovým šestiválcovým motorem MAN o výkonu 257 kW umístěného ve vysokopodlažní části vozu.



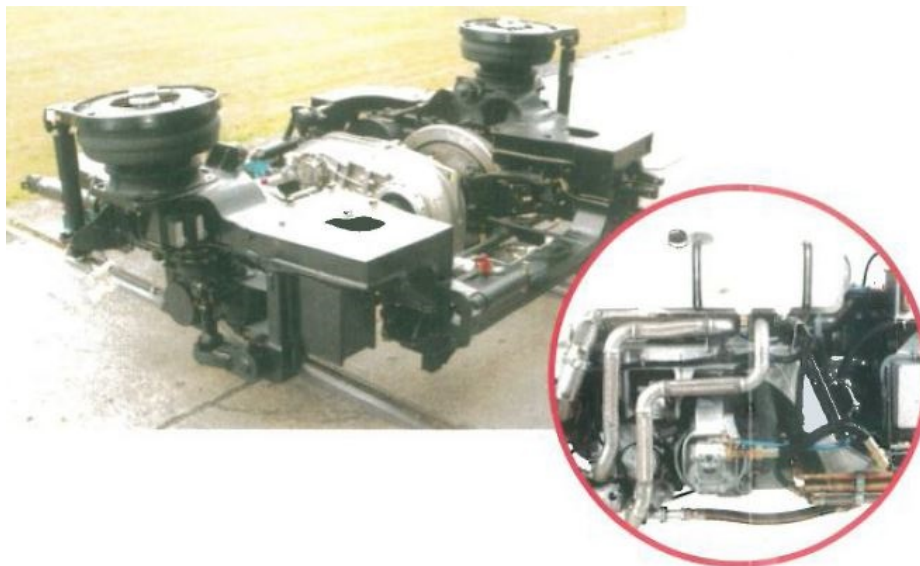
Obrázek 6: Typový výkres motorového vozu 213M Regio Tramp [10]

Uspořádání pojezdu bylo A'1'. Na voze je využito jednonápravových podvozků s vedením dvojkolí šikmými pryžovými bloky v rozsoše. Maximální dosažitelná rychlost činí 110 km/h. Délka skříně činí 17 720 mm, rozvor 9 000 mm, hmotnost plně obsazeného vozu (38 sedících a 44 stojících cestujících) činí 30 t. Celkem bylo těchto motorových vozů mezi lety 2002 - 2007 vyrobeno 7 samostatných a 10 dvou-vozových.

2.2.5 Baureihe 618

Koncem 90. let 20. století byl francouzskou firmou Alstom vyvinut koncept motorové šesti-vozové jednotky LIREX. Ve stavbě jednotky bylo využito jedno- až dvounápravových vozů, jednotka byla rozdělena na dvě samostatné části. Modulární stavba umožňovala výrobu jak diesel-elektrických, tak i čistě elektrických a i hybridních vozidel. V případě využití hybridního pohonu (elektrická jednotka s bateriemi) bylo využito akumulátorů o celkové kapacitě 12 kWh. Celá jednotka byla vůbec jako první motorový vlak plně nízkopodlažní, pohonné ústrojí bylo umístěno na střeše vozidla. Vzhledem k maximální dosažitelné rychlosti 160 km/h byla jednotka označována jako ICE (vysokorychlostní železnice v Německu) pro regionální tratě. Hlavní motivací pro vývoj bylo snížení hmotnosti vozidla, snížení produkovaných emisí a jednoduchá modulární stavba s využitím komponent jiných vozidel.

Specifikou této motorové jednotky byl pojezd, jak je vidět na obrázku 7, ve kterém bylo využito, na rozdíl oproti jiným motorovým vozům s pojezdem např. typu Rybák, či VÚKV, jednonápravových otočných podvozků, což umožňovalo onu již výše zmíněnou vysokou dosažitelnou rychlost. Vypružení bylo dvoustupňové, primární pomocí vinutých pružin a sekundární



Obrázek 7: Jednonápravový podvozek motorové jednotky LIREX [11]

pomocí pneumatických pružin. U hnaných podvozků byl elektromotor spolu s nápravovou převodovkou umístěn v rámu podvozku.



Obrázek 8: Typový výkres půlky motorové jednotky LIREX [11]

Celkový výkon šesti-vozové jednotky činil 1 352 kW. Uspořádání dvojkolí bylo $A' + 1'A' + A' + A' + A'1' + A'$. Délka přes automatická spřáhla činila 68 490 mm, hmotnost prázdné jednotky 160 t, obsaditelnost byla závislá na uspořádání interiéru, v maximálním využití dosahovala 230 sedících a 131 stojících cestujících.

2.2.6 Baureihe 654

Motorová jednotka RegioSprinter je částečně nízkopodlažní motorová jednotka, jejíž uspořádání pojezdu je $A' + 2' + A'$. Jedná se tedy o přechod mezi čistým využitím jedno-nápravových pojezdů a klasických podvozků. Tato motorová jednotka německé řady 654 byla vyráběna mezi lety 1995 - 1996 německou vagónkou Siemens-Duewag. Motivací pro vývoj této jednotky

byl především tlak německých dopravních svazů objedávajících veřejnou dopravu na nízkopodlažnost a ekonomičnost provozu. Podobně jako německá řada 672, byla i 654 primárně určena pro lokální tratě, v Německu někdy nazývané regionální tramvaj, a proto také do původních jednotek nebyla instalována toaleta. Pro následný provoz v České republice pak tato musela být dodatečně instalována.



Obrázek 9: Motorová jednotka RegioSprinter v barvách společnosti AŽD [12]

Skříň vozu byla ocelová diferenciální konstrukce s využitím hliníkových částí, což byl jeden z prvních případů využití tzv. hybridní stavby. Pohon jednotky zajišťuje dvojice vznětových motorů MAN o jmenovitém výkonu 198 či 228 kW s pětistupňovou automatickou převodovkou, které jsou umístěny ve vysokopodlažní části vozu. Maximální rychlost činila 120 km/h, což vozu umožňovalo bezproblémový provoz na hlavních tratích. Délka přes nárazníky byla 25 170 mm, hmotnost plně obsazené jednotky (74 + 10 sedících a 100 stojících cestujících) činila 49,2 t. Celkem bylo těchto motorových jednotek vyrobeno 40 kusů.

2.3 Shrnutí

Následující tabulka 1 shrnuje výše popsané konstrukční prvky u vybraných dvou-nápravových motorových vozů. Do tohoto souhrnu byly vybrány klasické dvou-nápravové vozy, tedy motorový vůz řady 801, 810, motorová dvouvozová jednotka řady 814, motorový vůz Baureihe 672 a motorový vůz PKP SA105. Základním kritériem pro výběr byla¹ čistá dvounápravovost jednotlivých vozů, tedy jak v případě samostatných vozů, tak i v případě jednotky.

Do porovnání byly vybrány tři konstrukční skupiny. Těmi jsou 1. technické parametry vozu, 2. pohon s přenos výkonu a 3. stavba. Do první skupiny parametrů vozu patří délka přes nárazníky, rozvor, hmotnost plně obsazeného vozu a maximální dosažitelná rychlost. Do druhé skupiny spadá výkon, přenos výkonu z motoru na dvojkolí a uspořádání dvojkolí. A to poslední skupiny byla zařazena hrubá stavba skříně, procentuální nízkopodlažnost a počet vyrobených kusů.

¹s ohledem na zadané téma diplomové práce

Motorové vozy	801	810	814	672	105
délka [mm]	12 100	13 970	28 440	18 540	17 720
rozvor [mm]	6 500	8 000	8 000	9 000	105
hmotnost - obsazený [t]	21	24	54,8	29	30
maximální rychlost [km/h]	60	80	80	100	100
výkon [kW]	113	155	242	265	257
přenos výkonu	M	HM	HM	M	-
uspořádání dvojkolí	A'1	A'1	A'1+1'1	A'1'	A'1'
hrubá stavba	dif.	dif.	dif.	dif.	dif.
nízkopodlažnost [%]	0	0	20	42	56
počet vyrobených kusů	549	680	126	24	17

Tabulka 1: Shrnutí základních konstrukčních dat

Zjištěné údaje shrnuté v tabulce 1 budou následně zohledněny při vlastním návrhu motorového vozu.

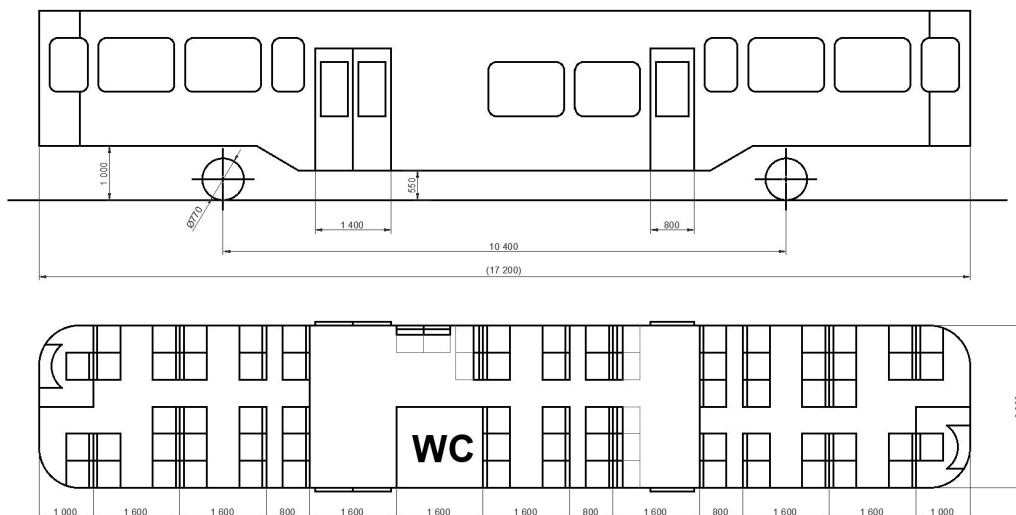
3 Návrh

Základní funkcí malého motorového vozu je přeprava cestujících na lokálních tratích, které se obecně vyznačují nízkou traťovou rychlostí, nízkou únosností, oblouky o malých poloměrech, vysokou četností zastávek a relativně nízkým počtem přepravených cestujících, když se jedná o regionální trať, a s vyšším počtem přepravených osob, pokud se jedná o příměstské trať. Při návrhu motorového vozu pro provoz na těchto tratích je třeba tyto výše zmíněné skutečnosti brát v potaz a samotnou konstrukci jim následně vhodně přizpůsobit.

Motorové vozy na těchto tratích by se tedy měly především vyznačovat nízkou hmotností z důvodu omezení nápravových tlaků na méně únosných tratích, schopností projíždět oblouky o nízkých poloměrech a dobrými trakčními vlastnostmi, především dobrým rozjezdem. Dalším důležitým kritériem je i univerzálnost těchto typů železničních vozidel, kdy je vyžadován jak provoz na řídicí osídleném venkově, tak i v hustěji osídleném příměstě ale i případný kratší provoz na koridorových tratích. Dnešní doba kromě těchto klade na konstruktéry i další požadavky, kterými jsou především částečná nízkopodlažnost vozidel určená jak pro snadnější nástup osob s omezením pohybu, tak pro rychlejší výstup a nástup cestujících ve stanicích a zastávkách s horšími nástupišti. Obecně nízkopodlažnost působí příznivě na rychlost výstupu a nástupu cestujících, což vede k úspoře času strávených stojícími vozidly ve stanicích a zastávkách. Dalším důležitým požadavkem této doby je i důraz na ekologičnost a ekonomičnost provozu.

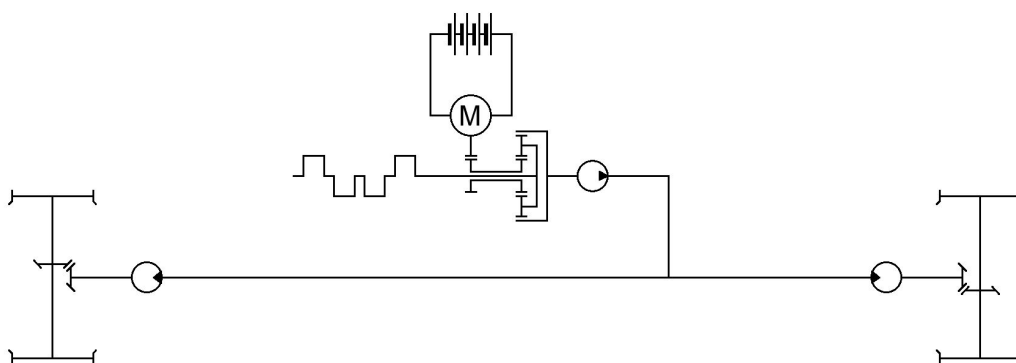
Při návrhu motorového vozu, který je předmětem této diplomové práce, byla snaha využít jak osvědčených prvků z konstrukcí dřívějších vozidel kolejových i silničních, tak i inovativních možností, které dnešní doba přináší. Byl tedy proveden návrh nízkopodlažního motorového vozu s přibližnou kapacitou 70 sedících cestujících. Tato kapacita vycházela z požadavků objednavatelů veřejné dopravy pro provoz na lokálních (převážně regionálních) tratích z posledních několika let. Při standardním rozvoru dvounápravového motorového vozu s neotočnými podvozky, který z důvodu průjezdu obloukem činí 9 000 mm, by ovšem bylo velice složité dosáhnout dostatečné nízkopodlažnosti, a proto byl vymyšlen inovativní koncept otočných jednonápravových podvozků, který umožnil zvýšit rozvor vozu a tím pádem i jeho nízkopodlažnost. Základní koncept vozu, který byl následně dále upravován, lze vidět na obrázku 10.

Další možností pro inovativní řešení bylo řešení pohonu. Základním zdrojem energie by měl být spalovací vznětový motor o přibližném výkonu 250 kW, který by byl spolu s dalšími komponentami pohonu umístěn na střeše vozidla v jeho nízkopodlažní části. S ohledem na eliminaci neodpružených



Obrázek 10: Koncept typového výkresu navrhovaného motorového vozu

hmot a dřívější úspěšné nasazení bylo rozhodnuto o využití hydrostatického pohonu. Z důvodu dobré trakce při častých rozjezdech bylo vyhodnoceno jako nejvýhodnější pohánění obou náprav. S ohledem především na ekologičnost, ale i na ekonomičnost provozu bylo rozhodnuto o využití hybridního pohonu. Stavební strukturu tohoto pohonu lze vidět na obrázku 10.



Obrázek 11: Koncept hybridního pohonu navrhovaného motorového vozu

Tento pohon ve zkratce funguje tak, že základním zdrojem energie je spalovací motor o výkonu cca. 250 kW.² Tento motor je napojen na unašeč planet planetové převodovky. Na její centrální sluneční kolo je následně mechanicky připojen elektromotor, který může fungovat jako motor i jako generátor a

²například katalogový dieselový motor CAT C7.1 - 240 kW[13]

který je elektricky spojen s akumulátory či superkapacitory. Na korunové kolo je následně připojeno čerpadlo hydrostatického přenosu výkonu. U obou náprav pak jsou čerpadla, která tlak kapaliny mění zpět na mechanický moment, který je přes nápravovou převodovku s kuželovým ozubením přenášen na samotné nápravy. V generátorickém režimu může elektromotor fungovat jak při stání vozidla se zapnutým spalovacím motorem například při stanicování, tak i při brzdění, kdy hydrostatika funguje v opačném směru. V motorickém režimu může elektromotor pracovat například při rozjezdech jako podpora spalovacího motoru, nebo při dlouhodobější jízdě rovnoměrným pohybem. Podrobně se pohonu a využití hybridního pohonu věnuje kapitola 3.3

3.1 Návrh vozu

3.1.1 Vogelova metoda

Vozidlo při průjezdu obloukem může zaujmout tři pozice. Pakliže uvažujeme, že přední vodící dvojkolí nabíhá na vnější kolejnici, potom zadní dvojkolí

1. nabíhá na vnější kolejnici a vozidlo zaujímá pozici v **tětivové poloze**
2. nenabíhá na žádnou kolejnici a vozidlo se nachází ve **statické poloze**
3. nabíhá na vnitřní kolejnici a vozidlo se nachází ve **vzpříčené poloze**

Jednoduché vyšetření polohy vozidla v oblouku lze provést graficky **Vogelovou metodou**.

Pro tento výpočet je nutné znát šířku kolejového kanálu, která u nového dvojkolí činí $2\sigma = 1435 - 1426 = 11\text{mm}$ a která se pro poloměry koleje menší než 275 m zvětšuje o rozšíření koleje

$$\delta e = \frac{7150}{R} - 26 \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

Maximální možné rozšíření koleje ovšem činí 16 mm. V takovémto případě pak šířka kolejového kanálu činí $2\sigma = 27\text{mm}$.

Z důvodu grafického znázornění velkého oblouku je třeba optimálně zvolit měřítko, přičemž pro

- příčný posuv je obvykle měřítko $1 : m = 1 : 1$
- podélný posuv je obvykle měřítko $1 : n = 1 : 20$ či $1 : n = 1 : 50$

Po použití měřítek se kruhový oblouk přemění v část elipsy, kterou lze nahradit parabolou:

$$y = \frac{x^2}{2R} \quad (2)$$

Pro výpočet Vogelovou metodou byl uvažován kruhový oblouk o poloměru $R = 100$ m, rozvor vozu $b = 10\,400$ mm a šířka kolejového kanálu $2\sigma = 10$ mm. Šířka kolejového kanálu byla rozšířena dle rovnice (1)

$$\delta e = \frac{7150}{R} - 26 = 45,5 > 16 \rightarrow \delta e = 16 \text{ mm}$$

$$2\sigma = 10 + 16 = 26 \text{ mm}$$

Měřítka byla následně zvolena:

- $1 : m = 1 : 1$ pro příčný posuv
- $1 : n = 1 : 50$ pro podélný posuv

S využitím rovnice (2) byla sestavena tabulka 2 pro grafické řešení³.

x	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500
$\frac{x}{n}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
y	1	4,2	9,4	16,7	26	37,5	51	66,7	84,4	104,2	126
y_1	27	30,2	35,4	42,7	52	63,5	77	92,7	110,4	130,2	152

Tabulka 2: Hodnoty pro grafické řešení

Z grafického řešení⁴ průjezdu dvounápravového vozidla obloukem o poloměru $R = 120$ m vyplývá, že vozidlo v takovémto oblouku zaujme vzpříčenou polohu s přesahem 100 mm. Tato hodnota je ovšem s ohledem na navrhovanou natáčivost dvojkolí přijatelná.

3.1.2 Heumannova metoda

Na vozidlo projíždějící obloukem působí příčné síly kvazistatického charakteru a síly dynamické. Těmito jsou:

- příčné setrvačné síly odstředivé
- příčné složky sil ve spráhlech

³Vypočtené hodnoty byly zaokrouhleny na jedno desetinné místo, což je pro grafickou metodu dostačující

⁴Grafické řešení je přílohou této práce

- příčné síly od tření v talířích nárazníků
- moment odporu vůči natočení vozidla vůči spodku vozidla

příčemž všechny tyto síly se musejí přenést z vozidla na kolej ve styku kola s kolejnicí.

Pro výpočet je nutné znát moment odstředivé síly B:

$$B = \frac{m_v v^2}{R} \quad (3)$$

$$M_B = B \cdot \frac{b}{2} \quad (4)$$

kde b je rozvor vozu.

Dle Heumannovy poučky o minimu řídicí síly lze konstatovat, že vozidlo v oblouku s příčně pevným dvojkolím zaujme takovou polohu, při níž vzniklá řídicí síla bude minimální.

Z důvodu grafického znázornění velkého rozvoru vozu je třeba optimálně zvolit měřítko, přičemž pro

- délky se obvykle volí měřítko $1 : m_l = 1 : 30$ či $1 : m_l = 1 : 50$
- momenty se měřítko vypočítá $1 : m_M = 2Qf m_l$, kde $Q = \frac{m_v g}{n}$, kde n je počet kol

V případě, že by vozidlo v oblouku zaujalo vzpříčenou polohu, je třeba tuto vypočítat:

$$x_{vzp} = \frac{b}{2} + \frac{2\sigma R}{b} \quad (5)$$

Následně lze změřit moment řídicí síly M_{P1} a řídicí sílu P_1

$$P_1 = \frac{M_{P1}}{b} \quad (6)$$

V případě, že vozidlo v oblouku zaujalo vzpříčenou polohu, lze také změřit moment nepravé řídicí síly M_{P2} a nepravou řídicí sílu P_2

$$P_2 = \frac{M_{P2}}{b} \quad (7)$$

Pro výpočet Heumannovou metodou byl uvažován kruhový oblouk o poloměru $R = 300$ m, rozvor vozu $b = 10\,400$ mm, hmotnost vozu $m_v = 20$ t, šířka kolejového kanálu $2\sigma = 15$ mm, součinitel tření $f = 0,25$ a rychlost průjezdu obloukem $v = 10 \frac{m}{s}$.

Měřítko byla následně zvolena:

- pro délky $m_l = 1 : 50$
- pro momenty $m_M = 2Qfm_l = 490,5 \frac{kNcm}{cm}$, kde $Q = \frac{mvg}{4} = 49,05 kN$

Po zakreslení rozvoru a rozchodu vozidla a zakreslení čáry momentů třecích sil byl dle rovnice (4) vypočten moment odstředivé síly $M_B = 13,3 kN$ (úsečka DF').

V určitém okamžiku jsou moment třecích sil a moment odstředivé síly shodné (polopřímka DE)⁵. Na této polopřímce DE vznikne bod L ve stejné horizontální vzdálenosti od středu otáčení vozu, jako zadní dvojkolí. Vzdálenost LF' pak odpovídá momentu řídicí síly $M_{P_1} = 143,7 kNm$. Velikost řídicí síly pak dle rovnice (6) je $P_1 = 13,81 kN$.

Z grafického řešení⁶ průjezdu dvounápravového vozidla obloukem o poloměru $R = 300 m$ vyplývá, že vozidlo v takovémto oblouku zaujme statickou polohu. Pravá řídicí síla pak bude $P_1 = 13,81 kN$, nepravá řídicí síla se při průjezdu takovýmto obloukem nebude vyskytovat. Řídicí síly P_1 byla následně využita pro dimenzování pružin vratného mechanismu a také byla použita jako jedna ze zátěžných sil působících na rám podvozku v pevnostním výpočtu MKP.

3.1.3 Zúžení vozidla

Z hlediska evropských norem TSI⁷ jsou šířkové a výškové rozměry kolejových vozidel omezeny z důvodu vyloučení vzájemné kolize vozidel a kolize vozidel se stavbami a dalšími zařízeními umístěnými okolo trati. Těmito normami se musejí řídit jak stavby podél trati, které jsou omezeny průjezdným průřezem, tak i vozidla, která nesmějí svou velikostí ani při vybočení přesáhnout vztažnou linii obrysu vozidla. Mezi vztažnou linií obrysu vozidla a průjezdným průřezem je ještě bezpečnostní mezera. Norma pak definuje statický a kinematický obrys pro vozidla.[1]

Vozidlo v přímé koleji může být příčně vysunuto ze souosé polohy z důvodu příčné vůle dvojkolí v kolejí a příčné vůle v pojezdu. V oblouku se pak k těmto přidává ještě vliv geometrických poměrů. Mezi vůle v pojezdu lze zařadit příčnou vůli v uzlu nápravového ložiska, příčnou vůli příčného vypružení skříně oproti rámu podvozku, příčnou odlehlost otočného čepu podvozku a příčné vysunutí bodů na ose nepodvozkového vozidla. Příčné posuvy jsou pak vymezeny nárazkami. Při konstrukci pak je ještě nutné počítat s nakláněním vozidla. Norma proto uvádí pojem obrys pro vozidla, který vymezuje konstrukčně využitelný prostor pro vozidla. [1]

⁵tečna z bodu D na čáru momentů třecích sil

⁶Grafické řešení je přílohou této práce

⁷Technická specifikace pro interoperabilitu

Při zjišťování vztažné linie kinematického obrysu vozidla, která je definovaná normou UIC 505-1, je nutno počítat s příčným zúžením vozidla. Norma jmenuje čtyři kategorie pro výpočet jednostranného zúžení, přičemž motorový vůz se oběma hnanými nápravami spadá do kategorie hnacích vozidel. Pro výpočet je třeba znát součinitel náklonu s_z , výšku pólu naklánění h_c , vůli v ložisku q , v kolébce w_∞ a v narážkách mezi podvozkem a skříní vozidla při průjezdu obloukem o poloměru $R = 250$ m a $R = 150$ m a to jak pro vnitřní w_i , tak vnější w_a . Při výpočtu se pak postupuje ve třech krocích a těmi jsou:

1. výpočet kinematického zúžení z

$$z = \frac{s}{30} \cdot (h - h_c) \quad (8)$$

kde h je výška vyšetřovaného bodu od temene kolejnice. Vyšetřují se ty body, kde se mění vztažná linie kinematického obrysu vozidla.

2. výpočet vnitřního zúžení E_i
→ platnost podmínky

$$an - n^2 + \frac{p^2}{4} - 500(w_\infty - w_{i(250)}) \leq 7,5^8 \quad (9)$$

kde p je rozvor podvozku a $n = \frac{a}{2}$, kde a je rozvor vozu.
→ je-li podmínka splněna, pak je vnitřní zúžení E_i :

$$E_i = \frac{1,465 - d}{2} + q + w_\infty + z - 0,015 \quad (10)$$

kde d je rozchod dvojkolí, norma určuje $d = 1,41$ m.
→ není-li podmínka splněna, pak je vnitřní zúžení E_i :

$$E_i = \frac{an - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} + q + w_{i(250)} + z + [x_i]_{>0} - 0,03 \quad (11)$$

kde $x_i = \frac{1}{750}(an - n^2 + \frac{p^2}{4} - 100) + w_{i(150)} - w_{i(250)}$

3. výpočet vnějšího zúžení E_a
→ platnost podmínky:

$$an + n^2 - \frac{p^2}{4} - 500[(w_\infty - w_{i(250)})\frac{n}{a} + (w_\infty - w_{a(250)})\frac{n+a}{a}] \leq 7,5^{(7)} \quad (12)$$

⁸hodnota 7,5 platí pro body nad 400 mm nad temenem kolejnice, pro body nižší je tato hodnota 5, avšak tyto body se obvykle nevyšetřují

kde p je rozvor podvozku a $n = \frac{l-a}{2}$, kde a je rozvor vozu a l délka vozu.
→ je-li podmínka splněna, pak je vnitřní zúžení E_a :

$$E_a = \left(\frac{1,465 - d}{2} + q + w_\infty \right) \frac{2n + a}{a} + z - 0,015 \quad (13)$$

kde d je rozchod dvojkolí, norma určuje $d = 1,41$ m.
→ není-li podmínka splněna, pak je vnitřní zúžení E_a :

$$E_a = \frac{an + n^2 - \frac{p^2}{4}}{500} + \left(\frac{1,465 - d}{2} + q \right) \frac{2n + a}{a} + w_{a(250)} \frac{n + a}{a} + z + [x_a]_{>0} - 0,03 \quad (14)$$

kde $x_a = \frac{1}{750}(an + n^2 - 120) + (w_{i(150)} - w_{i(250)}) \frac{n}{a} + (w_{a(150)} - w_{a(250)}) \frac{n+a}{a}$

Pro výpočet zúžení vozidla byl uvažován rozvor vozu $a = 7,4$ m, délka vozu $l = 17,2$ m, součinitel náklonu $s_z = 0,4$, vůle v ložisku $q = 0,002$ m, vůle v kolébce $w_\infty = 0,058$ m, vnitřní vůle v narážkách $w_{i(250)} = 0,023$ m, $w_{i(150)} = 0,018$ m a vnější vůle v narážkách $w_{a(250)} = 0,048$ m a $w_{a(150)} = 0,045$ m.

