

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Podvozek Jacobs

Autor: **Bc. Petr KOTÁL**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr HELLER, CSc.**

Akademický rok 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr KOTÁL**
Osobní číslo: **S09N0053P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Podvozek Jacobs**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Shrňte základní požadavky o existujících řešení na kolejových vozidlech. Zpracujte několik variant řešení a po zhodnocení vyberte vhodnou variantu. Provedte zpracování vlastního řešení Jacobsova podvozku a dále zpracujte ekonomickou náročnost Jacobsova podvozku.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerže existujících řešení na kolejových vozidlech
2. Zpracování vlastního řešení v několika variantách
3. Zhodnocení navržených řešení a výběr vhodné varianty
4. Zpracování projektu vlastního řešení Jacobsova podvozku a pevnostní výpočet vybraného konstrukčního dílu
5. Ekonomické posouzení

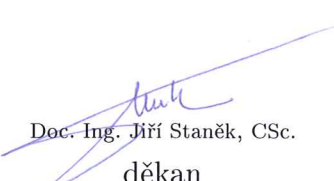
Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 40-60 stran A4
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla. II. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009

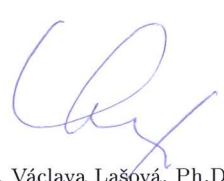
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Radim Sýkora**
Škoda Vagonka a.s.

Datum zadání diplomové práce: **20. září 2010**
Termín odevzdání diplomové práce: **27. května 2011**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 20. září 2010

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**

Poděkování

Chtěl bych touto cestou poděkovat panu Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za jeho odborné zkušenosti a vstřícné jednání při kompletaci diplomové práce. Vždy mě dokázal poradit a nasměrovat správným směrem. Dále bych chtěl poděkovat mému konzultantovi panu Ing. Radimu Sýkorovi za poskytnutí všech potřebných dokumentů a informací, které mi pomohly s vypracováním tohoto dokumentu.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kotál	Jméno Petr	
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	Podvozek Jacobs		

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2011
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	65	TEXTOVÁ ČÁST	41	GRAFICKÁ ČÁST	24
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje návrhy Jacobsova podvozku. Výběr optimální varianty pojezdu na základě požadovaných kritérií. Napočítání a modelování podvozku ve 3D programu. Rozkreslení výkresové dokumentace se zaměřením na jednotlivé konstrukční uzly. Popis jednotlivých komponentů.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	podvozky Jacobs, specifikace kritérií, návrh variant, hodnocení, dimenzování, 3D konstrukce vítězné varianty, výkresy, popis.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Kotál		Name Petr	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport Vehicles 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	Bogie Jacobs			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2011
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	65	TEXT PART	41	GRAPHICAL PART	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis contains proposals of Jacobs bogie. Selection of the optimal alternative based on required criteria. Calculations and models of bogie in 3D software. Explosional drawings focused on individual structural nodes. Description of individual components.
KEY WORDS	Jacobs bogies, criteria specification, design options, evaluation, dimensioning, 3D design, drawings, description

Obsah

1. Úvod	4
1.1. Upřesnění zadání	4
1.2. Základní pojmy	4
1.3. Elektrická jednotka 471	4
1.4. Podvozek Jacobs	5
2. Rešerše používaných podvozků	6
2.1. Běžný podvozek Jacobs, typu SF 4000 JLDG	6
2.2. Podvozek FlexCompact – Bombardier	6
2.3. Spojení jednonápravových podvozků	7
2.4. Podvozek Fiat	7
3. Detailní specifikace požadavků TS	8
3.1. Návrh struktury TS	10
3.1.1. Návrh pracovního transformačního procesu	10
3.1.2. Orgánová struktura	11
4. Návrh jednotlivých variant podvozků	12
4.1. Morfologická analýza	12
4.2. Běžný podvozek Jacobs – vedení kývačkou	13
4.3. Běžný podvozek Jacobs – vedení vodícím trnem	13
4.4. Běžný podvozek Jacobs – vedení převrácenou kývačkou	14
4.5. Dělený rám	14
5. Hodnocení variant	15
6. Konstrukce varianty č. III	16
6.1. Popis dědičných vlastností	16
6.2. Navrhované konstrukční uzly podvozku	16
6.2.1. Dvojkolí a ložiska	16
6.2.1.1. Náprava	16
6.2.2. Ložiska	24
6.2.3. Primární a sekundární vypružení	26
6.2.3.1. První stupeň vypružení	29
6.2.3.2. Druhý stupeň vypružení	30
6.2.3.3. Třetí stupeň vypružení	30
6.3. Sestava Jacobsova podvozku	32
6.3.1. Rám podvozku	34
6.3.2. Dvojkolí a kotoučové brzdy	35
6.3.3. Převrácené kyvné rameno	36
6.3.4. Sekundární vypružení	37
6.3.5. Tažné zařízení	38
7. Technickoeconomické hodnocení	39
7.1. Hodnocení technické úrovně řešení	39
7.2. Ekonomické hodnocení	39
8. Závěr	40

Seznam příloh

Název	Číslo výkresu	Formát výkresu
Jacobsův podvozek	1-DP2011-000	A1
Rám podvozku	1-DP2011-100	A1
Dvojkolí	1-DP2011-200	A3
Primární vypružení	1-DP2011-300	A3
Sekundární vypružení	1-DP2011-400	A3
Tažné zařízení	1-DP2011-600	A3

Seznam obrázků

Obrázek 1 Výkres elektrické jednotky 471	- 5 -
Obrázek 2 Cílové místo pro Jacobsův podvozek	- 5 -
Obrázek 3 Různé provedení jednotek	- 5 -
Obrázek 4 Podvozek SF 4000 JLDG	- 6 -
Obrázek 5 Běžný podvozek FlexCompact	- 6 -
Obrázek 6 Princip podvozku FEBA	- 7 -
Obrázek 7 Podvozek Fiat	- 7 -
Obrázek 8 Dvojkolí vedeno kyvným ramenem	- 13 -
Obrázek 9 Dvojkolí vedeno vodícím tmelem	- 13 -
Obrázek 10 Dvojkolí vedeno převráceným kyvným ramenem	- 14 -
Obrázek 11 Dělený rám	- 14 -
Obrázek 12 Jmenovité zatížení	- 17 -
Obrázek 13 Zatížení od cestujících	- 17 -
Obrázek 14 Maximální zatížení	- 17 -
Obrázek 15 Jmenovité zatížení	- 17 -
Obrázek 16 Zatížení od cestujících	- 17 -
Obrázek 17 Zatížení Jacobsova podvozku (cestující+jmenovité zatížení)	- 18 -
Obrázek 18 Princip působení sil na dvojkolí	- 18 -
Obrázek 19 Náčrt nápravy s vyznačenými řezy	- 22 -
Obrázek 20 Kuželíkové ložisko	- 24 -
Obrázek 21 Válečkové ložisko	- 25 -
Obrázek 22 Graf jednotlivých tuhostí pružin a celkové tuhosti primárního vypružení	- 27 -
Obrázek 23 Návrh paralelního řazení pružin	- 27 -
Obrázek 24 Sestava běžného podvozku	- 32 -
Obrázek 25 Podkrytka - detail	- 33 -
Obrázek 26 Rám běžného podvozku	- 34 -
Obrázek 27 Studie dvojkolí	- 35 -
Obrázek 28 Převrácené kyvné rameno	- 36 -
Obrázek 29 Sekundární vypružení	- 37 -
Obrázek 30 Tažné zařízení	- 38 -

Seznam tabulek

Tabulka 1 Hodnocení variant	- 15 -
Tabulka 2 Rozložení hmotnosti	- 16 -
Tabulka 3 Dovolené hodnoty napětí materiálu EA1N	- 22 -
Tabulka 4 Výpočtové charakteristiky nápravy	- 23 -
Tabulka 5 Parametry kuželíkového ložiska	- 24 -
Tabulka 6 Parametry válečkového ložiska	- 25 -
Tabulka 7 Rozdělení tuhosti	- 27 -
Tabulka 8 Parametry pneumatické měchu SEK 670-K2	- 28 -
Tabulka 9 Výsledné hodnoty návrhu primárního vypružení	- 31 -

Přehled použitých zkratek a symbolů

UIC	Union Internationale des Chemins de fer (Mezinárodní železniční unie)
EN	Evropská technická norma
ČSN	Čeká technická norma
TS	Technický systém
P_1 a P_2 [N]	Svislé síly působící na čepy ložisek
Q_1 a Q_2 [N]	Svislé reakce
Y_1 a Y_2 [N]	Příčné síly
F_i [N]	Síly od účinků neodpružených hmot mezi koly
M_i' [Nm]	Momenty vyvolené brzděním
h_1 [m]	Výška těžiště od vodorovné osy nápravy
b [m]	Vzdálenost ložiskových středů
g [m/s⁻²]	Tíhové zrychlení
σ [MPa]	Normálové napětí
τ [MPa]	Tečné napětí
E [MPa]	Modul pružnosti oceli
G [MPa]	Modul pružnosti ve smyku
C [N]	Dynamická únosnost
P [N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
K	Tuhost pružiny
F_r [N]	Radiální síla
F_a [N]	Axiální síla
v [m/s]	Rychlost

1. Úvod

1.1. Upřesnění zadání

Hlavním předmětem této práce je najít vhodnou variantu Jacobsova podvozku pro regionální elektrickou jednotku 471. Zde by měl tento běžný podvozek nahradit dvojicí podvozků sousedících skříní elektrické jednotky. Vybranou variantu detailně rozpracovat v hlavních částech podvozku jako je vypružení a přenos tažné síly na podvozek. Tyto návrhy budou podpořeny výpočty z vybraných konstrukčních uzlů.

1.2. Základní pojmy

Pojezd (1) kolejového vozidla je obecně zařízení, které je zabudováno mezi kolejí a vozovou nebo lokomotivní skříní a slouží k nesení a vedení vozidlové skříně v koleji.

Podvozek je dvounápravový nebo vícenápravový vozík, vložený otočně mezi spodek vozu nebo hlavní rám lokomotivy a kolej, který má jistou pohyblivost vzhledem ke spodku vozidlové skříně.

Podvozky běžné u osobních a nákladních vozů to jsou takové podvozky, které nemají trakční zařízení.

Podvozky trakční mají zařízení pro pohon dvojkolí.

1.3. Elektrická jednotka 471

City Elefant (6) je název pro elektrickou dvoupodlažní jednotku, která je složena z elektrického vozu řady 471, vloženého vozu řady 071 a řídicího vozu řady 971. Jednotka je určena pro dopravu cestujících v městských aglomeracích a je napájena stejnosměrným napětím 3 kV. Maximální výkon je 2000 kW. Minimální poloměr oblouku činí 120 metrů.

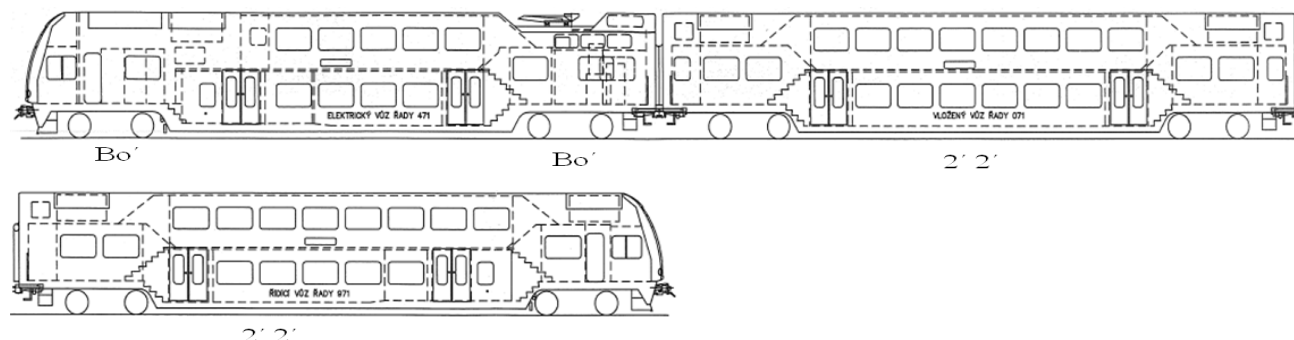
Vozy jsou řešeny jako dvoupodlažní s nástupní hranou 550 mm nad temenem kolejnice. Tato výška odpovídá výšce nástupiště. Délka přes spřáhla 79,2 m, hmotnost soupravy 156 t. Skříně jsou vyrobeny z hliníkových profilů. Maximální konstrukční rychlost, pro kterou byla jednotka navržena, je 160 km/h. Převážná kapacita je 643 osob, z toho 310 míst je určeno k sezení (287 míst je v druhé třídě a 23 míst je v první třídě).

Pojezd motorového vozu je řešen dvounápravovými podvozky s individuálním pohonem náprav. Trakční měniče jsou provedeny jako moduly IGBT s kapalinovým chlazením. Řízení může být provedeno ve třech různých režimech a to například: automatické vedení vlaku, automatická regulace rychlosti a manuální režim. Řídicí systém umožňuje z jednoho stanoviště ovládat maximálně 4 spojené jednotky.

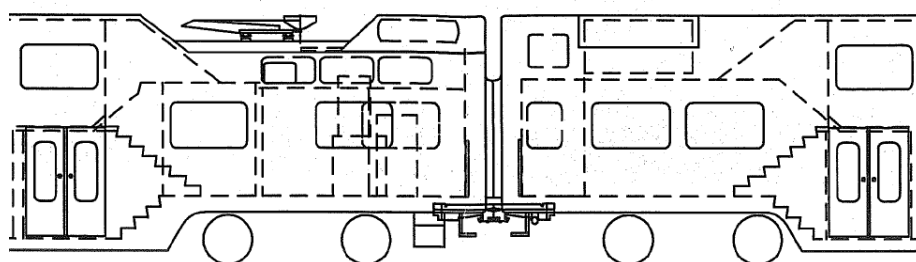
Uspořádání pojezdu pro elektrickou jednotku 471: Bo'Bo'+ 2'2'+ 2'2' (obrázek č.1)

Pozn.

- **Bo' Bo'**- Hnané dvojkolí se označuje velkým písmenem a abecední pořadí udává počet.
- **2'2' + 2'2'** – Arabským číslem se označuje nehnané dvojkolí, apostrof nad číslem znamená otočný podvozek.



Obrázek 1 Výkres elektrické jednotky 471 (12)

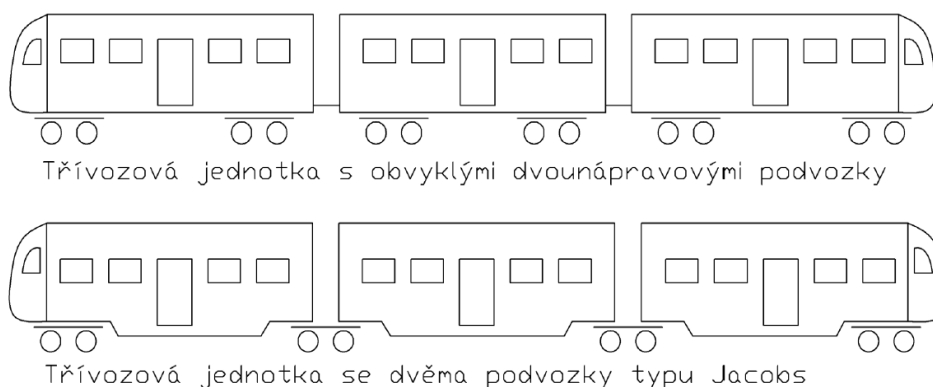


Obrázek 2 Cílové místo pro Jacobsův podvozek (12)

1.4. Podvozek Jacobs

Tyto běžné dvounápravové podvozky typu Jacobs (2) se používají hlavně u článkových regionálních vozidel. Charakteristickým znakem je uložení sousedících skříní vozidla na jednom podvozku. Vynálezce byl Wilhelm Jacobs (1858 – 1942). Hlavními výhodami, proč se tyto podvozky používají je v úspoře hmotnosti, nízké výšce podlahy kolejového vozidla od temene kolejnice, dobré jízdní vlastnosti, odpadnutí spráhel mezi vozidly a samozřejmě lepší průchodnost z jednoho článku do druhého. Nevýhodou v případě poruchy je obtížné vyvážení podvozku.

Obr. 3 poukazuje na rozdíl mezi vozovou jednotkou, která nemá podvozky Jacobs a naproti tomu jednotka která jimi disponuje. Uložení podvozku mezi skříně kolejového vozidla, vyžaduje náročné a zároveň pečlivé uspořádání jednotlivých komponentů.



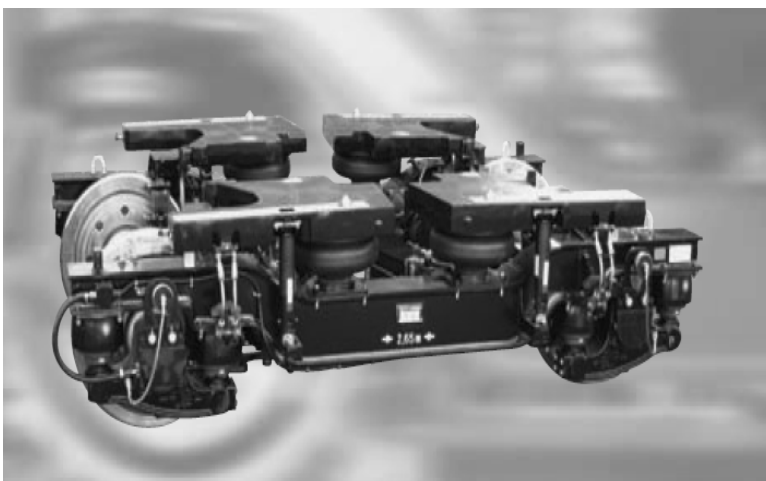
Obrázek 3 Různé provedení jednotek (2)

2. Rešerše používaných podvozků Jacobs

2.1. Běžný podvozek Jacobs, typu SF 4000 JLDG, Siemens

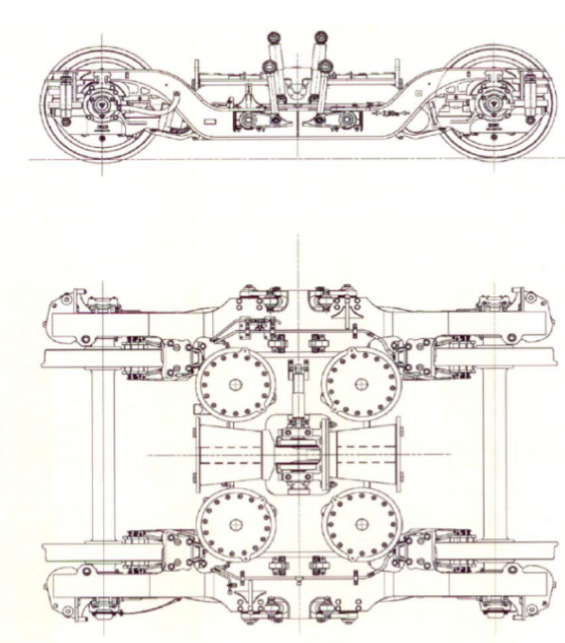
Primární vypružení a vedení nápravového ložiska je provedeno dvěma kuželovými pryžo-kovovými silentbloky. Sekundární vypružení tvoří čtyři pneumatické pružiny. Nad každou pneumatickou pružinou se nachází pomocné traverzy, které nesou skříň vozidla.

Pneumatické vypružení, stejně jako primární vypružení, je vybaveno hydraulickými tlumiči kmitů. Výška podlahy pro tento podvozek je udržována v konstantní výši od temene kolejnice. Podélná síla je přenášena tažně tlačnou tyčí. Brzdové ústrojí tvoří 4 kotoučové brzdové jednotky, brzdové kotouče jsou integrovány v kolech. Maximální rychlost je 120 km/h, hmotnost na nápravu max. 16 t, celková hmotnost 6.2t, rozvor podvozku činí 2650 mm.



Obrázek 4 Podvozek SF 4000 JLDG (10)

2.2. Podvozek FlexCompact – Bombardier

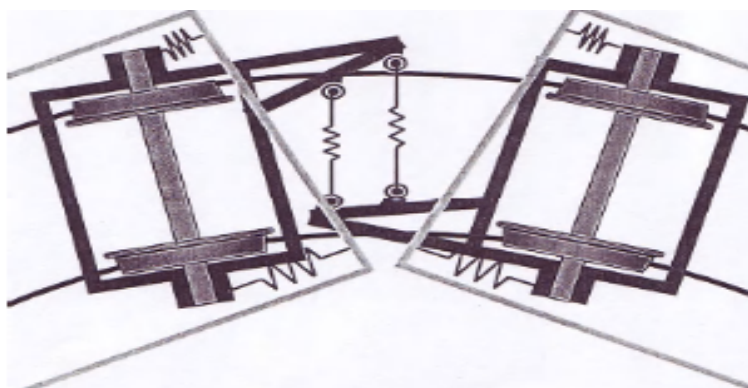


Podvozek je vybaven průměrem dvojkolí 840/770 mm, kola jsou monobloková s integrovanými brzdovými kotouči. Primární vypružení a vedení dvojkolí je provedeno pružnými elastomerními prvky, doplněnými o hydraulické tlumiče. Rám je svařen do tvaru H a vyznačuje se torzně-elastickými vlastnostmi. Příčník se nachází v minimální vzdálenosti od temene kolejnice. Sekundární vypružení obsahuje čtyři pneumatické pružiny ve výšce 615 mm nad temenem kolejnice. V sekundární části je zabudován torzní stabilizátor k redukování naklápění skříně. Bezpečnost proti vykolejení a vysokou kvalitu chodu zajišťuje torzně pružný rám. Maximální rychlost je 160 km/h, Zatížení na nápravu 16,3 t, rozvor podvozku 2 800 mm, celková hmotnost 5,3 t.

Obrázek 5 Běžný podvozek FlexCompact (11)

2.3. Spojení jednonápravových podvozků

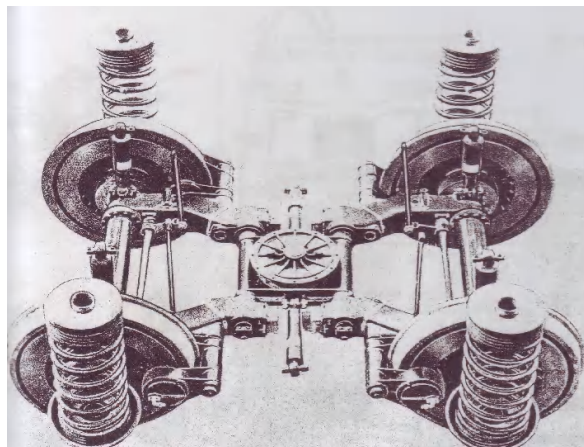
Jedná se o variantu podvozku typu Feba viz obr. 6 (4), patentovanou v roce 1997 firmami AnsaldoBreda a SLM. Podvozek je zabudován v příměstské jednotce NSB EMU Class 72. Princip tohoto podvozku je založen na dvou hnaných jednonápravových podvozcích, kde primární vypružení je pryžovými elementy. Vypružení mezi skříní a podvozkem v sekundárním okruhu je provedeno za pomoci pneumatických měchů. Skříň a podvozek propojují dvě paralelní táhla, pneumatické vypružení a boční vedení. Tím vznikne spojení dvou jednonápravových podvozků. Kmitání skříně a podvozku je tlumeno hydraulickými pístovými tlumiči. Co se týče přenosu sil, tak podvozek obstarává přenos příčných sil, váhu skříně a brzdné síly. Podélné síly přenáší, spráhla upevněná na skříních. Vazba propojující oba podvozky umožňuje jeho natáčení v oblouku.