1. výpočet kinematického zúžení z
dle rovnice (8) bylo kinematické zúžení z vyšetřováno pro body o výšce h , přičemž byly vyšetřovány podezřelé body, tedy body o takové výšce od temene kolejnice, kde se mění vztažná linie vozidla. Tyto vyšetřované hodnoty h , jakož i hodnoty kinematického zúžení z jsou zaznamenány v tabulce 3.
2. výpočet vnitřního zúžení E_i
→ po dosazení do rovnice (9) vyšlo $39,7 \leq 7,5$ → podmínka platí. V takovém případě se pak vnitřní zúžení počítá dle rovnice (10), numericky tedy $E_i = 0,0725 + z$. Tyto hodnoty jsou následně zaznamenány v tabulce 3.
3. výpočet vnějšího zúžení E_a
→ po dosazení do rovnice (12) vyšlo $-12,1 \not\leq 7,5$ → podmínka neplatí. V takovém případě se pak vnitřní zúžení počítá dle rovnice (14), numericky tedy $E_a = 0,285 + z$. Tyto hodnoty jsou následně zaznamenány v tabulce 3.

Tabulka 3 shrnuje hodnoty kinematického zúžení z , vnitřního zúžení E_i a vnějšího zúžení E_a v podezřelých bodech h , v kterých se mění směr vztažné linie kinematického obrysu vozidla. Kromě toho v posledním řádku B_{VL} shrnuje normou UIC 505-1 povolený konstrukční prostor pro jednotlivé výšky v

h	1	1,17	3,25	3,7	4,01	4,31
z	0,004	0,006	0,034	0,040	0,044	0,048
E_i	0,077	0,079	0,107	0,113	0,117	0,121
E_a	0,289	0,291	0,319	0,325	0,329	0,333
B_{VL}	3,240	3,290	3,290	2,850	2,240	1,050

Tabulka 3: Hodnoty zúžení vozidla v podezřelých bodech

oblasti otočných čepů tak, že v každém okně je povolena šířka pro odpovídající výšku h (např. pro bod $h = 1,17$ m je povolený konstrukční prostor $B_{VL} = 3,29$ m).

S ohledem na vnitřní a vnější zúžení nebylo následně nutné upravit návrh stavby skříně vozu, jelikož tato již z prvotního návrhu vyhovovala normám o průjezdu vozidla obloukem.

3.2 Návrh podvozku

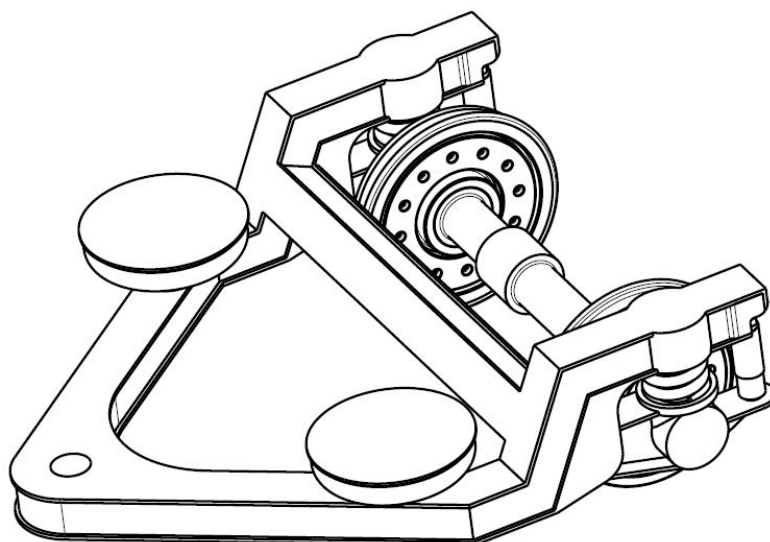
3.2.1 Navrhované varianty

Požadavek na tuto diplomovou práci byl kromě inovativního rejdového pojezdu s vratnými pružinami i návrh nízkopodlažní skříně malého regionálního motorového vozu. Zde je snaha o co největší nízkopodlažní část, která je ovšem limitovaná rozvorem vozu a vzdáleností otočných čepů, aby vozidlo bylo schopno projíždět oblouky o malých poloměrech, které jsou pro lokální tratě typické. Zde vzniká požadavek na pokud možno co nejmenší rozdíl mezi velikostmi rozvoru a vzdálenosti otočných čepů, v ideálním případě aby tyto dva rozměry byly totožné.

Při návrhu koncepce je třeba uvažovat více hledisek, tedy ne jen hledisko funkčnosti. Vzhledem ke konkurenci napříč trhem a požadavkům technických norem TSI na moderní vozidla, jsou hmotnostní optimalizace v dnešní době nevyhnutelné. Jednak z hlediska technického, tak ale i z hlediska ekonomického. Vzhledem k nezbytným komponentám, které již jsou na své hmotnostní optimalizační hranici, nezůstává mnoho příležitostí pro snižování konstrukční hmotnosti vozidel. Jednou z mála takovýchto optimalizovatelných komponent je v současnosti rám podvozku. Zajímavou konstrukční variantou se tedy jeví využití vnitřního rámu podvozku. Nevýhodami tohoto rámu je jednoznačně uložení nápravy právě v místech s největším ohybovým momentem a také značně omezený konstrukčně využitelný prostor uvnitř rámu, kdy je velice obtížné vměstnat všechny konstrukční prvky do tohoto prostoru zvláště pak, když se jedná o podvozek hnací a tedy obsahující prvky pohonu. Přes tyto nevýhody je však snaha o úsporu hmotnosti tak lákavá, že

se na tuto obtížnou cestu vydává více a více výrobců kolejových vozidel jako Siemens, Bombardier, či neaktuálněji Škoda Transportation se svým inovativním podvozkem s vnitřním rámem pro elektrickou regionální jednotkou Škoda 15Ev RegioPanter.

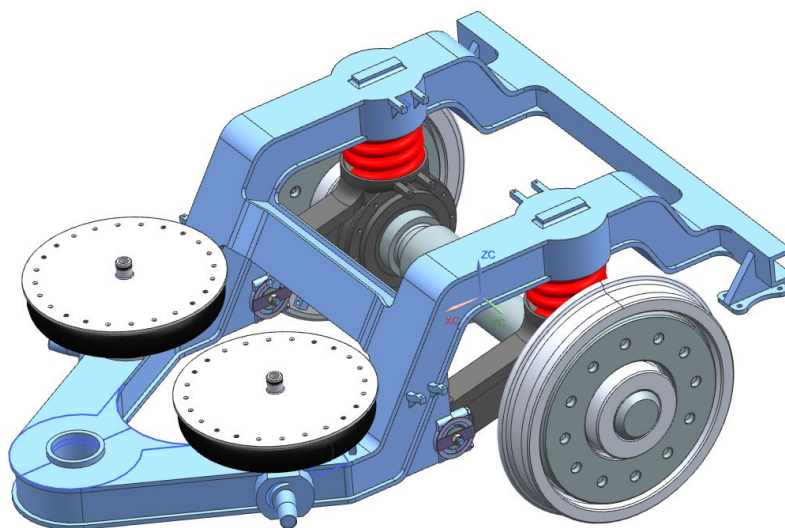
Prvotní představa o podvozku byla ta, že rám tohoto podvozku bude standardní, tedy vnější. Vedení dvojkolí bude zajišťováno kývačkou, na které bude umístěno primární vypružení řešené vinutou pružinou, sekundární vypružení pak bude uloženo na dolní části rámu a bude řešeno dvěma pneumatickými pružinami. Při zachování rozvoru vozu 10 400 mm, který je limitujícím faktorem pro průjezd vozu oblouky o malých poloměrech, pak následně vzdálenost otočných čepů činí 6 400 mm. Vzdálenost osy nápravy od osy otočného čepu totiž činí 2 000 mm. Tato koncepce je následně přehledně znázorněna na obrázku 12.



Obrázek 12: Koncepce podvozku s vnějším rámem

Následně se ukázala možnost optimalizace a změny rámu z vnějšího na vnitřní. Vedení dvojkolí bude dále zajišťováno kývačkou, na které bude umístěno primární vypružení řešené vinutými pružinami, a sekundární vypružení pak bude umístěno v dolní části rámu a bude řešeno dvěma pneumatickými pružinami. Při zachování původního rozvoru vozu 10 400 mm (limitující faktor průjezdu malých oblouků) vzrostla vzdálenost otočných čepů o celkem 1 000 mm na 7 400 mm. Toto je způsobeno tím, že vzdálenost osy nápravy od osy otočného čepu použitím vnitřního rámu klesla o 500 mm na 1 500 mm celkem. Kromě tohoto došlo i k poklesu čisté hmotnosti rámu, jak je

uvedeno níže. Koncepce s vnitřním rámem je následně přehledně znázorněna na obrázku 13. Tato varianta pak byla vybrána pro konstrukční návrh a byla dále výpočtově zkoumána.



Obrázek 13: Koncepce podvozku s vnitřním rámem

Během podrobné konstrukce druhé varianty byla objevena další možnost optimalizace rámu, která by ovšem byla spojena s velmi výraznou změnou koncepce podvozku a proto již dále nebyla především z časových důvodů řešena. V této možné variantě by byl dále využit vnitřní rám, avšak dvojkolí by bylo místo kývačky vedeno čepově, primární vypružení by bylo řešeno dvěma nízko uloženými vinutými pružinami. Díky tomu by rám mohl být umístěn níže a sekundární vypružení by bylo možno řešit za pomoci jedné velké, či dvou menších pneumatických pružin umístěných blíže ku nápravě v nižší části rámu. Díky tomu by dále bylo možné zkrátit vzdálenost osy otočného čepu od osy nápravy. Také by došlo k nižšímu namáhání otočného čepu ohybem. Otázkou zůstává velikost konstrukčních prostor pro uložení hydrostatického pohonu a nápravové převodovky.

Porovnání navržených variant

Porovnání navržených variant bude provedeno v několika kategoriích jak podle technických objektivně zjistitelných parametrů, tak i podle "konstrukčerského citu" autora. Pro hodnocení bude použita stupnice od jedné do šesti případně deseti⁹ pro odstupňování významných kritérií s větším vlivem na

⁹deseti bodů mohou dosáhnout pouze kritéria 1, 2, 5 a 8

finální řešení. V hodnocení jedna znamená nejhorší šest, případně deset naopak nejlepší možné řešení v dané kategorii a to i s ohledem na uvažovanou třetí variantu, která hodnocena přímo nebude, avšak v rovině úvah řešení ovlivňovat bude. Celkem tedy lze maximálně získat až 88 bodů. Pod značkou Var 1 je uvažován podvozek s vnějším rámem a pod Var 2 je uvažován podvozek s vnitřním rámem. Samotné porovnání variant následně znázorňuje tabulka 4.

<i>No.</i>	<i>Var 1</i>	<i>Kritérium</i>	<i>Var 2</i>
1	3	hmotnost rámu	8
2	3	vzdálenost otočných čepů	8
3	5	umístění brzdy	3
4	6	vratné zařízení	5
5	2	namáhání otočného čep	8
6	6	umístění motoru	4
7	6	konstrukční prostor	4
8	7	komplikovanost ložiskových domků	7
9	6	výrobní jednoduchost	5
10	6	servisní jednoduchost	4
11	6	kvalita vypružení	6
12	6	hlučnost	4
Σ	62	výhodnější varianta →	66

Tabulka 4: Tabulka porovnání navržených variant

Z variantního porovnání (tabulka 4) je vidět, že varianta s vnitřním rámem (Var 2) je lehce lepší než varianta s rámem vnějším. Vítězná varianta vede pouze o 4 body, což se na první pohled může zdát jako málo, avšak při podrobnější analýze je vidět, že pro variantu vnitřního rámu hovoří především menší namáhání čepu a hlavně nižší hmotnost. Nevýhody nejsou sice tak zřetelné, avšak je třeba je brát v potaz. Obecně lze konstatovat, že (i s ohledem na konstruktérskou praxi) vnitřní rám není samospása, která zajistí naprostý úspěch. Je třeba poukazovat na její výhody a snažit se dále snižovat nevýhody (omezený konstrukčně využitelný prostor, složitější servis, vyšší hlučnost atd.)

3.2.2 Výpočet nápravy

Náprava je vedle dvou kol hlavní konstrukční částí dvojkolí, které nese a vede vozidlo v koleji. Nápravu lze definovat jako válcovou konstrukční část s odstupňovanými průměry. Hlavními částmi nápravy jsou čepy, na který

dosedají ložiska, sedla těsnících kroužků, na kterých jsou umístěna těsnění ložisek, sedla nábojů pro nalisování kol, brzd a ozubených kol převodů a dřík, což je volná střední část nápravy. Železniční náprava může být vyhotovena z plného materiálu nebo může být i dutá. [1]

Výpočet hnacích náprav určuje mezinárodní norma UIC 515-3 a česká norma ČSN EN 13 104. Takovýto výpočet se skládá ze tří fází. Těmito fázemi jsou:

1. určení působících sil
2. vhodný výběr průměru dříku, čepů ložisek a dalších rozměrů
3. ověření získané varianty, kdy se vypočte napětí pro každý průřez a to se následně porovná s nejdříve přípustným

Určení působících sil

Síly, které je třeba brát v úvahu při výpočtu nápravy, jsou stanoveny tak, aby vyjadřovaly trvalé konstantní namáhání¹⁰ působící po celou dobu životnosti nápravy. Lze identifikovat tři skupiny takovýchto sil

- síly spojené s hmotnostmi v pohybu
 - $P_1, P_2 \dots$ svislé síly působící na čepy
 - $Q_1, Q_2 \dots$ svislé reakce
 - $Y_1, Y_2 \dots$ příčné síly
 - $F_i \dots$ síly od účinku nevypružených hmot
- síly spojené s brzděním (brzdné síly)
 - $F_t \dots$ síly od účinku brzd
- síly spojené s tahem (tažné síly) - jelikož síly spojené s tahem jsou vždy menší než síly spojené s brzděním, tak se tyto síly do výpočtu obvykle neuvádějí

Síly spojené s brzděním pro kotoučovou brzdu jsou:

$$F_t = \frac{\bar{P}\mu R}{\Gamma R_b} \quad (15)$$

kde $\bar{P} = \frac{Gg}{i_k}$, G je hmotnost vozidla, i_k počet kol, μ součinitel adheze, R poloměr kol, R_b střední poloměr brzdového kotouče a Γ koeficient tření mezi brzdou a kotoučem.

¹⁰náprava je namáhána ohybem za rotace

Síly spojené s hmotnostmi v pohybu se stanovují na základě:

- **referenční hmotnosti** m_1 , kterou je náprava rovnoměrně zatížena na oba čepy. Jedná se o hmotnost, která by v případě, že by působila na nápravu po celou dobu její životnosti, vytvářela stejné celkové trvalé namáhání jako měnitelné hmotnosti, kterými je náprava zatížena ve skutečnosti.

Pro motorový vůz lokálních tratí se referenční hmotnost m_1 vypočte:

$$m_1 = \frac{m_v}{i} + \frac{1,2m_c}{i} - m_2 \quad (16)$$

kde m_v je celková hmotnost vozu, i počet náprav a m_c hmotnost cestujících, která se stanoví jako suma počtu míst k sezení, 3 cestující na $1m^2$ chodbičky, 5 cestujících na $1m^2$ plošiny a 300 kg zavazadel, přičemž na norma uvádí hmotnost cestujícího 70kg.

- **referenčních hmotností** m_2 upevněných na nápravě mezi čepy (ozubená kola, brzdové kotouče). Síly F_i z této hmotnosti vyplývající se volí tak, aby se jejich účinek přičítal k účinkům sil spojených s hmotnostmi. Pro motorový vůz lokálních tratí se referenční hmotnost m_1 vypočte:

$$m_2 = m_d + m_b \quad (17)$$

kde m_d je hmotnost dvojkolí a m_b hmotnost brzdových kotoučů.

Potom tedy síly spojené s hmotností v pohybu pro řídicí nápravy (nápravy v čele vlaku) budou:

$$P_1 = (0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}) \cdot m_1 g \quad (18)$$

$$P_2 = (0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}) \cdot m_1 g \quad (19)$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 g \quad (20)$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 g \quad (21)$$

$$H = Y_1 - Y_2 \quad (22)$$

$$F_i = \frac{2}{3} \cdot m_p g \quad (23)$$

Vertikální reakce, jež jsou vždy závislé na výše zmíněných silách spojených s hmotností v pohybu:

$$Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2s - y_i)] \quad (24)$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot [P_2(b + s) - P_1(b - s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i \cdot y_i] \quad (25)$$

V rovnicích (18) až (25) je h_1 výška těžiště vozu, $2b$ vzdálenost čepů, $2s$ vzdálenost styčných kružnic, m_p hmotnost převodovky, y_i poloha síly od nevypružených hmot a R poloměr kola.

Síly spojené s hmotnostmi v pohybu ¹¹ vyvolávají moment M_x působící na nápravu. Tento moment pak je pro oblast mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice:

$$M_x = Y_1R - P_1 \cdot y - Q_1(-y - b + s) - F_i(y + y_i) \quad (26)$$

a pro oblast mezi rovinami zatížení:

$$M_x = Y_1R + P_1 \cdot y - Q_1(y - b + s) - F_i(y - y_i) \quad (27)$$

Síly spojené s brzděním ¹² vyvolávají momenty M'_x , M'_y a M'_z . Složka M'_x působí ve směru osy vozidla a je podmíněna vertikálními silami. Složka M'_y působí ve směru osy nápravy a je podmíněna tangenciálními silami. A složka M'_z působí ve směru kolmém na rovinu temene kolejnice a je podmíněna horizontálními silami. Hodnoty těchto sil jsou závislé na způsobu brzdění, což definuje tabulka 6 normy ČSN EN 13 104.

V případě využití dvou kotoučů na náboji kola jsou momenty od brzdění mezi rovinami zatížení a styčné kružnice:

$$M'_x = F_t \cdot \Gamma y$$

$$M'_y = 0$$

$$M'_z = F_t \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} y$$

a momenty od brzdění mezi rovinami styčných kružnic:

$$M'_x = F_t \cdot \Gamma(b - s)$$

$$M'_y = 0, 3F_t R$$

$$M'_z = F_t \cdot \Gamma(b - s) \frac{R_b}{R}$$

¹¹rovnice (18) až (25)

¹²rovnice (15)

Tyto výše zmíněné momenty se využijí pro výpočet výsledného momentu, se kterým se pak počítá při ověřování návrhu.

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} \quad (28)$$

kde moment $MX = M_x + \Sigma M'_x$, moment $MY = \Sigma M'_y$ a moment $MZ = \Sigma M'_z$.

Stanovení rozměrů jednotlivých částí nápravy

Při navrhování nápravy pro výpočet je třeba nejprve rozhodnout, zda bude náprava vyhotovena z plného materiálu, či bude dutá. Dále je třeba stanovit průměr nápravy pro jednotlivé části, kterými jsou čepy, sedla těsnících kroužků, sedla nábojů a dřívku.

Kontrola mezních napětí

Pro každý průměr (tedy pro každou část nápravy) se vypočte napětí v této části působící:

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi d^3} \cdot S \quad (29)$$

kde S je bezpečnost a K součinitel zvýšení (koncentrace) napětí:

$$K = \frac{(4 - Y)(Y - 1)}{5(10X)^{2,5X+1,5-0,5Y}} + 1$$

kde $X = \frac{r}{d}$, $Y = \frac{D}{d}$, r je poloměr přechodu mezi dvěma válcovými průměry, d vyšetřovaný průměr a D průměr osazení na vyšetřovaném průměru v daném řezu.

Toto vypočtené napětí se následně porovná s dovoleným napětím pro určitou ocel pro každé pásmo nápravy. Pásma se svým dovoleným napětím odlišují podle toho, zda je jejich povrch volný (Pásmo 1) nebo je-li na nich osazení (Pásmo 2). V případě duté nápravy je zavedeno ještě Pásmo 3 pro čepy a Pásmo 4 pro vnitřní povrch nápravy.

Pro výpočet nápravy byla uvažovaná hmotnost vozu $m_v = 20\,000$ kg, hmotnost cestujících $m_c = 9\,400$ kg, hmotnost dvojkolí $m_d = 840$ kg, hmotnost brzdového kotouče $m_b = 89$ kg, hmotnost převodovky $m_p = 400$ kg, výška těžiště $h_1 = 0,665$ m, vzdálenost čepů $2b = 1$ m vzdálenost styčných kružnic, $2s = 1,5$ m, poloha síly od nevypružených hmot $y_i = 0,35$ m, počet náprav $i = 2$, počet kol $i_k = 4$, součinitel adheze $\mu = 0,3$, poloměr kol $R = 0,385$ m, střední poloměr brzdového kotouče $R_b = 0,25$ m, koeficient tření mezi brzdou a kotoučem $\Gamma = 0,35$ a poloměr přechodu mezi dvěma válcovými průměry $r = 0,008$ m.

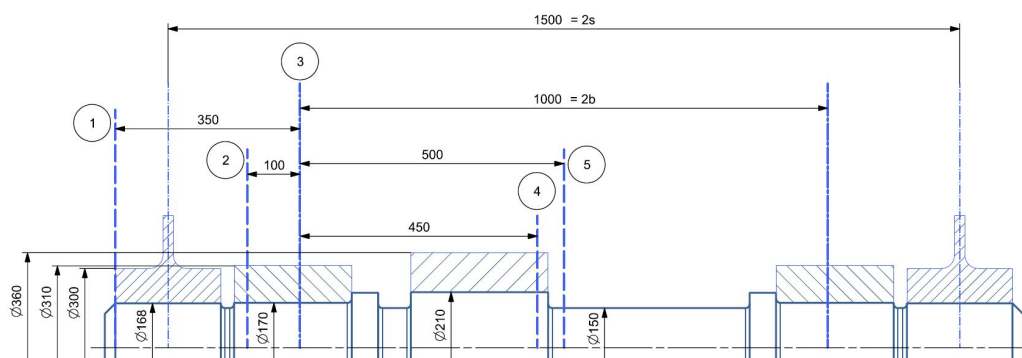
Síly od brzdění vyšly dle rovnice (15) $F_t = 95\,176,62$ N. Síly od hmotností v pohybu byly dle rovnice (18) až (25) $P_1 = 100\,235$ N, $P_2 = 68\,766,8$ N, Y_1

$= 47\,320,5\text{ N}$, $Y_2 = 23\,660,25\text{ N}$, $H = 23\,660,25\text{ N}$, $Q_1 = 99\,057,5\text{ N}$ a $Q_2 = 79\,473,9\text{ N}$, přičemž referenční hmotnosti byly dle rovnic (16) a (17) $m_1 = 13\,782\text{ kg}$ a $m_2 = 1\,858\text{ kg}$.

Následně byly zvoleny průměry jednotlivých částí, jednotlivá pásma a rozhodnuto o využití plné nápravy s využitím materiálu A1N. V jednotlivých pásmech byly určeny momenty na nápravu působící, byl proveden kontrolní výpočet a jeho porovnání s dovolenými napětími. Pro hnací nápravy platí bezpečnost $S = 1,5$ a dovolené napětí pro Písmo 1 činí 133 MPa a pro Pásmo 2 činí 80 MPa . Navržené rozměry a vypočtené hodnoty jsou shrnuty v tabulce 5.

Řez	y [mm]	d [mm]	D [mm]	MR [Nm]	σ [MPa]	Pásmo	Výsledek
1	350	168	300	14 887	76,61	P2	Vyhovuje
2	100	170	310	15 094	75,62	P2	Vyhovuje
3	0	170	310	15 179	76,05	P2	Vyhovuje
4	450	180	180	44 885	117,7	P2	Vyhovuje
5	500	180	180	44 885	117,7	P1	Vyhovuje

Tabulka 5: Shrnutí navržených a vypočtených hodnot



Obrázek 14: Schéma nápravy s vyznačenými řezy

Na obrázku 14 je přehledně zobrazeno schéma navržené nápravy se zvýrazněnými důležitými průměry (nápravy i na ní umístěných osazení) v jednotlivých řezech a také je zakótována poloha těchto jednotlivých řezů. Schéma je uvedeno mimo jiné pro to, aby byla jasná poloha řezů z tabulky 5, jelikož z důvodu využití vnitřních ložisek je výchozím nulovým bodem pro výpočet brzdných momentů řez číslo 3, tedy poloha roviny zatížení. Kótování je pak následně v obou směrech prováděno jako kladné (při využití rovnic 26 a 27 v daném znění).

3.2.3 Výpočet vypružení

Úlohou vypružení je zmenšit dynamické účinky působící na cestující mezi vozidlem a kolejí a mezi konstrukcí vozidla a agregáty v ní uložených. Dále se v této části bude hovořit pouze o vypružení pojezdu, které je složeno z pružin a tlumičů. U osobních a motorových vozů bývá vypružení nejčastěji dvoustupňově.

Primární vypružení má za úkol zmenšit dynamické účinky mezi kolejí a pojezdem. Toto vypružení osobních a motorových vozů bývá řešeno nejčastěji pomocí vinutých pružin typu flexi-coil, které lze zatížit jak osovou, tak i mimoosovou silou a lze je tedy využít i jako prvek vedení dvojkolí v příčném a částečně i podélném směru. Sekundární vypružení pak má za úkol zmenšit dynamické účinky mezi pojezdem a vozidlovou skříní a zabezpečit pohodlnou a komfortní jízdu cestujících. Toto vypružení je u vozů přepravujících cestující řešeno nejobvykleji za pomoci pneumatických pružin. Do této sekce byly po úvaze zařazeny i vratné pružiny, které mají za úkol vracet otočný polopodvozek do výchozí polohy po průjezdu obloukem. Jejich přímý vliv na komfort jízdy a zmenšení dynamických účinků na skříň vozu a rám podvozku ovšem přímo prokázat nelze.

Pro výpočet je třeba znát počet pružin primárního a sekundárního vypružení a poměr jejich tuhostí. Poté je třeba určit hmotnosti vypružených a nevypružených hmot. Těmito jsou hmotnost rámu podvozku m_p a maximální hmotnost užitečného zatížení m_{uz} :

$$m_p = \frac{1}{2} \cdot (m - m_s - 4 \cdot m_d) \quad (30)$$

$$m_{uz} = n \cdot 80 \quad (31)$$

kde m je vlastní hmotnost vozu, m_s hmotnost skříně a n maximální počet cestujících.

Poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení Y by se pak měl nacházet v intervalu $\langle Y_P; Y_L \rangle$.

$$Y_P = 2 + \frac{2m_p}{m_s} \quad (32)$$

$$Y_L = 2 + \frac{2m_p}{m_s + m_{uz}} \quad (33)$$

kde Y_P je poměr celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro prázdný vůz a Y_L pro ložený vůz.

Celková tuhost primárního a sekundárního vypružení k_{1c} a k_{2c} pro pružiny řazené do série, se pak vypočte:

$$k_{1c} = Y \cdot k_{2c} \quad (34)$$

$$k_{2c} = \frac{(1 + Y)k_c}{Y} \quad (35)$$

$$k_c = \frac{m_{uz} \cdot g}{Z_{uz}} \quad (36)$$

kde k_c je celková tuhost vypružení a Z_{uz} je celková užitečná deformace. Z těchto údajů pak lze vypočítat tuhosti jednotlivých pružin primárního k_1 , ale i sekundárního k_2 vypružení a vlastní frekvence pro prázdný f_P a ložený f_L vůz.

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{n_1} \quad (37)$$

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{n_2} \quad (38)$$

$$f_P = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s}} \quad (39)$$

$$f_L = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s + m_{uz}}} \quad (40)$$

kde n_1 je počet pružin primárního vypružení a n_2 počet pružin sekundárního vypružení.

Stlačení pružiny

- *Síly pod prázdným vozem*

$$P_{1P} = \frac{m_s + 2m_p}{n_1} \cdot g \quad (41)$$

$$P_{2P} = \frac{m_s}{n_2} \cdot g \quad (42)$$

- *Síly pod loženým vozem*

$$P_{1L} = \frac{m_s + 2m_p + m_{uz}}{n_1} \cdot g \quad (43)$$

$$P_{2L} = \frac{m_s + m_{uz}}{n_2} \cdot g \quad (44)$$

- *Stlačení pružiny pod prázdným vozem*

$$Z_{1P} = \frac{P_{1P}}{k_1} \quad (45)$$

$$Z_{2P} = \frac{P_{2P}}{k_2} \quad (46)$$

- *Stlačení pružiny pod loženým vozem*

$$Z_{1L} = \frac{P_{2L}}{k_1} \quad (47)$$

$$Z_{2L} = \frac{P_{2L}}{k_2} \quad (48)$$

Dynamické namáhání

$$\tau_{1DL} = \tau_D \cdot \frac{Z_{1L}}{Z_{1L} + Z_{1dyn}} \quad (49)$$

$$\tau_{2DL} = \tau_D \cdot \frac{Z_{2L}}{Z_{2L} + Z_{2dyn}} \quad (50)$$

Dimenzování pružin

- *Dovolené napětí*

$$\tau = \frac{16 \cdot F \cdot R \cdot K}{\pi d^3} \quad (51)$$

kde je osová síla $F = P_L$, poloměr $R = \frac{D}{2}$, průměr pružiny D , průměr drátu d , korekční koeficient $K = \frac{i+0,2}{i-1}$ a $i = \frac{D}{d}$.

- *Počet činných závitů*

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8D^3k} \quad (52)$$

kde je G modul pružnosti ve smyku.

- *Volná délka pružiny*

$$H_0 = (n + n') \cdot d + 0,1n \cdot d + Z_{dyn} \quad (53)$$

- *Vůle v narážce pod prázdným vozem*

$$v = Z_L - Z_P + Z_{dyn} \quad (54)$$

Pro dvounápravový motorový vůz byly navrženy pro primární vypružení čtyři vinuté pružiny typu flexi-coil a pro sekundární vypružení čtyři pneumatické vlnovcové pružiny. Dále byla uvažována vlastní hmotnost $m = 28\,000$ kg, hmotnost skříně $m_s = 22\,000$ kg, hmotnost dvojkolí $m_d = 1\,200$ kg, hmotnost užitečného zatížení $m_{uz} = 7\,000$ kg, celková užitečná deformace $Z_{uz} = 75$ mm, užitečná dynamická deformace primáru $Z_{1dyn} = 25$ mm, užitečná dynamická deformace sekundáru $Z_{2dyn} = 40$ mm, dovolené napětí $\tau_D = 720$ MPa a modul pružnosti ve smyku $G = 7,85 \cdot 10^4$ MPa.

	$k_c[\frac{N}{m}]$	$k[\frac{N}{m}]$
<i>primární</i>	2 884 140	721 035
<i>sekundární</i>	1 341 460	335 365

Tabulka 6: Shrnutí vypočtených tuhostí pružin

Dle rovnic (30) až (33) byl vypočten interval poměrů tuhosti, ze kterého byl následně zvolen poměr tuhosti $Y = 2,15$. Poté byla z rovnic (34) až (38) vypočtena celková tuhost $k_c = 915600 \frac{N}{m}$ a tuhosti jednotlivých pružin. Tyto tuhosti zaznamenává tabulka 6.

Následně byly pomocí rovnic (39) až (48) vypočteny vlastní frekvence, síly na pružiny působící a také stlačení pružin. Tyto hodnoty přehledně shrnuje tabulka 7.

	$f[Hz]$	$P_1[N]$	$P_2[N]$	$Z_1[mm]$	$Z_2[mm]$
<i>prázdný vůz</i>	1,027	63 765	53 955	88,4	160
<i>ložený vůz</i>	0,895	80 933	71 123	112	212

Tabulka 7: Shrnutí vypočtených sil a deformací pružin

Primární vypružení

Při návrhu pružin primárního vypružení se vycházelo z rovnic (49) až (54). V průvodním návrhu bylo počítáno se čtyřmi pružinami primárního vypružení. Ovšem po prvotních výpočtech bylo zřejmé, že toto uspořádání nebude dostatečné a proveditelné. Proto bylo přistoupeno k řešení primárního vypružení pomocí čtyř párů pružin, které budou řazeny paralelně a tedy jejich tuhost v součtu bude dostatečná. Aby toto bylo možné, tak byla celková tuhost na paralelně řazené pružiny rozpočtena v poměru 3:1. Potom tuhost větší pružiny $k_{11} = 540776 \frac{N}{m}$ a tuhost menší pružiny $k_{12} = 180259 \frac{N}{m}$, přičemž dovolené napětí pro obě pružiny bude $\tau_{1DL} = 588$ MPa.

d_{11} [mm]	40	42	44
D_{11} [mm]	200	210	220
$\frac{D_{11}}{d_{11}}$ [-]	5	5	5
K [-]	1,3	1,3	1,3
τ_{11} [MPa]	628	569	519
<i>výsledek</i>	nevyhovuje	vyhovuje	předimenzováno

Tabulka 8: Shrnutí vypočtených rozměrů pro návrh pružiny k_{11}

Z rovnic (52) až (54) pak byly pro optimální variantu ($d_{11} = 42$ mm, $D_{11} = 210$ mm) dopočteny ještě hodnoty počtu činných závitů $n = 6,1$,

volné délky pružiny $H_0 = 306,6$ mm a vůle v narážce pod prázdným vozem $v = 48,8$ mm.

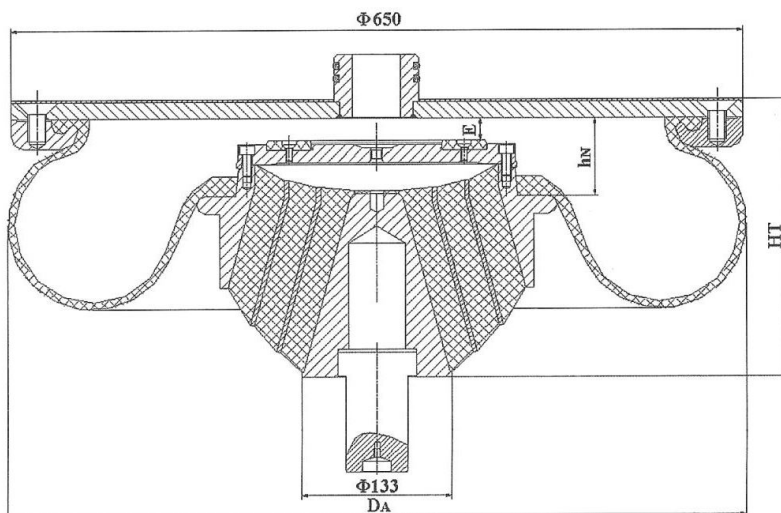
d_{12} [mm]	22	24	26
D_{12} [mm]	110	120	130
$\frac{D_{12}}{d_{12}}$ [-]	5	5	5
K [-]	1,3	1,3	1,3
τ_{12} [MPa]	684	575	490
<i>výsledek</i>	nevyhovuje	vyhovuje	předimenzováno

Tabulka 9: Shrnutí vypočtených rozměrů pro návrh pružiny k_{12}

Z rovnic (52) až (54) pak byly pro optimální variantu ($d_{12} = 24$ mm, $D_{12} = 210$ mm) dopočteny ještě hodnoty počtu činných závitů $n = 10,5$, volné délky pružiny $H_0 = 301$ mm a vůle v narážce pod prázdným vozem $v = 48,8$ mm.

Sekundární vypružení

Výběr pneumatických pružin sekundárního vypružení je odvislý od síly vyvozené tíhou loženého vozu na jednu pružinu. Těmto požadavkům odpovídá katalogová pružina SYS505/A/D/E.F68.C¹³ Řez touto pružinou je znázorněn na obrázku 15.



Obrázek 15: Řez sestavou vzduchové pružiny SYS505/A/D/E.F68.C [14]

Z tohoto obrázku a katalogových dat lze vyčíst, že maximální průměr je $D_A = 680$ mm, pracovní výška $HT = 248$ mm, konstrukční výška měchu

¹³katalog společnosti CNR, PRC[14]

$h_N = 69$ mm, vertikální vzduchová mezera $E = 20$ mm a hmotnost jedné takovéto pružiny činí $m = 68$ kg. Pružina je pro případ poruchy dodávek stlačeného vzduchu standardně vybavena pryžokovovým blokem opatřeným kluznicí pro nouzové dojetí.

Vratné pružiny

Vzhledem ke koncepci motorového vozu s rejdovými dvojkolími, které jsou zajišťovány za využití "polopodvozků", je třeba zajistit návrat těchto otočných "polopodvozků" po projetí obloukem zpět do výchozí polohy. Toto je zajišťováno inovativním symetrickým vratným pružinovým mechanismem. Pružiny v tomto případě fungují jak jako tažné, tak jako tlačné. Tato oboustranná funkce pružin je zajišťována pružinovým pouzdem s narážkami. Toto pružinové pouzdro má inverzně-pružinovou strukturu, tedy je to solid, ve kterém je drážka, do které lze "zašroubovat" dva závity pružiny. Při tlakovém namáhání pružiny zajišťuje pružina svou obvyklou činnost, avšak toto upevnění pružin by mělo umožňovat i namáhání pružiny tahem.

Při dimenzování vratných pružin lze vycházet z předpokladu, že vratná síla musí být úměrná pravé řídicí síle na dvojkolí při průjezdu obloukem. Tato síla dle Heumannovy metody činí $P_1 = 13\,810$ N. Přestože pružiny by tímto tažně-tlačným uložením měly fungovat v paralelním zapojení a tedy, že by měla stačit poloviční síla na jejich dimenzování. Ovšem s ohledem na bezpečnost a při započítání případných výrobních nedokonalostí byly pružiny dimenzovány přímo na sílu $P_1 = 13\,810$. Byla známá užitečná deformace vymezená v narážkách $w = 40$ mm.

Dimenzování pružin poté proběhlo podle rovnic (55) až (58).

$$P_1 = k * w \quad (55)$$

$$d = \sqrt{\frac{8P_1 \cdot \frac{D}{d}}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (56)$$

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 \cdot k} \quad (57)$$

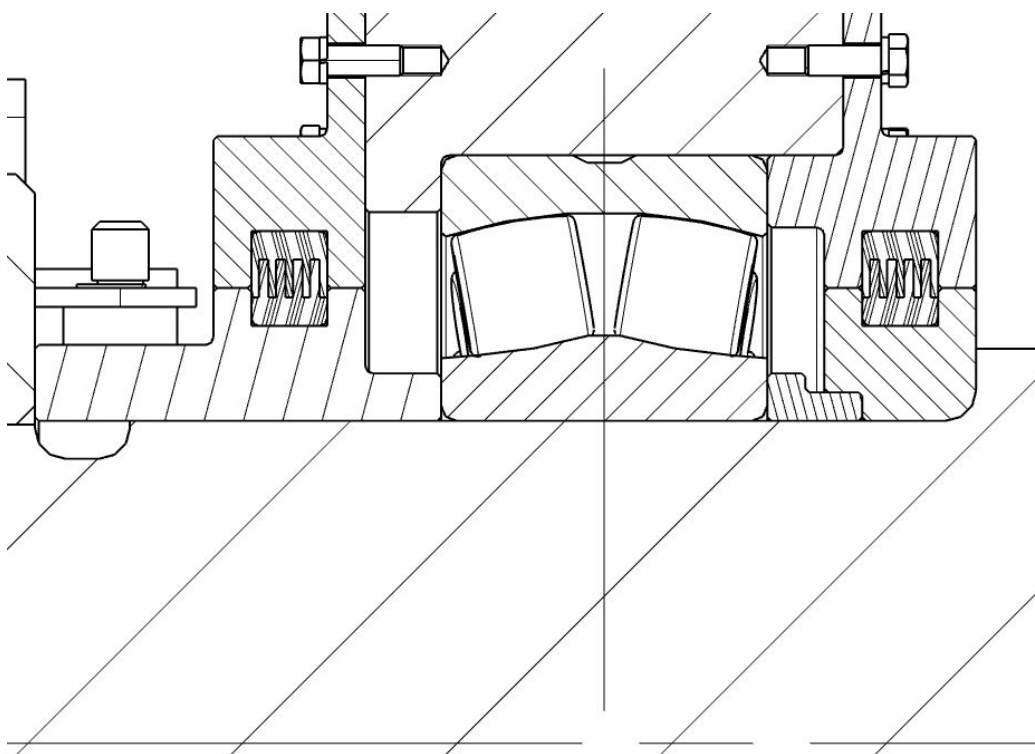
$$l = d(n + n_z) \quad (58)$$

kde $\frac{D}{d}$ bylo zvoleno 5, dovolené napětí $\tau_D = 720$ MPa, modul pružnosti ve smyku $G = 7,85 \cdot 10^4$ MPa a počet zátěžných závitů n_z byl zvolen 2,5 na každé straně pružiny, tedy $n_z = 5$.

Poté průměr drátu $d = 15$ mm, průměr pružiny $D = 75$ mm, počet činných závitů $n = 4$ a dosedová délka pružiny $l = 135$ mm. Podle těchto hodnot byly následně pružiny konstruovány.

3.2.4 Návrh ložisek

Jak již bylo výše zmíněno, podvozek byl navržen s vnitřním rámem a tedy i vnitřními ložisky. Pro tento účel se nejlépe hodilo využít dvouřadé soudečkové ložisko z katalogu výrobce ZKL. Vzhledem k výpočtu nápravy a vnitřním ložiskům byl průměr čepu zvolen o velikosti 170 mm. Poté bylo vybráno vhodné dvouřadé soudečkové ložisko, konkrétně ložisko řady 23234CW33M. [15]



Obrázek 16: Řez uložení ložiska 23234CW33M

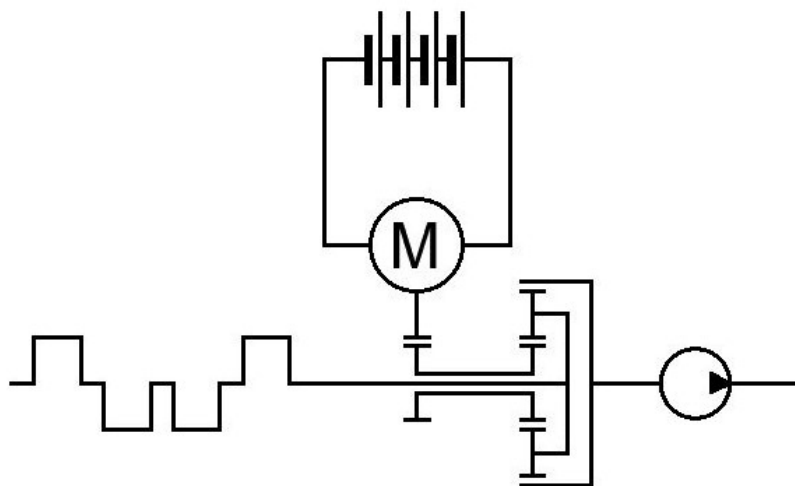
Jak je z obrázku 16 patrné, ložisková jednotka je kompletně vyráběná. Katalogové je vzhledem ke specifickému uložení ložiska pouze samotné dvouřadé soudečkové ložisko. Ložisková jednotka je z jedné strany opřena o osazení na nápravě a na druhé straně je opřena o náboj kola. Pro těsnění je použito labirintových těsnění¹⁴

Výpočet životnosti ložisek nebyl proveden z důvodu neuvedení všech potřebných dat na katalogových stránkách výrobce.

¹⁴na obrázku znázorněny pouze jednoduše

3.3 Návrh pohonu

Jak již bylo výše naznačeno, pohon byl s ohledem na zadání diplomové práce navržen pomocí spalovacího motoru o přibližném výkonu 250 kW. Tento agregátor je hlavním zdrojem energie vozu. Ovšem není jediným. Z důvodu vyšších nároků na ekologičnost a ekonomičnost provozu vozidel byl pro tento motorový vůz navržen hybridní pohon vycházející z tzv. plug-in hybridních vozidel. Jak bude popsáno níže, takovýto hybrid umí jednak využívat nejvyšší účinnosti spalovacího motoru, ale i zajistit využití ztrátové energie vzniklé brzděním a volnoběhem. Pro tyto funkce je následně třeba využití elektromotoru a úložišť elektrické energie (akumulátorů či superkapacitorů). Pro spojení těchto funkcí je využito planetové převodovky, jejíž provoz pro jednotlivé režimy je uveden níže. Pro přenos energie od spalovacího motoru s hybridními komponenty směrem ke dvojkolí byl využit hydrostatický přenos výkonu.



Obrázek 17: Zapojení plug-in hybridního pohonu

Provoz planetové převodovky

V plug-in hybridech je využito planetové převodovky, která sama o sobě má dva stupně volnosti, ale vhodným odebráním právě jednoho stupně volnosti lze dosáhnout různých distribucí toku energie. Stavební struktura je pak taková, že k centrálnímu slunečnímu kolu je připojen elektromotor, k unašeči planetových kol je připojen spalovací motor a ke korunovému kolu připojen výstup z převodovky (v tomto případě hydrostatické čerpadlo). Tato struktura je dobře patrná na obrázku 17.

Provoz planetové převodovky vychází z rovnice (59):

$$n_S + n_C \cdot (i_{SK} - 1) - n_K \cdot i_{SK} = 0 \quad (59)$$

$$i_{SK} = \frac{-Z_K}{Z_S} = \frac{(n_S - n_C)}{(n_K - n_C)}$$

kde n_S jsou otáčky centrálního slunečního kola a Z_S počet jeho zubů, n_C jsou otáčky unašeče planetových kol, n_K jsou otáčky korunového kola a Z_K počet jeho zubů.

Režimy provozu hybridního pohonu:

1. Motorický režim

Motorický režim se vyznačuje tím, že kola (respektive hydrostatické čerpadlo) jsou poháněna převážně spalovacím motorem. Zde lze rozlišovat dva podrežimy:

- (a) *Běžná jízda*, při které jsou kola poháněna pouze spalovacím motorem a centrální slunečné kolo napojené na elektromotor je zastaveno $\rightarrow n_S = 0$.

$$n_K = n_C \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{SK}}\right)$$

- (b) *Rozjezd*, při kterém jsou kola poháněna jak spalovacím motorem tak i elektrickým motorem. Centrální slunečné kolo spojené s elektromotorem se točí v kladném směru, čímž zesiluje točivý moment spalovacího motoru $\rightarrow n_S \neq 0$.

$$n_K = n_C \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{SK}}\right) + \frac{n_S}{i_{SK}}$$

2. Generátorový režim

Generátorický režim se vyznačuje tím, že elektromotor je poháněn převážně spalovacím motorem a elektrická energie v tomto režimu vygenerovaná se ukládá do akumulátorů nebo superkapacitorů.

- (a) *Stání*, při které je elektromotor poháněn pouze spalovacím motorem a korunové kolo napojené na kola (respektive na hydrostatické čerpadlo) je zastaveno $\rightarrow n_K = 0$.

$$n_S = -n_C \cdot (i_{SK} - 1)$$

- (b) *Brzdění*, při kterém je elektromotor poháněn jak spalovacím motorem tak i momentem od kol. Korunové kolo spojené s koly (respektive hydrostatickým čerpadlem) se točí v kladném směru, čímž zesiluje točivý moment spalovacího motoru $\rightarrow n_K \neq 0$.

$$n_S = -n_C \cdot (i_{SK} - 1) + n_K \cdot i_{SK}$$

3. Elektrický režim

Elektrický režim se vyznačuje tím, že kola jsou poháněna pouze elektromotorem a spalovací motor je vypnut (zastaven) $\rightarrow n_C \neq 0$. Tento režim je vhodný především pro posun v depu nebo na pojíždění po nádraží.

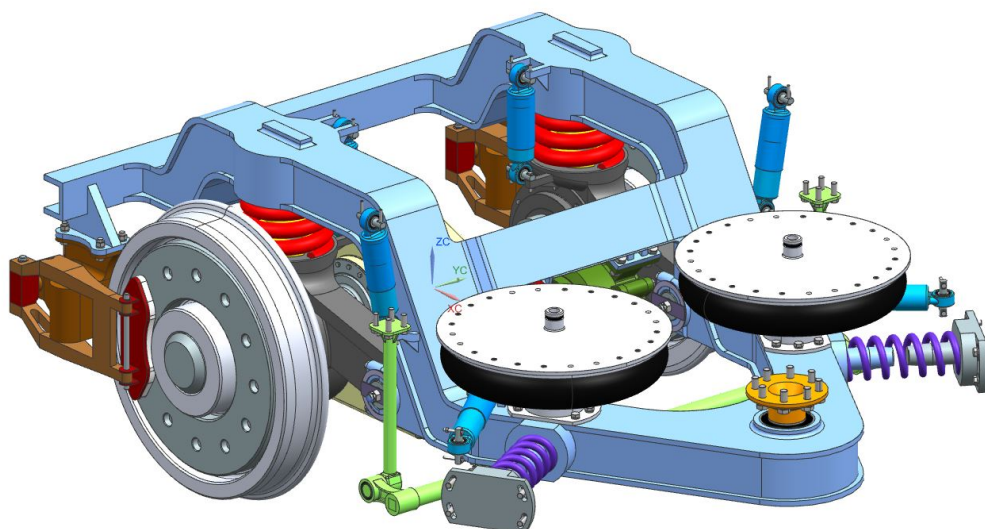
$$n_K = \frac{n_S}{i_{SK}}$$

4 Konstrukce pojezdu

4.1 Podvozek

Výsledná verze konstrukce jednonápravového podvozku vychází z předchozích návrhů a respektuje variantní porovnání uvedené v tabulce 4. Tato konstrukční verze obsahuje všechny doposud vypočtené a zvolené komponenty. Kromě těchto výše uvedených prvků podvozek obsahuje další komponenty zajišťující správnou funkci podvozku, tedy nesení a vedení skříně vozu.

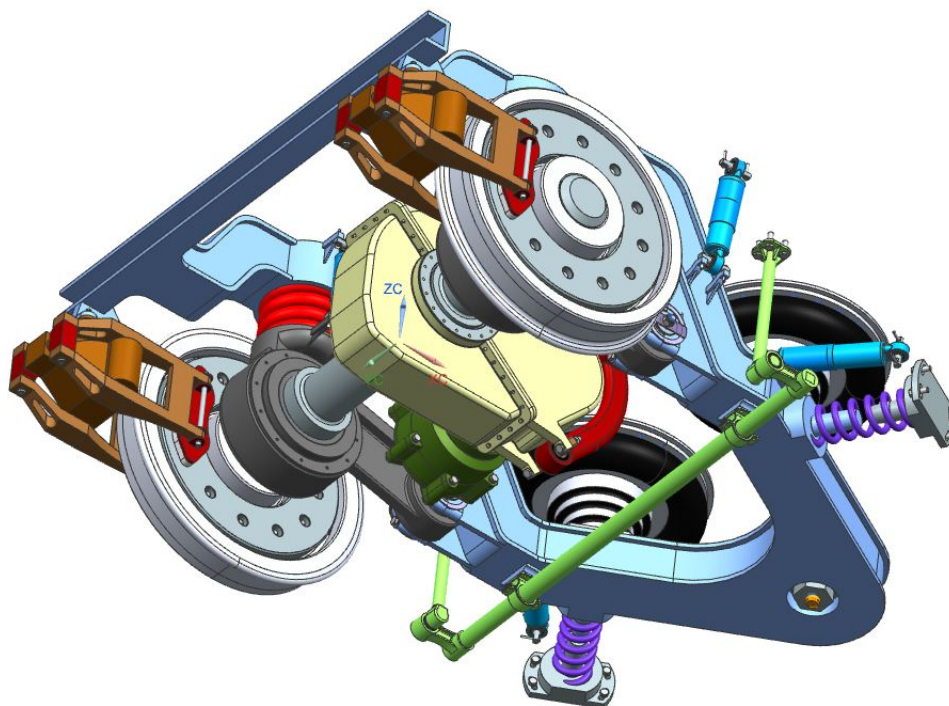
Přenos tažných sil je zajišťován pomocí otočného čepu. Mimoto byl podvozek doplněn o tři páry symetricky umístěných tlumičů. Tyto mají za cíl tlumit kmitavý pohyb související s pružením a kmitáním podvozku při jízdě. Jeden pár tlumičů je tedy tvoří tlumivou vazbu mezi kývačkou a rámem v místech, kde se vyskytují pružiny primárního vypružení. Tento pár tlumičů je umístěn ve vertikálním (svislém) směru. Druhý pár tlumičů tvoří tlumivou vazbu mezi rámem podvozku a skříní vozu ve vertikálním (svislém) směru, kde je kmitání vyvozeno především pružením sekundárního vypružení. Poslední pár tlumičů zajišťuje tlumení také mezi rámem podvozku a skříní vozu, avšak tentokrát v horizontálním (příčném) směru, kde tlumí kmitání pružin vratného mechanismu účinného při průjezdu obloukem a tzv. vrtění podvozku při jízdě na přímé trati. Dále je vhodné povšimnout si inovativního řešení vratného mechanismu. Celý podvozek nejen s výše popsány komponentami je zobrazen na obrázku 18.