Obrázek 6 Princip podvozku FEBA (4)

2.4. Podvozek Fiat

Podvozek má nezávislá kola na nápravách dvojkolí a jen flexicoilové vypružení (4), které umožňuje vypružený pohyb skříně ve všech třech osách. Rám podvozku je tvořen ze zrcadlově symetrických komponentů. Pevná integrální část je tvořená lehkými slitinami uprostřed podvozku, s níž je pružně spojena skříň vozu. Na otočných čepech má vodící ramena k vedení neotáčejících se náprav dvojkolí. Otočné čepy jsou uloženy v silentblocích a tím umožňují radiální stavění dvojkolí v oblouku koleje. To zapříčiní snížení úhlu náběhu kol dvojkolí vůči kolejnici a nedochází k prokluzu kol. Jízdní odpory a opotřebení je u této varianty menší, než u běžných rámových podvozků. Pro zlepšení jízdní stability v oblouku, je na podvozku umístěn rovnoběžně s nápravou torzní stabilizátor. Ten pracuje na zmenšování úhlu naklápění skříně. Rozkmitání zabraňují čtyři svislé a dva příčné tlumiče.



Obrázek 7 Podvozek Fiat (4)

3. Detailní specifikace požadavků TS

Specifikace požadavků systému poukazuje na nejvhodnější a nejlepší souhrn vlastností, které od technického systému požadujeme. V tomto případě technický systém je podvozek Jacobs a jsou na něj kladeny různé nároky.

Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztažené k transformačním Procesům životních etap TS	Požadovaná hodnota	Podmínka	Přání
1) Požadavky na hlavní pracovní funkci			
Přenos svislého zatížení ze skříně na kolej	Povinné	x	
Přenos podélných sil ze skříně na kolej	Povinné	x	
Přenos příčných sil ze skříně na kolej	Povinné	x	
Přenos brzdných sil v dvojkolí na rám podvozku	Povinné	x	
Chod dvojkolí při jízdě po kolejnici	Klidný	x	
Chod dvojkolí při průjezdu obloukem	Klidný	x	
Chod dvojkolí při přejezdu nerovností	Vyrovnaný	x	
Maximální rychlost 160 km/h	Povinné	x	
2) Požadavky k ostatním pracovním / provozním vlastnostem			
Výška těžiště nad TK	Minimální	x	
Manipulace a obsluha	Snadná	x	
Provozní náklady	Minimální	x	
Běžná kontrola	Jednoduchá	x	
Prostor pro běžnou kontrolu (stav dvojkolí, destiček, ...)	Dobrý	x	
Prostor pro běžnou údržbu (mazání, výměnu destiček, ...)	Dobrý	x	
Servisní intervaly velkých oprav (výměna dvojkolí, nápravová ložiska,...)	1 500 000 km	x	
3) Požadavky k vlastnostem pro plánování			
Konkurenceschopnost k produktům na trhu	Vysoká	x	
Plánovaná inovace	Potřebná		x
Strategie prosperity na trhu	Vysoká		x
4) Požadavky k vlastnostem pro přípravu výroby a výrobu			
Jednoduchost konstrukce	Potřebná	x	
Flexibilita výroby	Dobrá	x	
Náklady na výrobu a montáž	Minimální		x
Možnost typizace a unifikace	Maximální		x
Použití normalizovaných součástí	Maximální		x
5) Požadavky k vlastnostem pro distribuci			
Skladování	Sklad	x	
Doprava	Nástroje výroby	x	
6) Požadavky k vlastnostem pro renovaci			
Demontáž a montáž	Jednoduchá	x	
Demontáž dílů bez nutnosti jejich poškození	Dosažitelná		x
Použití normalizovaných snadno vyměnitelných dílů (dílových skupin)	Maximální		x
7) Požadavky k vlastnostem pro likvidaci			
Demontáž	Jednoduchá	x	
Recyklace	Nutná	x	

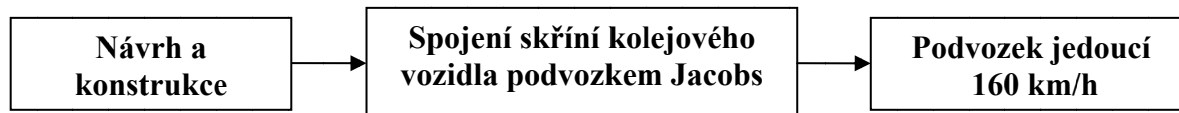
Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztažené k operátorům transformačního systému v životních etapách TS	Požadovaná hodnota	Podmínka	Přání
1) Požadavky k vlastnostem k člověku			
Jízda po kolejích	Klidná	x	
Dynamické vlivy působící na cestující	Minimální	x	
Kmitání skříně	Minimální	x	
Hlučnost při jízdě po koleji	Nízká	x	
Vibrace	Nízké	x	
Zachování jízdních vlastností prázdného a plně zatíženého vozu	Podobné		x
2) Požadavky k vlastnostem k materiálovému a energetickému okolí			
Použití nehořlavých materiálů	Nutné	x	
Použití netoxických materiálů	Nutné	x	
Provozní pevnost a únavová životnost	Vysoká	x	
Zachování požadovaných vlastností při rozdílných teplotách -25 až +50	Nutné	x	
Odolnost vůči povětrnostním podmínkám	Dobré	x	
3) Požadavky k informačním vlastnostem			
Ovládání funkcí	Jednoduché		X
Údržba	Snadná		X
Snímání otáček kola	Potřebné	x	
Užití zabezpečovacích systémů trati	Nutné	x	
Výstraha při poruše nebo nesprávné funkci	Nutné	x	
4) Požadavky k vlastnostem ostatních TS			
Rozložení nápravového tlaku	Rovnoměrné	x	
Rozložení nápravového tlaku při přejezdech nerovností	Rovnoměrné	x	
Jízdní odpor	Minimální		X
5) Požadavky k vlastnostem ekonom. řízení (managementu) procesů			
Náklady na vývoj	Nízké		X
Náklady na výrobu	Nízké	x	
Náklady na provoz	Nízké	x	
Náklady na ekologickou likvidaci	Nízké	x	

Požadavky k vnitřním vlastnostem TS	Požadovaná hodnota	Podmínka	Přání
1) Požadavky ke konstrukčním znakům			
Konstrukce – nízkopodlažní	Nutnost	x	
Odolnost vůči nerovnoměrnému zatížení	Vysoká	x	
Odolnost vůči dynamickému působení	Vysoká	x	
Druh ovládání brzd	Elektropneu.		X
2) Požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem			
Pneumatické součástky	Dodáváno	x	
Elektrické součástky	Dodáváno	x	
Elektropneumatické	Dodáváno	x	
Dvojkolí	Dodáváno	x	
Pryžové součástky	Dodáváno	x	
Spojovací prvky	Dle Normy	x	

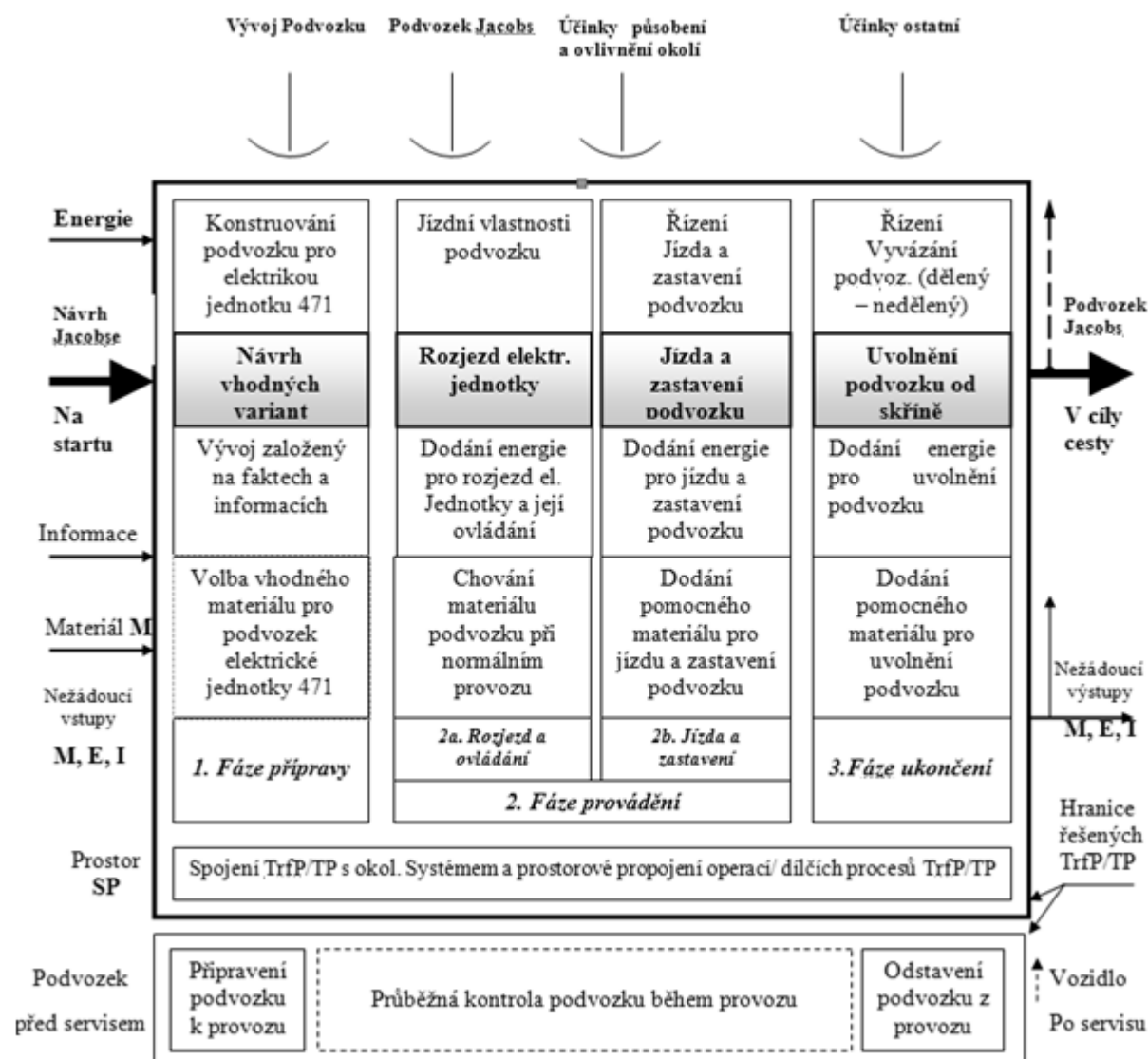
3.1. Návrh struktury TS

3.1.1. Návrh pracovního transformačního procesu

a) Návrh základní funkce

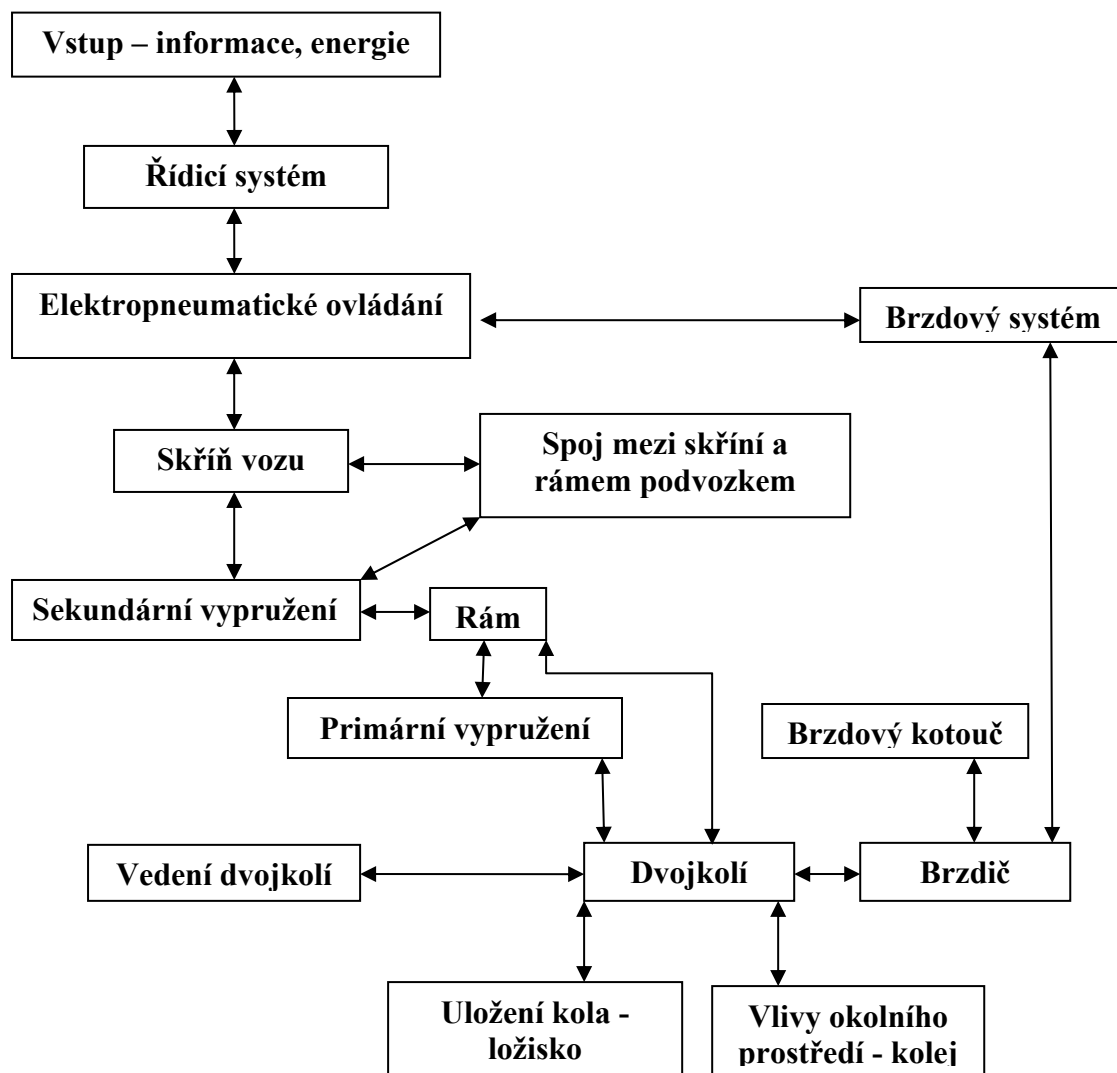


b) Návrh technologického principu hlavního transformačního procesu



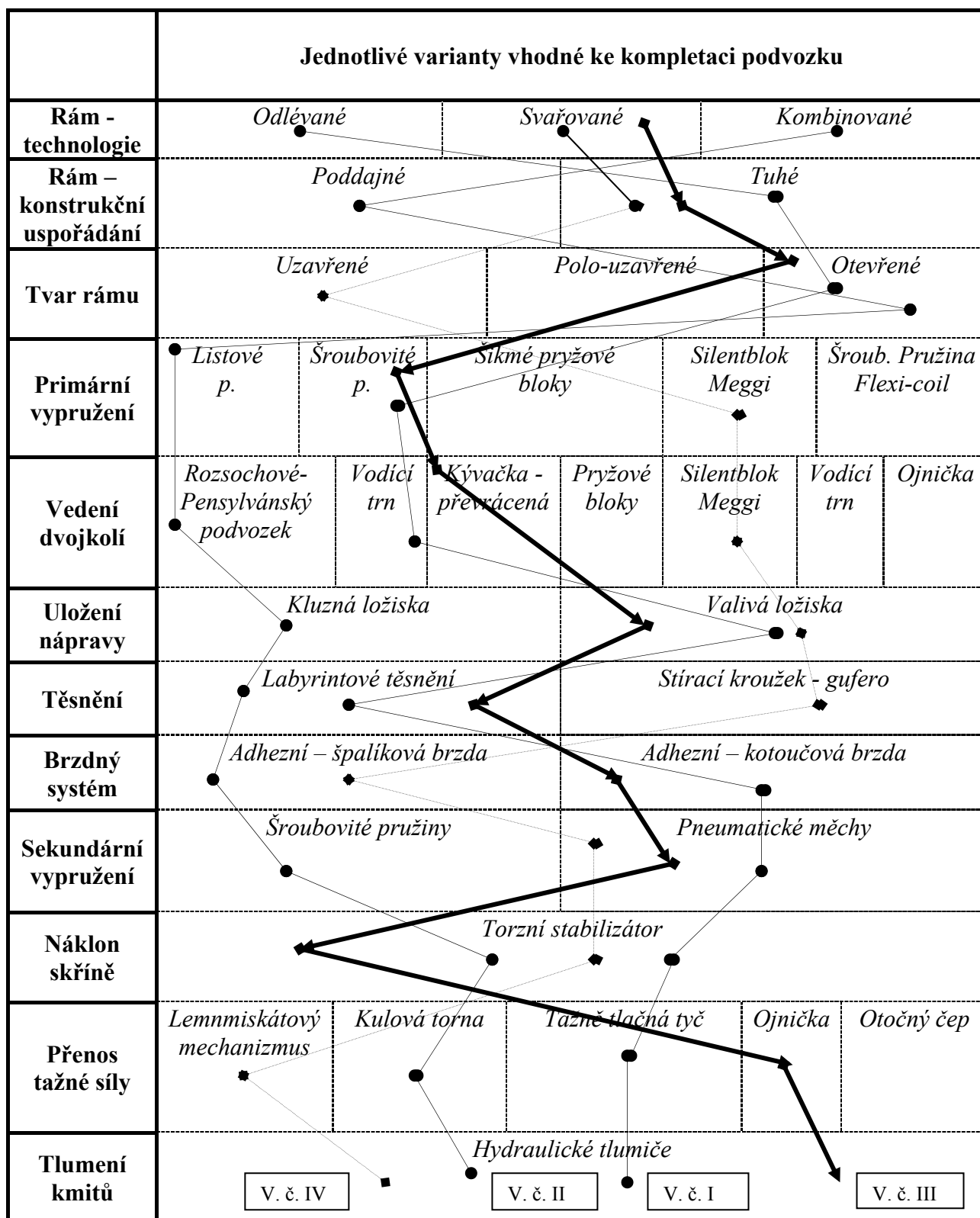
3.1.2. Orgánová struktura

Orgánová struktura udává ucelený přehled o nejdůležitějších konstrukčních prvcích vyskytujících se na železničním podvozku. Znázorňuje zde provázanost a závislost jednotlivých částí na svém okolí. Podvozek by měl být konstruován paralelním způsobem tak, aby v případě poruchy existoval záložní systém. Rám je stavěn na principu osové souměrnosti z důvodu rovnoměrného zatížení dvojkolí.



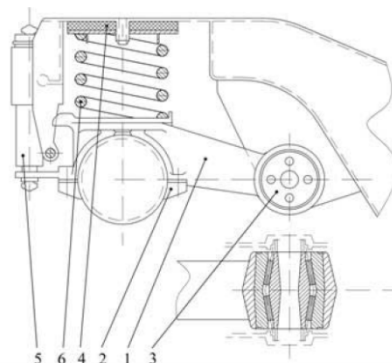
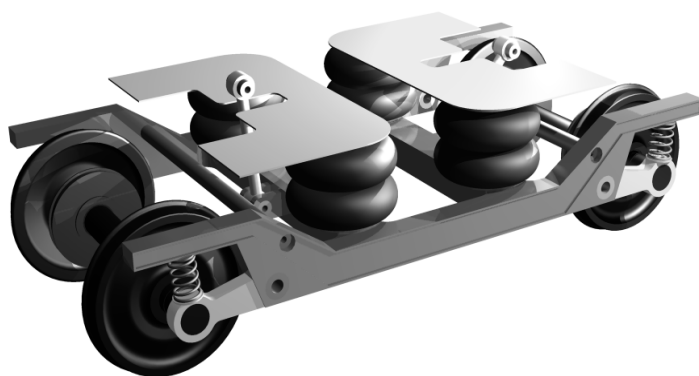
4. Návrh jednotlivých variant podvozků

4.1. Morfologická analýza



4.2. Běžný podvozek Jacobs – vedení kývačkou

Konstrukce podvozku vychází z klasické koncepce. Rám je tvořen jednotlivými ocelovými profily. Podvozek má tvar H. Vedení dvojkolí je kyvnou vidlicí. Primární vypružení je tvořeno čtyřmi šroubovitými pružinami, vloženými mezi ložiskové domky a rám. Tlumení kmitů provádí hydraulický tlumič. Dvojkolí je uloženo v ložiskových jednotkách. Sekundární vypružení tvoří soustava čtyř pneumatických měchů a udržují konstantní výšku skříně od temene kolejnice. Přenos podélné síly z podvozku na skříně vozů je ojničkami.

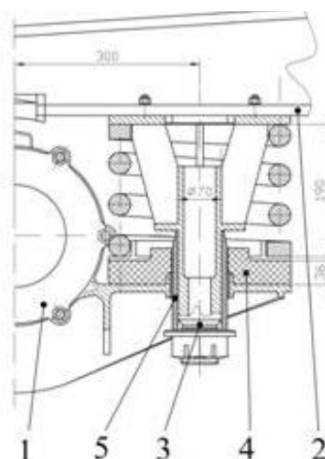
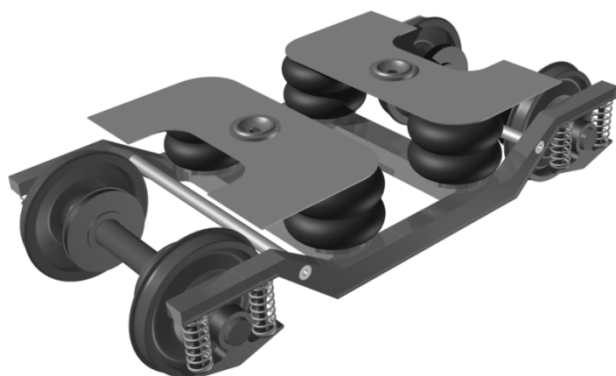


Obrázek 8 Dvojkolí vedeno kyvným ramenem - schéma (12)

- 1) ložisková skříň s kyvným ramenem, 2) spodní díl ložiskové skříně, 3) silentblok, 4) plochý silentblok, 5) hydraulický tlumič, 6) šroubovitá pružina

4.3. Běžný podvozek Jacobs – vedení vodícím trnem

Tato varianta konstrukce běžného podvozku Jacobs se liší v první řadě způsobem primárního vypružení. Mezi jedním dvojkolí a rámem jsou čtyři ocelové vinuté pružiny. Dvojkolí je vedeno vodícími trny, které jsou upevněny k rámu podvozku. Vedení trnů je provedeno přes pouzdra v ložiskovém domku. Sekundární vypružení je shodné s předchozí variantou. Přenos podélných sil zajišťuje kulová torna.

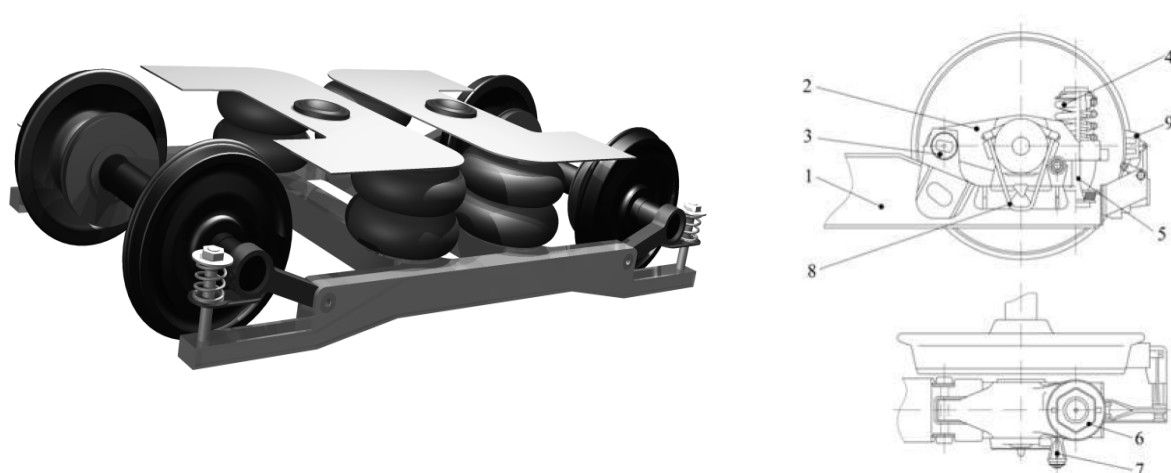


Obrázek 9 Dvojkolí vedeno vodícím trnem – schéma (12)

- 1) ložisková skříň, 2) rám podvozku, 3) vodící trn, 4) plochý silentblok, 5) kluzné pouzdro,

4.4. Běžný podvozek Jacobs – vedení převrácenou kývačkou

Konstrukce tohoto typu podvozku se odlišuje už v samotném principu vedení nápravy a nápravového ložiska. Zde je to provedeno převráceným kyvným ramenem. Hlavní výhodou u tohoto typu podvozku je nižší výška těžiště celé sestavy. To zajistí klidnější průjezdy obloukem i při vyšších rychlostech. Tvar rámu je otevřený, bez čelníků, tvarem připomínající písmeno H. Sekundární vypružení tvoří čtveřici pneumatických měchů, kde každá dvojice měchů podepírá část vozové skříně. Přenos podélné síly od skříně na podvozek je řešen kulovou tornou.