Obrázek 18: Návrh podvozku - pohled shora

Jistou nevýhodou této koncepce je umístění pružin sekundárního vypružení. Jejich poloha dále od otočného čepu bude způsobovat, že ne úplně celá váha vozu bude přenášena na rám podvozku přes pneumatické pružiny sekundárního vypružení (jak by správně měla), ale část této hmotnosti bude spočívat i na otočném čepu, což bude mít za výsledek jednak větší namáhání otočného čepu, ale také horší komfort jízdy. Autor diplomové práce si je tohoto nedostatku vědom, ale toto navrhované řešení jinou možností umístění otočného čepu neumožňuje.

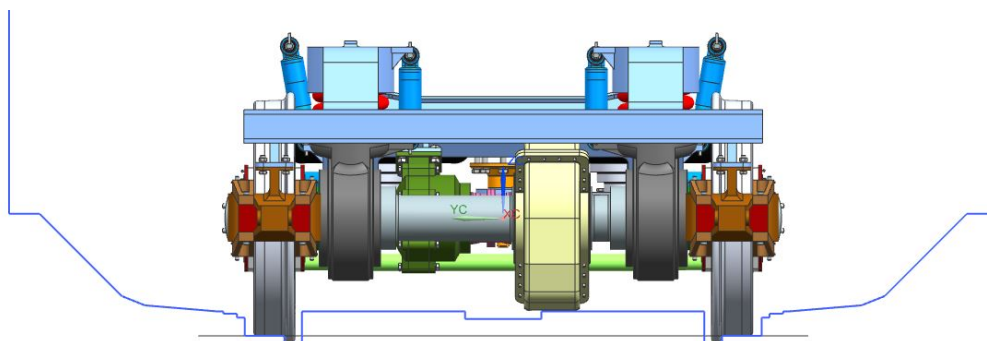
Na spodním pohledu zobrazeném na obrázku 19 je patrná především nápravová převodovka, brzdové jednotky umístěné na čelníku podvozku a dále torzní stabilizátor zajišťující tlumení kývání vozu na vzduchových pružinách sekundárního vypružení.



Obrázek 19: Návrh podvozku - pohled zdola

Na obrázku 20 je zobrazen přední pohled na podvozek s vyznačenou linií kinematického obrysu hnacího vozidla podle normy UIC 505-1.

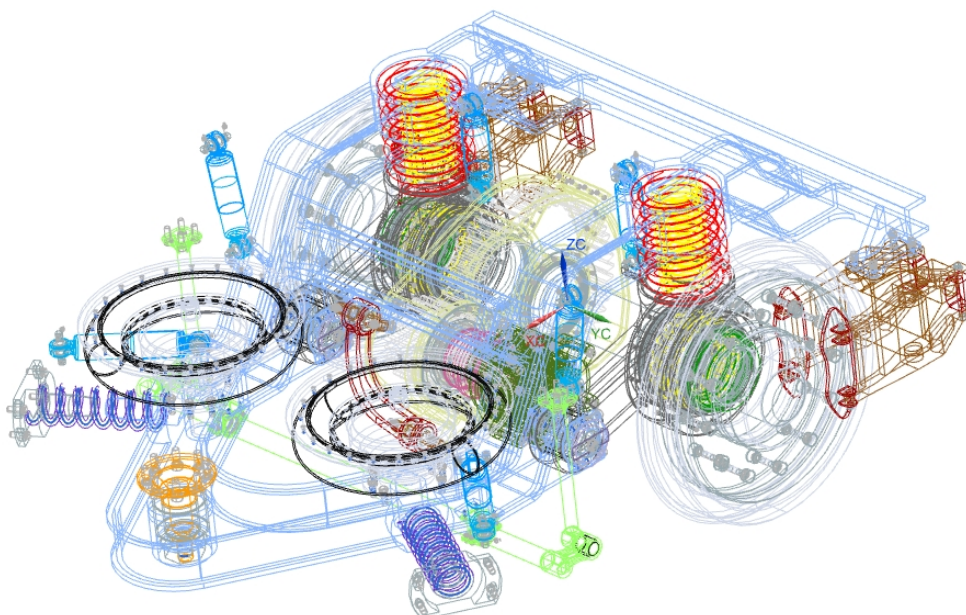
Jak je u obrázku 20 patrné, skříň převodovky se uvedené vztahné linie kinematického obrysu vozidla téměř dotýká, ale ani při ojetých dvojkolích tuto linii nepřekročí. Jediný potenciální problém by teoreticky mohl být detekován při jízdě na ozubnicové trati s nepřesnostmi v ozubnicovém vedení.



Obrázek 20: Návrh podvozku s kinematickým obrysem dle UIC 505-1

V daném případě by pak bylo nutné sáhnout k dvojkolí s větším průměrem kol.

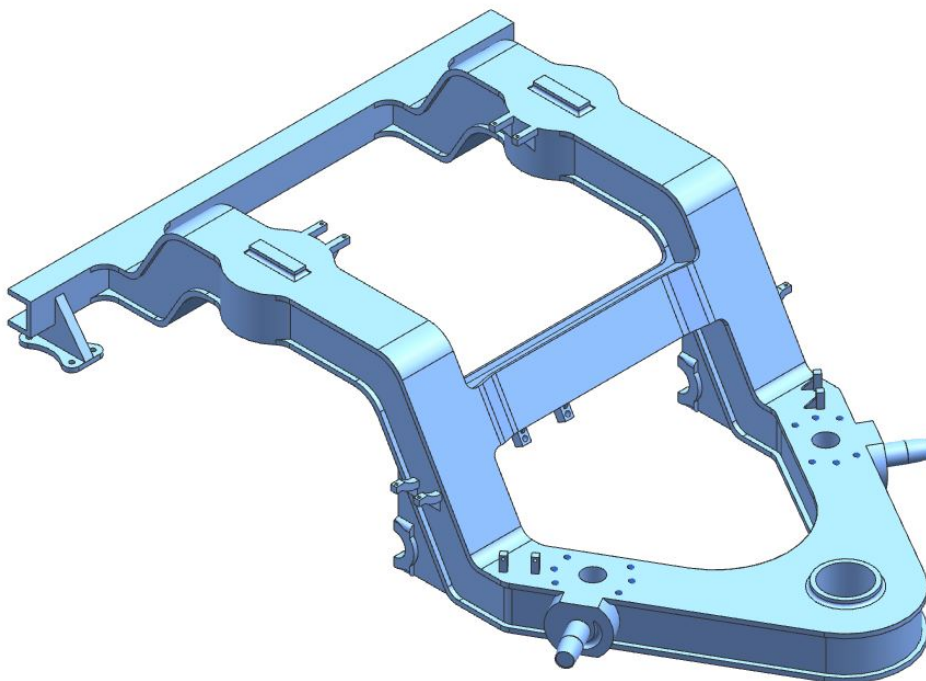
Obrázek 21 pak nabízí pohled na drátový model jednonápravového podvozku, který umožňuje vidět tento v jiné perspektivě. Lze zde vidět umístění závěsky nápravové převodovky či paralelní vedení pružin primárního vypružení.



Obrázek 21: Drátový model návrhu podvozku

4.2 Rám podvozku

Rám podvozku je základní nosným prvkem podvozku, na který jsou montovány další komponenty podvozku. Rám, jak již bylo výše zmíněno, je zvolen jako vnitřní především z důvodu snížení hmotnosti. Rám podvozku je nosníková konstrukce skládající se ze dvou podélníků, které se směrem k otočnému čepu zužují a v oblasti otočného fondu se spojují. Podélníky jsou kromě tohoto zúžení dvakrát zalomené a v prostředku horní části jsou podélníky rozšířené pro umístění pružin primárního vypružení. Dále rám obsahuje jeden příčník zajišťující příčnou tuhost rámu a čelník, který je kromě příčné tuhosti rámu i nositel brzdových jednotek. Základní tvar rámu podvozku je viditelný na obrázku 22.



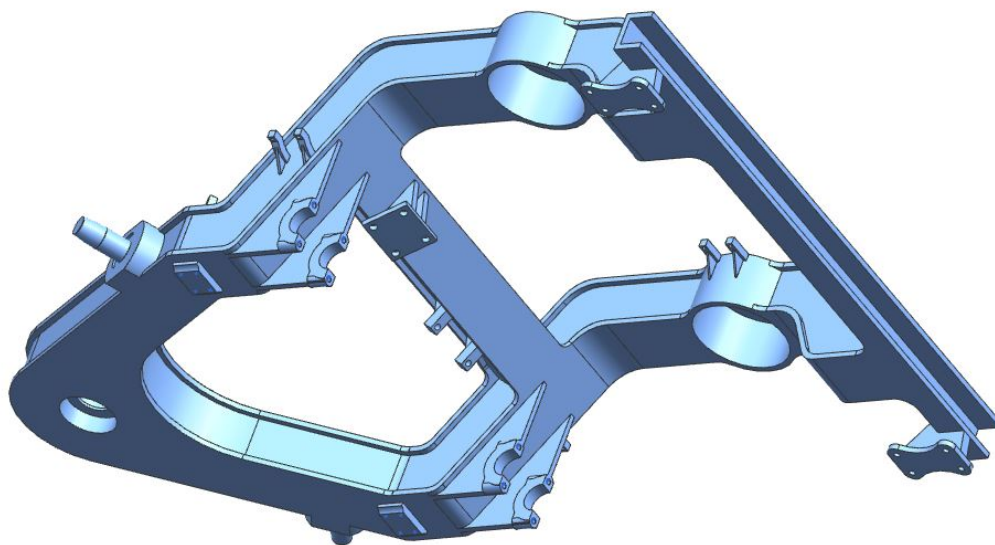
Obrázek 22: Návrh rámu podvozku - pohled shora

Z hlediska stavební struktury jsou podélníky a příčník tvořeny uzavřeným obdélníkovým (jeklovým) svařovaným profilem, kde tloušťka stojin byla zvolena 12 mm a tloušťka pásnic 15 mm. Příčník pak byl ve své střední části snížen a to jak z hmotnostních, tak z objemově-zástavbových důvodů. Čelník je pak tvořen otevřeným C profilem o tloušťce stěny 15 mm. Jak je patrné z následující pevnostní analýzy, volba těchto tlouštěk byla optimální. Celá konstrukce rámu pak byla navržena podle zásad napojování jednotlivých ple-

chových komponent, kdy je snaha vyhnout se ostrým přechodům mezi profily (z důvodu únavové životnosti).

Rám podvozku dále obsahuje množství návarků a konzol pro uchycení dalších konstrukčních komponent podvozku. V horním pohledu na podvozek (obrázek 22) jsou patrné především návarky pro umístění všech tří párů tlumičů a také narážky mezi vozem a podvozkem (narážky sekundárního vypružení).

V pohledu na rám zdola (obrázek 23) jsou patrné především návarky konzol pro umístění hydrostatického čerpadla, závěsky nápravové převodovky a brzd. Nelze opomenout ani konzoly kývačkových čepů. V neposlední řadě jsou v tomto pohledu patrné návarky pro umístění torzního stabilizátoru a konzola návarku vratných pružin s narážkou. Z hlediska stavební struktury lze v tomto pohledu pozorovat rozšíření rámu pro umístění pružin primárního vypružení.



Obrázek 23: Návrh rámu podvozku - pohled zdola

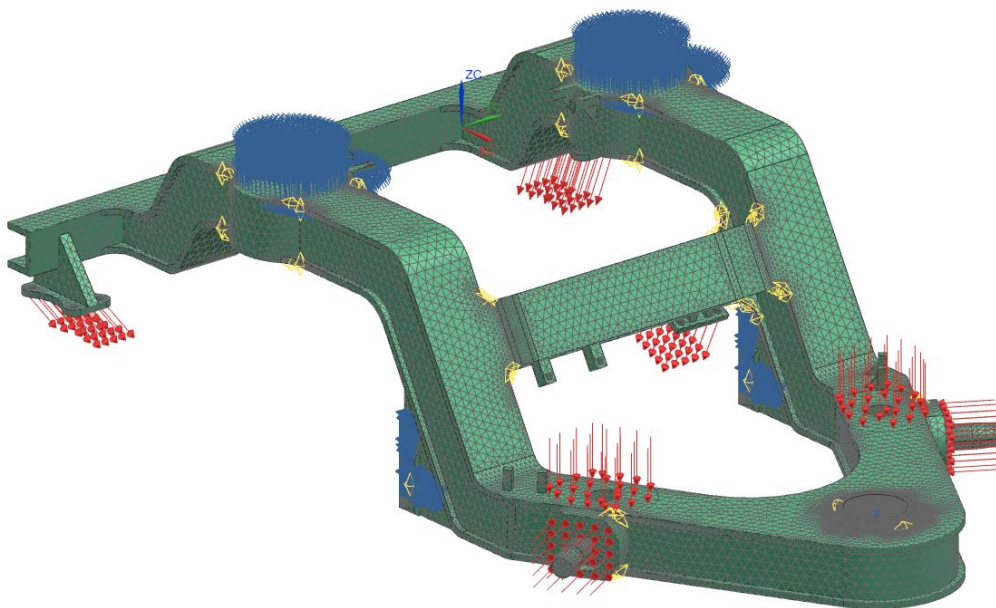
4.3 Pevnostní analýza

Výpočetní analýzy MKP mají za primární úkol ověření navržené konstrukce z hlediska pevnosti podle okrajových podmínek, které mají co nejvěrněji simulovat provozní zatížení. Pevnostní výpočet v této diplomové práci probíhal ve dvou krocích. Prvním krokem byl čistý výpočet statickým zatěžováním samotného rámu podvozku při použití pouze silových a vazebních okrajových podmínek. Druhým krokem výpočtu pak byl výpočet rámu podvozku

s využitím dalších komponent a vazeb mezi těmito komponentami a rámem podvozku.

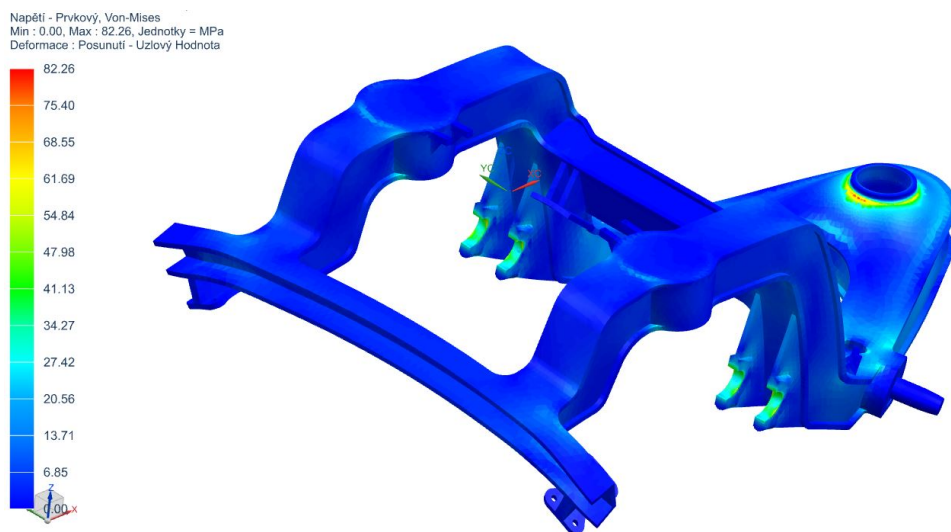
4.3.1 Analýza rámu podvozku

Pevnostní analýza samotného rámu podvozku byla prováděna s využitím okrajových podmínek znatelných na obrázku 24. Těmito okrajovými podmínkami jsou zatížení silou 50 kN v místě jedné pneumatické pružiny. Dohromady to je tedy 100 kN, což je síla odpovídající jedné polovině hmotnosti vozu. Dalšími silami pak byly síly od vratných pružin ve velikosti á 13 kN, síly od brzdných jednotek ve výši á 5 kN a síla od tíhy pohonu 5 kN. Okrajové podmínky upevnění pak byly pevné upnutí (odebrání všech stupňů volnosti) v místě otočného čepu. Dalším místem upevnění byla oblast čepu kývačky, kde byl povolen posun ve směru osy x a rotace kolem osy y, ostatní stupně volnosti byly odebrány. Posledním místem uchycení pak bylo povolení posunu ve směru osy x v místě působení sil pružin primárního vypružení (ostatní stupně volnosti byly odebrány).



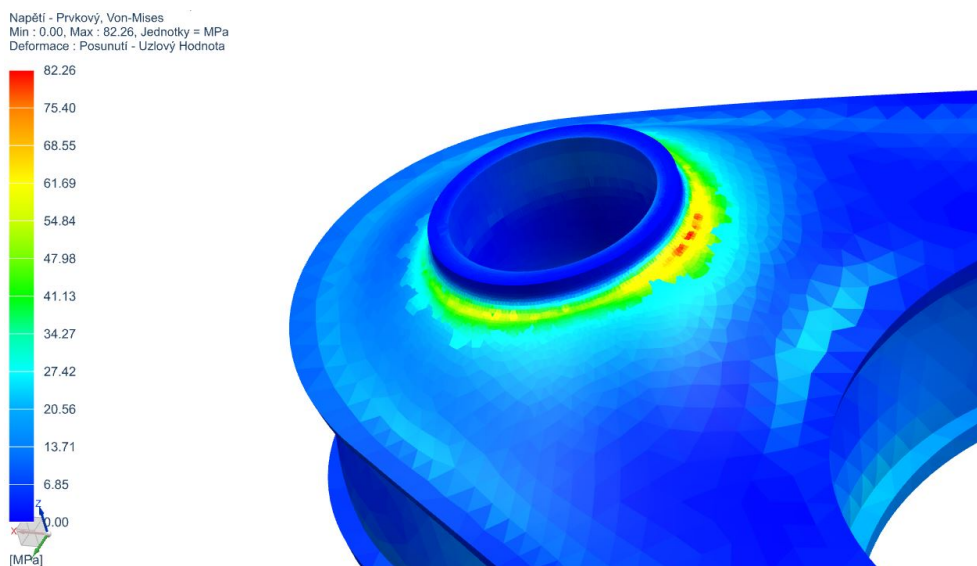
Obrázek 24: Zobrazení okrajových podmínek a síťování

Síťování pak bylo provedeno tetraedrovými prvky s meziuzly o velikosti elementu 25 mm, avšak v kritických místech (přechodové rádiusy pásnic) byla velikost elementu 5 mm a v místě radiusového napojení otočného čepu pak 2 mm. Jako konstrukční materiál je zde uvažována ocel S355JR.



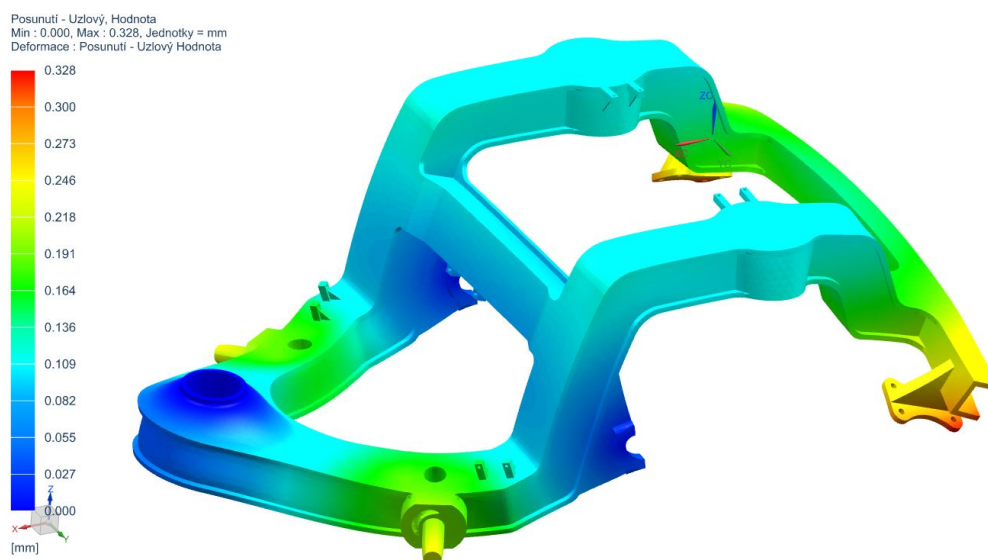
Obrázek 25: Průběh redukovaného napětí von-Mises deformovaného modelu

Z výpočtu vyplývá (jak je vidět na obrázku 25), že maximální napětí jsou lokalizována v místech uchycení součásti, tedy na přechodovém rádiusu otočného čepu a na čepech kývačky. Maximální hodnota 82 MPa pak je lokalizována na radiusu přechodu otočného čepu (maximum zobrazeno na obrázku 26). V tomto případě lze bezpečně konstatovat, že přechod by měl jednoznačně dané namáhání vydržet.



Obrázek 26: Zobrazení místa s průběhem maxima redukovaného napětí

Dle výpočtu metodou konečných prvků vychází maximální deformace rámu podvozku v místě umístění brzd (obrázek 27) a to o velikosti 0,328 mm, což je hodnota téměř zanedbatelná.

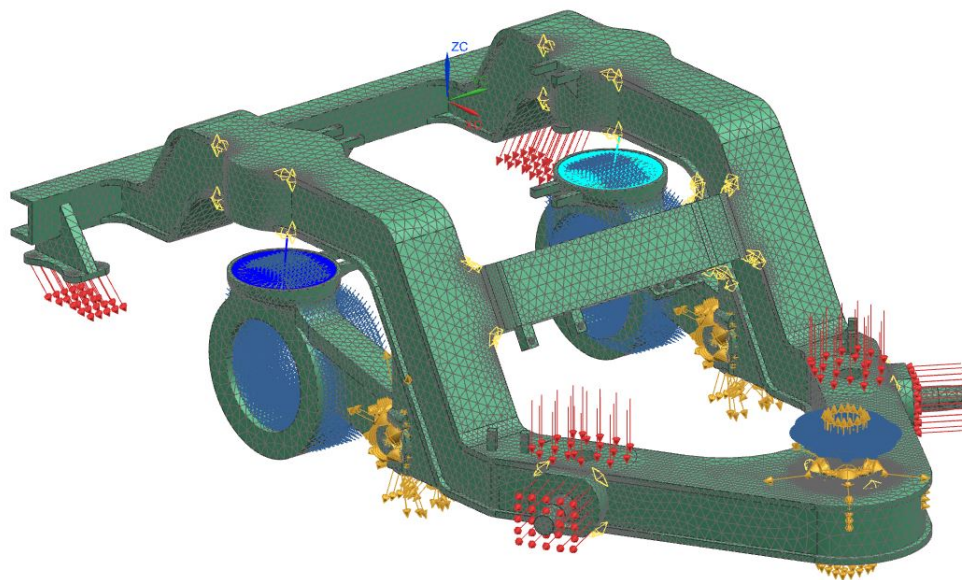


Obrázek 27: Zobrazení průběhu deformace deformovaného modelu

Závěrem tohoto pevnostního výpočtu metodou konečných prvků lze konstatovat, že rám podvozku by měl dané namáhání vyjádřené okrajovými podmínkami, vydržet. Je nutno brát v potaz, že okrajové podmínky jsou pouze zjednodušením skutečného namáhání. Přesto by daná součást měla takovéto namáhání vydržet.

4.3.2 Analýza podvozku

Pevnostní analýza rámu podvozku s dalšími komponentami byla prováděna s využitím okrajových podmínek znatelných na obrázku 28. Těmito okrajovými podmínkami jsou zatížení silou 50 kN v místě jedné pneumatické pružiny. Dohromady to je tedy 100 kN, což je síla odpovídající jedné polovině hmotnosti vozu. Dalšími silami pak byly síly od vratných pružin ve velikosti á 13 kN a síly od brzdových jednotek ve výši á 2 kN. Okrajové podmínky upevnění pak byly pevné upnutí (odebrání všech stupňů volnosti) otočného čepu. Posledním místem upevnění byla oblast kývačky v místě uložení ložisek (a osy nápravy), kde byl povolen posun ve směru osy x a rotace kolem osy y, ostatní stupně volnosti byly odebrány. Tato okrajová podmínka má přibližně představovat zjednodušené odvalení kol po kolejnici při zatížení a deformaci rámu.

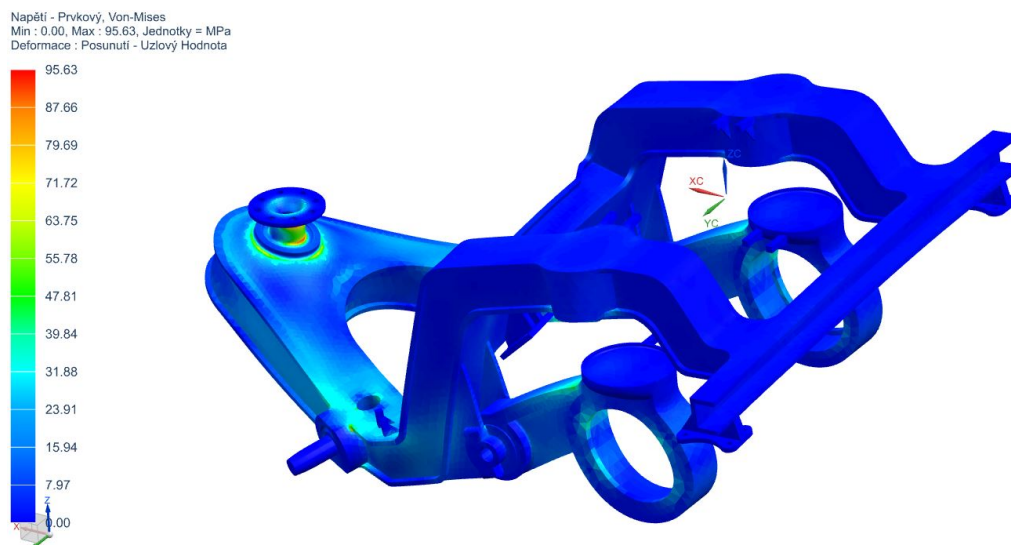


Obrázek 28: Zobrazení okrajových podmínek a síťování

Dalšími okrajovými podmínkami byly kontakty mezi jednotlivými komponentami. Z důvodu omezené výpočetní kapacity autora byly všechny tyto kontakty řešeny pomocí lepení. Takovéto kontakty se vyskytovaly všude tam, kde dochází ke konstrukčnímu styku součástí. Kontakty jsou tedy mezi kývačkou a čepem kývyčky, dále mezi čepem kývyčky a rámem a také mezi rámem a otočným čepem. Oblast přenosu sil mezi kývačkou a rámem podvozku v místě pružin primárního vypružení byla řešena prvkem *Pružina* výpočetního softwaru.

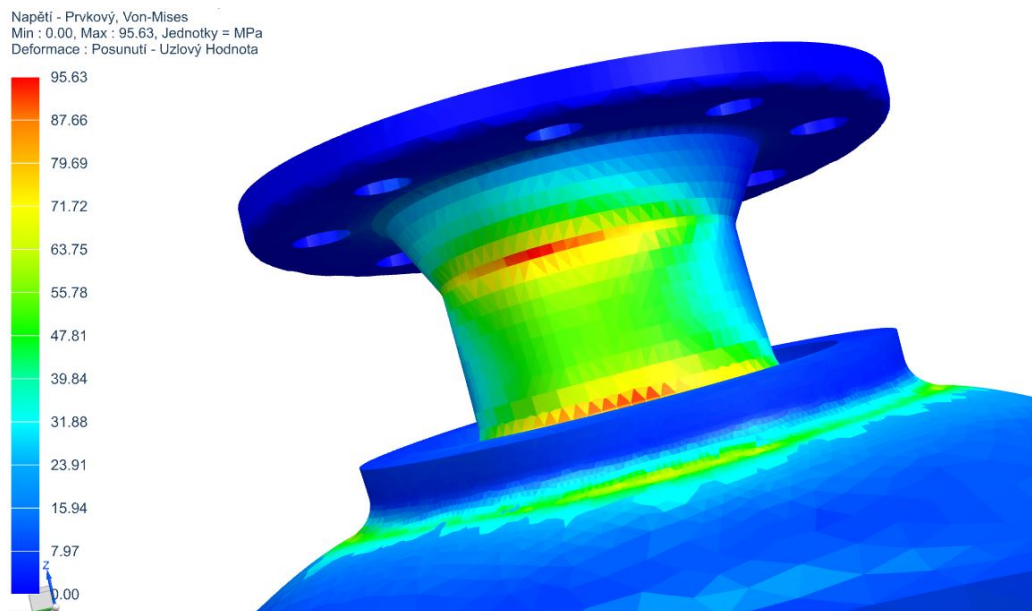
Síťování pak bylo provedeno tetraedrovými prvky s meziuzly o velikosti elementu 25 mm pro rám a čep kývačky, o velikosti elementu 30 mm pro kývačku a velikosti elementu 10 mm pro otočný čep. V kritických místech (přechodové radiusy pásnic) byla (stejně jako u výpočtu samotného rámu) maximální velikost elementu 5 mm a v místě radiusového napojení otočného čepu pak 2 mm. Jako konstrukční materiál je zde u všech do výpočtu zapojených komponent uvažována ocel S355JR.

Z výpočtu vyplývá (jak je vidět na obrázku 29), že maximální napětí jsou lokalizována v místě otočného čepu a to jak na přechodovém radiusu rámu, tak především na samotném otočném čepu. Maximální hodnota 95 MPa pak je lokalizována přímo na otočném čepu, konkrétně na radiusu přechodu průměrů (maximum je zobrazeno na obrázku 30). V tomto případě lze bezpečně konstatovat, že konstrukce otočného čepu by měla jednoznačně



Obrázek 29: Průběh redukovaného napětí von-Mises deformovaného modelu

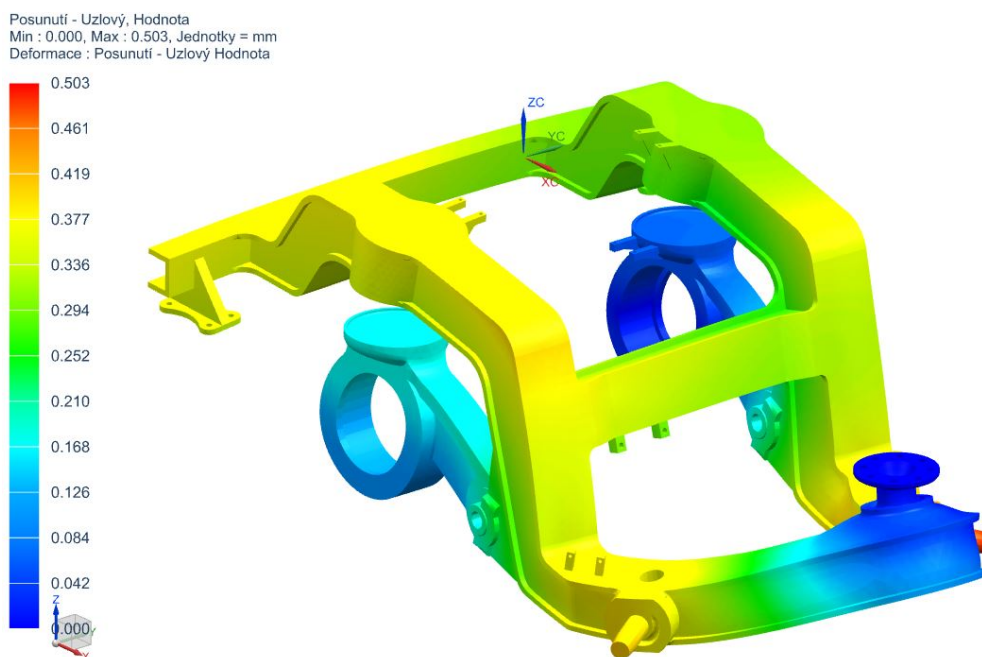
dané namáhání vydržet. Pakliže by zde byla uvažována větší bezpečnost, pak lze na tuto namáhanou komponentu použít vysokopevnostní materiál (jeli-kož se jedná o relativně malou a technologicky jednoduchou komponentu, nehrozil by výrazný nárůst nákladů).



Obrázek 30: Zobrazení místa s průběhem maxima redukovaného napětí

Vzhledem k charakteru namáhání sestavy je logické, že maximálnímu namáhání ohybovým momentem bude vystaven právě otočný čep. Lze zde hovořit o analogii s jednozvratnou pákou, jejíž zvratný bod se nachází v ose ložisek kývačky. Zatížení pak je přibližně v polovině této páky a na jejím konci, který je upevněn k vozu, následně dochází k největšímu namáhání ohybovým momentem.

Dle výpočtu metodou konečných prvků vychází maximální deformace rámu podvozku v místě umístění vratné pružiny (obrázek 31) a to o velikosti 0,5 mm, což je hodnota téměř zanedbatelná. Oproti předchozímu výpočtu samotného rámu, v tomto případě byl použit stejný směr působení sil vratného mechanismu mající za cíl simulaci návratu podvozku do výchozí polohy po průjezdu obloukem.



Obrázek 31: Zobrazení průběhu deformace deformovaného modelu

Závěrem tohoto pevnostního výpočtu metodou konečných prvků lze konstatovat, že rám podvozku i ostatní komponenty (především otočný čep) by měli dané namáhání vyjádřené použitými okrajovými podmínkami, vydržet. Je nutno brát v potaz, že okrajové podmínky jsou pouze zjednodušením skutečného namáhání a nezobrazují přesné namáhání součástí v reálném provozu. Přesto by měly dané součásti ve výpočtu použité takovéto namáhání vydržet.

4.4 Zhodnocení výsledné konstrukce

Součástí podvozku jsou všechny komponenty zajišťující jeho správné funkce. Těmi jsou nesení a vedení skříně při jízdě v oblouku i přímé koleji. Dále to je přenos trakčních sil a zabezpečení komfortní jízdy vozidla. Celková hmotnost tohoto jednonápravového podvozku činí 3 338 kg. Hmotnosti jednotlivých důležitých komponent a jejich počty jsou uvedeny v tabulce 10. Některé hmotnosti jsou propočteny pomocí CAD systémů, hmotnosti dalších pak byly provedeny na základě kvalifikovaného odhadu.

<i>Komponenta</i>	<i>Ks.</i>	<i>hmotnost [kg]</i>
rám	1	560
náprava	1	320
kolo	2	130
brzdový kotouč	4	90
brzdová jednotka	2	105
kývačka	2	180
nápravové ložisko	2	42
nápravová převodovka	1	350
zubová spojka	1	20
hydrostatický motor	1	250
pružina - primární vypružení (větší)	2	42
pružina - primární vypružení (menší)	2	13
pružina - sekundární vypružení	2	68
vratná pružina	2	6
otočný čep	1	25
tlumič	6	8
torzní stabilizátor	1	77
ostatní součásti + upevňovací prvky	1	156
<i>Celkem</i>		3 338

Tabulka 10: Hmotnosti jednotlivých komponent podvozku

Vzhledem ke specifickým požadavkům na podvozek (plynoucích ze zadání diplomové práce) je podvozek atypického tvaru, avšak tento by na výslednou funkčnost neměl mít vliv. Právě z tohoto důvodu je velice obtížné porovnávat celkovou hmotnost a uspořádání komponent s jinými podobnými podvozky a to především proto, že žádné takovéto podvozky nebyly autorem identifikovány. Jediný jednonápravový podvozek, který lze alespoň vzdáleně k tomuto inovativnímu přirovnat je podvozek VÚKV typ 8-807.8 (viz obrázek 3), jehož hmotnost činí 2 140 kg. [7]

Avšak porovnání je zde opravdu jen přibližné z několika důvodů. Oproti inovativnímu návrhu je podvozek typ VÚKV daleko konstrukčně jednodušší, postrádá otočnost a také rám tohoto podvozku je daleko menší. Dále tento podvozek neobsahuje pružiny sekundárního vypružení, což se velmi negativně promítlo do jízdních vlastností celého motorového vozu řady 810 a jeho následovníků.

5 Technické a ekonomické zhodnocení návrhu

Z hlediska technického jsou inovace a vývoj nových produktů hnacím motorem společností s možností dosažení nových technických možností, které je mohou posunout před konkurenci. Vývoj s sebou ovšem přináší i řadu technických obtíží, kterými mohou být inovace výrobních postupů, aktualizace registrů standardizovaných součástí ale i potřeba kooperace vývoje či úpravy externě dodávaných komponent a v neposlední řadě i ověřování navržených konstrukcí výpočty či fyzickými zkouškami podle stále se měnících norem. Ovšem právě kvůli zpřesňujícím se normám a požadavkům na moderní vozidla, se vývoj stává nutnou součástí chodu společnosti.

Z hlediska ekonomického je každý vývoj nových produktů činnost vysoce riziková. Rizika lze rozlišovat pozitivní (zisk zaplněním volného segmentu na trhu), ale především negativní (ztráta způsobená vyšší nákladů). Vývojové projekty pak jsou značně rizikové především z důvodu nejistoty návratnosti vynaložených prostředků.

Motivy pro vývoj nového malého motorového vozu lze spatřovat především v situaci na trhu a v rovině politických rozhodnutí. Aktuálně se totiž na trhu motorových vozů žádný takto kapacitně odpovídající motorový vůz nevyskytuje. Posledním menším motorovým vozem, který byl stavěn jako novostavba, byl Stadler RS1, ovšem jeho úspěšná výroba byla ukončena z důvodu změn technických norem TSI. Od té doby byl představen pouze prototyp vozu Pesa Link Baureihe 631, který se ovšem sériové výroby nedočkal a navíc byl stejně jako RS1 čtyřnápravový. V segmentu opravdu malým motorových vozů tedy nyní v Evropě zeje mezera, přičemž poptávka jak dopravních společností, tak objednavatelů veřejné dopravy po takovýchto vozidlech je jednoznačně patrná. Navíc s ohledem na politické směřování směrem k ekologii v řadě zemí Evropy lze očekávat další nárůst poptávky po nových vozech nejen na lokálních tratích. Další pozitivní argument pro vývoj lze spatřovat v postupném zastarávání vozového parku vozidel v tomto segmentu. Jen v České republice v následujícím desetiletí pravděpodobně dojde k vyřazení velké části motorových vozů aktuálně provozovaných na lokálních tratích, protože životnost těchto dosahuje nejen technických ale i morálních limitů. Jistou nevýhodou lze spatřovat v poměru nákladů na jednoho přepraveného cestujícího, který je skutečně vyšší než u motorových jednotek s větší kapacitou, kde je možné lépe "rozpustit" vysoké fixní náklady vývoje.

Ovšem při shrnutí všech výše zmíněných argumentů (a nejen těch), pak lze konstatovat, že vývoj nového malého motorového vozu šetrného k životnímu prostředí, by měl být ekonomicky výhodný. Právě s ohledem na větší ekologizace dopravy a vyřazování prastarých (brzy 50 let starých) "motoráků", které již nebude možné dále modernizovat, lze jen v České republice

spatřit potenciál trhu kolem padesáti až sta nových vozů v následujícím desetiletí (plus další potencionální export do zahraničí). Proto lze jednoznačně konstatovat, že vývoj takového motorového vozu je ekonomicky smysluplný a lze v něm spatřovat velkou příležitost nejen v zisku výrobce, ale i ve zlepšení kvality cestování a ochraně životního prostředí.

6 Závěr

Obsahem této diplomové práce byl komplexní návrh nízkopodlažního regionálního motorového vozu se zaměřením na využití moderních konstrukcí a trendů. V úvodní teoretické části práce byla mapována historie, provoz a technické možnosti malých motorových vozů.

Na základě již konstrukčně ověřených a lety provozu prověřených poznatků pak byl proveden návrh samotného regionálního motorového vozu ovšem s využitím moderních trendů. Návrh také respektuje soudobé aktuální požadavky na vozidla a to jak v oblasti komfortu cestování, tak v oblastech využití energií. Výsledkem je tedy komplexní návrh nízkopodlažního motorového vozu s rejdovými dvojkolími. Tato rejdovost je zajišťována otočnými jednonápravovými podvozky opatřené inovativním vratným mechanismem.

Právě díky rejdovým dvojkolím bylo možné zvětšit rozvor vozu, což zajistilo dostatečný prostor pro nízkopodlažní část motorového vozu, která dosahuje až 40% celkové podlahové plochy vozidla.

Reference

- [1] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.
- [2] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [3] CHRISTERELL, Reinhard. *Rolling Stock in the railway systems*. Paris: PMC, 2016. ISBN 978-3-96245-204-9
- [4] SCHINDLER, Christian. *Handbuch Schienenfahrzeuge*. Hamburg: Eu-rail Press, 2014. ISBN 978-3-96245-052-6
- [5] *Vlaky.net* [online]. [cit. 26. 10. 2019]. Dostupné na WWW:
www.vlaky.net/zeleznice/spravy/001918-Motorove-vozy-na-nasich-kolejich-rada-M-1204
- [6] *Vlaky.net* [online]. [cit. 26. 10. 2019]. Dostupné na WWW:
www.vlaky.net/zeleznice/spravy/001940-Motorove-vozy-na-nasich-kolejich-rada-M-1311
- [7] *Vlaky.net* [online]. [cit. 27. 10. 2019]. Dostupné na WWW:
www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002160-Motorove-vozy-na-nasich-kolejich-rada-810.as
- [8] *Vlaky.net* [online]. [cit. 03. 11. 2019]. Dostupné na WWW:
[/www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002643-Motorove-jednotky-na-nasich-kolejich-rada-8](http://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002643-Motorove-jednotky-na-nasich-kolejich-rada-8)
- [9] *Vlaky.net* [online]. [cit. 03. 11. 2019]. Dostupné na WWW:
[/www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002643-Motorove-jednotky-na-nasich-kolejich-rada-8](http://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002643-Motorove-jednotky-na-nasich-kolejich-rada-8)
- [10] *Trainspo.com* [online]. [cit. 30. 11. 2019]. Dostupné na WWW:
<https://trainspo.com/model/1180/>
- [11] *Lok-magazin.de* [online]. [cit. 17. 11. 2019]. Dostupné na WWW:
lok-magazin.de/leseprobe/lirex-und-%E2%80%9Emopsgesicht%E2%80%9C
- [12] *Zdopravy.cz* [online]. [cit. 17. 11. 2019]. Dostupné na WWW:
www.zdopravy.cz/wp-content/uploads/2018/12/RegioSprinter.jpg
- [13] *CATERPILLAR BRANDS* [online]. [cit. 12. 07. 2020]. Dostupné na WWW:
www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/industrial.html
- [14] *CNR: Catalogue of Rolling Stock Air Spring System*. [katalog]
- [15] *ZKL.cz* [online]. [cit. 13. 07. 2020]. Dostupné na WWW:
www.zkl.cz/cs/cat/2013/drsrbrva/23234w33m

Seznam obrázků

1	Typový výkres motorového vozu M131.1 [6]	12
2	Jednonápravový podvozek VÚKV typ 8-807.8 [7]	13
3	Typový výkres motorového vozu M152.0 [7]	14
4	Typový výkres dvou-vozové motorové jednotky řady 814 [8] . .	16
5	Typový výkres motorového vozu LVT/S [9]	17
6	Typový výkres motorového vozu 213M Regio Tramp [10] . . .	18
7	Jednonápravový podvozek motorové jednotky LIREX [11] . . .	19
8	Typový výkres půlky motorové jednotky LIREX [11]	19
9	Motorová jednotka RegioSprinter v barvách společnosti AŽD [12]	20
10	Koncept typového výkresu navrhovaného motorového vozu . .	23
11	Koncept hybridního pohonu navrhovaného motorového vozu .	23
12	Koncepce podvozků s vnějším rámem	31
13	Koncepce podvozků s vnitřním rámem	32
14	Šchéma nápravy s vyznačenými řezy	38
15	Řez sestavou vzduchové pružiny SYS505/A/D/E.F68.C [14] .	43
16	Řez uložením ložiska 23234CW33M	45
17	Zapojení plug-in hybridního pohonu	46
18	Návrh podvozků - pohled shora	49
19	Návrh podvozků - pohled zdola	50
20	Návrh podvozků s kinematickým obrysem dle UIC 505-1 . . .	51
21	Drátový model návrhu podvozků	51
22	Návrh rámu podvozků - pohled shora	52
23	Návrh rámu podvozků - pohled zdola	53
24	Zobrazení okrajových podmínek a síťování	54
25	Průběh redukovaného napětí von-Mises deformovaného modelu	55
26	Zobrazení místa s průběhem maxima redukovaného napětí . .	55
27	Zobrazení průběhu deformace deformovaného modelu	56
28	Zobrazení okrajových podmínek a síťování	57
29	Průběh redukovaného napětí von-Mises deformovaného modelu	58
30	Zobrazení místa s průběhem maxima redukovaného napětí . .	58
31	Zobrazení průběhu deformace deformovaného modelu	59

Seznam tabulek

1	Shrnutí základních konstrukčních dat	21
2	Hodnoty pro grafické řešení	25
3	Hodnoty zúžení vozidla v podezřelých bodech	30
4	Tabulka porovnání navržených variant	33
5	Shrnutí navržených a vypočtených hodnot	38
6	Shrnutí vypočtených tuhostí pružin	42
7	Shrnutí vypočtených sil a deformací pružin	42
8	Shrnutí vypočtených rozměrů pro návrh pružiny k_{11}	42
9	Shrnutí vypočtených rozměrů pro návrh pružiny k_{12}	43
10	Hmotnosti jednotlivých komponent podvozku	60

Použitý software

- Catia V5
- Siemens 1872
- Autodesk Autocad 2018
- Microsoft Office Excel 2007
- L^AT_EX