Obrázek 10 Dvojkolí vedeno převráceným kyvným ramenem – schéma (12)

- 1) rám podvozku, 2) ložisková skříň, 3) silentblok, 4) šroubová pružina, 5) závěska, 6) matice, 7) příčné vodítko, 8) podchytka

4.5. Dělený rám

Hlavní výhodou rozpojitelnosti rámu je jednodušší vyvazování podvozku. Umožňuje připojování a odpojování vozů jednotky při minimálním ztrátovém čase. Zrychlila by se nejen oprava, ale došlo by i ke snížení nákladů na údržbu podvozku. Nevýhodou děleného rámu je náročnost konstrukce spojovacího mechanismu rámu. Musí zde být zajištěná dobrá přístupnost a také celý spoj musí odolávat velikým dynamickým účinkům.



Obrázek 11 Dělený rám

5. Hodnocení variant

Stanovení vítězné konstrukční varianty na základě předchozích analýz

Požadavky	Konstrukční varianty				
	I	II	III	IV	Max.
Přenos svislého zatížení ze skříně na kolej	4	4	4	3	5
Přenos podélných sil ze skříně na kolej	4	4	4	3	5
Výška těžiště nad TK	3	3	5	3	5
Jízdní stabilita	3	3	5	3	5
Vypružení a tlumení skříně vozidla ve všech směrech	4	4	4	4	5
Chod dvojkolí při jízdě po kolejnici	4	4	4	4	5
Chod dvojkolí při průjezdu obloukem	3	3	4	3	5
Chod dvojkolí při přejezdu nerovností	3	3	4	2	5
Jízdní odpor	2	2	2	2	5
Maximální rychlost	3	3	4	3	5
Provozní náklady	2	2	2	3	5
Konkurenceschopnost k produktům na trhu	3	3	4	2	5
Jednoduchost konstrukce	4	4	4	2	5
Možnost typizace a unifikace	4	4	4	3	5
Použití normalizovaných součástek	3	3	3	3	5
Rozložení nápravového tlaku při přejezdu nerovností	3	3	3	2	5
Manipulace a obsluha	3	3	3	3	5
Demontáž a montáž	2	2	2	3	5
Zdvih vypružení	3	3	3	3	5
Ekonomická náročnost	4	3	3	4	5
Celkový počet bodů pro jednotlivé varianty	64	63	71	58	100
Přepočet [%]	64	63	71	58	1

Tabulka 1 Hodnocení variant

Náročné požadavky a kritéria požadované od pojezdu, splnila nejlépe varianta č. III. Svým specifickým konstrukčním provedením rámu s převráceným kyvným ramenem a nízko položeným těžištěm. Snížením výšky těžiště podvozku se docílí lepšího chodu dvojkolí, jak na rovné trati, tak i v oblouku. Konceptí otevřeného rámu v kombinaci s rámem nízko položeným, vznikne dostatek prostoru pro vložení rozměrově robustních pneumatických měchů včetně dalšího příslušenství. Klopení skříně bude regulovat torzní stabilizátor, uchycený na sousedící dvojici pneumatických měchů, podepírající jednu část skříně. Přenos podélné síly na podvozek je ojnicemi s vloženými silentbloky. Toto uložení by mělo tlumit rázy a umožní natočení podvozku v oblouku.

6. Konstrukce varianty č. III

6.1 Popis dědičných vlastností

Základní parametry převzaté z elektrické jednotky 471

- Šířka věnce kola 135 mm
- Jízdní obrys kola EN 13715 S1002/H28/E32,5/6.7% dle ČSN EN 13715
- Materiál kola ER8 kategorie 2
- Materiál nápravy EA1N
- Výška podvozku v zatíženém stavu od temene kolejnice 975 mm
- Výška k podlaze skříně od temene kolejnice 1280mm
- Rozchod koleje 1435 mm
- Vzdálenost středů nápravového ložiska 2000mm
- Šířka vozidla 2820 mm
- Výška vozidla 4635mm

6.2. Navrhované konstrukční uzly podvozku

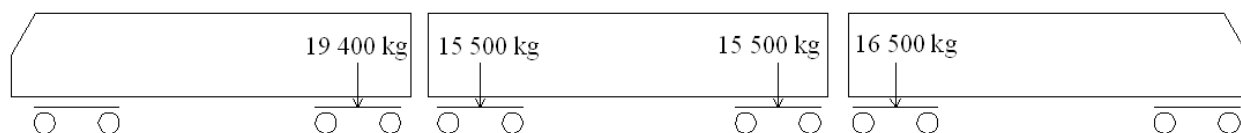
6.2.1. Dvojkolí a ložiska

6.2.1.1. Náprava

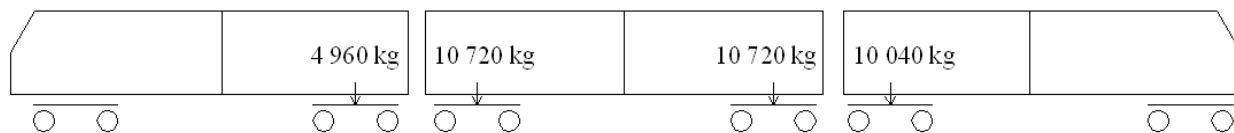
Z technické dokumentace pro elektrickou jednotku 471 bylo zjištěno jmenovité zatížení na rám podvozku (zatížení počítané s 2/3 provozních kapalin). Tato zatížení je detailně vykresleno na obr. 13. Dalším zatížením je hmotnost od maximálního počtu cestujících. Pro výpočet nápravového zatížení byla hmotnost jednoho cestujícího uvažována 80 kg. Zatížení způsobené celkovým obsazením všech míst je patrné z obr. 14. Celkové zatížení, z kterého se bude vycházet, je vidět na obr. 15. Hmotnost Jacobsova podvozku je odhadována přibližně na 8 000 kg. Pevnostní výpočet nápravy bude proveden dle ČSN EN 13 103 (běžná náprava).

	Elektrický vůz	Hmotnost [kg]	Řídicí vůz	Hmotnost [kg]	Vložený vůz	Hmotnost [kg]
Počet míst k sezení	59	4720	117	9360	134	10720
Počet míst k stání	65	5200	134	10720	134	10720
Jmenovitá hmotnost	1	62700	1	47300	1	45400
Hmotnost plně obsazeného vozu	1	73000	1	68000	1	67000
Hmotnost plně obsazeného vozu	208 000 kg					

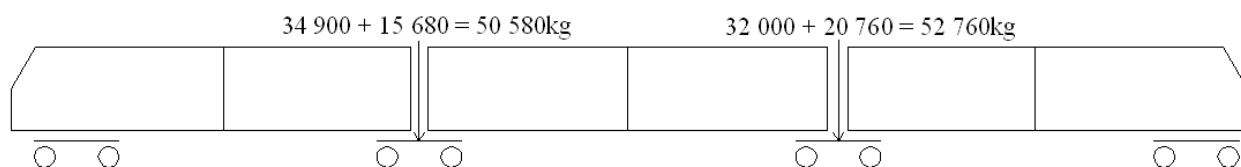
Tabulka 2 Rozložení hmotností



Obrázek 12 Jmenovité zatížení



Obrázek 13 Zatížení od cestujících



Obrázek 14 Maximální zatížení

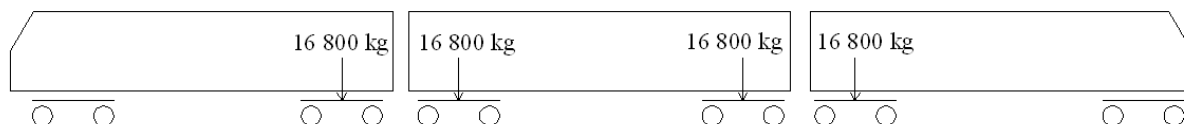
a) Zatížení na jednu nápravu

$$m = [(m_{celk} + m_{rám})]/2 \quad (1)$$

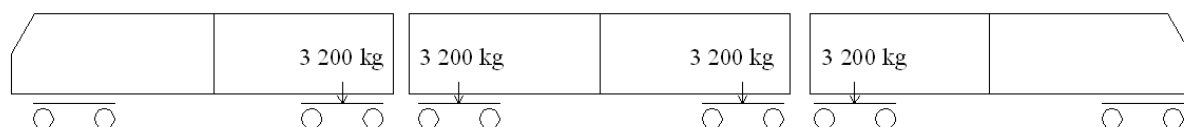
$$m = [(52\,760 + 8000)]/2$$

$$m_{nápr.} = 30\,380\,kg$$

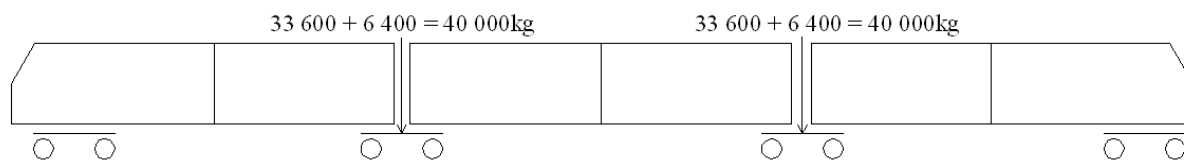
Při výpočtu je uvažováno maximální zatížení, což je mezi vloženým a řídicím vozem 52 760 kg. Vypočtená hodnota nápravového zatížení vyšla 30 380 kg. Maximální přípustné zatížení nápravy dle UIC činí 25 000 kg. Přetížení nápravy je zde nepřijatelné a reálné řešení zde neexistuje. Odlehčením jednotky například zkrácením prostřední části nebo dokonce snížením počtu cestujících, není v tomto konkrétním případě pro elektrickou jednotku 471 přípustné. Problém který zde nastal, byl vyřešen úpravou zadání diplomové práce. Konstrukce Jacobsova podvozku se již netýká elektrické jednotky 471, ale po domluvě se svým konzultantem, bylo vymyšleno zadání na smyšlenou tří-vozovou jednotku, kde maximální nápravové zatížení činí 25 000 kg. Jmenovité zatížení na podvozek - 16 800 kg. Obsazenost jednoho vozu - 125 osob (6400 kg). Hmotnost kompletního podvozku - 10 000 kg. Dvojkolí je uvažováno s hmotností 1 500 kg. Váha skříně a podvozku - 50 000 kg.



Obrázek 15 Jmenovité zatížení



Obrázek 16 Zatížení od cestujících



Obrázek 17 Zatížení Jacobsova podvozku (cestující + jmenovité zatížení)

b) Zatížení na jednu nápravu

$$m_{nápr.} = [(m_{celk} + m_{rám})]/2 \quad (1)$$

$$m_{nápr.} = [(40\,000 + 10\,000)]/2$$

$$m_{nápr.} = 25\,000\,kg$$

c) Nevypružené hmoty

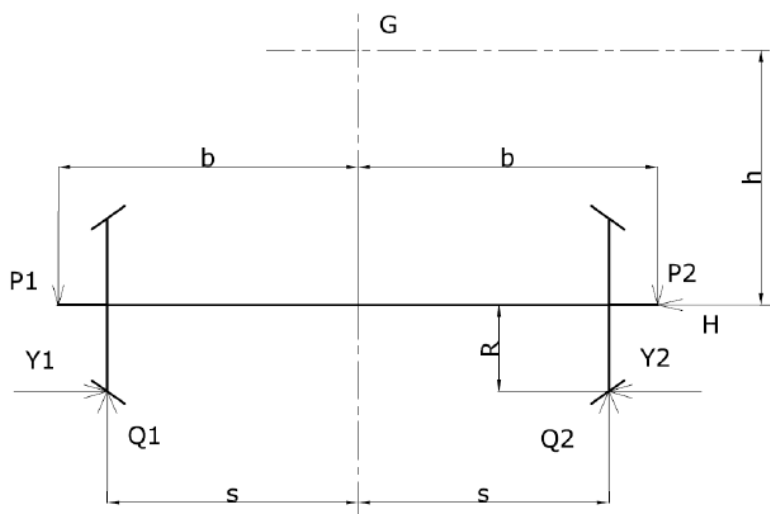
$$m_2 = m_{dv} + m_b + m_{ld} = 1000 + 360 + 140 \quad (2)$$

$$m_2 = 1500\,kg$$

d) Referenční hmotnost m_1

$$m_1 = \frac{m_v}{i} - m_2 = \frac{50000}{2} - 1500 \quad (3)$$

$$m_1 = 23\,500\,kg$$



Obrázek 18 Princip působení sil na dvojkolí

e) Síly spojené s hmotností v pohybu u neřídící nápravy

$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{0,7}{1000}\right) \cdot 23500 \cdot 9,81 \quad (4)$$

$$P_1 = 156\,187\,N$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{0,7}{1000}\right) \cdot 23500 \cdot 9,81 \quad (5)$$

$$P_2 = 131\,981\,N$$

$$Y_1 = 0,30 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 23500 \cdot 9,81 \quad (6)$$

$$Y_1 = \mathbf{69\ 160\ N}$$

$$Y_2 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 23500 \cdot 9,81 \quad (7)$$

$$Y_2 = \mathbf{34\ 580\ N}$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 55760 - 27880 = \mathbf{34\ 580\ N} \quad (8)$$

f) Svislé zatížení nápravy od hmotnosti brzdového kotouče

$$F_i = m_k \cdot g = 120 \cdot 9,81 = \mathbf{1\ 177\ N} \quad (9)$$

g) Vertikální reakce

$$Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_1 \cdot (2s - y_1) - F_2 \cdot (2s - y_2)] \quad (10)$$

$$Q_1 = \frac{1}{1500} \cdot [156187 \cdot (1000 + 750) - 131981 \cdot (1000 - 750) + (69160 - 34580) \\ \cdot 920 - 1177 \cdot (1,228) - 1177 \cdot (0,723)]$$

$$Q_1 = \mathbf{169\ 295\ N}$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot [P_2 \cdot (b + s) - P_1 \cdot (b - s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_1 \cdot y_1 - F_2 \cdot y_2 - F_3 \cdot y_3] \quad (11)$$

$$Q_2 = \frac{1}{1500} \cdot [131981 \cdot (1750) - 156187 \cdot (250) - (34580) \cdot 920 - 1177 \cdot 1,228 - 177 \cdot 0,723]$$

$$Q_2 = \mathbf{115\ 811\ N}$$

h) Přítlačná síla

- Materiál brzdového obložení se součinitelem tření $\Gamma = \mathbf{0,35}$
 - Mez adheze $\mu = \mathbf{0,3}$
- (12)

$$P' = \frac{G}{i_k} \cdot g = \frac{50000}{4} \cdot 9,81 = \mathbf{122\ 600\ N}$$

$$T = P_K = \mu \cdot P' = 0,3 \cdot 122\ 600 = \mathbf{36\ 780} \quad (13)$$

$$F_f = \frac{P_K \cdot R}{\Gamma \cdot R_B} = \frac{36780 \cdot 0,46}{0,35 \cdot 0,25} = \mathbf{193\ 358\ N} \quad (14)$$

T - třecí síla, **Γ** - součinitel tření brzdového špalíku, **P_K** - brzdná síla na kole, **P'** - kolová síla,
 μ - Poissonovo číslo, **G** - hmotnost lokomotivy, **i_k** - počet kol

i) Brzdné momenty

Mezi rovinou zatížení a styčné kružnice

Y = 117 mm

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot y = 193358 \cdot 0,35 \cdot 0,117 = \mathbf{7\,918\,Nm} \quad (15)$$

$$M'_y = \mathbf{0\,Nmm} \quad (16)$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \frac{R_b}{R} y = 193358 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,25}{0,46} \cdot 0,117 = \mathbf{4\,303\,Nm}$$

Y = 167 mm

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot y = 193358 \cdot 0,35 \cdot 0,167 = \mathbf{11\,304\,Nm}$$

$$M'_y = \mathbf{0\,Nmm}$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \frac{R_b}{R} y = 193358 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,25}{0,46} \cdot 0,167 = \mathbf{6\,143\,Nm}$$

Y = 250 mm

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot y = 193358 \cdot 0,35 \cdot 0,250 = \mathbf{16\,922\,Nm}$$

$$M'_y = \mathbf{0\,Nmm}$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \frac{R_b}{R} y = 193358 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,25}{0,46} \cdot 0,25 = \mathbf{9\,195\,Nm}$$

Mezi rovinou styčné kružnice

$$\mathbf{Y_i = 82\,mm} \quad (17)$$

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma (b - s + y_i) = 193358 \cdot 0,35 \cdot (1 - 0,75 + 0,082) = \mathbf{22469\,Nm}$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \frac{R_b}{R} (b - s) = 193358 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,35}{0,46} (1 - 0,75) = \mathbf{9\,195\,Nm} \quad (18)$$

Yi = 212 mm

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma (b - s + y_i) = 193358 \cdot 0,35 \cdot (1 - 0,75 + 0,212) = \mathbf{31\,265\,Nm}$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \frac{R_b}{R} (b - s) = 193358 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,35}{0,46} (1 - 0,75) = \mathbf{9\,195\,Nm}$$

Yi = 272 mm

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma (b - s + y_i) = 193358 \cdot 0,35 \cdot (1 - 0,75 + 0,272) = \mathbf{35\,334\,Nm}$$

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \frac{R_b}{R} (b - s) = 193358 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,35}{0,46} (1 - 0,75) = \mathbf{9\,195\,Nm}$$

Mezi brzdovými kotouči

$$M'_y = 0,3P'R = 0,3 \cdot 193\,358 \cdot 0,46 = \mathbf{26\,683\,Nm} \quad (19)$$

j) Redukovaný moment

Momenty vzniklé od zatížení

Y = 117mm

$$M_x = P_1 \cdot y = 156187 \cdot 0,117 = \mathbf{18\,274\,Nm} \quad (20)$$

$$M_y = \mathbf{0\,Nmm}$$

$$M_z = M'_z \quad (21)$$

Y= 167 mm

$$M_x = P_1 \cdot y = 156187 \cdot 0,167 = \mathbf{26\,083Nm}$$

$$M_y = \mathbf{0\,Nmm}$$

$$M_z = M'_z$$

Y= 250 mm

$$M_x = P_1 \cdot y = 156187 \cdot 0,250 = \mathbf{39046Nm}$$

$$M_y = \mathbf{0\,Nm}$$

$$M_z = M'_z$$

Momenty vzniklé od zatížení mezi rovinami styčných kružnic

y = 332 mm

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 \cdot (y - b + s) + Y_1 \cdot R \quad (22)$$

$$M_x = 156189 \cdot 0,332 - 169295 \cdot (0,332 - 1 + 0,75) + 69160 \cdot 0,46 = \mathbf{69\,786\,Nm}$$

y = 462 mm

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 \cdot (y - b + s) + Y_1 \cdot R$$

$$M_x = 156189 \cdot 0,462 - 169295 \cdot (0,462 - 1 + 0,75) + 69160 \cdot 0,46 = \mathbf{68\,082\,Nm}$$

y = 522 mm

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 \cdot (y - b + s) + Y_1 \cdot R$$

$$M_x = 156189 \cdot 0,522 - 169295 \cdot (0,522 - 1 + 0,75) + 69160 \cdot 0,46 = \mathbf{67\,295\,Nm}$$

y = 582 mm, y_i = 60 mm

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 \cdot (y - b + s) + Y_1 \cdot R - F_i \cdot (y - b + s - y_i) \quad (23)$$

$$M_x = 156189 \cdot 0,582 - 169295 \cdot (0,582 - 1 + 0,75) + 69160 \cdot 0,46 - 1177 \cdot (0,582 - 1 + 0,75 - 0,06)$$

$$M_x = \mathbf{66\,188\,Nm}$$

$y = 1000 \text{ mm}$, $y_i = 505 \text{ mm}$

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1 \cdot (y - b + s) + Y_1 \cdot R - F_i \cdot (y - b + s - y_i)$$

$$M_x = 156189 \cdot 1 - 169295 \cdot (1 - 1 + 0,75) + 69160 \cdot 0,46 - 1177 \cdot (1 - 1 + 0,75 - 0,505)$$

$$M_x = \mathbf{60\,741 \text{ Nm}}$$

Redukovaný moment

$y = 117 \text{ mm}$ (Oblast mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice)

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} = \sqrt{26192^2 + 0^2 + 4303^2} = \mathbf{26\,543 \text{ Nm}} \quad (24)$$

$$MX = M_x + \sum M'_x = 18274 + 7918 = \mathbf{26\,192 \text{ Nm}} \quad (25)$$

$$MY = \sum M'_y = 0 \text{ Nm} \quad (26)$$

$$MZ = \sum M'_z = \mathbf{4\,303 \text{ Nm}} \quad (27)$$

Napětí na nápravě (Oblast mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice)

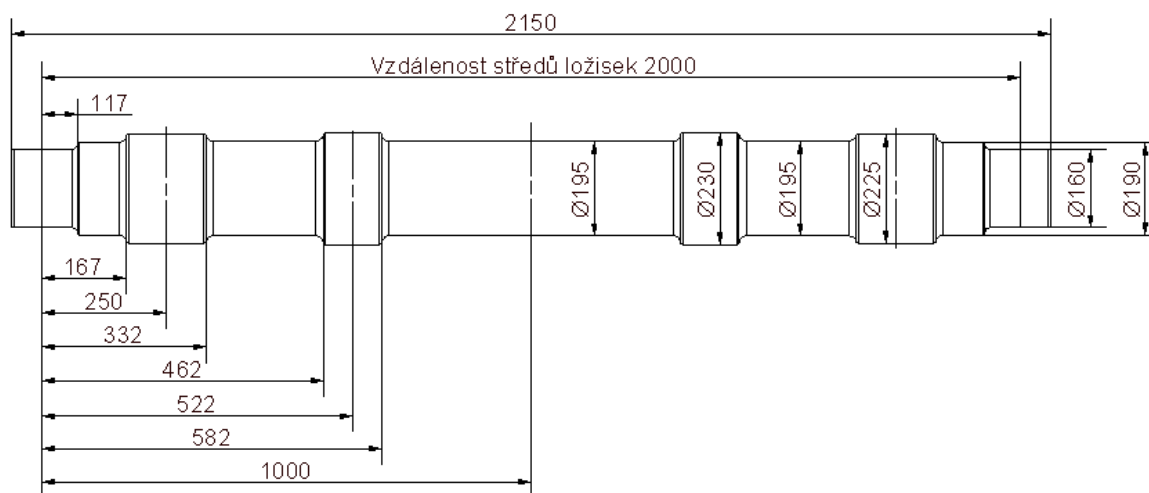
$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3} = \frac{1,18 \cdot 32 \cdot 26,54}{\pi \cdot 0,16^3} = \mathbf{78 \text{ MPa}} \quad (28)$$

Dovolené hodnoty napětí jsou platné pro materiál EA1N

Funkce nápravy	Bezpečnost S	Pásmo 1	Pásmo 2
Běžná náprava	<i>1,2</i>	<i>166MPa (200MPa)</i>	<i>100MPa(120MPa)</i>

Pozn. Hodnoty v kulatých závorkách představují meze únavy před započítáním bezpečnostního součinitele.

Tabulka 3 Dovolené hodnoty napětí materiálu EA1N



Obrázek 19 Náčrt nápravy s vyznačenými řezy

Průřez	y [mm]	d [mm]	D [mm]	R [mm]	r/d	D/d	K	$\frac{K \cdot 32 \cdot 10^6}{\pi \cdot d^3}$	M _x [Nmm] *10 ⁶	M' _x [Nmm] *10 ⁶	M' _z [Nmm] *10 ⁶	M' _y [Nmm] *10 ⁶	MR [Nmm] *10 ⁶	σ [MPa]	σ _D [MPa]
1	117	160	190	10	0,06	1,19	1,18	2,934	18274	7918	4303	0	26,54	78	100
2	167	190	225	15	0,08	1,16	1,08	1,603	26083	11304	6143	0	37,88	61	166
3	250	225	275	15	0,07	1,22	1,14	1,019	39046	16922	9195	0	56,71	58	100
4	332	195	225	15	0,08	1,15	1,10	1,511	69 786	22469	9195	0	92,71	140	166
5	462	195	230	15	0,08	1,18	1,12	1,539	68 082	31265	9195	0	99,77	154	166
6	522	230	270	15	0,07	1,17	1,14	0,954	67 295	35334	9195	0	103,04	98	100
7	582	195	230	15	0,08	1,18	1,13	1,552	66 188	35334	9195	26683	105,37	164	166
8	1000	195	0	0	0	0	1	1,374	60 741	35334	9195	26683	100,13	137	166

Tabulka 4 Výpočtové charakteristiky nápravy

K – součinitel koncentrace napětí od účinku trvalého namáhání

K=D/d – povrch pod nalisováním (sedlo kola)

K=1 – Volný povrch (střed sedla kola)

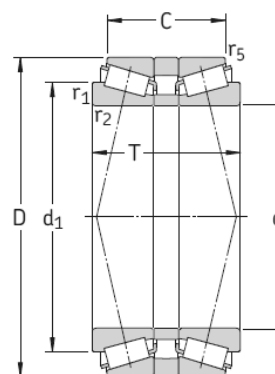
D – Volný povrch náboje – v místě, kde je nalisováno kolo

D – Průměr nápravy konkrétního řezu

Pozn. Poměr průměrů dříku a sedla musí být větší než 1,15:217/165=1,31

6.2.2. Ložiska

- Průměr čepu 160 mm
- Požadovaná trvanlivost 1 500 000 km
- Průměr kola 920 mm (obvod kola 2890 mm)
- Zatížení radiální silou $F_r = 156\,187\text{ N}$
- Axiální síla $F_a = 69\,160\text{ N}$
- Maximální rychlost 160 km/h



a) Maximální otáčky na ložisku

$$160 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 160000 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 2667 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$\frac{2667}{2,890} = 923 \text{ ot/min}$$

b) Požadovaný počet otáček ložiska

$$L_{ot} = \frac{1\,500\,000}{2890 \cdot 10^{-6}} = 519 \cdot 10^6 \text{ otáček}$$

c) Poměr radiální a axiální síly

(29)

$$e = \frac{F_a}{F_r} = \frac{69160\text{ N}}{156187\text{ N}} = 0.44$$

Varianta č. 1 – Kuželíkové ložisko

d) Ekvivalentní dynamické zatížení

(30)

$$P = 0,67F_r + Y_2 \cdot F_a = 0,67 \cdot 156187 + 1,8 \cdot 69160 = 229\,913\text{ N}$$

$$e = 0,43, Y_2 = 1,8$$

e) Kontrola na požadovaný počet otáček

(31)

$$L_{ot} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{1510000}{229913} \right)^{\frac{10}{3}} = 531 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

Zvolené ložisko vyhovuje, jelikož byla splněna podmínka:

$$531 \cdot 10^6 \text{ ot} > 519 \cdot 10^6 \text{ otáček}$$

Dle katalogu SKF byly odečteny následující údaje pro kuželíkové ložiska

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení P_u	Připustné otáčky Referenční otáčky	Mezní otáčky	Hmot- nost	Označení
d	D	T	dyna- mická C	sta- mická C_0					
mm			kN		kN	min^{-1}		kg	–
160	290	179	1 510	2 800	265	1 300	2 200	52,5	32232T179 J2/DB32C230

Tabulka 5 Parametry kuželíkového ložiska (9)

f) **Otáčky kola** o průměru 920 mm při rychlosti 160 km/h = 44,4m/s (32)

$$n = \frac{1000 \cdot v \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 44,4 \cdot 60}{\pi \cdot 920} = 922 \text{ ot/min}$$

g) **Hodinová trvanlivost** (33)

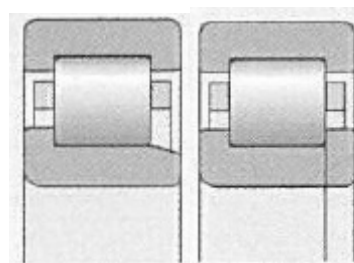
$$L_h = \frac{16667}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{16667}{922} \cdot \left(\frac{1510000}{229913}\right)^{\frac{10}{3}} = 9\,590 \text{ hodin}$$

Varianta č. 2 – Válečkové ložisko

a) **Ekvivalentní dynamické zatížení**

$$P = 0,92Fr + Y_2 \cdot Fa = 0,92 \cdot 156187 + 0,4 \cdot 69160 = 171\,356 \text{ N}$$

Pro ložiskovou jednotku jsou použity dvě ložiska TYPU NJ (vlevo) + NUP (vpravo) viz obr. 21, která jsou řazená za sebou. Válečkové ložisko typu NJ je axiálně vedeno v jednom směru. Válečkové ložisko typu NUP je vedeno obousměrně. Použití dvou ložisek typu NUP se nedoporučuje z důvodu sevření válečků.



Obrázek 21 Válečková ložiska typu NJ + NUP (9)

Parametry válečkových ložisek

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní	Připustné otáčky		Hmot-	Označení	
d	D	T	dyna- mická C	sta- mická C ₀	únarové zatížení P _u	Refe- renční otáčky	Mezní otáčky	nost		
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg	–	
160	290	48	585	680	72	2 400	2 600	14,4	* NJ 232 ECM	ML
160	290	48	585	680	72	2 400	2 600	14,8	* NUP 232 ECM	ML

Tabulka 6 Parametry válečkového ložiska (9)

b) **Kontrola na požadovaný počet otáček**

- Ekvivalentní dynamické zatížení počítám s ½ P (34)

$$L_{ot} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{585000}{156187/2}\right)^{\frac{10}{3}} = 596 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

Vítěznou variantou s vyšší životností jsou válečková ložiska, která mají oproti kuželíkovým ložiskům vyšší trvanlivost o 65*10⁶ot. Tímto se znatelně prodlouží životnost celého dvojkolí a sníží se náklady na opravy.

6.2.3. Primární a sekundární vypružení

Minimální svislá tuhost vypružení je omezena přípustným rozmezím výšky nárazníků spráhla od temena kolejnice. Zde bereme v úvahu také opotřebování kol (zmenšení průměrů kola). Sekundární vypružení bude řešeno pneumatickými měchy, kde je možnost automatické regulace výšky v závislosti na zatížení.

Základní parametry výpočtu

- Hmotnost prázdného vozu $m_p = 33\,600\text{ kg}$
- Hmotnost loženého vozu $m_L = 40\,000\text{ kg}$
- Hmotnost ložiskového domku $m_{ld} = 140\text{ kg}$
- Hmotnost dvojkolí $m_{dv} = 1\,500\text{ kg}$
- Hmotnost rámu podvozku $m_R = 7\,000\text{ kg}$
- Hmotnost podvozku $m_p = 10\,000\text{ kg}$
- Materiál pružin 52CrMoV4

a) Maximální možné stlačení vypružení od maximálního užitečného zatížení (35)

$$Z_u = h_{max} - h_{min} - z_{max} - r$$

$$Z_u = 1060 - 980 - 45 - 10 = 25\text{ mm}$$

h_{max} – Výška nárazníků od TK u prázdného vozu

h_{min} – Výška nárazníků od TK u loženého vozu

z_{max} – Max. změna poloměru valivé kružnice, r – Rezerva

n – Počet cestujících (Váha jednoho cestujícího 80 kg)

Hodnota 25 mm by vedla k tuhému vypružení, proto počítáme s 65 mm.

b) Maximální užitečné zatížení

$$m_{už} = n \cdot 80\text{ kg} = 80 \cdot 80 = 6\,400\text{ kg} \quad (36)$$

c) Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení prázdného vozu (37)

$$y_p = \frac{k_{1c}}{k_{2c}} = 2 + \frac{2 \cdot m_p}{m_s} = 2 + \frac{2 \cdot 7\,000}{33\,600} = 2,41$$

d) Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení loženého vozu (38)

$$y_L = \frac{k_{1c}}{k_{2c}} = 2 + \frac{2 \cdot m_p}{m_s + m_{už}} = 2 + \frac{2 \cdot 7\,000}{33\,600 + 6\,400} = 2,35$$

e) Poměr tuhostí (39)

$$y = \frac{y_p + y_L}{2} = \frac{2,41 + 2,35}{2} = 2,38$$

Optimální hodnoty, při kterých dosahujeme minimálních amplitud kmitání je v rozmezí 2~2,5.

f) Celková tuhost vypružení (40)

$$k_c = \frac{m_s \cdot g}{z_u} = \frac{6400 \cdot 9,81}{0,065} = 965\,908 \text{ N/m}$$

g) Tuhost sekundárního vypružení (41)

$$k_c = \frac{y \cdot k_{2c} \cdot k_{2c}}{y \cdot k_{2c} + k_{2c}} \Rightarrow k_c \cdot k_{2c} \cdot (y + 1) = y \cdot k_{2c}^2$$

$$k_c \cdot (y + 1) = y \cdot k_{2c} \Rightarrow k_{2c} = \frac{k_c \cdot (y + 1)}{y} = \frac{965\,908 \cdot (2,38 + 1)}{2,38} = 1\,371\,752 \text{ N/m}$$

h) Tuhost primárního vypružení (42)

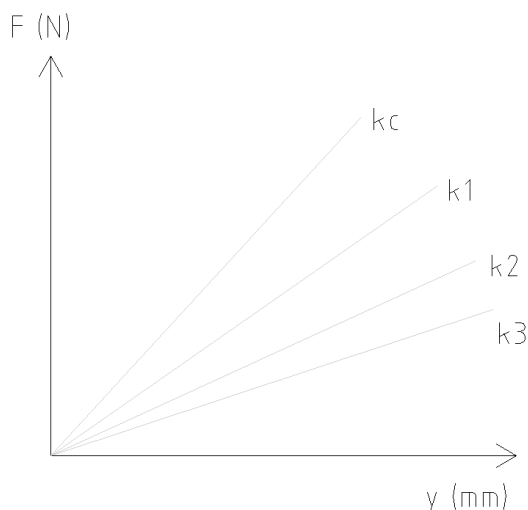
$$k_{1c} = y \cdot k_{2c} = 2,38 \cdot 1\,371\,752 = 3\,264\,770 \text{ N/m}$$

- Primární vypružení bude tvořeno šroubovitými pružinami paralelně řazenými.
- Sekundární vypružení bude realizováno vhodnými pneumatickými měchy.

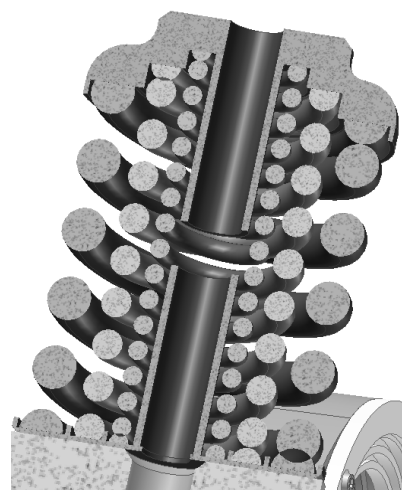
i) Rozdělení tuhosti mezi primární a sekundární vypružení

Tuhost primárního vypružení	Tuhost sekundárního vypružení	Celková tuhost	Vlastní frekvence
3 264 770 N/m	1 371 752 N/m	965 908 N/m	$1 \div 1,1 \text{ Hz}$

Tabulka 7 Rozdělení tuhosti



Obrázek 22 Graf jednotlivých tuhostí pružin a celkové tuhosti primárního vypružení



Obrázek 23 Návrh paralelního řazení pružin

Dle katalogu od firmy PHOENIX byl zvolen pneumatický měch. Základní parametry jsou uvedeny v tabulce 8.

Označení	Max. svislé zatížení [kN]	Svislé výchylka [mm]	Podélná tuhost [N/m]	Svislá t. - tlak 5 bar [N/m]	Průměr měchu - tlak 5 bar [mm]	Výška [mm]	Max. tlak [bar]
SEK 670-K2	59-133	±100	130 000	355 000	680	160	7

Tabulka 8 Parametry pneumatického měchu SEK 670-K2 (5)

j) Úprava primárního vypružení (43)

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c} = 2,38 \cdot 1\,420\,000 = 3\,379\,600 \text{ N/m}$$

k) Prázdný vůz (44)

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_c}{m_p}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{965\,908}{33\,600}} = 0,85 \text{ Hz}$$

l) Ložený vůz (45)

$$f_L = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_c}{m_L}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{965\,908}{40\,000}} = 0,8 \text{ Hz}$$

Optimální hodnota frekvence se pohybuje v rozmezí 1~1,2 Hz. Frekvence zjištěná pro prázdný a ložený vůz je o 0.2 Hz nižší. Vzhledem k navrhování a volení jednotlivých hmotností, z kterých se vypočítává vlastní primární vypružení, vypočtené hodnoty vyhovují. Po zavedení všech faktorů zasahujících do podvozku dojde k zpřesnění a upravení navrhovaných komponentů.

m) Rozdělení tuhosti na paralelně řazené pružiny

1. stupeň primárního vypružení $k_I = 1\,900\,000 \text{ N/m}$ (475 000 N/m na jednu pružinu)
2. stupeň primárního vypružení $k_{II} = 950\,000 \text{ N/m}$ (237 500 N/m na jednu pružinu)
3. stupeň primárního vypružení $k_{III} = 414\,770 \text{ N/m}$ (103 700 N/m na jednu pružinu)

n) Celková síla na primární vypružení

- **Prázdný vůz** (46)

$$P_{1P} = (m_s + m_r) \cdot g = (33\,600 + 7\,000) \cdot 9,81 = 398\,286 \text{ N}$$

$$P_{2P} = (m_s) \cdot g = (33\,600) \cdot 9,81 = 329\,616 \text{ N}$$

- **Ložený vůz** (47)

$$P_{1L} = (m_s + m_r + m_{už}) \cdot g = (33\,600 + 7\,000 + 6\,400) \cdot 9,81 = 461\,070 \text{ N}$$

$$P_{2L} = (m_s + m_{už}) \cdot g = (33\,600 + 6\,400) \cdot 9,81 = 392\,400 \text{ N}$$

o) Vertikální stlačení pružiny

- **Prázdný vůz** (48)

$$z_P = \frac{P_P}{k_1} = \frac{398\,286}{3\,264\,770} = \mathbf{0,122\,mm}$$

- **Ložený vůz** (49)

$$z_L = \frac{P_{1L}}{k_1} = \frac{461\,070}{3\,264\,770} = \mathbf{0,141\,mm}$$

p) Přídavné dynamické stlačení

- Primární vypružení $z_{1dyn} = \mathbf{25\,mm}$

q) Napětí při dynamickém stlačení (50)

$$\tau_{1d} = \tau_{Ddov} \cdot \frac{z_{1L}}{z_{1L} + 25} = 720 \cdot \frac{0,141}{0,141 + 0,025} = \mathbf{611\,MPa}$$

6.2.3.1. První stupeň primárního vypružení

Pro 1. Stupeň volím $d = 45\,mm$, $D = 260\,mm$, $D_f = 211\,mm$

a) Síla působící na pružinu pod prázdným a loženým vozem (51)

$$F_{1P} = z_P \cdot k_I = 0,122 \cdot 475\,000 = \mathbf{57\,950\,N}$$

$$F_{1L} = z_L \cdot k_I = 0,141 \cdot 475\,000 = \mathbf{66\,975\,N}$$

b) Napětí v pružině při loženém vozu (52)

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot F_{1L} \cdot R \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 66\,975 \cdot 0,130 \cdot 1,24}{\pi \cdot 0,045^3} = \mathbf{603\,MPa} < 611\,MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$K = \frac{i+0,2}{i-1} = \frac{6,2}{5} = \mathbf{1,24} \qquad i = \frac{D}{d} = \frac{260}{45} = \mathbf{6}$$

c) Počet činných závitů (53)

$$n_1 = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot D_1^3 \cdot k_1} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 0,045^4}{8 \cdot 0,26^3 \cdot 475\,000} = \mathbf{4,8}$$

d) Maximální dynamické stlačení (54)

$$z_{1dyn} = z_1 \cdot \frac{\tau_{Ddyn}}{\tau_1} = 141 \cdot \frac{720}{583} = \mathbf{168\,mm}$$

e) Volná délka pružiny (55)

$$H_{01} = (n_1 + n') \cdot d_1 + 0,1 \cdot n_1 \cdot d_1 + z_{1dyn}$$

$$H_{01} = (4,8 + 1,5) \cdot 45 + 0,15 \cdot 4,8 \cdot 45 + 168 = \mathbf{484\,mm}$$

6.2.3.2. Druhý stupeň primárního vypružení

Pro 2. Stupeň volím $d = 31 \text{ mm}$, $D = 164 \text{ mm}$, $D_f = 133 \text{ mm}$

a) Síla působící na pružinu pod prázdným a loženým vozem

$$F_{2P} = z_P \cdot k_{II} = 0,122 \cdot 237\,500 = \mathbf{28\,975\,N}$$

$$F_{2L} = z_L \cdot k_{II} = 0,141 \cdot 237\,500 = \mathbf{33\,488\,N}$$

b) Napětí v pružině při loženém vozu

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot F_{1L} \cdot R \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 33488 \cdot 0,082 \cdot 1,28}{\pi \cdot 0,031^3} = \mathbf{600\,MPa} < 611\mathbf{MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$K = \frac{i+0,2}{i-1} = \frac{5,5}{4,3} = \mathbf{1,28} \quad i = \frac{D}{d} = \frac{164}{31} = \mathbf{5,30}$$

c) Počet činných závitů

$$n_2 = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot D_1^3 \cdot k_1} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 0,031^4}{8 \cdot 0,164^3 \cdot 237\,500} = \mathbf{8,6}$$

d) Maximální dynamické stlačení

$$z_{1dyn} = z_1 \cdot \frac{\tau_{Ddyn}}{\tau_1} = 141 \cdot \frac{720}{600} = \mathbf{168\,mm}$$

e) Volná délka pružiny

$$H_{02} = (n_1 + n') \cdot d_1 + 0,1 \cdot n_1 \cdot d_1 + z_{1dyn}$$

$$H_{02} = (8,65 + 1,5) \cdot 31 + 0,1 \cdot 8,65 \cdot 31 + 169 = \mathbf{510\,mm}$$

6.2.3.3. Třetí stupeň primárního vypružení

Pro 3. Stupeň volím $d = 20 \text{ mm}$, $D = 100 \text{ mm}$, $D_f = 80 \text{ mm}$

a) Síla působící na pružinu pod prázdným a loženým vozem

$$F_{3P} = z_P \cdot k_{III} = 0,122 \cdot 103\,700 = 12\,651\,N$$

$$F_{3L} = z_L \cdot k_{III} = 0,141 \cdot 103\,700 = 14\,622\,N$$

b) Napětí v pružině při loženém vozu

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot F_{1L} \cdot R \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 14\,622 \cdot 0,05 \cdot 1,3}{\pi \cdot 0,020^3} = \mathbf{605} < 611\,MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$K = \frac{i+0,2}{i-1} = \frac{5,2}{4} = \mathbf{1,3} \quad i = \frac{D}{d} = \frac{100}{20} = \mathbf{5}$$

c) Počet činných závitů

$$n_3 = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot D_1^3 \cdot k_1} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 0,020^4}{8 \cdot 0,1^3 \cdot 103\,700} = \mathbf{15,1}$$

d) Maximální dynamické stlačení

$$z_{1dyn} = z_1 \cdot \frac{\tau_{Ddyn}}{\tau_1} = 141 \cdot \frac{720}{605} = \mathbf{168mm}$$

e) Volná délka pružiny

$$H_{03} = (n_1 + n') \cdot d_1 + 0,1 \cdot n_1 \cdot d_1 + z_{1dyn}$$

$$H_{03} = (15,1 + 1,5) \cdot 20 + 0,1 \cdot 15,1 \cdot 20 + 168 = \mathbf{530mm}$$

f) Vůle v narážkách pro prázdný vůz

(56)

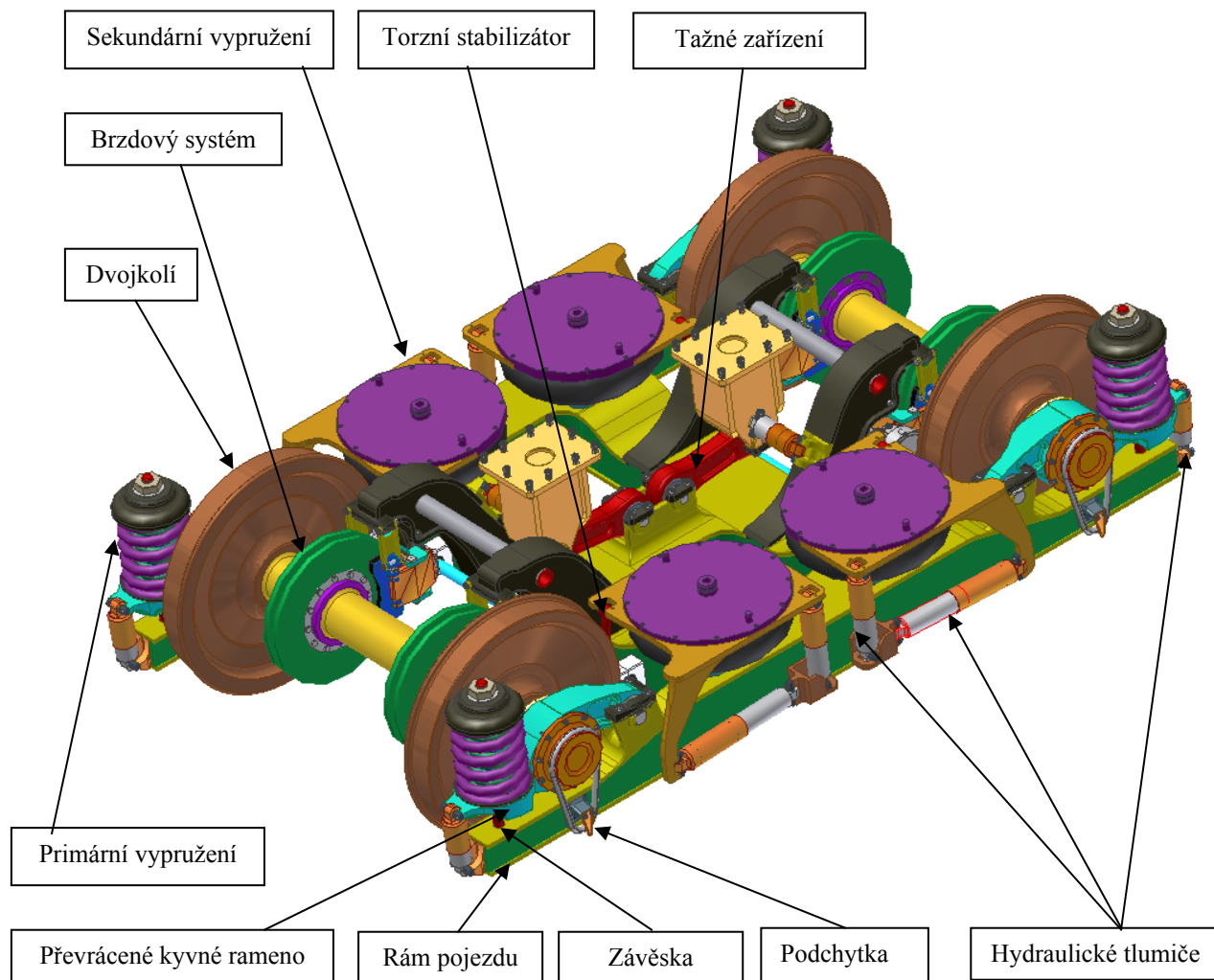
$$v = z_{1dyn} - z_{1P} = 168 - 122 = \mathbf{46mm}$$

	1. Stupeň	2. Stupeň	3. Stupeň
Tuhost pružina k [N/m]	475 000	237 500	103 700
Síla-prázdný vůz F_p [N]	57 950	28 975	12 651
Síla-plný vůz F_L [N]	66 975	33 488	14 622
Průměr drátu d [mm]	45	31	20
Průměr pružiny D [mm]	260	164	100
Dovolené napětí τ_d [MPa]	611		
Skutečné napětí τ [MPa]	603	600	605
Počet závitů pružiny n [1]	4,8	8,6	15,1
Volná délka pruž. H₀ [mm]	484	510	530
Dynamické stlač. z_{dyn} [mm]	168		

Tabulka 9 Výsledné hodnoty návrhu primárního vypružení

6.3. Sestava Jacobsova podvozku

Podvozek s rozvorem 2680 mm je navržen pro rozchod 1435 mm. Vedením dvojkolí pomocí převráceného kyvného ramene se těžiště podvozku snížilo. Tím jsme dosáhli vyšší stability podvozku v oblouku, kde dochází k menšímu klopení. Koncepce je navržena dle platných předpisů UIC. Jednou z hlavních podmínek je norma ČSN 28 0312 o vztažné linii, kdy jí žádná z částí podvozku nesmí přesahovat. Tuto podmínku koncepce splňuje i v případě dosednutí primárního vypružení na dynamické zarážky. Problém nastane, když bude dvojkolí opotřebeno zhruba o 5 mm a více. Zde bude nutno primární vypružení vypodložit podložkami k tomu určenými, abychom kompenzovali toto opotřebení dvojkolí.