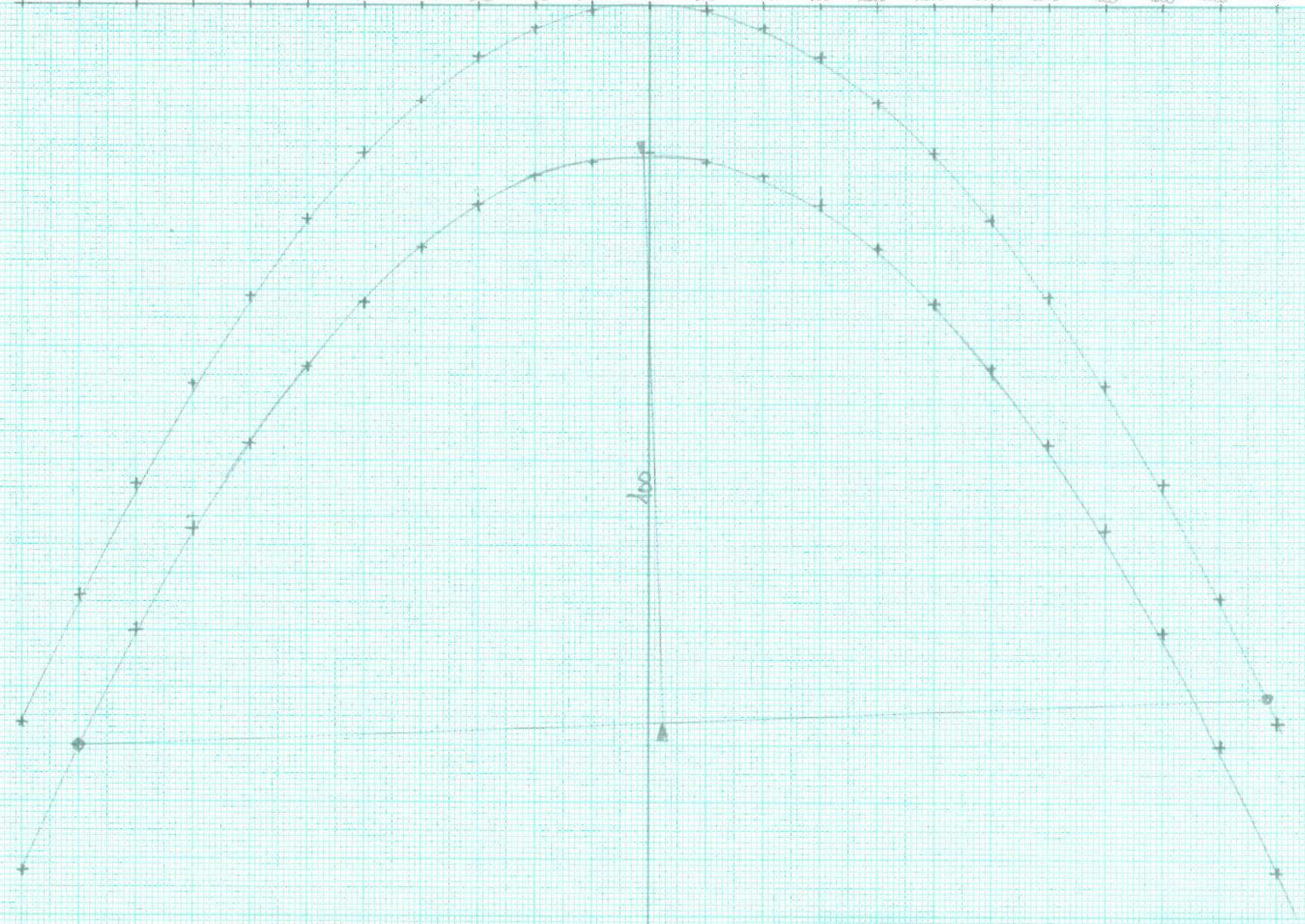
Seznam vložených příloh

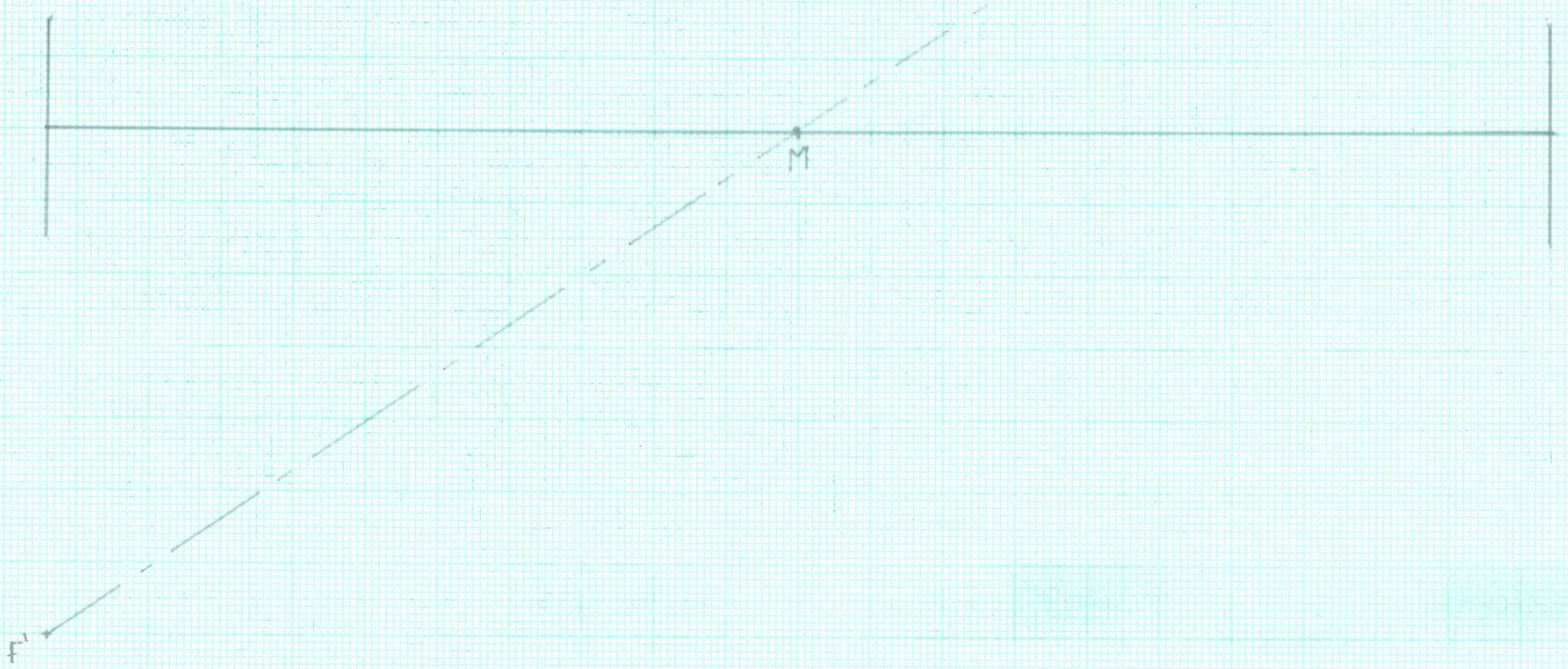
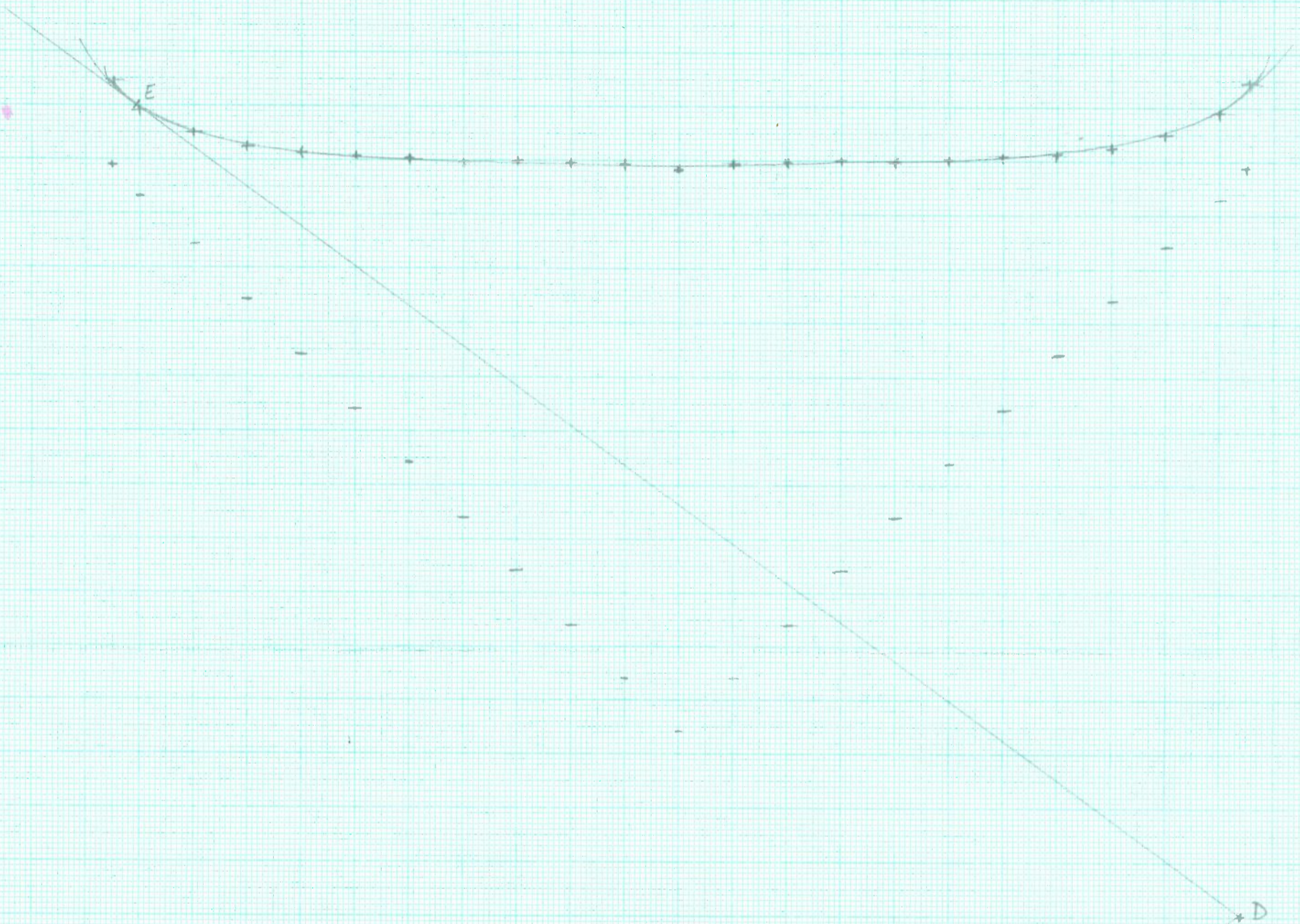
1. Grafické řešení Vogelovy metody průjezdu vozidla obloukem
2. Grafické řešení Heumannovy metody sil působících na vozidlo při průjezdu obloukem

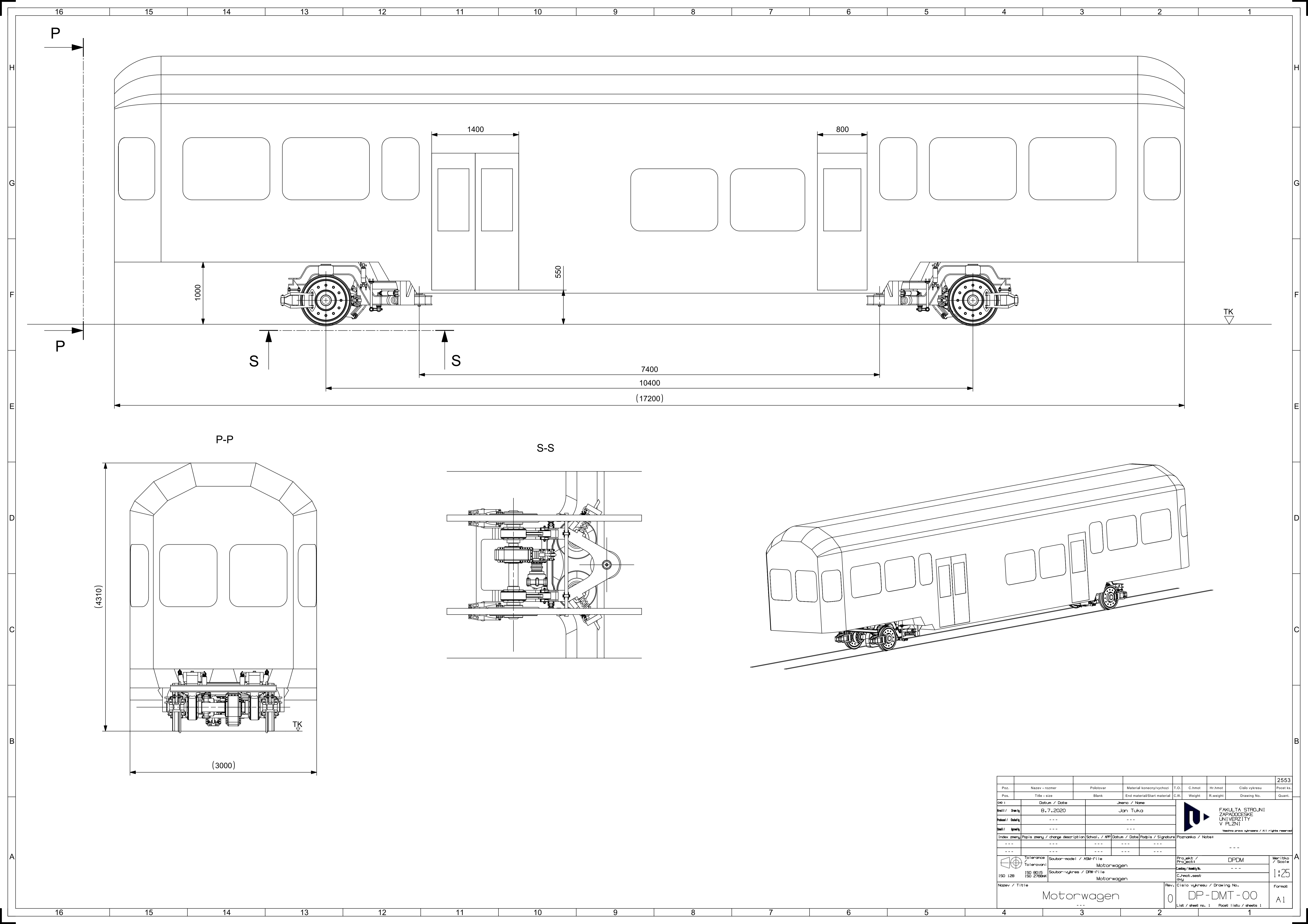
Seznam vložených výkresů

- DP-DMT-000 Typový výkres motorového vozu
- DP-DMT-001 Typový výkres jednonápravového podvozku
- DP-DMT-002 Výrobní výkres ložiskového domku

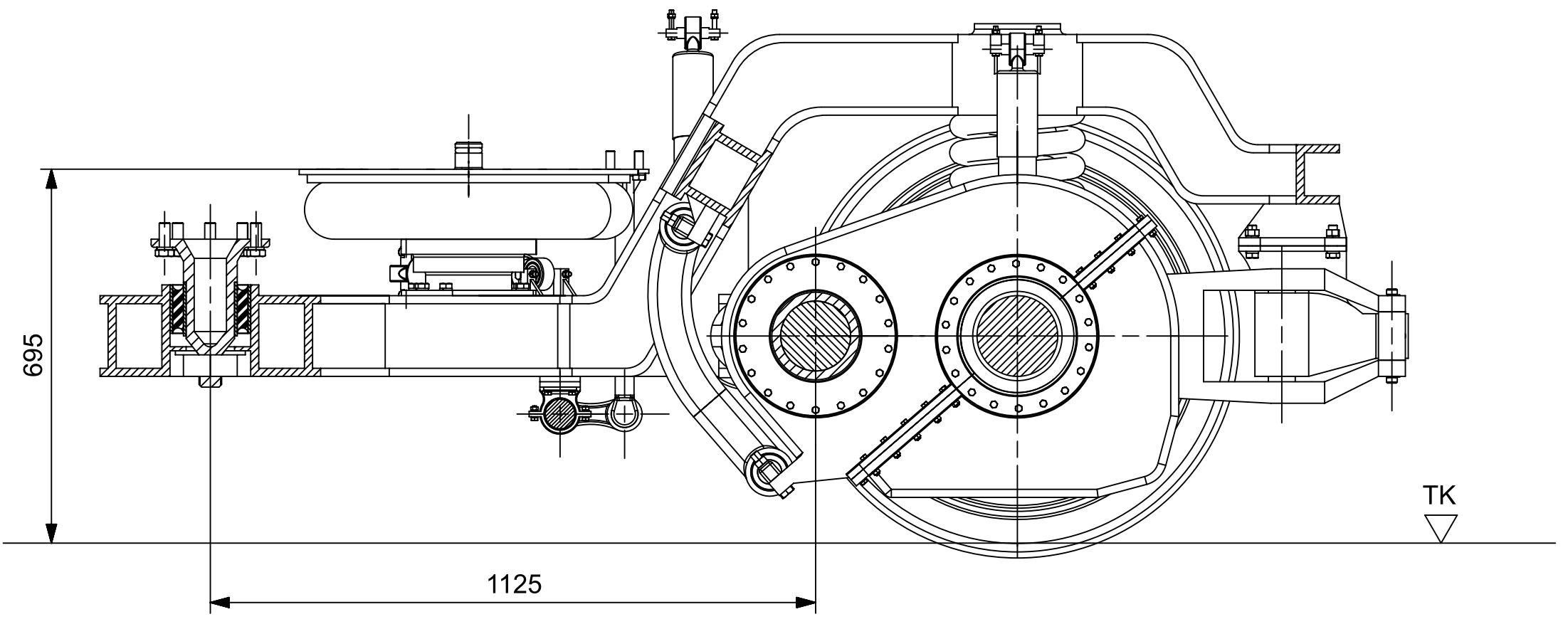
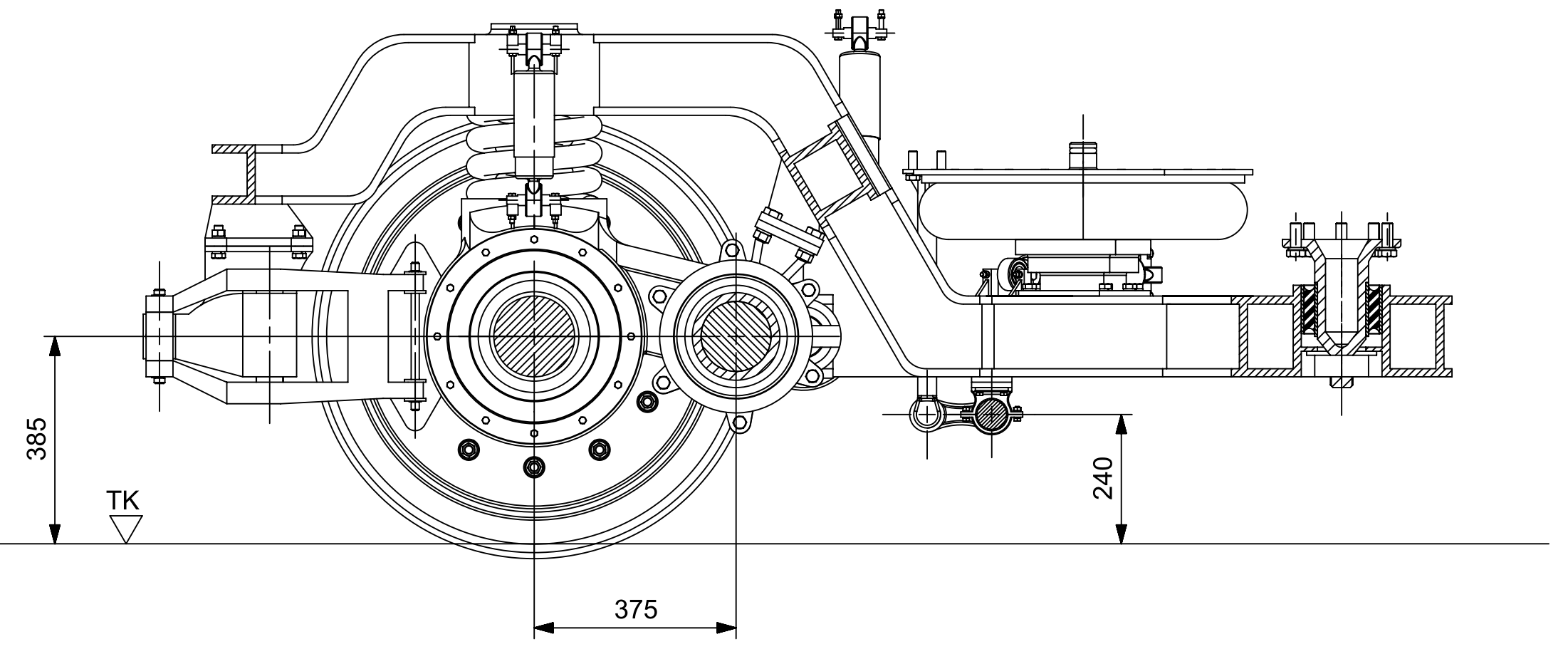
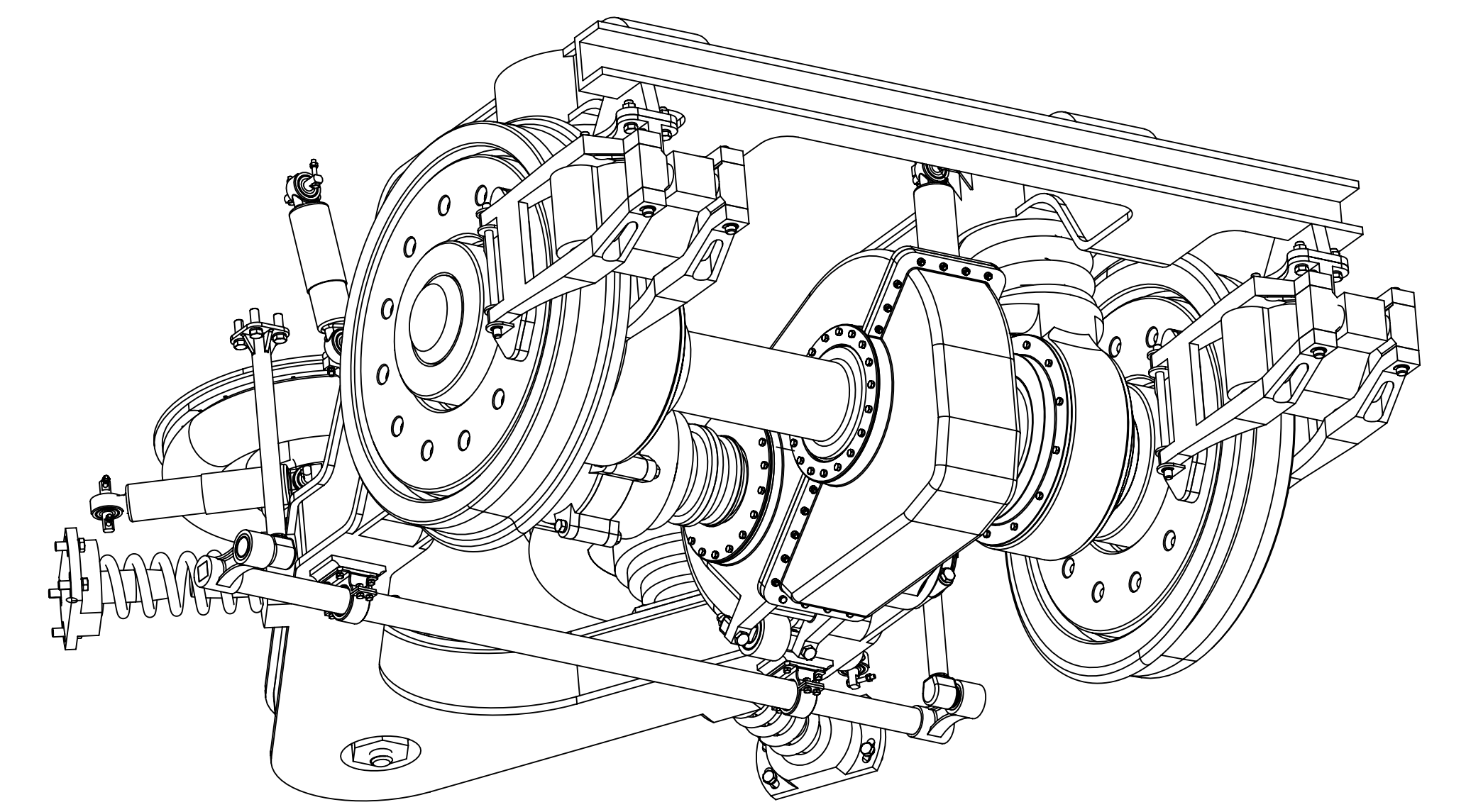
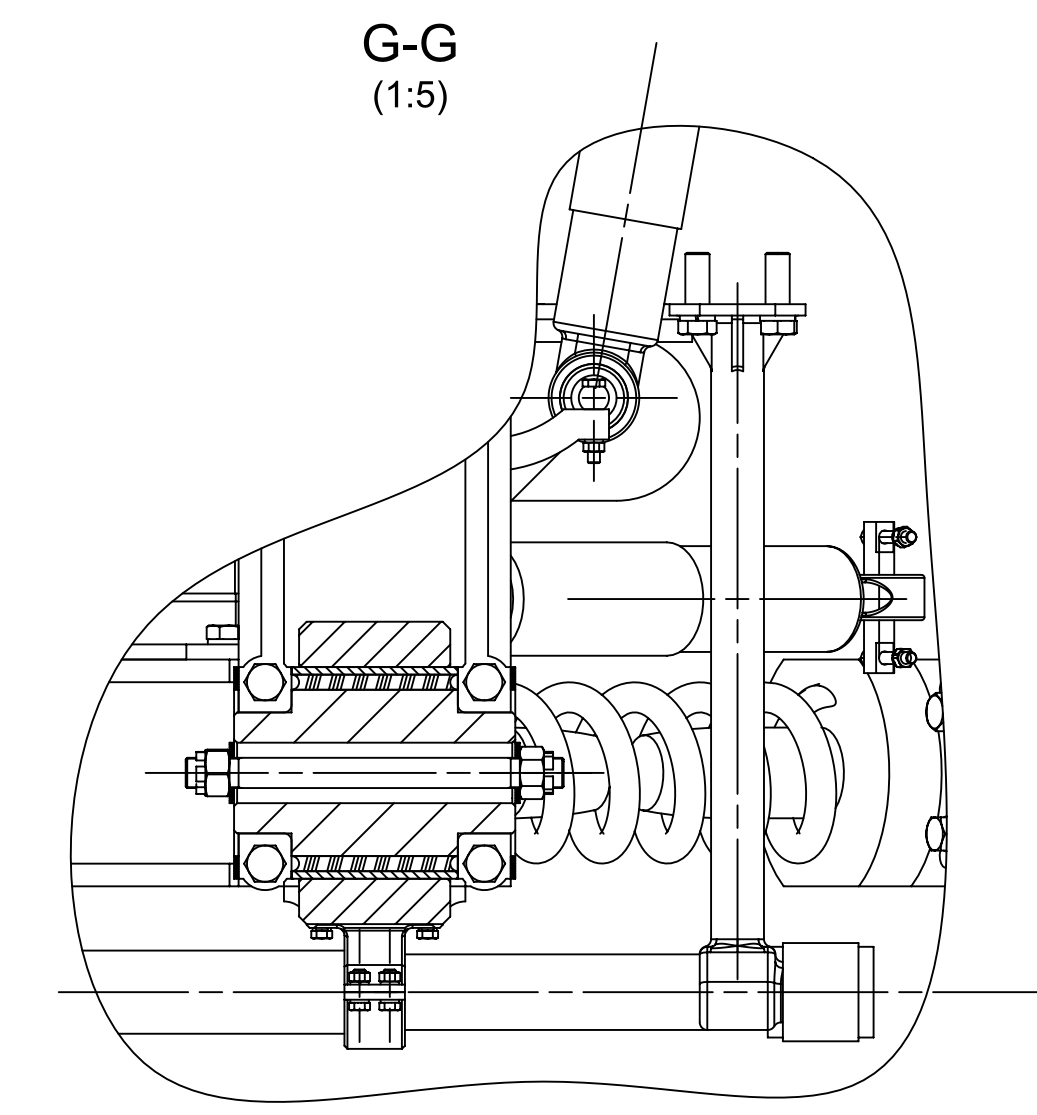
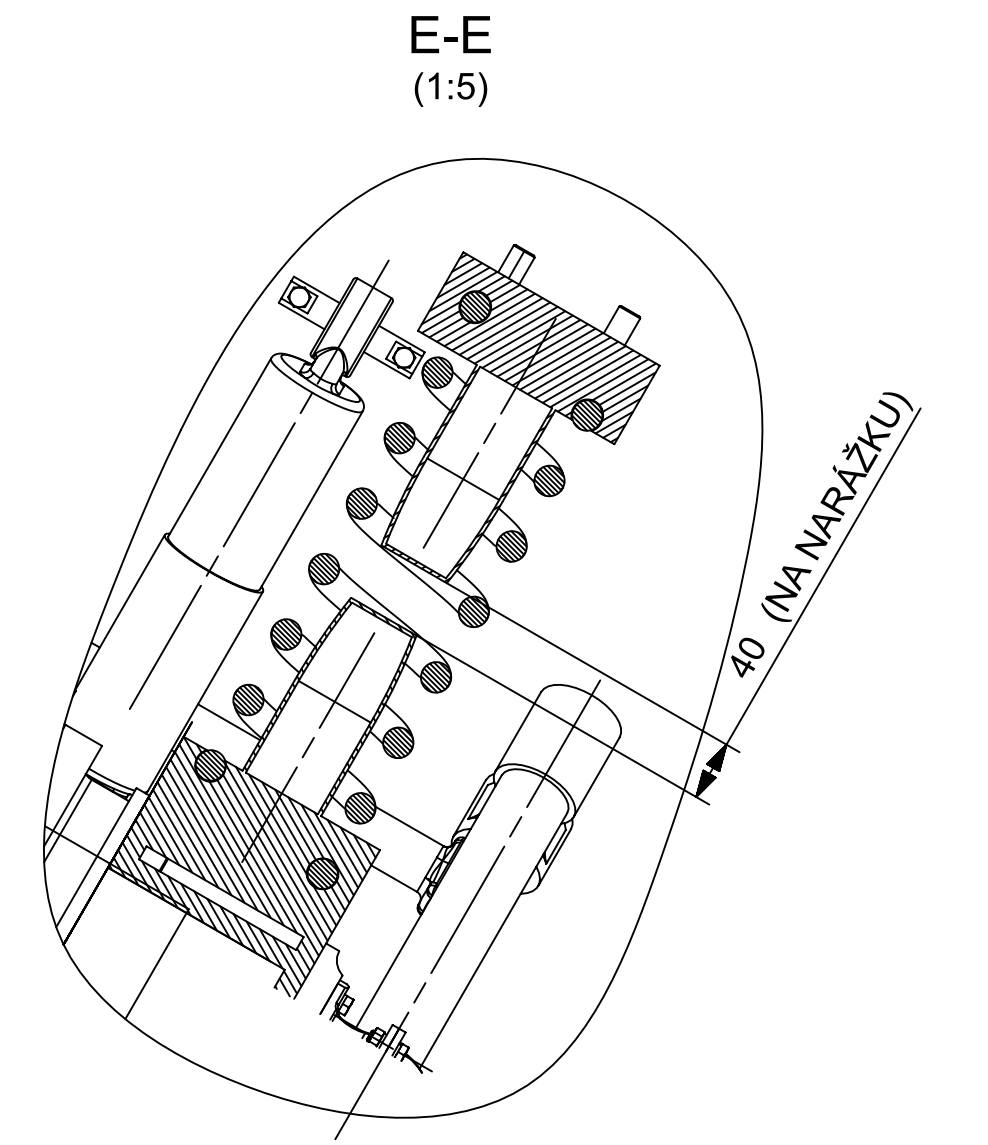
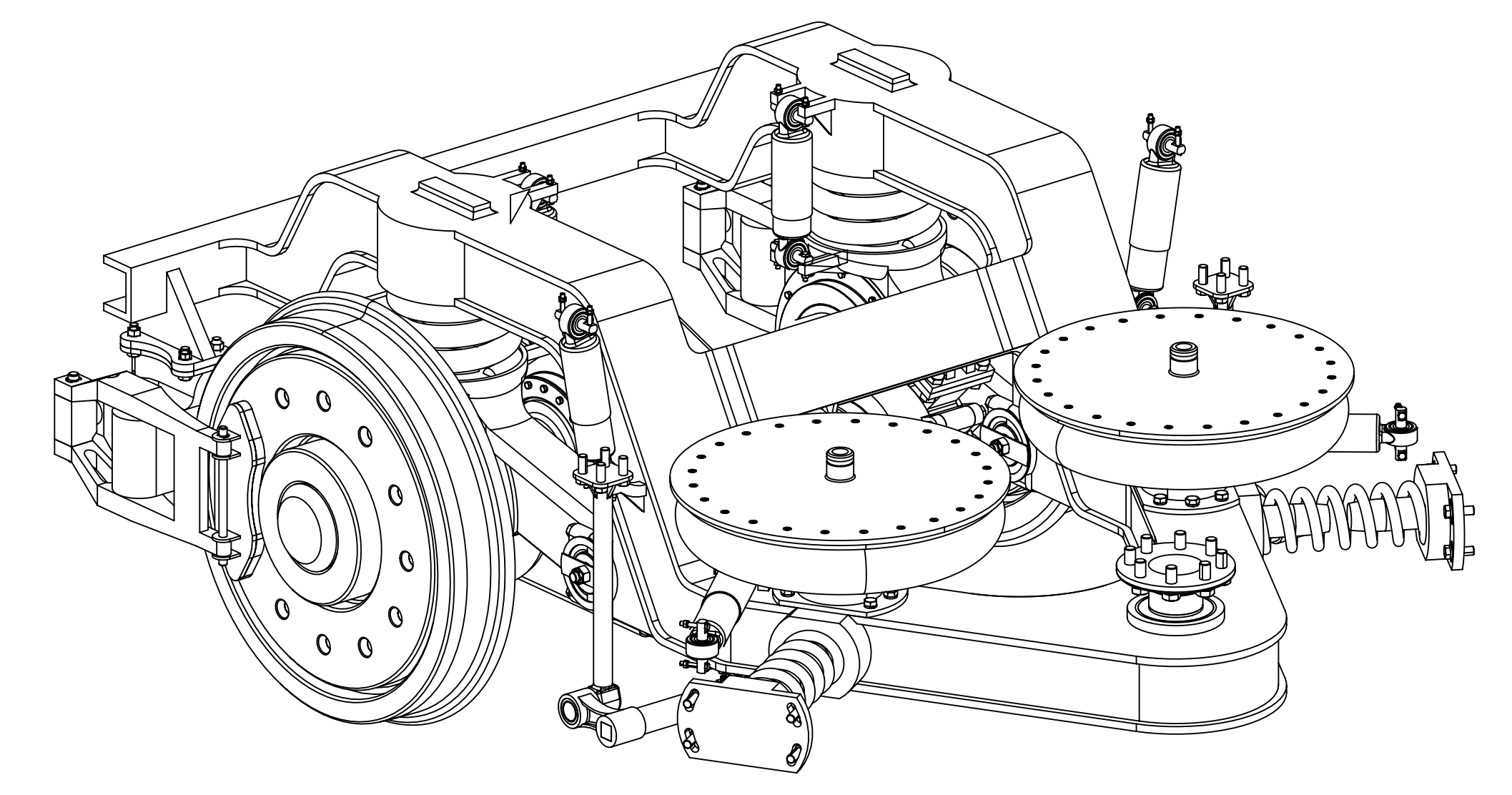
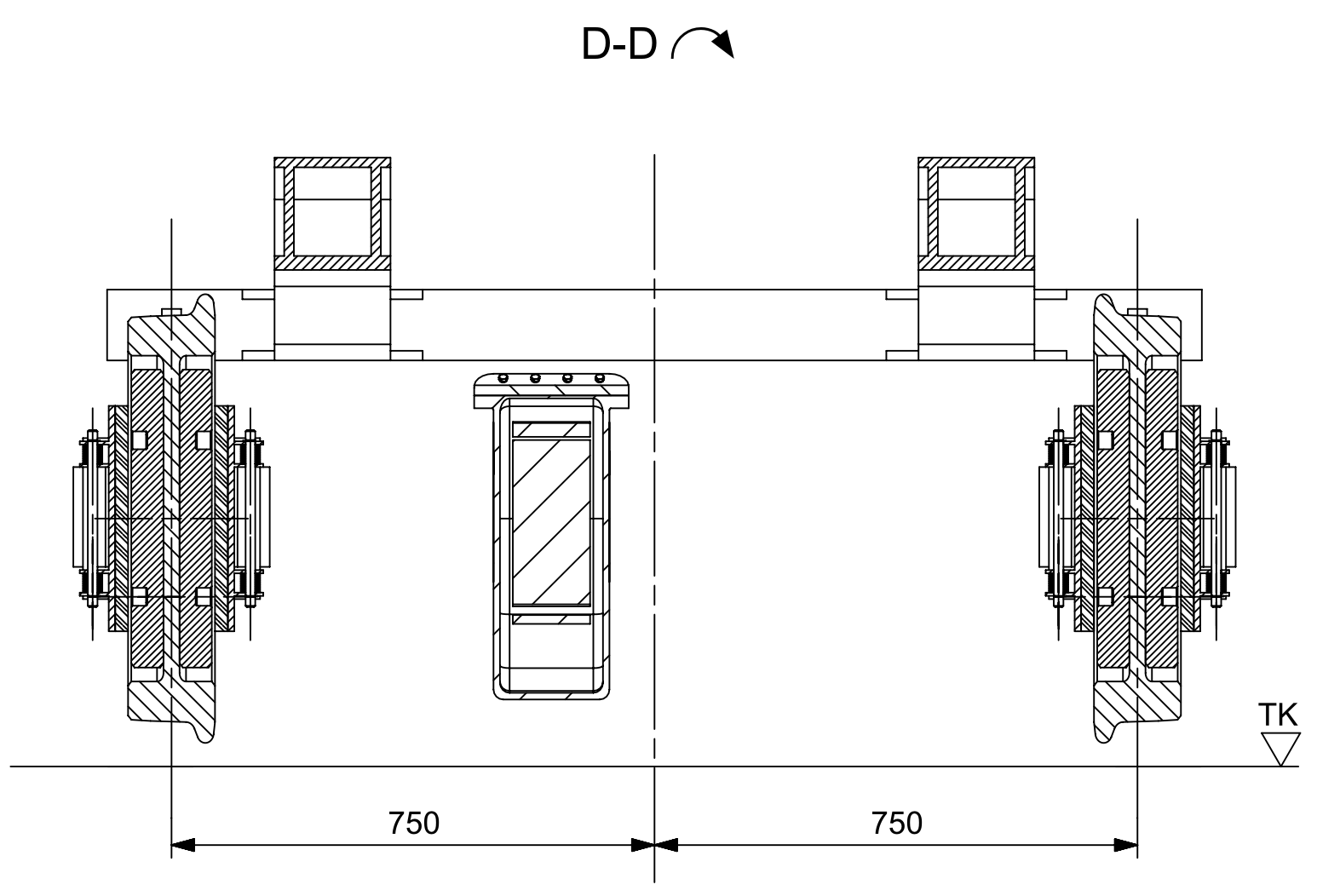
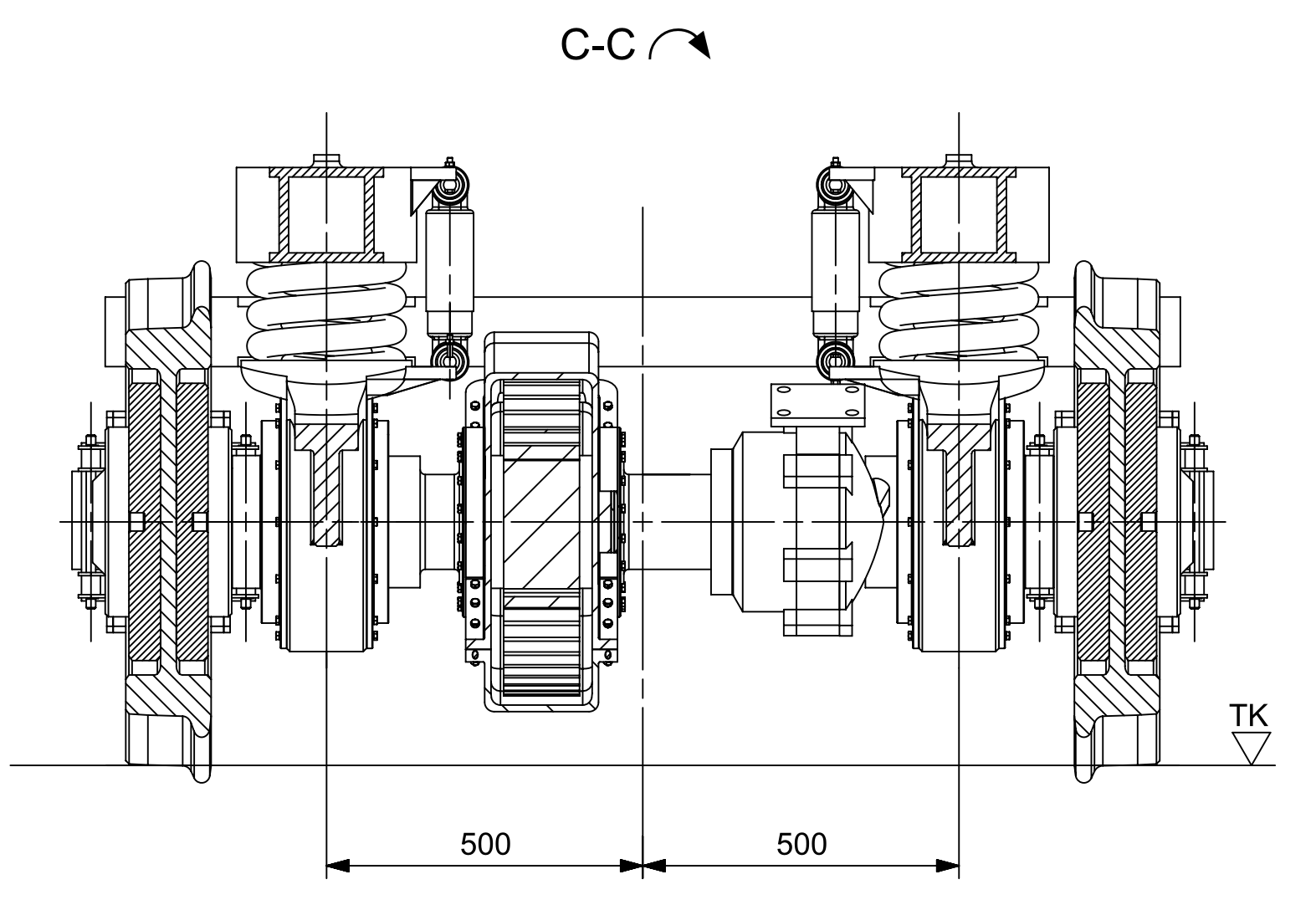
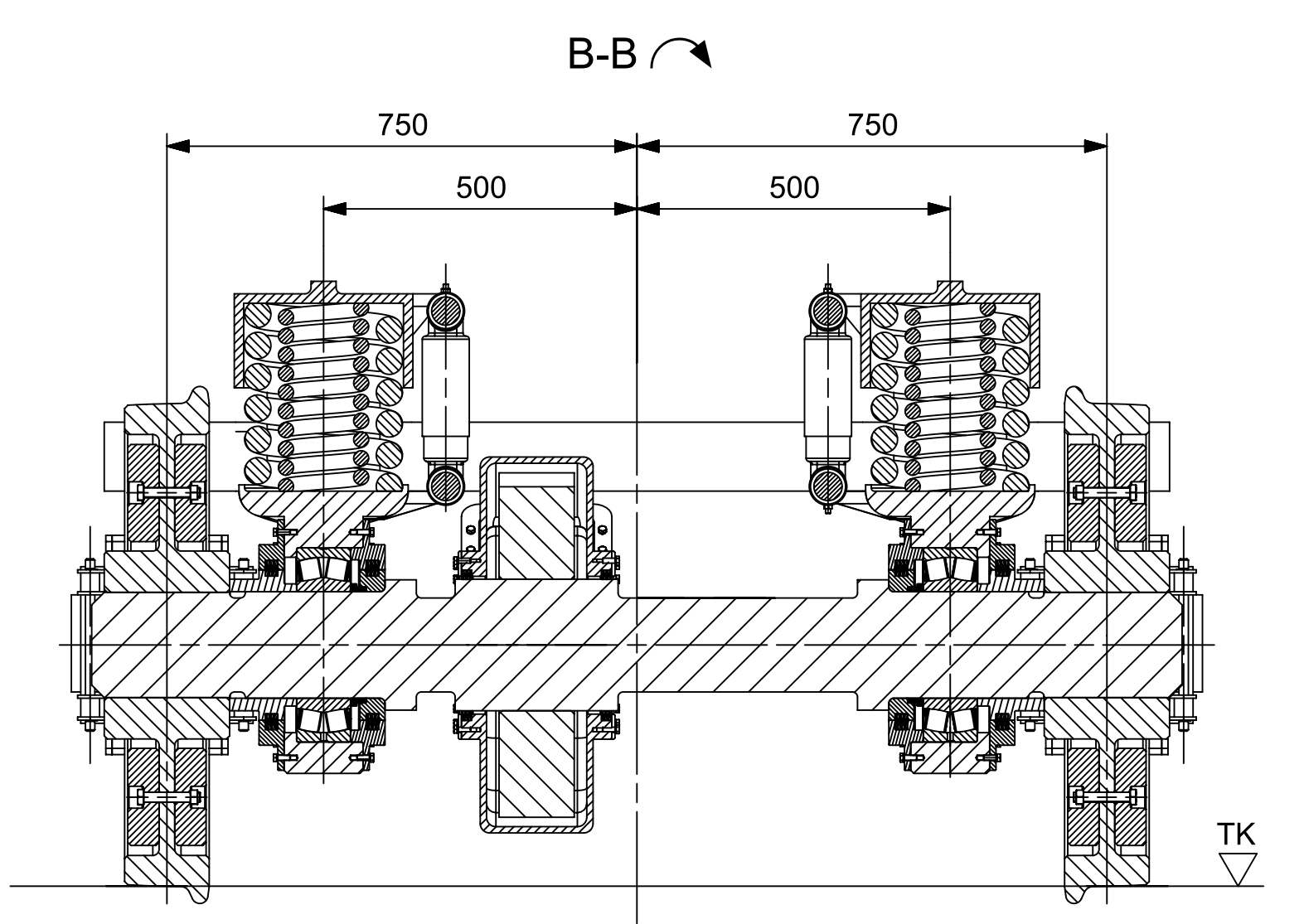
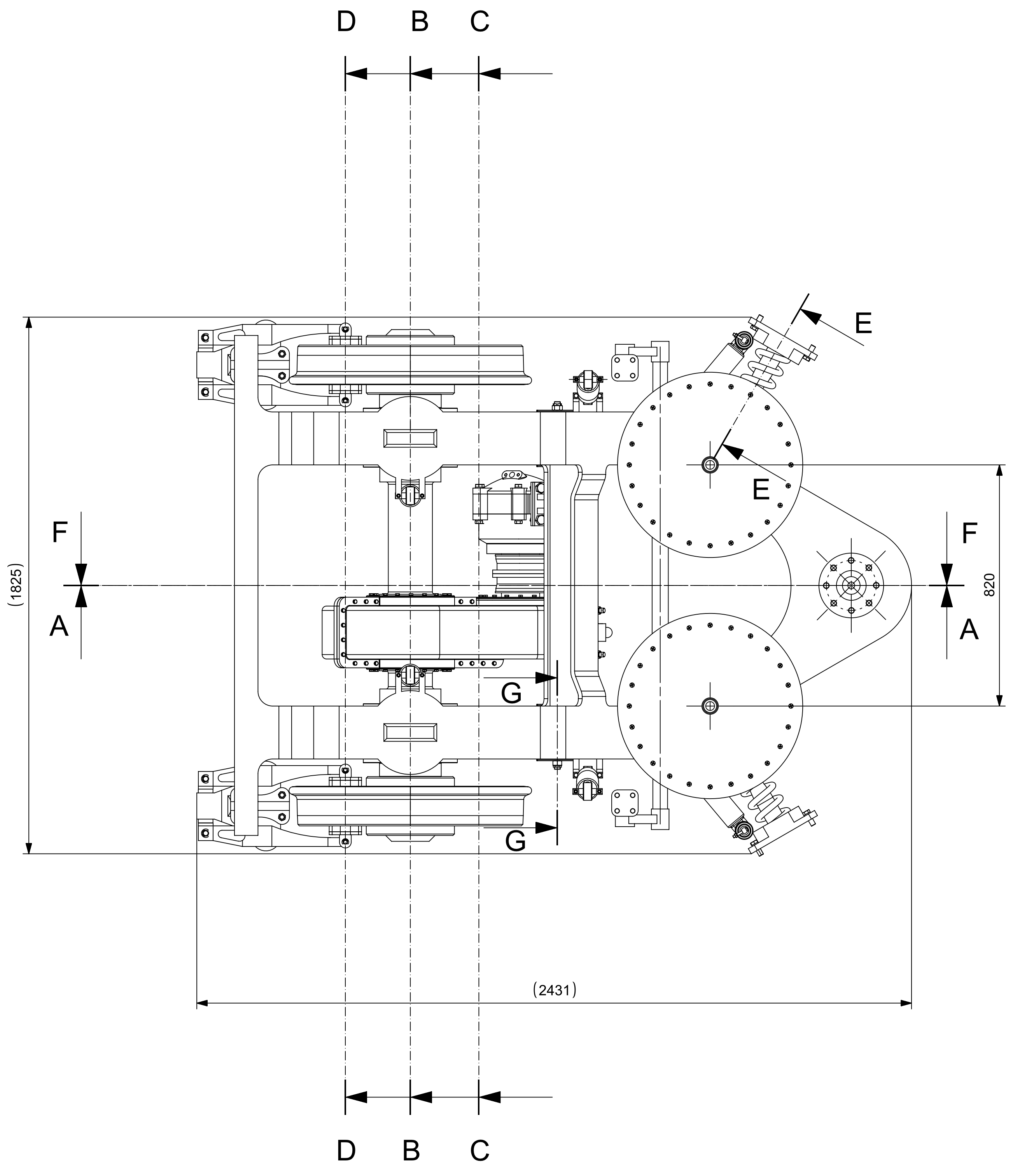
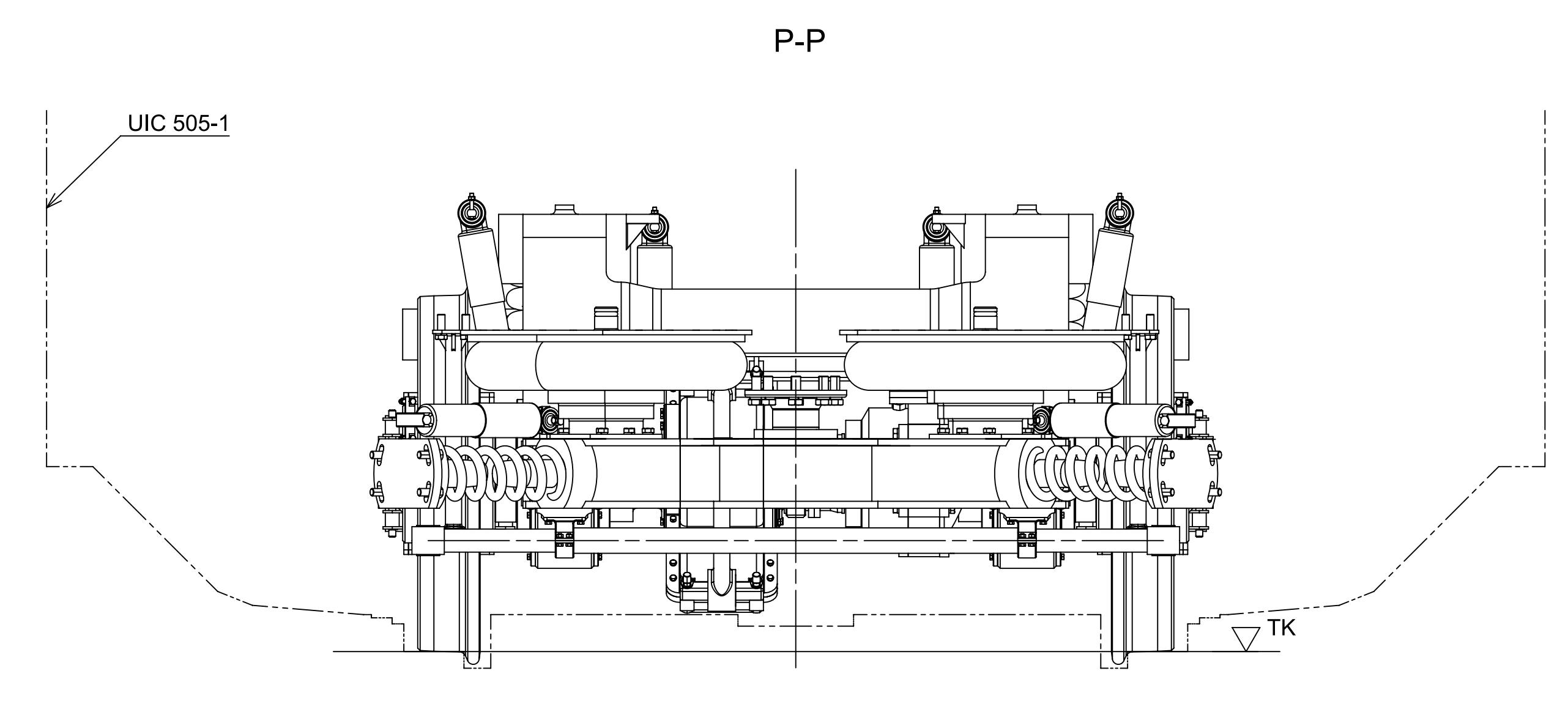
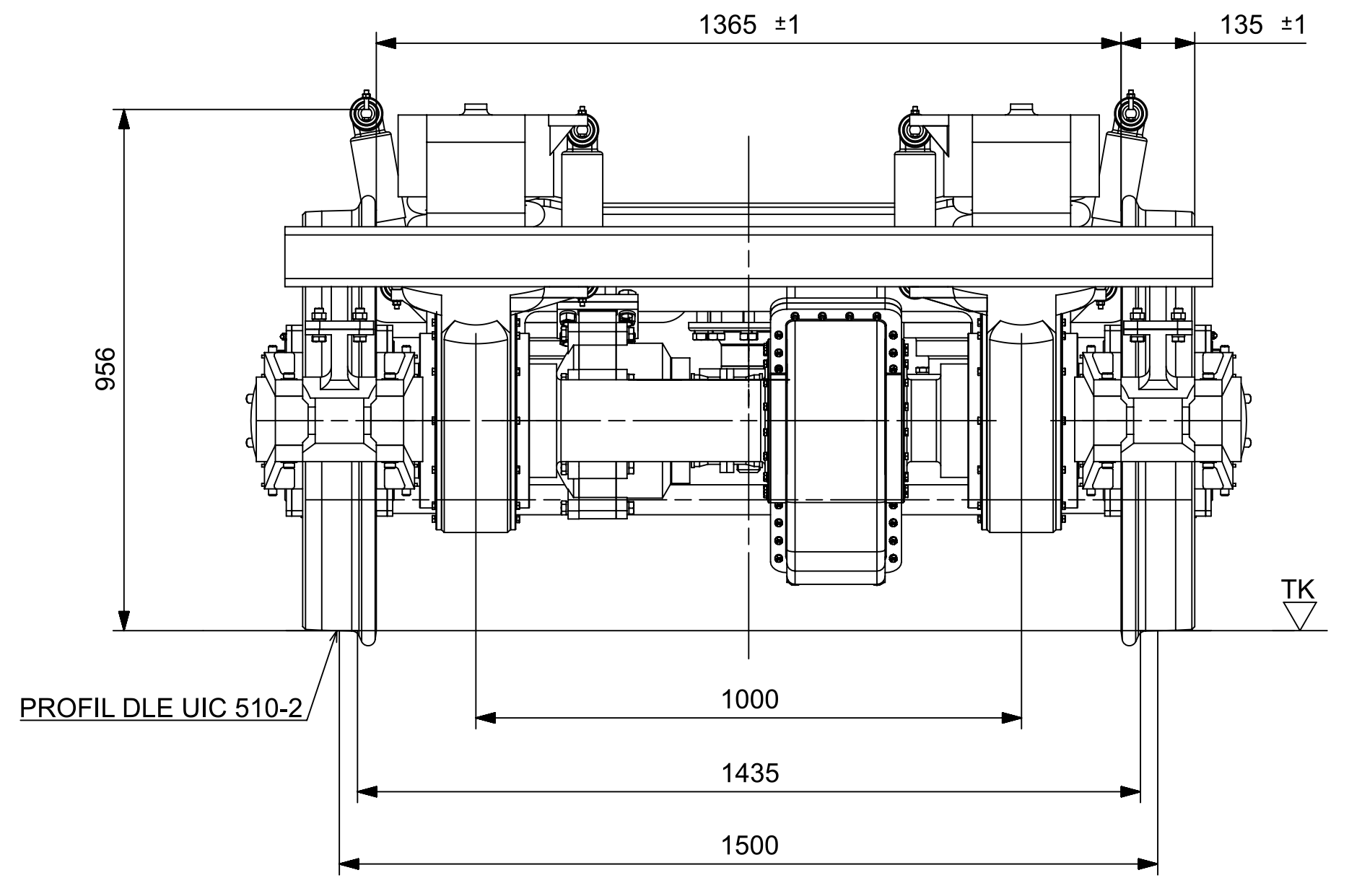
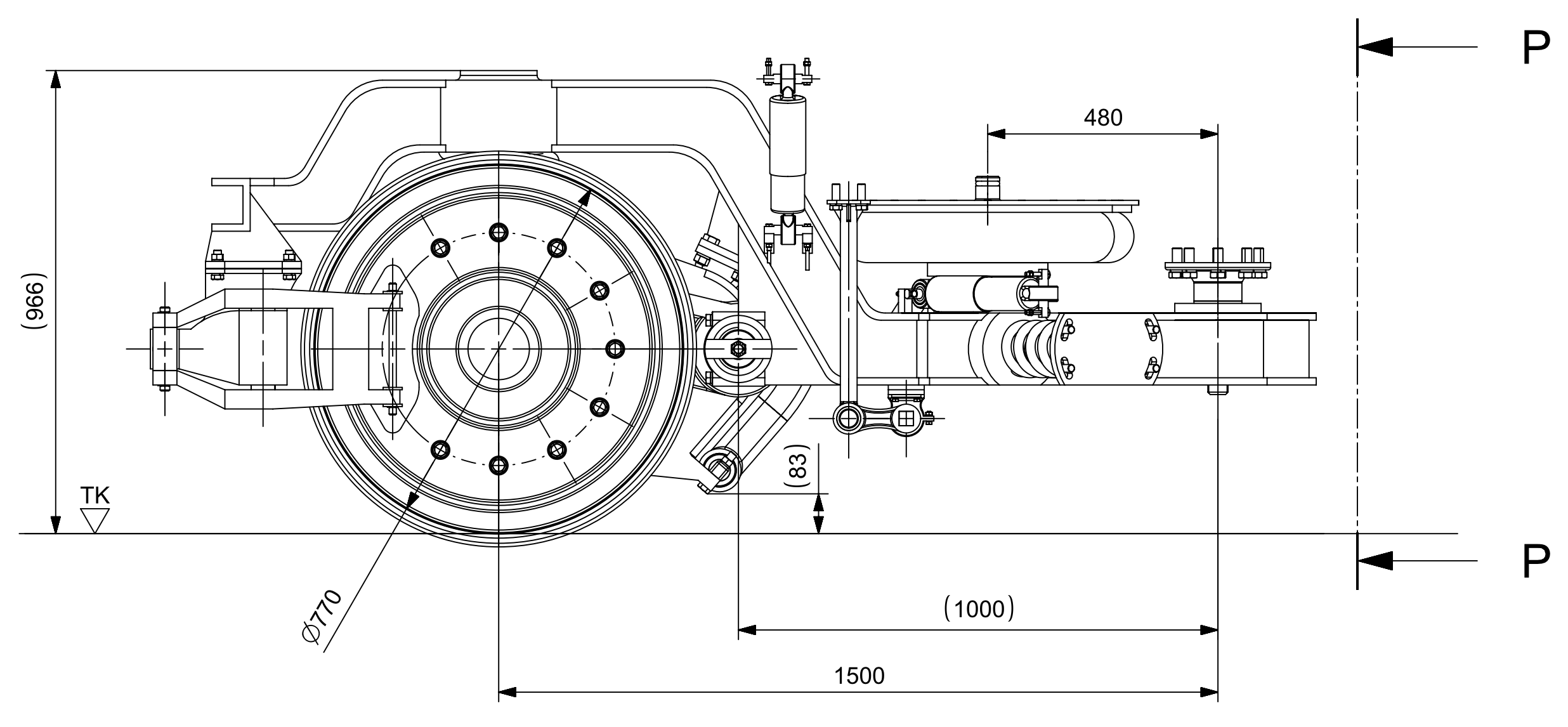
5500 5000 4500 4000 3500 3000 2500 2000 1500 1000 500 500 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500