Obrázek 24 Sestava běžného podvozku

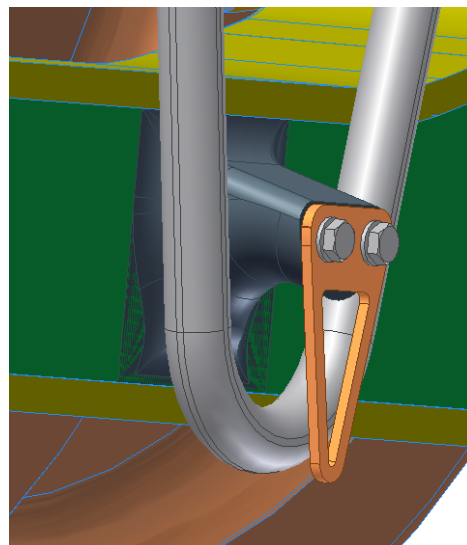
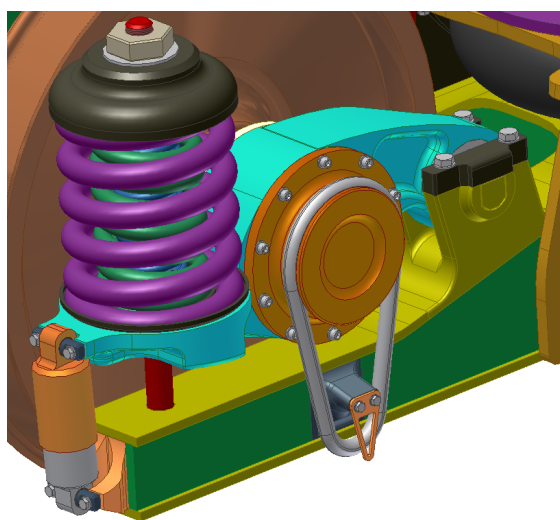
Kyvné rameno je uloženo na silentbloku, který obsahuje kulový čep zapadající do úchyty rámu na podvozku. Jedná se o odlitek, který je navržen tak, aby silové toky rovnoměrně převedl do rámu. Dvojkolí je uloženo na čtyřech válečkových ložiscích. Tyto ložiska přenášejí radiální a axiální zatížení. Dvojkolí je osazeno dvěma brzdovými kotoučovými systémy. Kotouče jsou umístěny mezi rovinami styčných kružnic. Záchyty brzdných sil a momentů jsou přivařeny k příčnickům rámu.

Primární vypružení je provedeno přes trojici paralelně řazených pružin, kde jejich vlastní tuhosti dají za vznik celkové vyšší tuhosti primárního vypružení. Záchyt reakce od

zatíženého dvojkolí na primární vypružení, je přes závěsku ukotvenou na podélnicích rámu. Zde je usazena na pryžovém silentbloku, který umožňuje malé naklápění, způsobené pohybem převráceného kyvného ramene. Závěska je opatřena oblým závitem, který má větší styčnou plochu pro přenos zatížení. Tlumení frekvence kmitání prvotního vypružení je docíleno hydraulickým tlumičem. Pro případ destrukce závěsky je podvozek opatřen podchytkou viz obr. 25, která zabrání propadu rámu.

Sekundární vypružení je umístěno ve středu pojezdu. V rámu jsou pod tímto vypružením umístěny žebra, která zabráňují průhybu podélníkového profilu. Umístění měchů a vzdálenost mezi nimi je provedeno tak, aby i při té největší výchylce nedošlo k vzájemnému kontaktu. Charakteristiky tlumení závisí především na pracovním tlaku uvnitř pružící soustavy. Při případné poruše jsou pneumatické měchy vybaveny rezervním tlumením, které umožní dojet za snížené rychlosti do depa, kde bude případná porucha odstraněna. Sekundární tlumení je opatřeno hydraulickými tlumiči (7) a torzním stabilizátorem. Stabilizátor propojuje vždy jen ty měchy, které jsou pod jednou skříní a slouží k minimalizaci klopení skříně při průjezdu obloukem. Vrtění podvozku je eliminováno hydraulickým tlumičem, který je uložen vodorovně s podélníkem. Tlumení sekundárních kmitů je naproti tomu provedeno tlumičem umístěným kolmo k podélníku.

Přenos podélné síly ze skříně na podvozek je vyřešen ojnicemi. Ojnice jsou vyrobené z jednoho kusu a to hlavně pro snížení náročnosti a složitosti této vazby. Ze směru od rámu pojezdu se nachází odlitek, do kterého se vloží ojnice s nalisovanými pryžovými silentbloky. Kulový čep se silentblokem umožní celému podvozku natočení v obloukových částech tratě. Na opačné straně je uložení ojnice totožné. Konzola je provedena jako svařenec z plechů. Z boku je připevněn hydraulický tlumič příčných pohybů, bránící příčnému kmitání skříně kolejového vozidla. Svařovaná konzola je přichycena ke skříní šrouby.

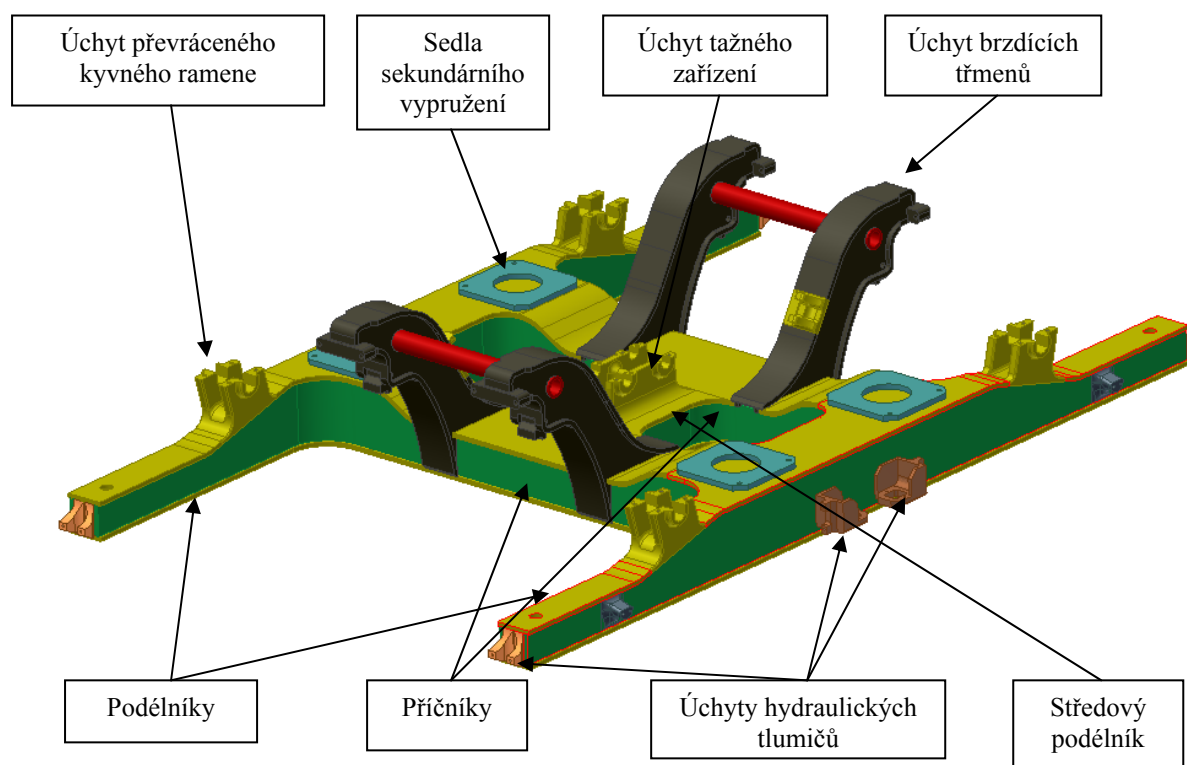


Obrázek 25 Podchytka - detail

Číslo sestavy podvozku: **1-DP2011-000**

6.3.1. Rám podvozku

Konstrukce rámu je tvořena ze svařovaných ocelových profilů. Základní rozměry rámu jsou: délka 3 740 mm, šířka: 2452 mm, výška: 754 mm. Tvarem je řešen jako otevřený bez čelníků. Rám tvoří dva podélníky vyztužené v jednotlivých částech žebry, které jsou v místech většího namáhání. Jednotlivé tloušťky plechů budou přímo závislé na vypočteném zatížení pro danou oblast. Na horní části podélníku jsou navařeny sedla pro pneumatické vypružení. Úchyt převráceného kyvného ramena je řešen odlitkem. Přechody mají zaoblení, které lépe přenáší silové namáhání. Na podélníky jsou navařeny ve střední části dva příčnéky propojující oba podélníky. Příčnéky se ke středu snižují. Tím se dosáhne větší využitelné prostorové kapacity podvozku. Spojení mezi podélníkem a příčným je řešeno přechodovým zaoblením. Příčnéky jsou vybaveny záchyty brzdných reakcí. K příčným je kolmo navařen středový podélník. Na horním dílu je úchyt pro ojničky. Díl je navržen jako odlitek, jednak z důvodu pevnostního, ale také kvůli tvarové složitosti. Z boční strany podélníku je přivařena podchytka. Ta by měla sloužit jako přenosový člen v případě poruchy závěsky primárního vypružení.

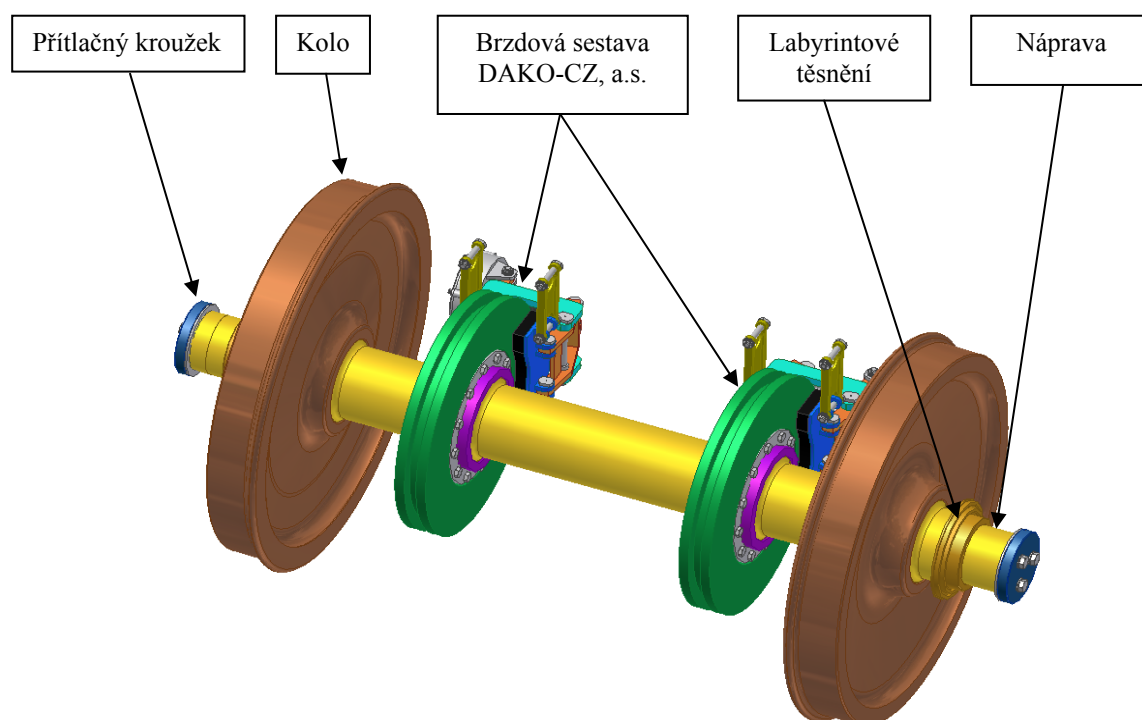


Obrázek 26 Rám běžného podvozku

Číslo sestavy rámu: 1-DP2011-100

6.3.2. Dvojkolí a kotoučové brzdy

Dvojkolí je zatěžováno maximálním přípustným zatížením 25 000 kg. Od této hodnoty se odvíjel kompletní návrh jednotlivých komponentů. Základnou pro sestavu dvojkolí je náprava. Je vyrobena z materiálu EA1N. Průměr sedla je 160 mm. Zde jsou umístěny 4 válečková ložiska zachycující radiální a axiální zatížení. Ložiska jsou dimenzována na trvanlivost 1 500 000 km. Axiální stabilitu zajišťují přitlačné kroužky přišroubované k nápravě. Vůle vymezují distanční podložky. Na sedlu o průměru 225 mm jsou nalisovány kola o průměru 1000 mm. Tento rozměr je pro tuto variantu podvozku nezvyklý, ale má to svá opodstatnění. Zajišťují potřebnou výšku rámu od vztažné linie. Větší průměr dvojkolí zajišťuje vyšší bezpečnost proti vykolejení a také kola vykazují nižší opotřebení. Kola mají jízdní profil EN 13715 S1002/H28/E32,5/6.7% dle ČSN EN 13715 a jsou vyrobena z materiálu ER8. Šířka věnce je 135 mm. Na středových sedlech o průměru 230 mm jsou nalisovány brzdové kotouče. Základní rozměry kotouče: průměr 640 mm, šířka 80 mm, rozteč 740 mm. Kompletní brzdová soustava je realizována firmou DAKO – CZ, a.s.



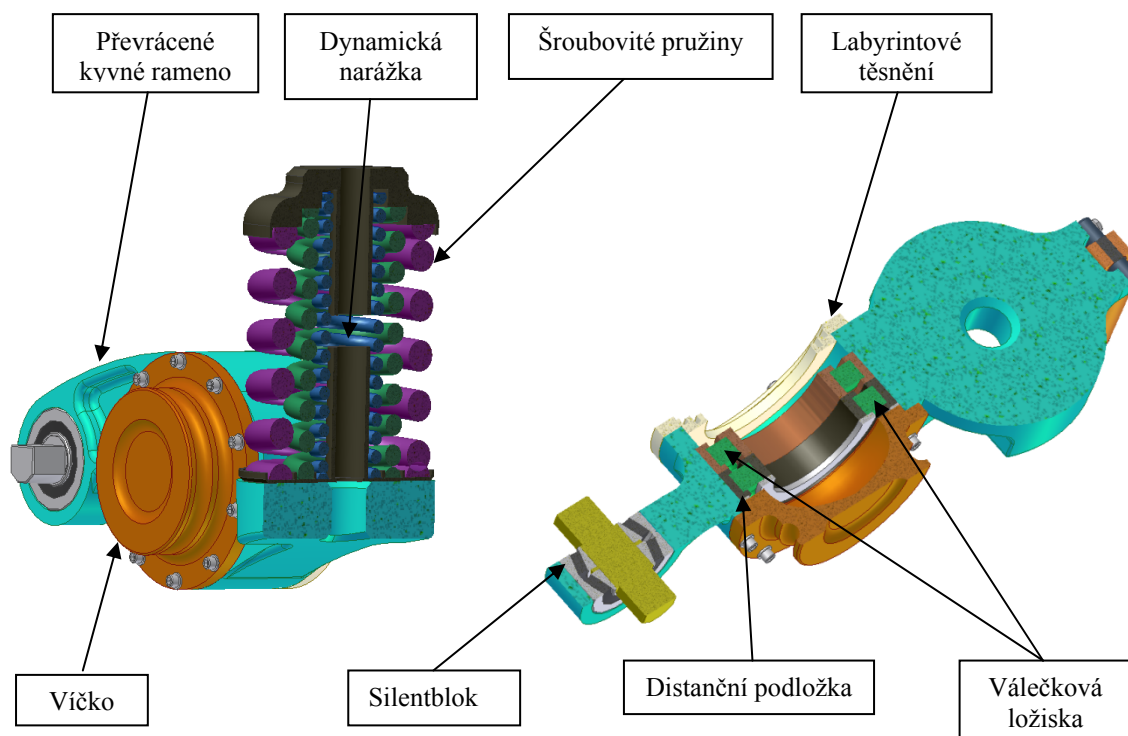
Obrázek 27 Studie dvojkolí

Číslo sestavy dvojkolí: 1-DP2011-200

6.3.3. Převrácené kyvné rameno

Těleso převráceného kyvného ramene je vyrobeno jako odlitek. Obsahuje hlavní tři konstrukční části. První konstrukční částí je oblast primárního vypružení. Rameno je opatřeno sedlem, na kterém je dolní miska pružin. Ve středu této plochy je díra k volnému průchodu závěsky. Vlastní činnost primárního vypružení tvoří trojice paralelně řazených pružin doplněných o dynamickou nárazku. Hlavním principem je ochránit vypružení proti přetížení, při přejezdu nerovností na trati a podobně. Druhou oblastí je uložení válečkových ložisek. Na vnější kroužek ložiska je vyvozena přitlačná síla od víčka přišroubovaného k tělesu kyvného ramene. Mezi víčko a vnější kroužek ložiska je vložena distanční podložka. Na protější straně je k tělesu kývačky připevněna druhá část labyrintového těsnění. Tento druh těsnění byl zvolen z důvodu nulového opotřebení nápravy. Nevýhodou tohoto těsnění je určitá netěsnost vzniklá vůlí mezi vnějším a vnitřním kroužkem.

Třetí oblastí je uložení převráceného kyvného ramene. To je provedeno silentbloomem s kuželovými segmenty. Princip konstrukčního provedení byl převzat s elektrické jednotky 471. Pryžové elementy silentbloku tlumí chvění a nepřenáší ho do rámu.

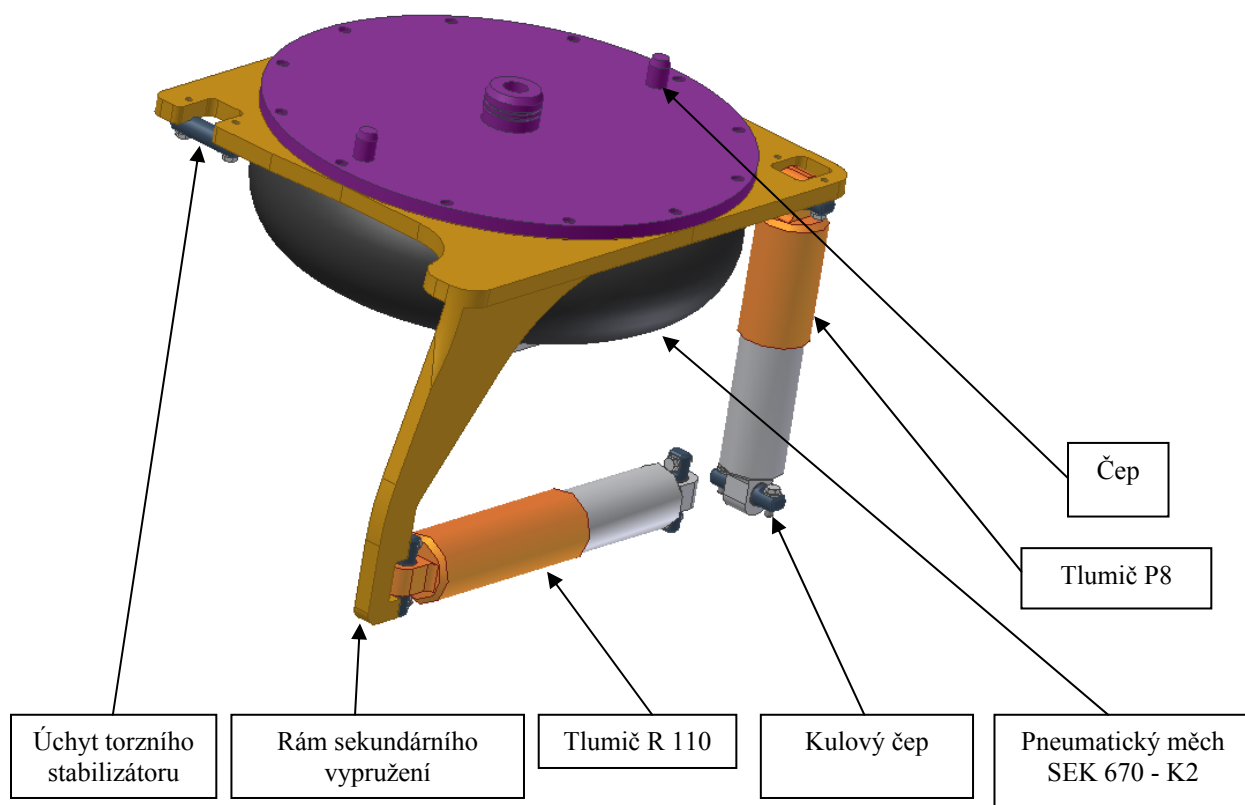


Obrázek 28 Převrácené kyvné rameno

Číslo sestavy primárního vypružení: **1-DP2011-300**

6.3.4. Sekundární vypružení

Základní vlastnosti a rozměry měchu byly uvedeny v tab. 8. Hlavní funkční vlastností je vytvořit pohodlí a komfort pro cestující. Skříň kolejového vozidla s připravenými sedly, je usazena na pneumatické měchy. Ty jsou opatřeny čepy zapadajícími do otvorů na spodní straně skříně. Vytvořená tvarová vazba slouží pro přenos otáčivého pohybu ze skříně na pneumatické měchy. Vypružení je vybaveno v případě poruchy záložním systémem. Tvoří jej soustava pryžo-kovových elementů umožňující nouzový dojezd vozidla. Tlumení vrtění podvozku zajišťuje tlumič řady R 110 (7). Maximální tlumicí síla u tohoto typu tlumiče - 25 000 N. Pracovní poloha je pouze ve vodorovném směru. Svislý pohyb sekundárního vypružení tlumí hydraulický tlumič řady P8 (7). Ten je vybaven pojistkou proti možnému přetížení systému. Maximální tlumicí síla - 25 000 N. Tlumič pracuje ve vertikální poloze, což odpovídá požadavkům vnitřního konstrukčního uspořádání. Na sekundárním vypružení je dále umístěn úchyt pro torzní stabilizátor, který by měl zamezit klopení skříně kolejového vozidla. Vazba mezi rámem a tlumičem kmitů je provedena kulovými čepy. To umožňuje vazbě možné vychýlení z přímého směru.



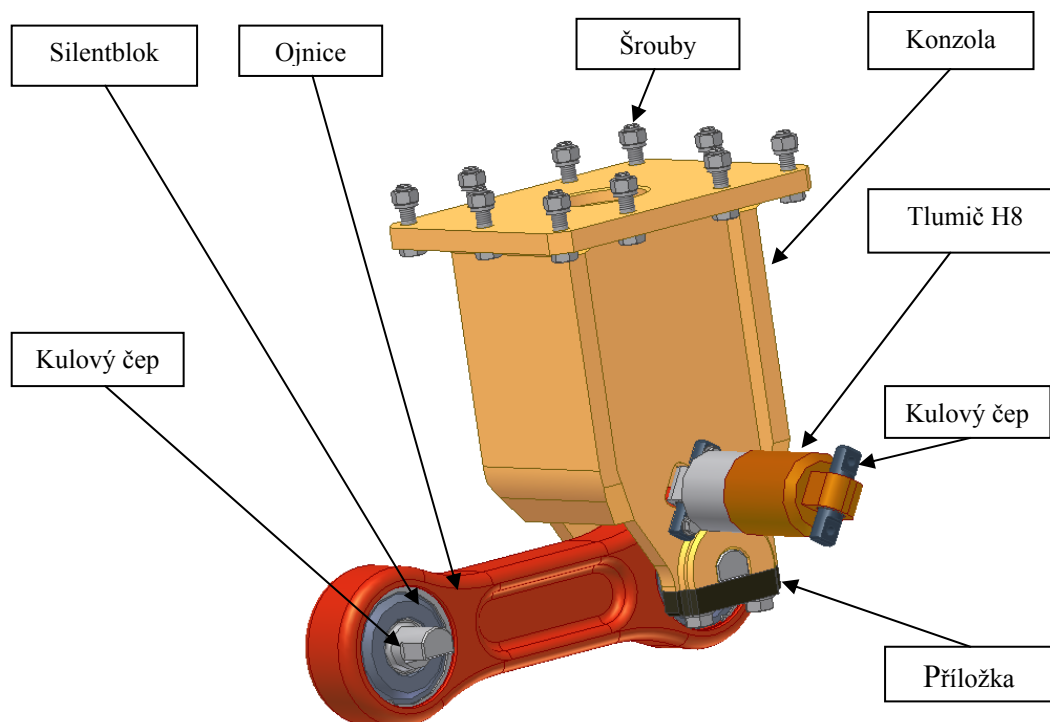
Obrázek 29 Sekundární vypružení

Číslo sestavy sekundárního vypružení: **1-DP2011-400**

6.3.5. Tažné zařízení

Tažné zařízení slouží pro přenos tažné síly z vozu na podvozek. Hlavní prvek přenosového systému je ojnice. Je řešena jako výkovek z jednoho kusu, kde jednotlivé přechody jsou řešeny zaobleními. Na okrajích má dva otvory pro silentbloky, které slouží jako spojovací prvek mezi jednotlivými částmi (podvozek-ojnice, skříň-ojnice). Primárním úkolem silentbloků je snižovat hluk, pohlcovat vibrace a chvění. Pružné uložení se zajišťuje v axiálním směru pojistnými kroužky. Uvnitř se nachází kulový čep, umožňující natáčení rámu vůči podvozku. Okraje čepu jsou frézovány, aby se docílilo tvarové vazby v úchytech na rámu podvozku. Čepu se zajišťuje proti vysunutí příložkou se dvěma šrouby. Nevýhodou použití silentbloků je změna vlastností s postupujícím stářím. Musí se tedy zajistit pravidelná kontrola a stanovení doby životnosti těchto pryžových součástí, j elikož s postupem času přestávají plnit požadované vlastnosti a mohla by nastat destrukce celého systému.

Druhou nezbytnou částí tažného zařízení tvoří konzola skříně vozu. Ta je řešena jako svařenec z jednotlivých plechů. K vozu je konzola připevněna po obvodu rozmístěnými šrouby. Vlastní pohyb tažného zařízení vůči rámu a skříni kolejového vozidla je brzděn hydraulickým tlumičem řady H8 (7). Ke konzole je přišroubován šrouby a uložení tlumiče na kulovém čepu mu zajišťuje natočení v požadovaném směru. Druhá část tlumiče je upevněna na rámu podvozku, konkrétněji na úchyty brzdícího třmenu.



Obrázek 30 Tažné zařízení

Číslo sestavy tažného zařízení: 1-DP2011-600

7. Technickoekonomické hodnocení

7.1. Hodnocení technické úrovně řešení

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout podvozek, pro spojení dvou sousedících skříní. Původně byla tato práce navrhována pro elektrickou jednotku 471, ale po zjištění všech detailů týkajících se zatížení, nešla tato varianta dle platných norem UIC realizovat. Proto bylo přistoupeno ke změně a návrh se týká jednotky, kde je maximální nápravové zatížení 25t.

Konstrukce byla navrhována tak, aby zajistila klidný chod, dobré jízdní vlastnosti, komfort cestujících, stejnou nástupní výška při různém zatížení.

Rám je konstruován jako svařenec. Jedná se tedy o klasickou výrobu, technologicky známou a má v sobě zabudované převzaté prvky, osvědčené s již vyrobených a funkčních podvozků. Systém je v nejvíce namáhaných místech vybaven odlévanými částmi. Tyto části zvyšují tuhost celého systému a jsou dobře technologicky vyrobitelné.

Požadavek na splnění stálé výšky podlahy při různém zatížení, je zajištěn čtyřmi pneumatickými měchy. Výšku podlahy, neboli stlačení pryžových měchů sledují čidla, která dle potřeby zvýší nebo sníží tlak tak, aby vyrovnali výškový rozdíl. Pneumatické měchy jsou nakupované s veškerým příslušenstvím od firmy Continental (5).

Přenos tažné síly na podvozek je proveden ojnicemi. Toto řešení splňuje minimální nároky na údržbu, prostor a relativně snadnou vyměnitelnost porušených dílů. Samotný tažně-tlačný element je vyroben kovací technologií a propůjčuje tím výrobku jedinečné pevnostní vlastnosti získané tímto výrobním postupem.

7.2. Ekonomické hodnocení

Projektovaný podvozek je v počátcích svého vývoje. Z toho také vyplývá vyšší investiční náročnost na další vývoj, než kdybychom se zabývali návrhem již vymyšlené konstrukční varianty s drobnými úpravami. Veškeré díly byly navrženy tak, aby jejich výroba byla co nejlevněji proveditelná a standardizovaná. Hlavní myšlenkou pro daný prototyp zůstává náhrada dvou podvozků jedním Jacobsovým. Tím ušetříme hmotnost několika tun na tří-vozové jednotce, cenu výroby a údržby jednoho podvozku. Musíme však do nákladů cen zahrnout vyšší náklady při vyvazování podvozku a delší čas na znovuzavedení jednotky do provozu. To jsou faktory, které nelze opomíjet. Při porovnání kladných a záporných vlastností jednotlivých variant, nesmíme zapomenout na jeden fakt, že výrobce tohoto podvozku s převráceným kyvným ramenem, může získat psychologickou převahu na trhu novou a nezvyklou koncepcí podvozku s nízko položeným těžištěm.

Jednotlivé komponenty jsou napočítány a navrženy dle platných norem a zkušeností. Tím dostáváme jasné informace o době životnosti konkrétní součásti. Z toho plyne, že riziko spojené s navýšením nákladů na opravy, při běžném používání a údržbě, je minimální. Je to například výměna olejů, ložisek, opotřebovaných dvojkolí, silentbloků a podobně. Tyto náklady jsou snadno zjistitelné na základě zkušeností jiných podvozků a firem nabízející dané produkty.

8. Závěr

Primárním cílem diplomové práce bylo nalézt vhodné konstrukční uspořádání Jacobsového podvozku. Bylo navrženo a zhodnoceno několik variant možných řešení. Tyto jednotlivé možnosti byly vyhodnoceny dle zadaných kritérií. Vítězná varianta podvozku s převráceným kyvným ramenem splnila nejvíce požadavků kladených na navrhovaný podvozek.

Návrhem jednotlivých komponentů, pro jmenovité zatížení nápravy 25 tun, postupně vznikl celkový obraz podvozku. Tento návrh se vyznačuje nejen dobrými jízdními vlastnostmi, nízko položeným těžištěm a rovnoměrně rozloženou hmotou, ale i svým specifickým uspořádáním. Dále disponuje větším prostorem pro příslušenství, bez kterého podvozek nemůže existovat.

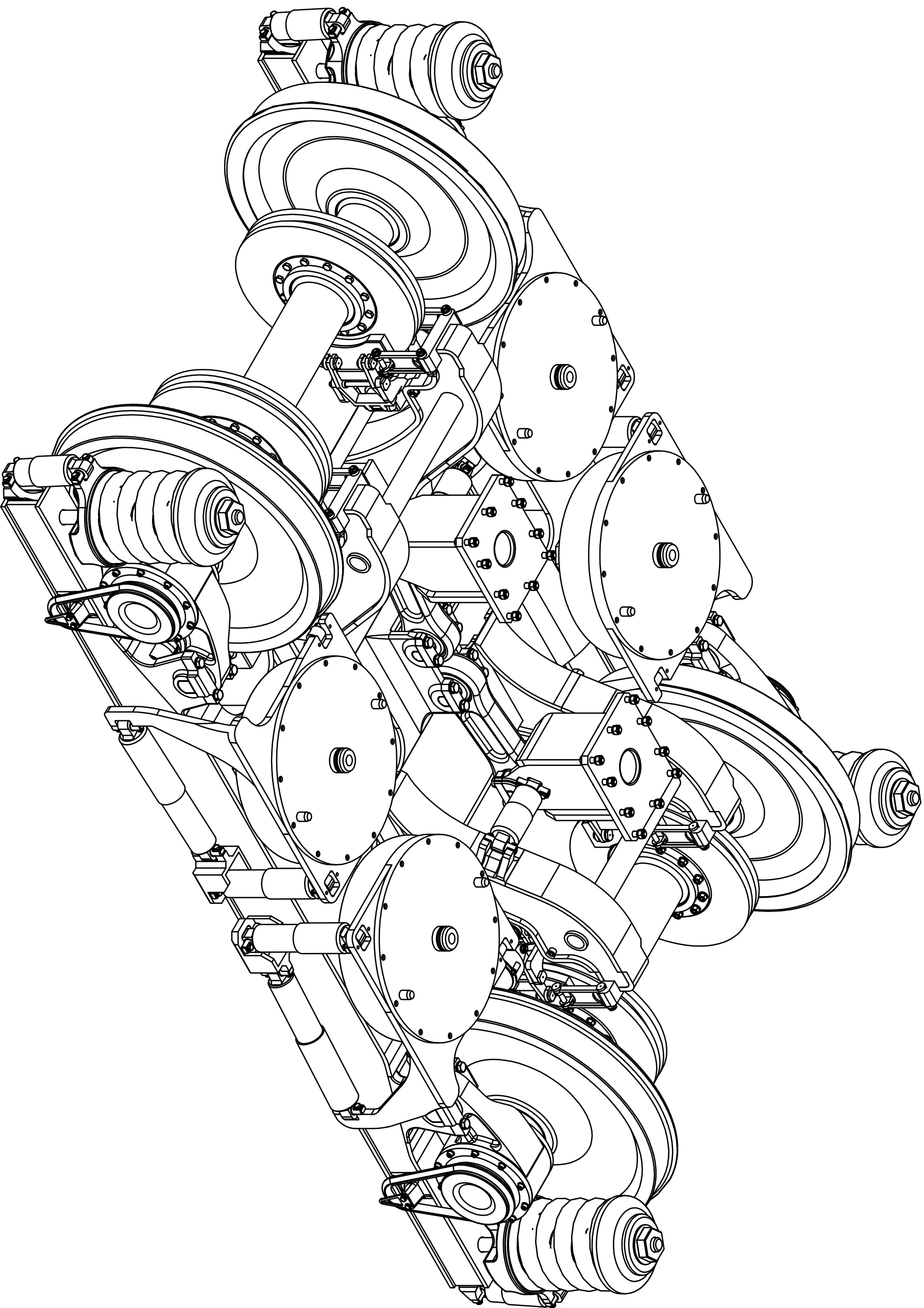
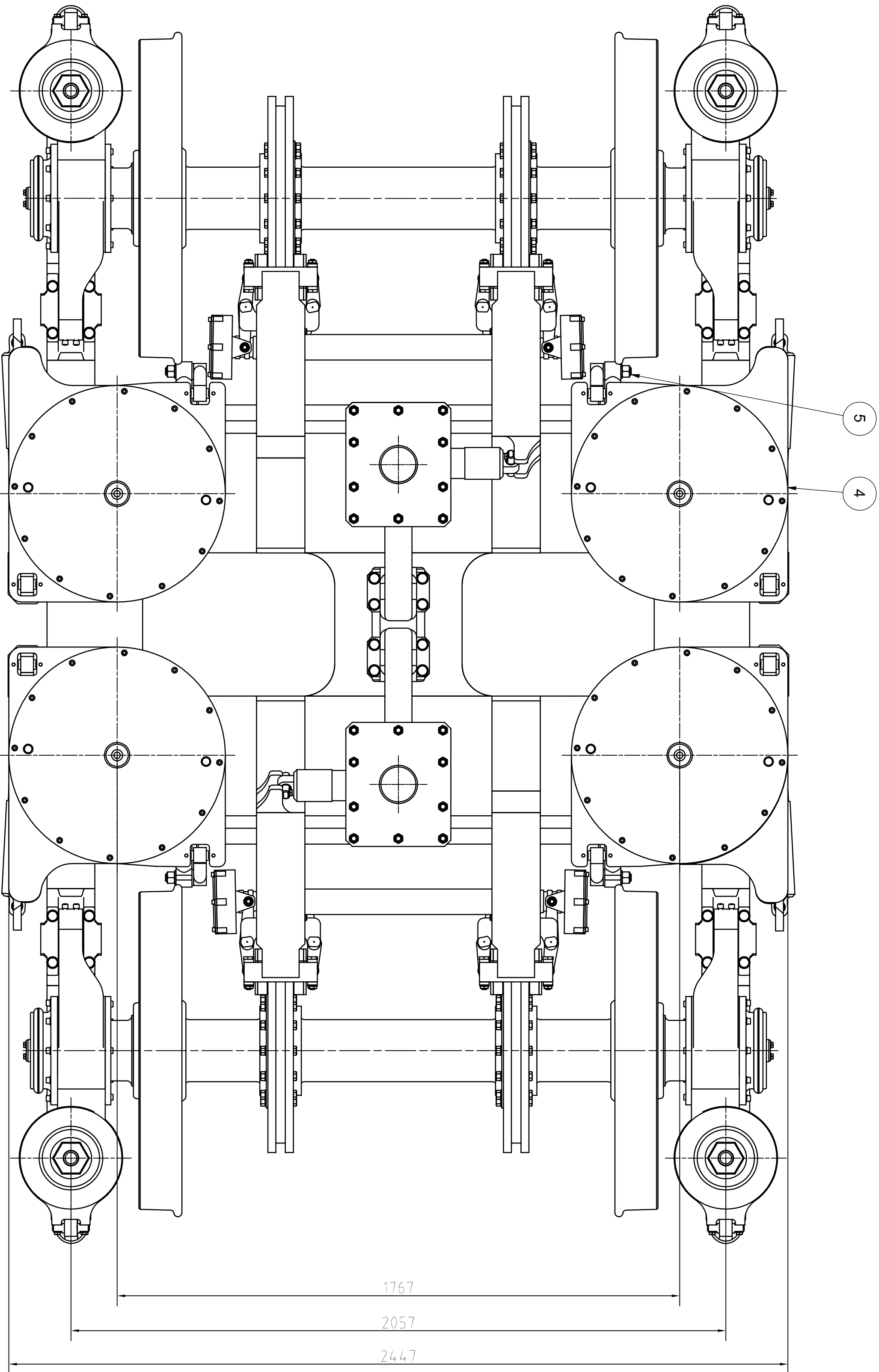
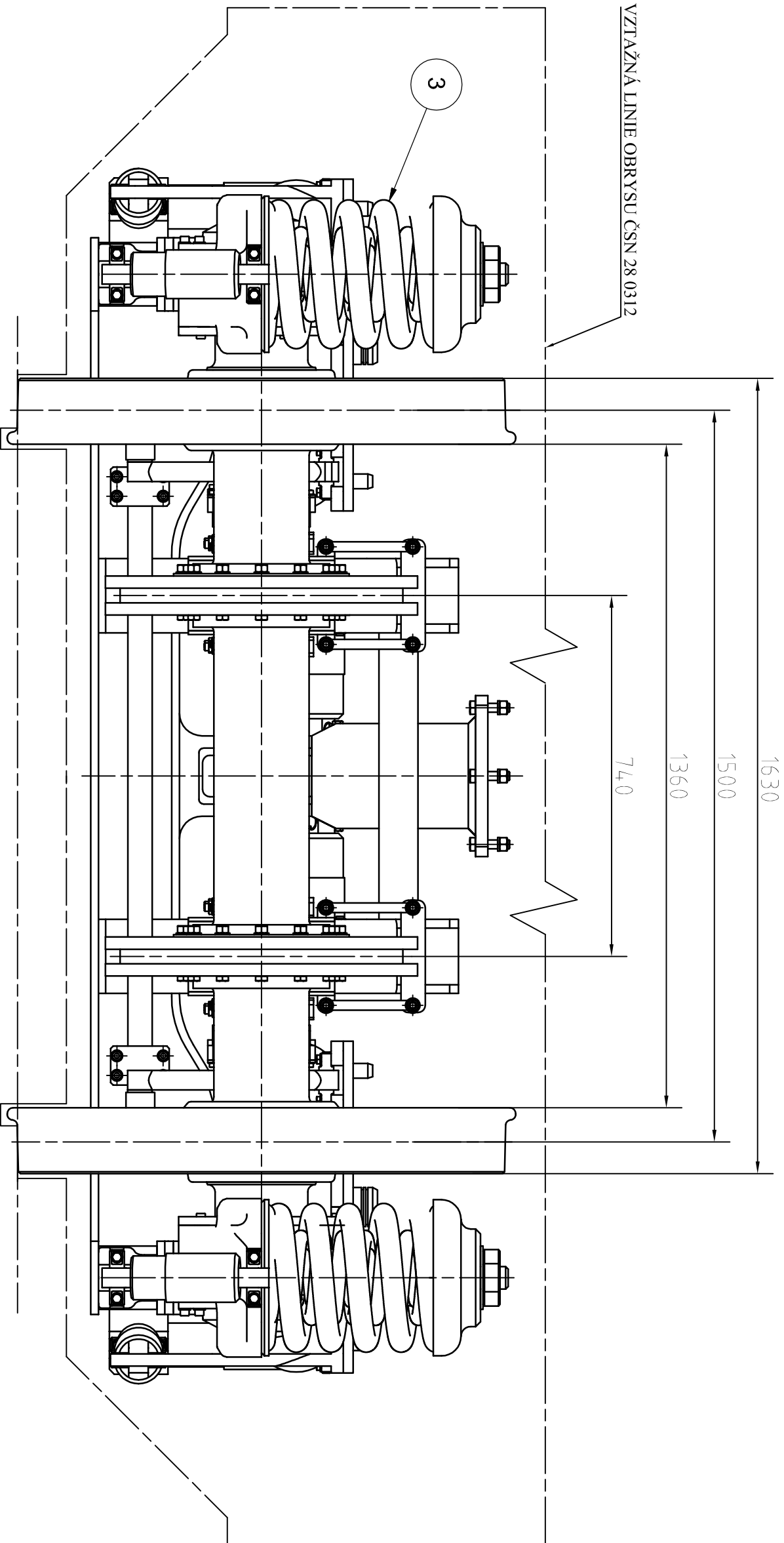
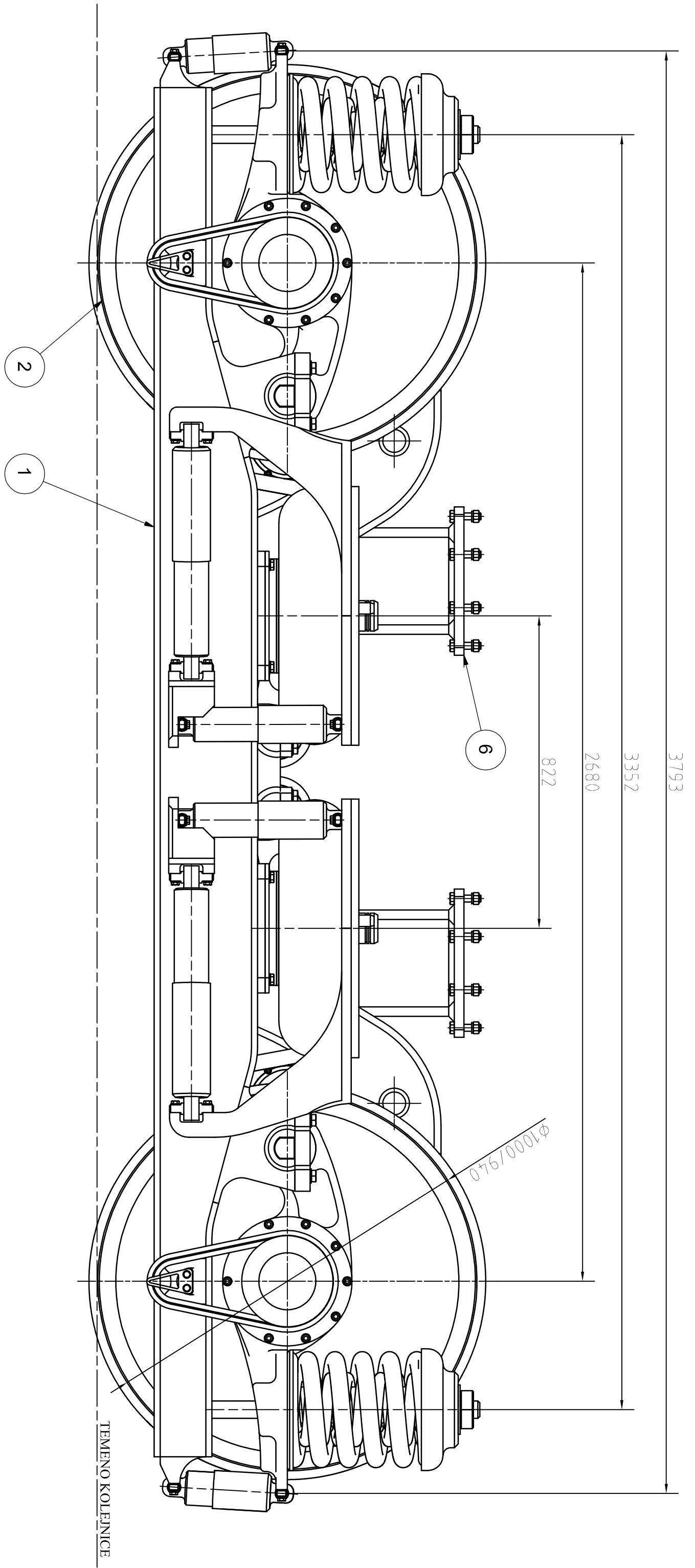
Systém primárního vypružení je jištěn proti případnému poškození podchytkou, která by v případě poškození závěsky přenášela váhu skříně na dvojkolí. Obdobně je jištěno i sekundární vypružení, kde se nalézá druhotný pružicí prvek pro případ defektu pneumatického měchu.

Zkonstruovaný model je třeba brát jako studii, kde je stále větší počet otázek než odpovědí. Jednou z otázek je výpočet rámu tak, aby zajistil požadovanou bezpečnost. Zde musíme navrhnout takový profil rámu, aby nedošlo k přesahu vztažné linie.

Při hodnocení technickoekonomických poznatků je patrné, že nabízí nové možnosti v oblasti konstruování železničních podvozků. Jde hlavně o to si uvědomit specifické a užité vlastnosti navržené koncepce. Navržená varianta má jednoznačně potenciál se dále rozvíjet a zdokonalovat v jednotlivých konstrukčních uzlech.