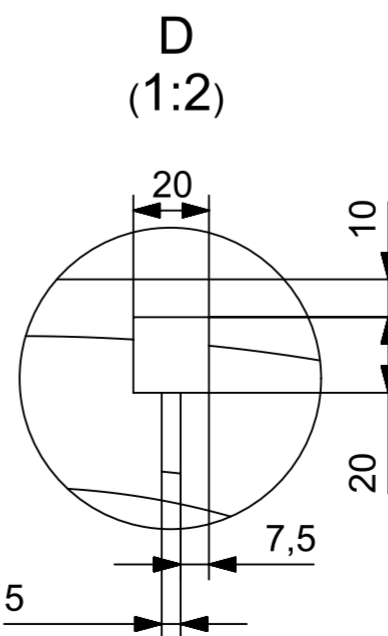
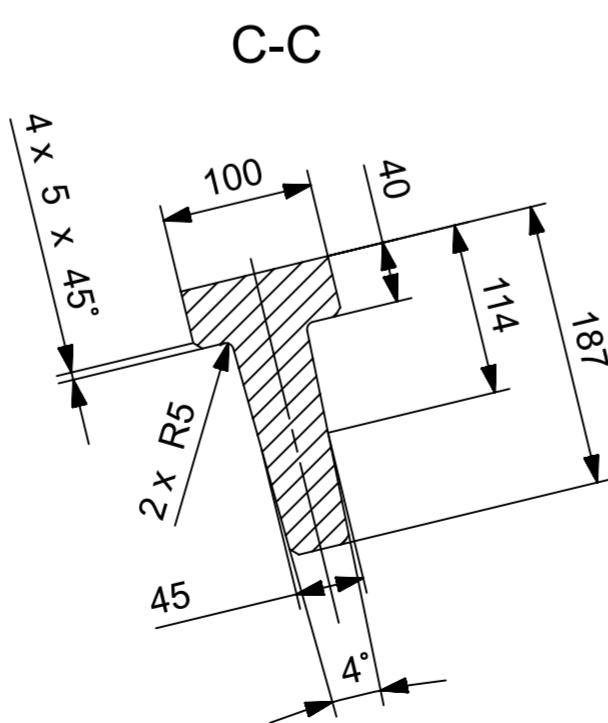
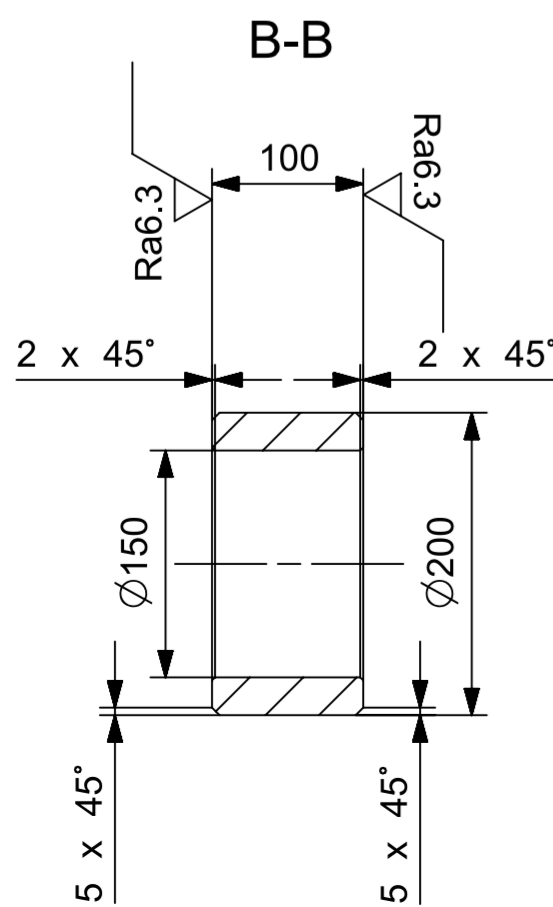
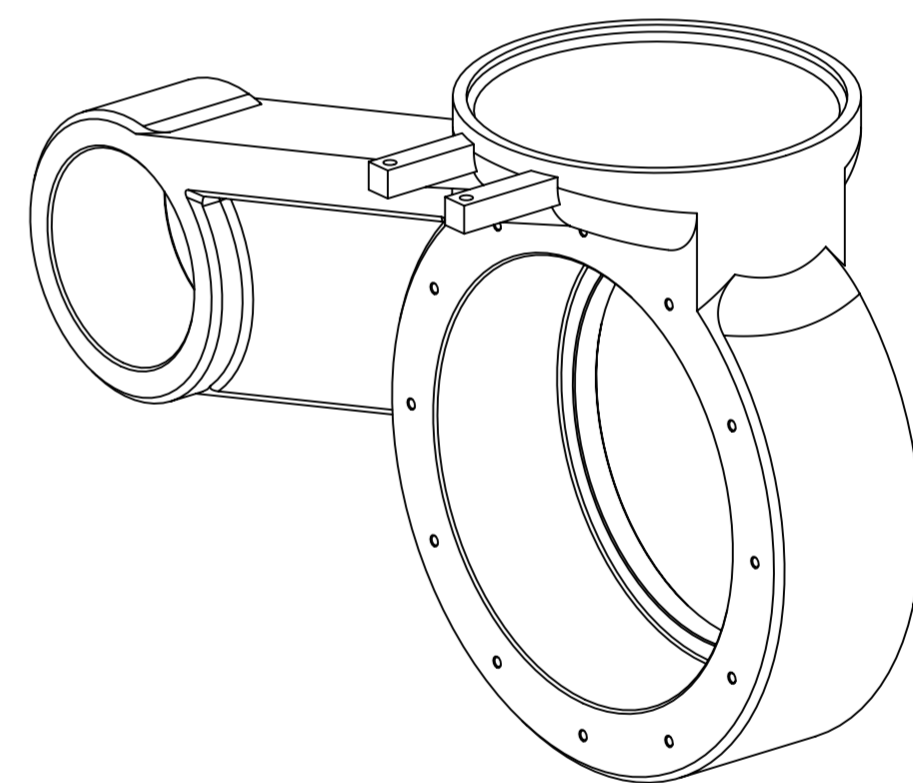
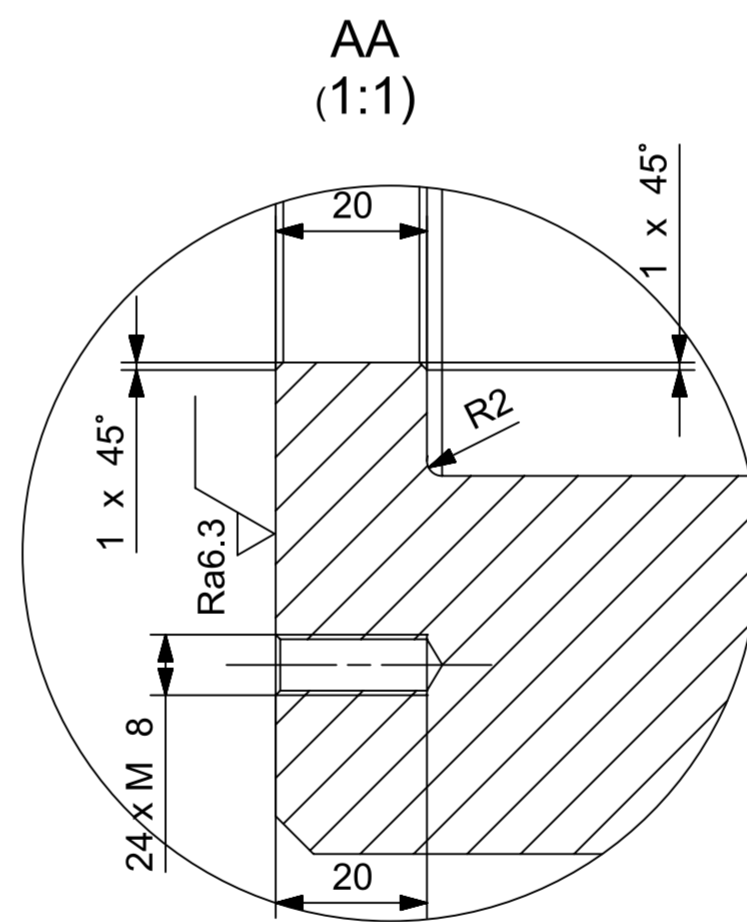
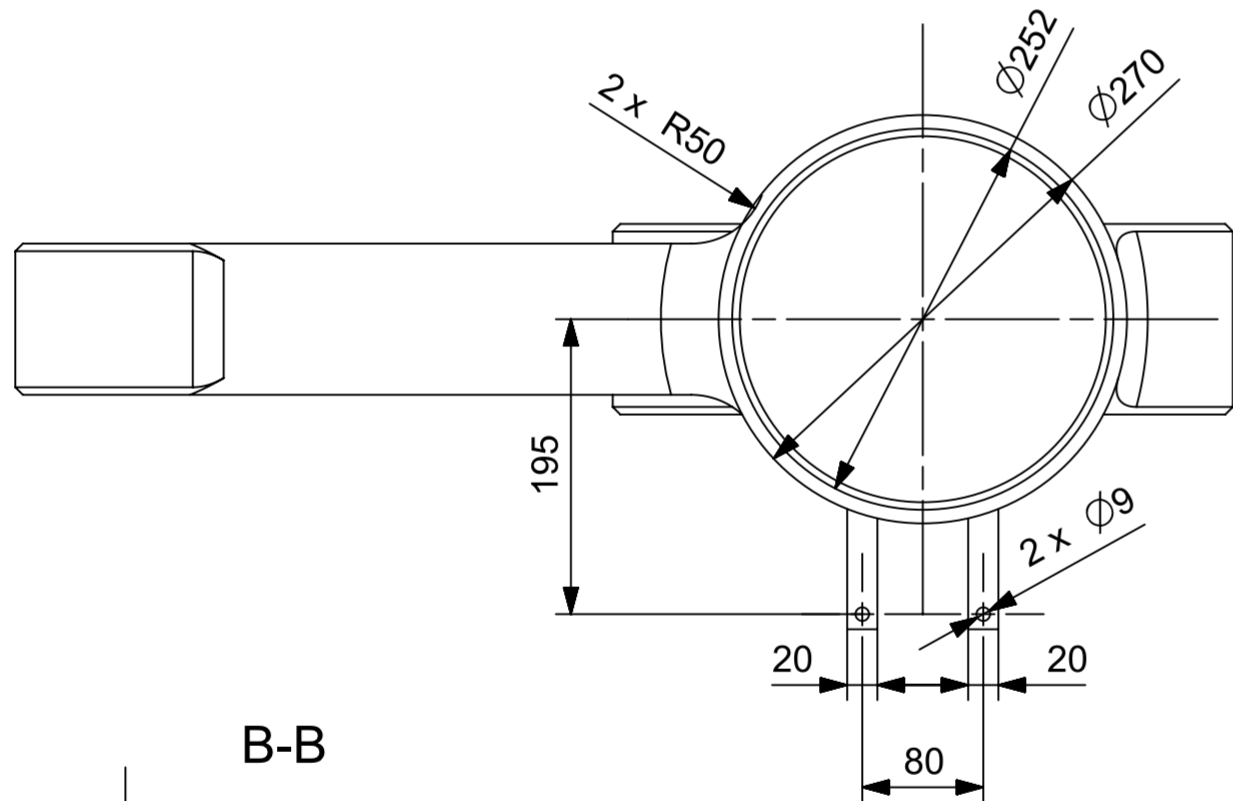
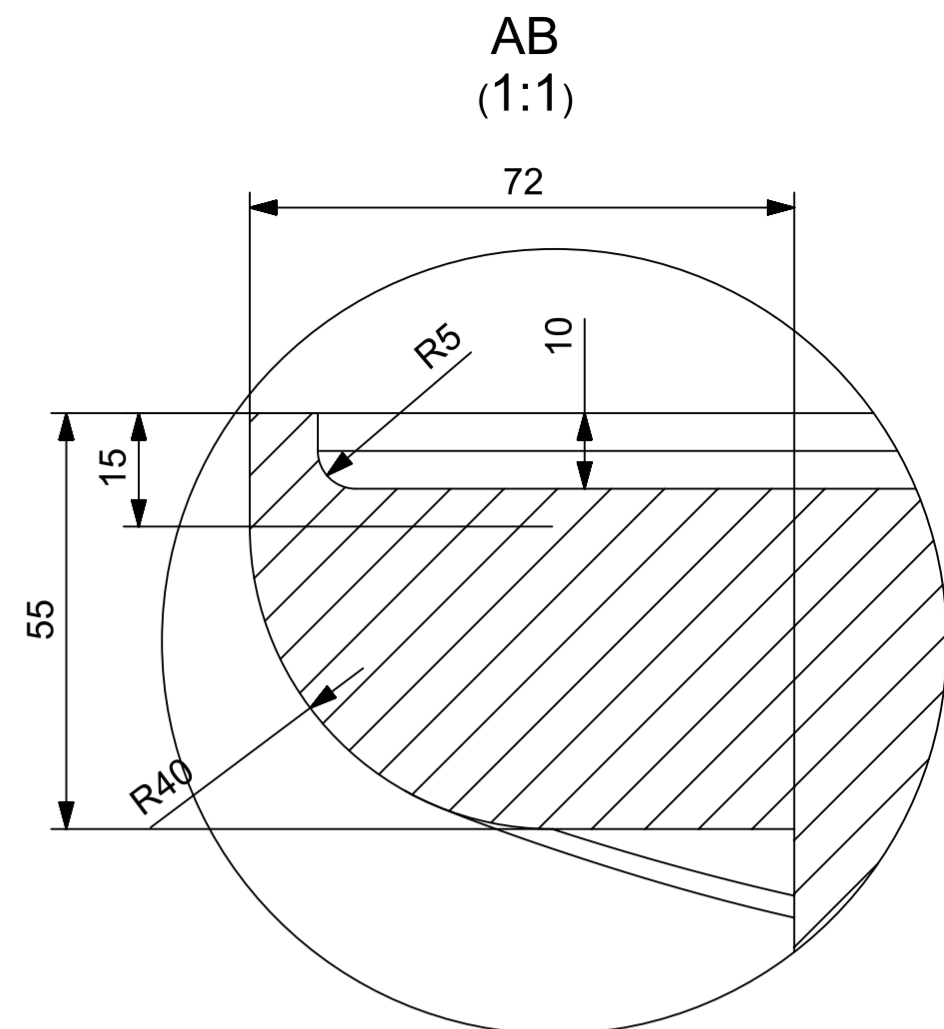
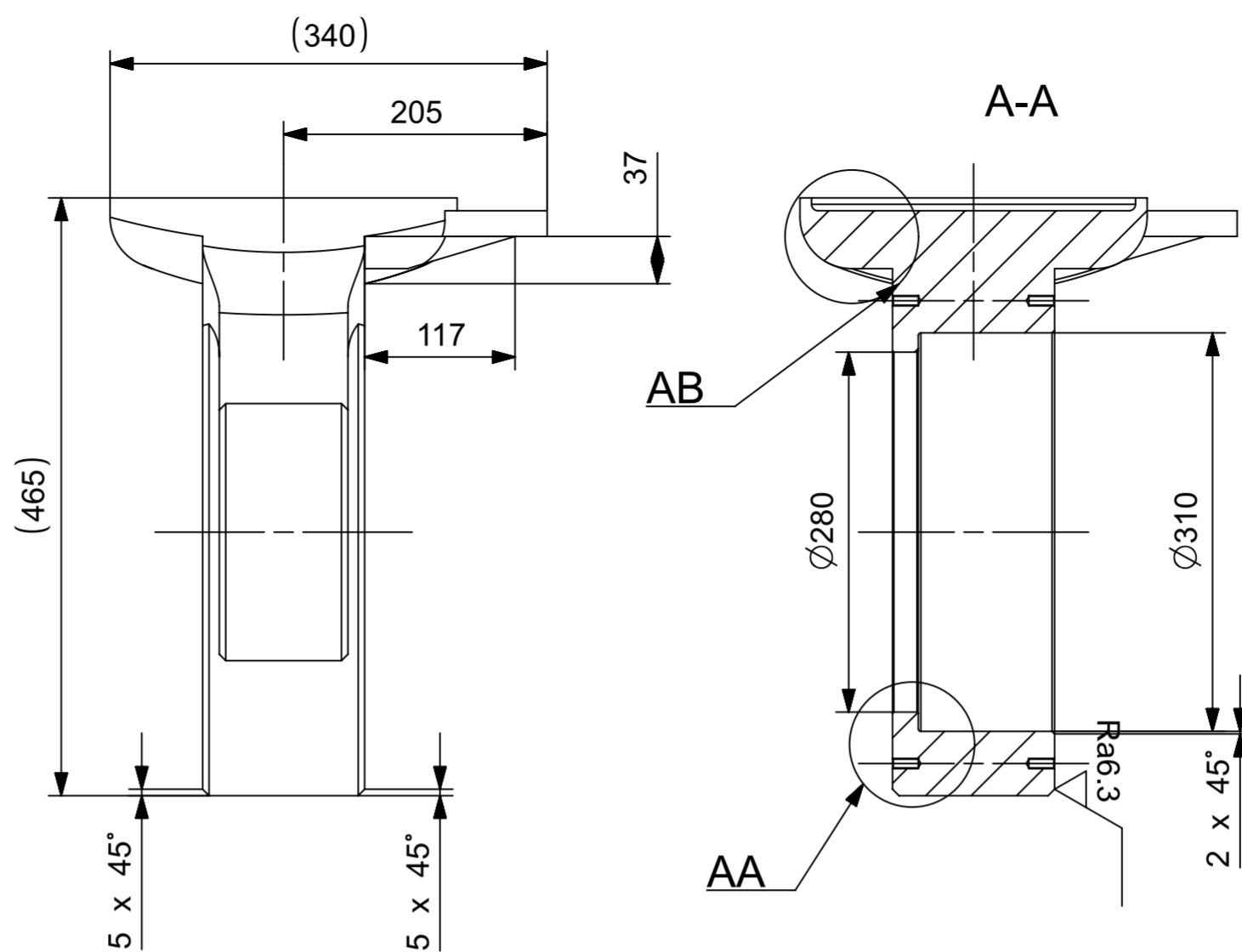
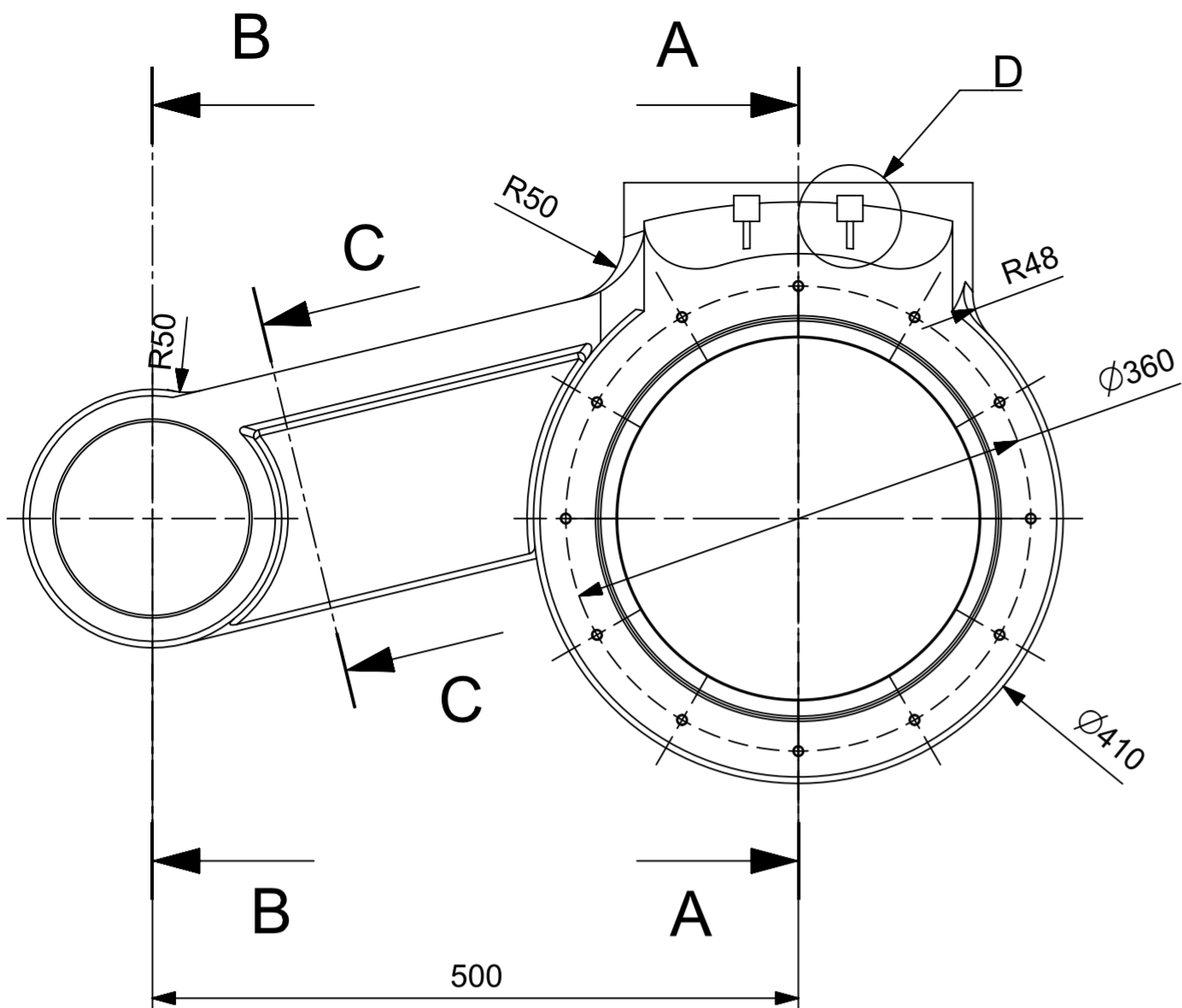




2553											
Poz.	Název - rozmer	Polotovár	Material konečný/výchozí	T.O.	C.hmot	Hr.hmot	Císlo výkresu	Pocet ks.			
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.			
01	Datum / Date	Jmeno / Name									
	08.7.2020	Jan Tuka									
Prost / Safety	---	---									
Stav / Status	---	---									
Index zmeny / Change description	Schval. / App	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note							
---	---	---	---	---							
	Tolerance / Toleranční	Subor-model / ASM-File				Projekt / Project	DPDM	Měřítka / Scale			
	ISO 8015 / ISO 2768mk	Subor-vykres / DWG-File				Stavby / Assembly	---	1:25			
	ISO 128	Motorwagen				C.hmot, vesl: 0/0					
Název / Title			Motorwagen				Rev.	Císlo výkresu / Drawing No.		Formát	
							0	DP - DMT - 00		A1	
								List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 1		



Pos.	Název - ročník	Průběh	Material	T.O.	C. name	W. name	Code	1275
101	6.7.2020	Jan Tuka	DP-DMT-00	1:10	0	DP-DMT-01	AD	
Triebdrehgestell DP-DMT-01								



1	---	odlitek	GJS-350-22	114,8 kg	-	DP-DMT-01	1	
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovak	Material	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.wei	Assembly drawing no.	Quant.
cao 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Prost / Drawn by	9.7.2020	Jan Tuka						
Projez / Checked by								
Stahil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note			
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project		Meritko / Scale		
ISO 8015 ISO 128		Lagergehäuse - L		DPDM		1:5		
Soubor-vykres / DRW-file		Lagergehäuse - L		Castng / Assembly file		DP-DMT-01		
Nazev / Title			Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format	
Lagergehäuse			---		DP-DMT-02		A2	
List / sheet no. 1			Pocet listu / sheets 1					