Seznam použité literatury:

- [1] HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla. I. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007.
- [2] HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla. II. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009.
- [3] VÁVRA, P., LEINVEBER, J. Strojnické tabulky. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1986.
- [4] LIPTÁK, Karel. *Podvozek pro regionální vozidlo*. Plzeň, 2008. 83 s. Diplomová práce. ZČU.
- [5] *ContiTech* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Continental. Dostupné z WWW: <<http://www.contitech.de/>>.
- [6] Elektrická jednotka 471. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, [cit. 2011-05-16]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Elektrick%C3%A1_jednotka_471>.
- [7] *ST-OS, Strojírna oslavany* [online]. 2010 [cit. 2011-05-16]. ST-OS. Dostupné z WWW: <http://stoscz.recenze.net/?page_id=31>.
- [8] *Vagony* [online]. 2011 [cit. 2011-05-16]. Pojezdy. Dostupné z WWW: <<http://vagony.cz/mapa.html>>.
- [9] *SKF* [online]. 2010 [cit. 2011-05-16]. Datábáze katalogů. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/catalogues?searchlang=cs&code=&freetext=Lo%C5%BEiska&Search.x=15&Search.y=9&Search=Search&contentId=258974&hidden_cache_id=3773#>>.
- [10] *Siemens* [online]. 2008 [cit. 2011-05-16]. Bogies-catalog. Dostupné z WWW: <<http://www.mobility.siemens.com/mobility/global/Documents/en/rail-solutions/components-and-systems/bogies-catalog-en.pdf>>.
- [11] *Bombardier* [online]. 1997 [cit. 2011-05-16]. Products a services. Dostupné z WWW: <<http://www.bombardier.com/en/transportation/products-services/bogies/commuter/regional-trains?docID=0901260d8001037c>>.
- [12] Podklady z přednášek a cvičení KKV1

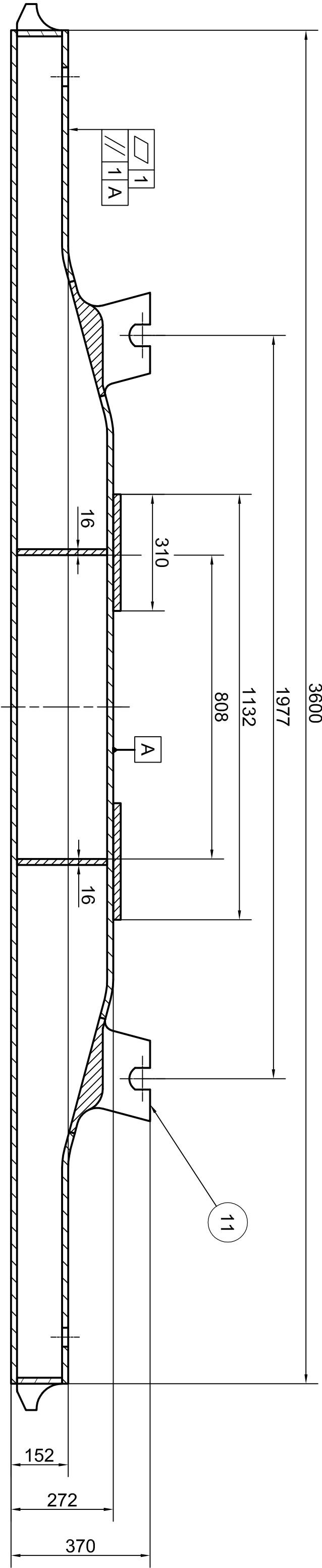


6	TAŽNÉ ZARÍZENÍ 440x80	1-DP2011-600	2	326
5	TORZNÍ STABILIZÁTOR Ø50x1247	1-DP2011-500	2	62
4	S. VYPRUŽENÍ Ø680	1-DP2011-400	4	608
3	P. VYPRUŽENÍ Ø305x352	1-DP2011-300	4	1 232
2	DVOJKOLÍ Ø920x2150	1-DP2011-200	2	4274
1	RÁM - SVAŘENEC 3760x2207	1-DP2011-100	1	1 803
POZ. NÁZEV - ROZMĚR		Č. VÝKRESU	KS	Váha [kg]

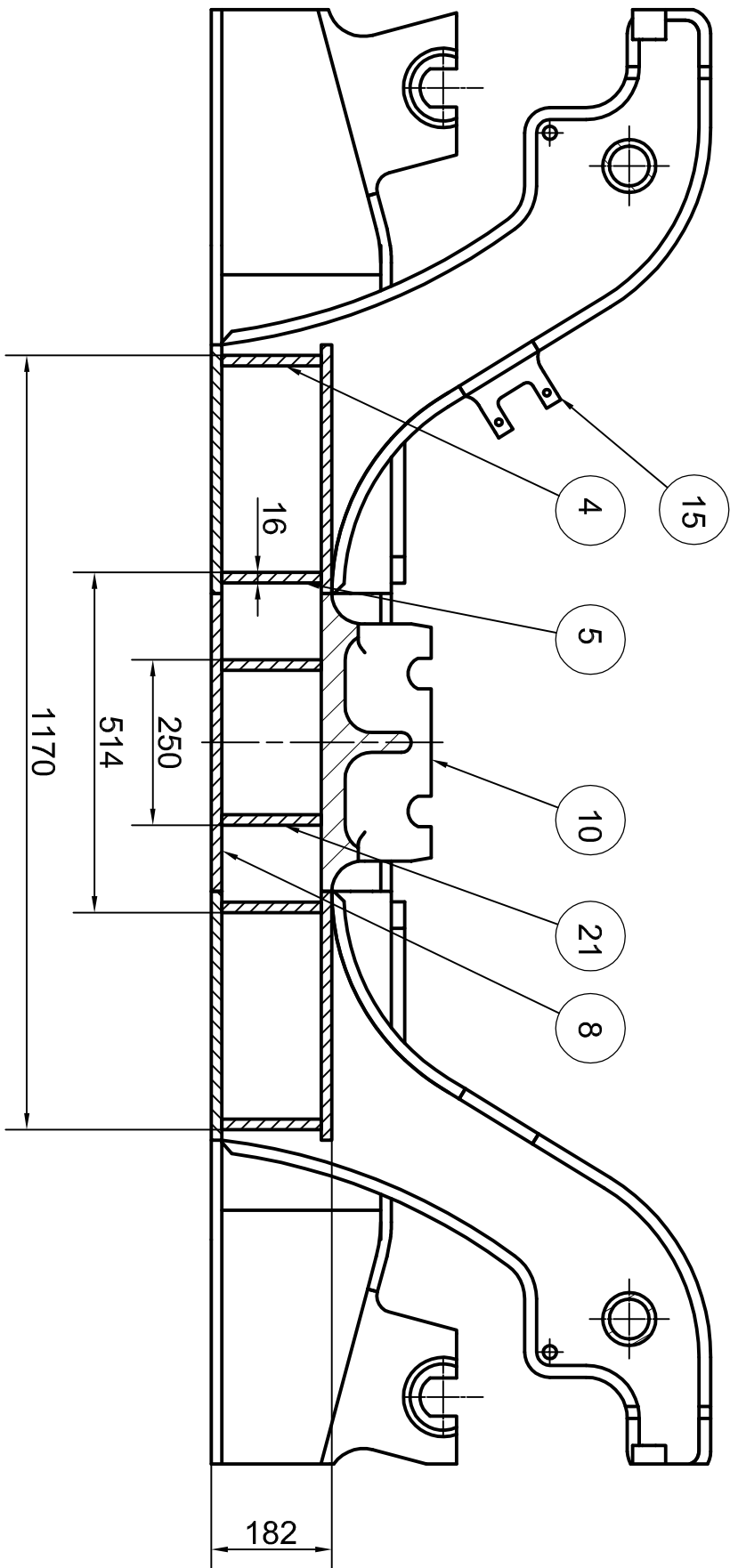
ZČU v PLZNI - KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

VYPRACOVAL	HMOTNOST		MĚŘÍTKO	
KOTÁL Petr	8 305 kg		1:10	
DATUM	MATERIÁL			
5.04.2011				
NÁZEV	ČÍSLO VÝKRESU			
Podvozek - Typový výkres	1-DP2011-000			

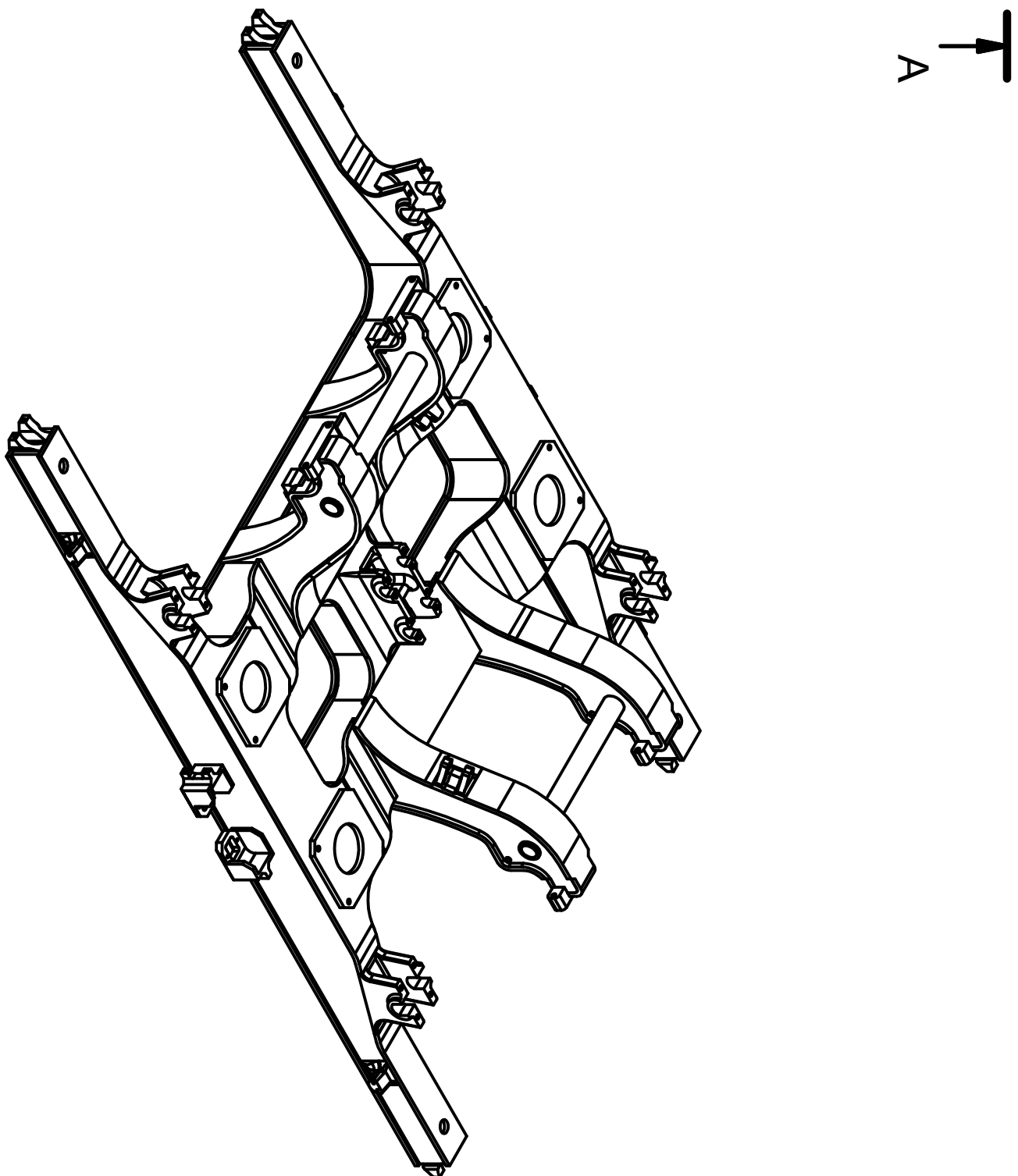
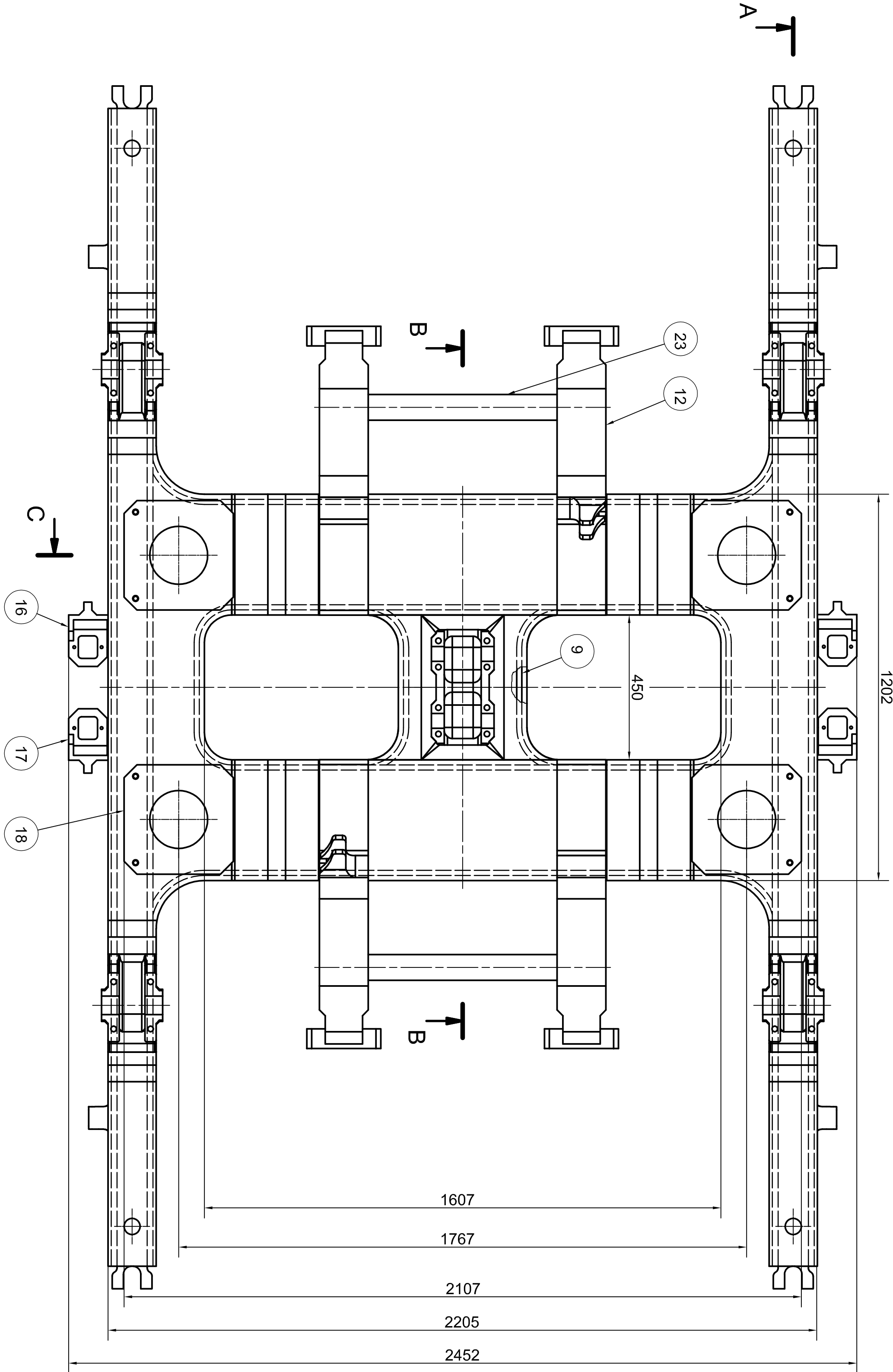
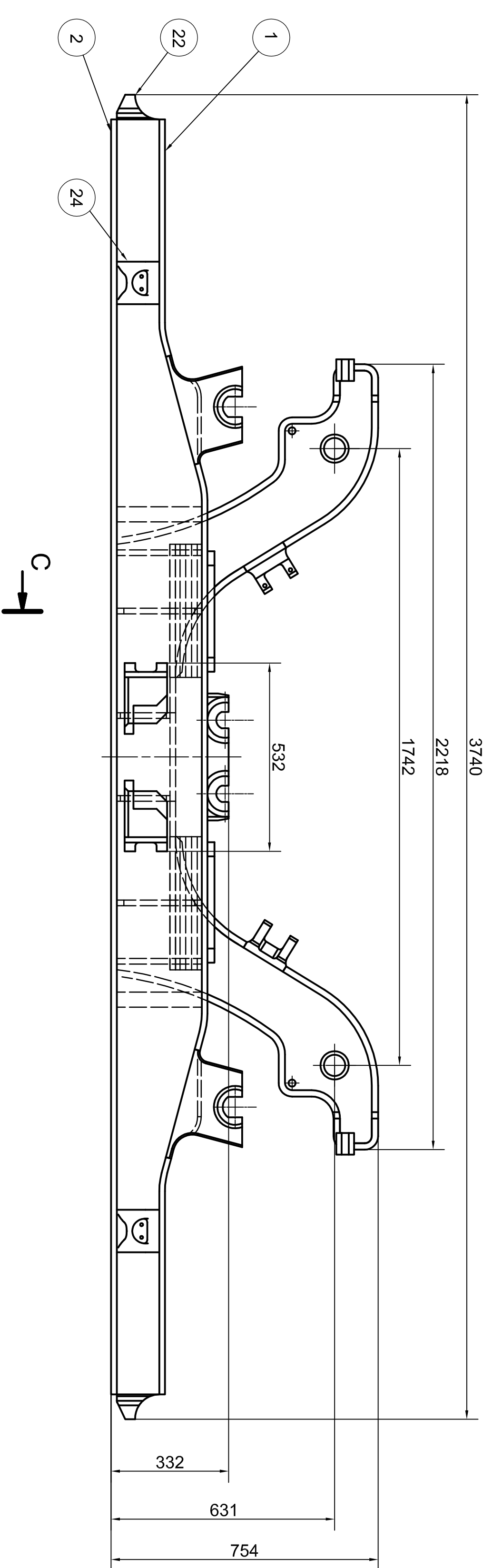
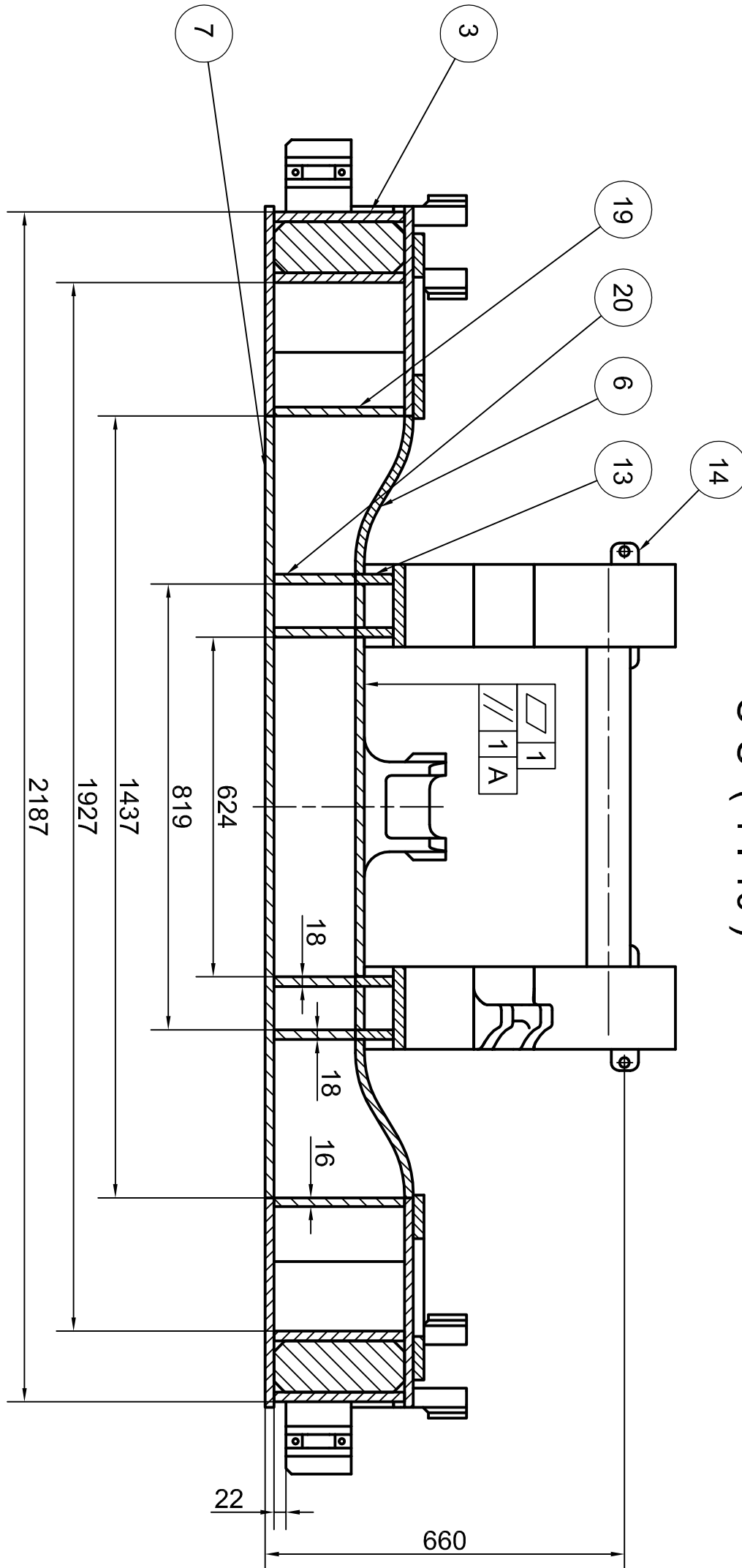
A-A (1 : 10)



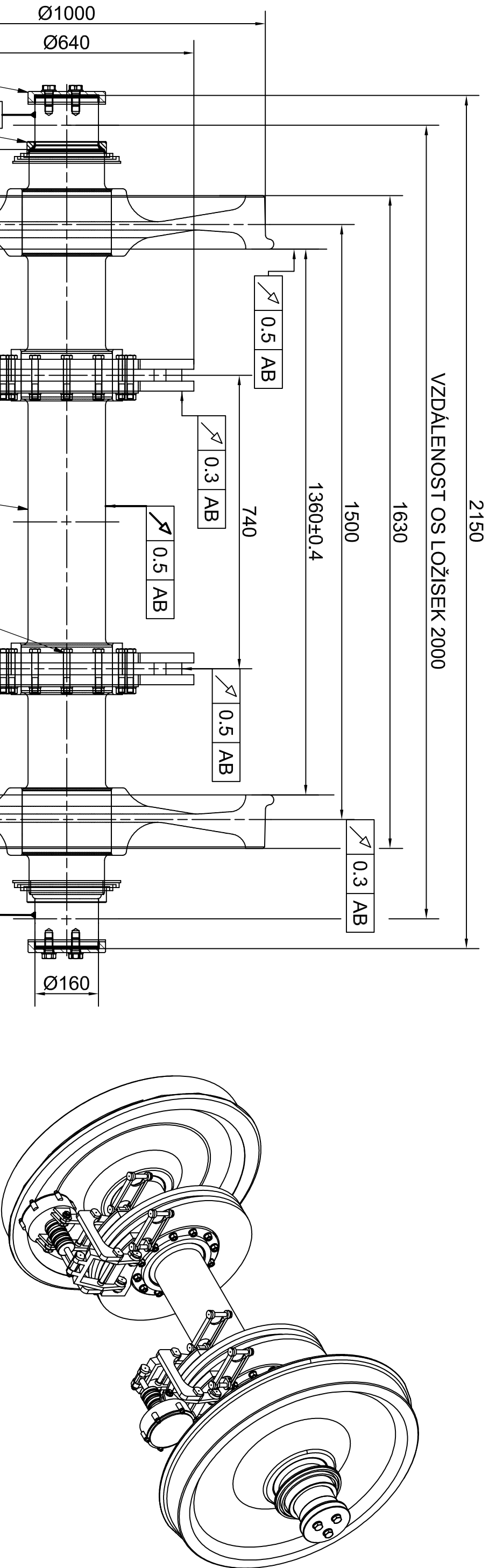
B-B (1 : 10)



C-C (1 : 10)



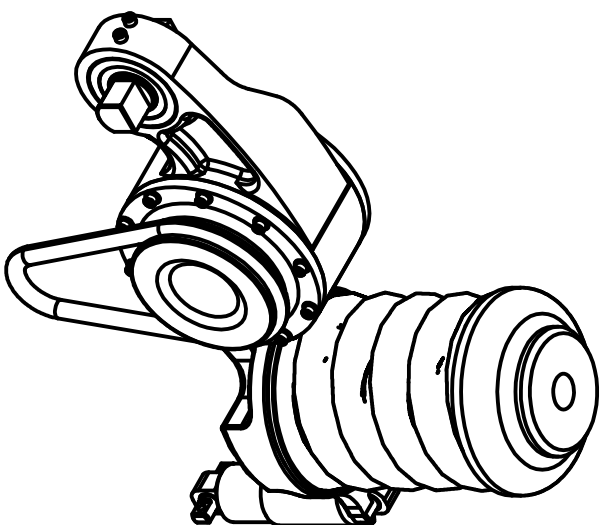
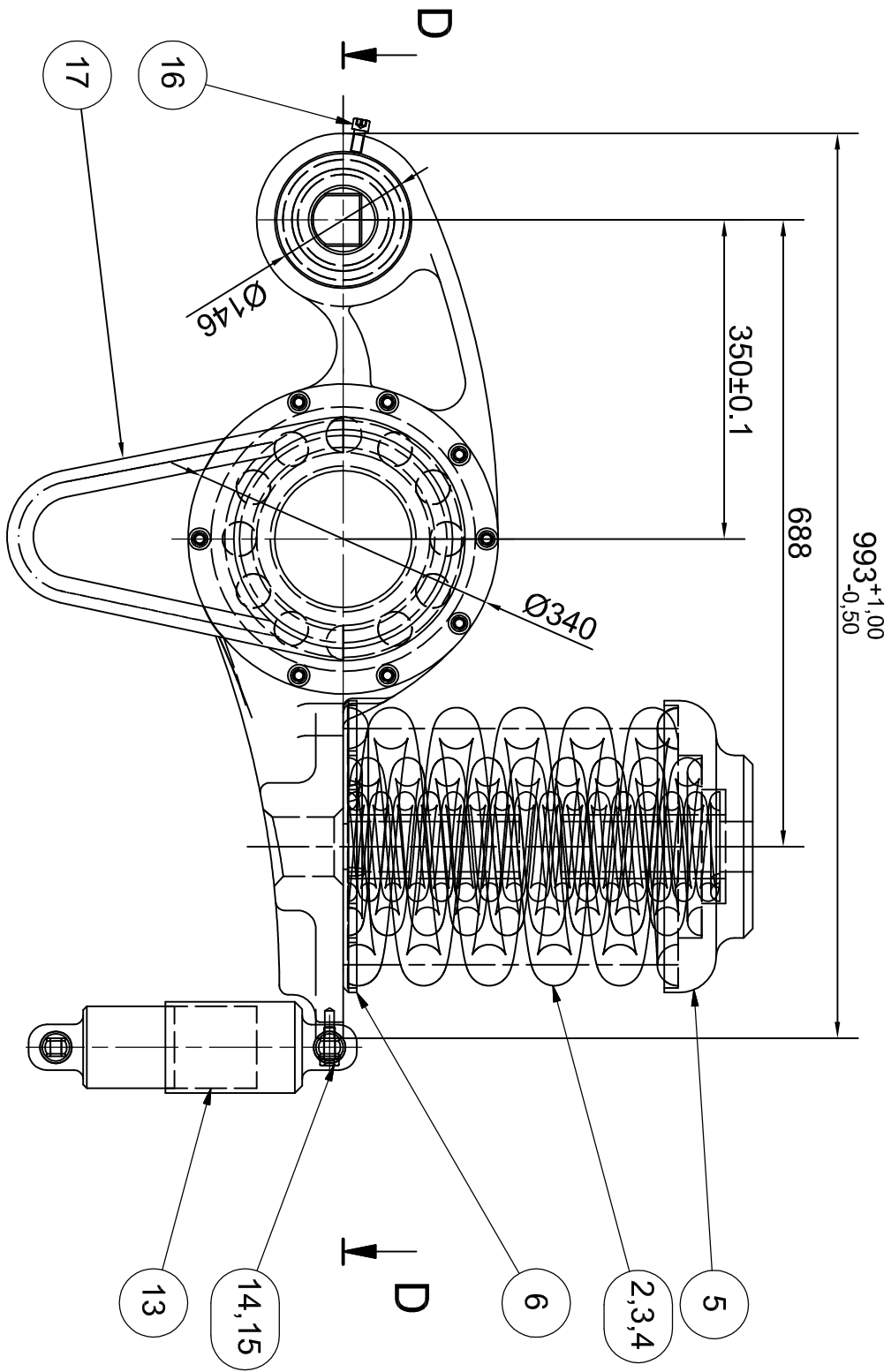
24	PODCHYTKA 120x120	S35S12G1W	4	8,5
23	TYČ 876x80	S35S12G1W	2	13
22	DRŽÁK TLUMIČE 120x86	S35S12G1W	4	9,5
21	ŽEBRO 366x150	S35S12G1W	2	13
20	ŽEBRO 312x150	S35S12G1W	8	23
19	ŽEBRO 240x94	S35S12G1W	4	12
18	ÚCHYT MĚCHU 340x340	S35S12G1W	4	36
17	DRŽÁK TLUMIČE 3 200x133	S35S12G1W	2	14,5
16	DRŽÁK TLUMIČE 2 200x133	S35S12G1W	2	14,5
15	DRŽÁK TLUMIČE 1 130x98	S35S12G1W	2	9,8
14	ÚCHYT 61x40	S35S12G1W	8	12
13	BOK RÁMU B. 720x375	S35S12G1W	8	126
12	RÁM BRZDY 730x152	S35S12G1W	4	114
11	ÚCHYT KÝVÁČKY 311x325	S35S12G1W	4	46
10	ÚCHYT OVNICE 450x166	S35S12G1W	1	67,5
9	STŘEDNÍK BOČNÍ 450x150	S35S12G1W	2	16,5
8	STŘEDNÍK DOLNÍ 588x450	S35S12G1W	1	38
7	PŘÍČNÍK DOLNÍ 1437x376	S35S12G1W	2	118
6	PŘÍČNÍK HORNÍ 1437x376	S35S12G1W	2	134
5	PŘÍČNÍK BOČNÍ 2 1671x150	S35S12G1W	2	64
4	PŘÍČNÍK BOČNÍ 1927x150	S35S12G1W	2	88
3	PODÉLNÍK BOČNÍ 3600x240	S35S12G1W	4	360
2	PODÉLNÍK ŠRODNÍ 3600x300	S35S12G1W	2	218
1	PODÉLNÍK HORNÍ 3600x300	S35S12G1W	2	256
POZ. NÁZEV - ROZMĚR		MATERIÁL	NORMA	KS
ZČŮ v PLZNI - KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ				VADA kg
VYPRACOVAT		HROTVOST		SMĚRNO
KOTÁL Petr		1 803 kg		1:10
DATUM		MATERIÁL		
5.04.2011				
NÁZEV		ČÍSLO VÝKRESU		
RÁM-STUDIE		1-DP2011-100		



8	BRZDÍCÍ MECH.		1-DP2011-230	2	172
7	BRZD. KOTOUČ		1-DP2011-220	2	405
6					
5					
4	PŘÍTLAČNÝ ČLEN		1-DP2011-210	2	1
3	TĚSNĚNÍ	12 020.1	1-DP2011-203	2	1.5
2	KOLO	ER7	1-DP2011-202	2	1050
1	NÁPRAVA	EAI1N	1-DP2011-201	1	504
POZ. NÁZEV - ROZMĚR		MATERIÁL	Č. VÝKRESU	KS	VÁHA [kg]

ZČU v PLZNI - KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

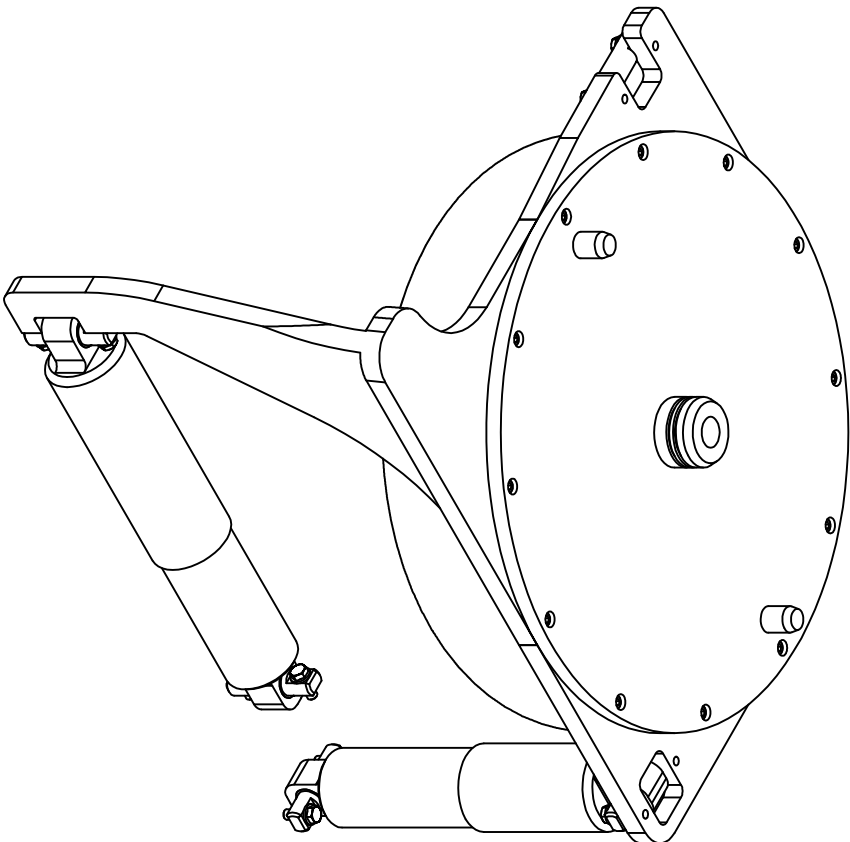
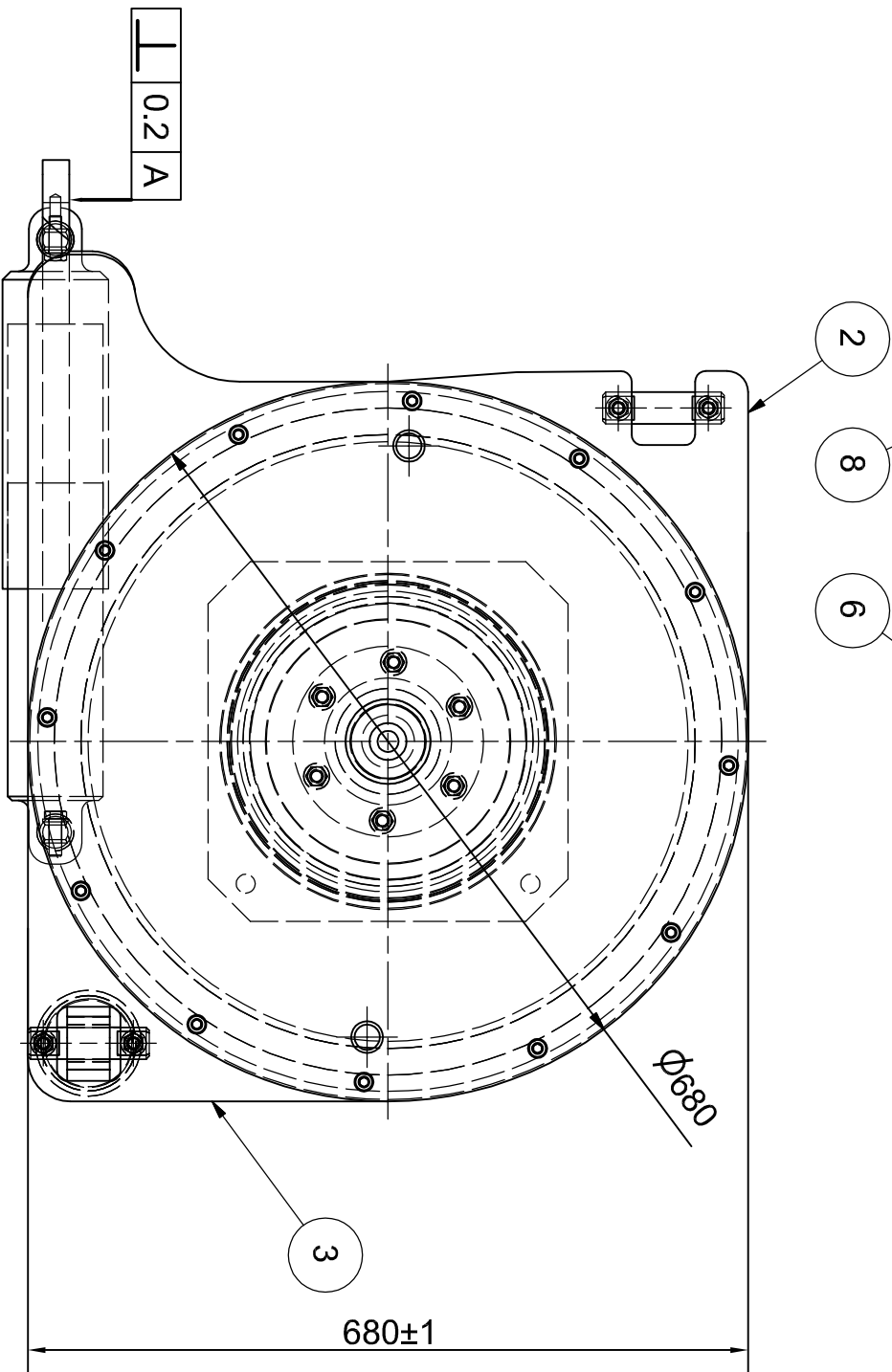
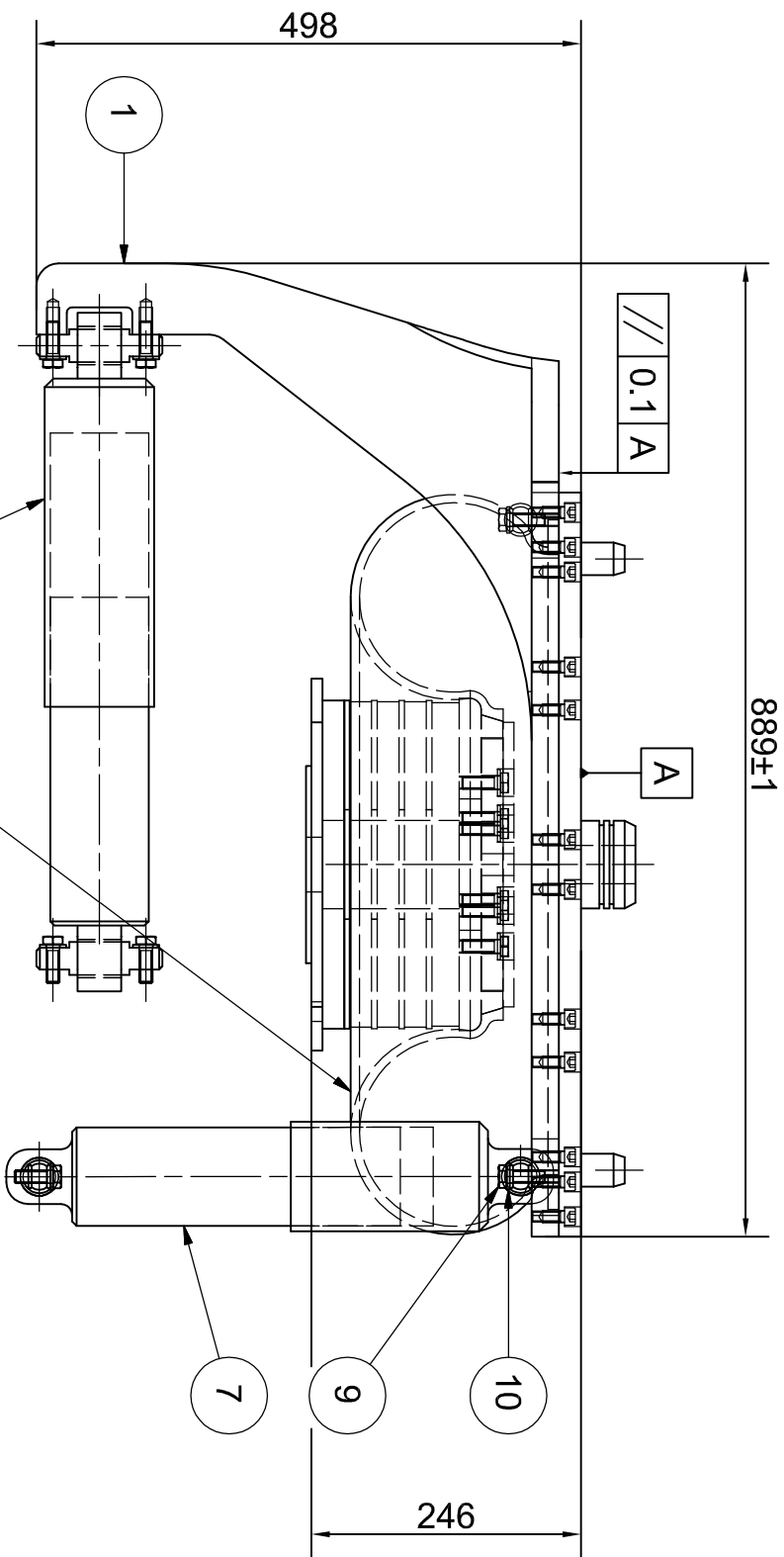
VYPRACOVAL		HMOTNOST		MĚŘÍTKO	
KOTÁL Petr		2 137 kg		1:10	
DATUM		MATERIÁL			
5.04.2011					
NÁZEV		ČÍSLO VÝKRESU			
DVOJKOLÍ - STUDIE		1-DP2011-200			



17	ZÁVĚSKA Ø 30	1-DP2011-311		1	1.5
16	ŠROUB M12x45		ČSN 02 1143.10	17	0.8
15	PODLOŽKA 12		ČSN 02 1740.10	4	0.1
14	ŠROUB M12x45		ČSN 02 1101.10	4	0.2
13	TLUMIČ P80 (ST-OS)	1-DP2011-310		1	10.5
12	LOŽISKO NJ 232 ECM ML		ČSN 02 4670	1	14.5
11	LOŽISKO NUP 232ECM ML		ČSN 02 4670	1	15
10	VÍČKO Ø340x33	1-DP2011-309		1	4.5
9	TĚSNĚNÍ Ø340x32	1-DP2011-308		1	2
8	PODLOŽKA Ø290x5	1-DP2011-307		1	0.5
7	SILENBLOK Ø146x190	1-DP2011-350		1	13
6	MISKA DOLNÍ Ø325	1-DP2011-306		1	7.5
5	MISKA HORNÍ Ø325	1-DP2011-305		1	23
4	PRUŽINA Ø 120x530	1-DP2011-304		1	18
3	PRUŽINA Ø195x510	1-DP2011-303		1	42
2	PRUŽINA Ø305x484	1-DP2011-302		1	76
1	KÝVAČKA 993x250	1-DP2011-301		1	81
POZ. NÁZEV - ROZMĚR		Č.VÝKRESU	NORMA	KS	VÁHA [kg]

ZČU v PLZNI - KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

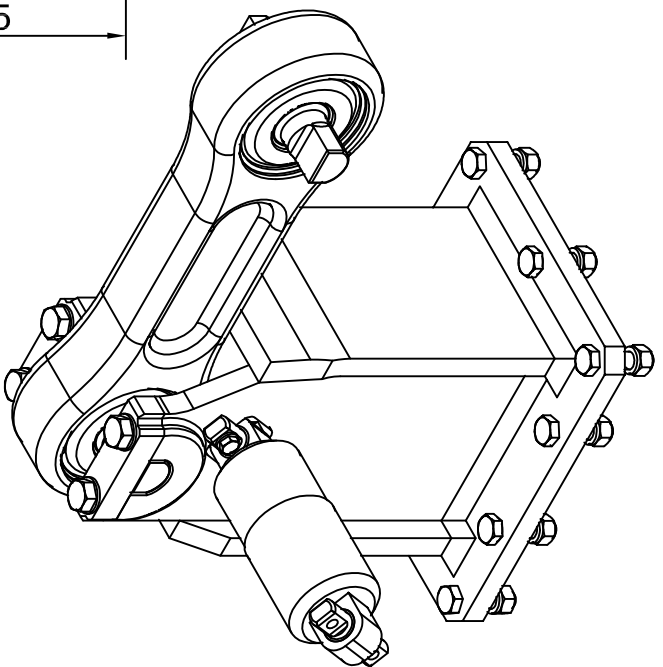
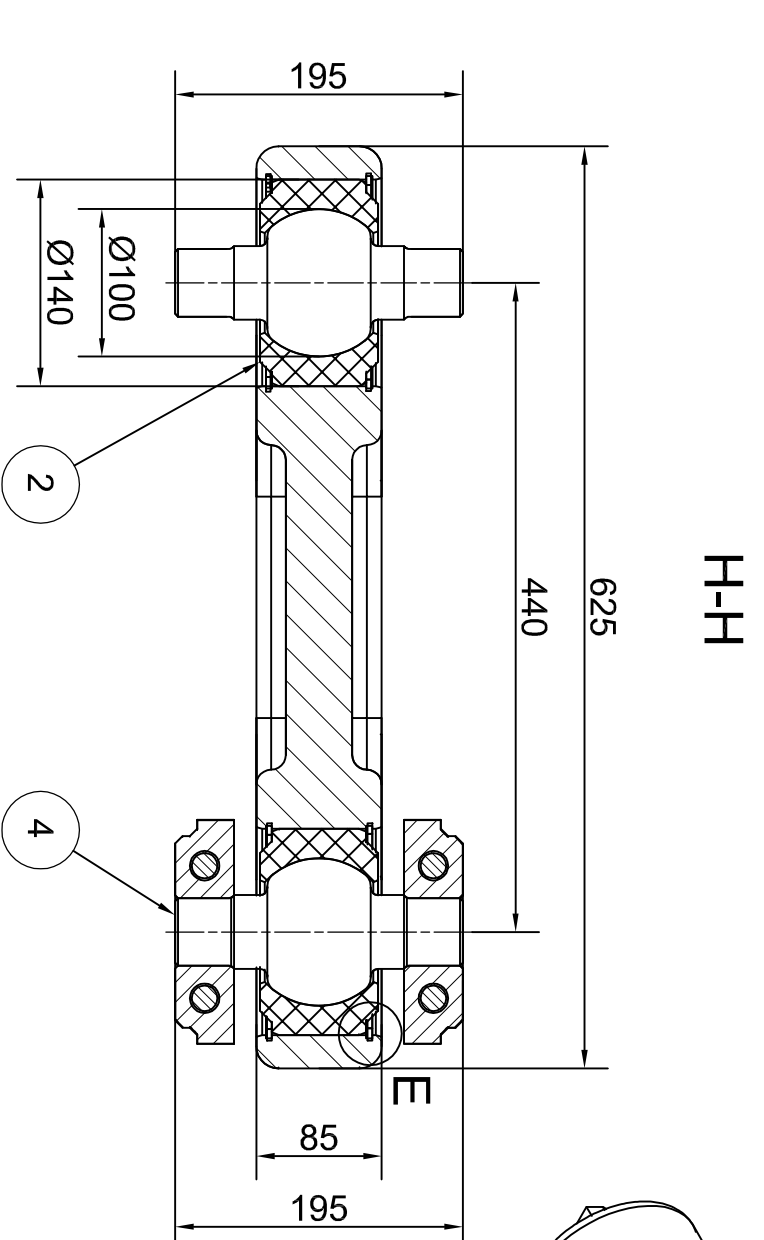
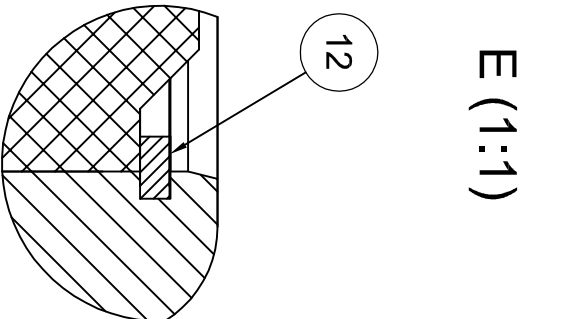
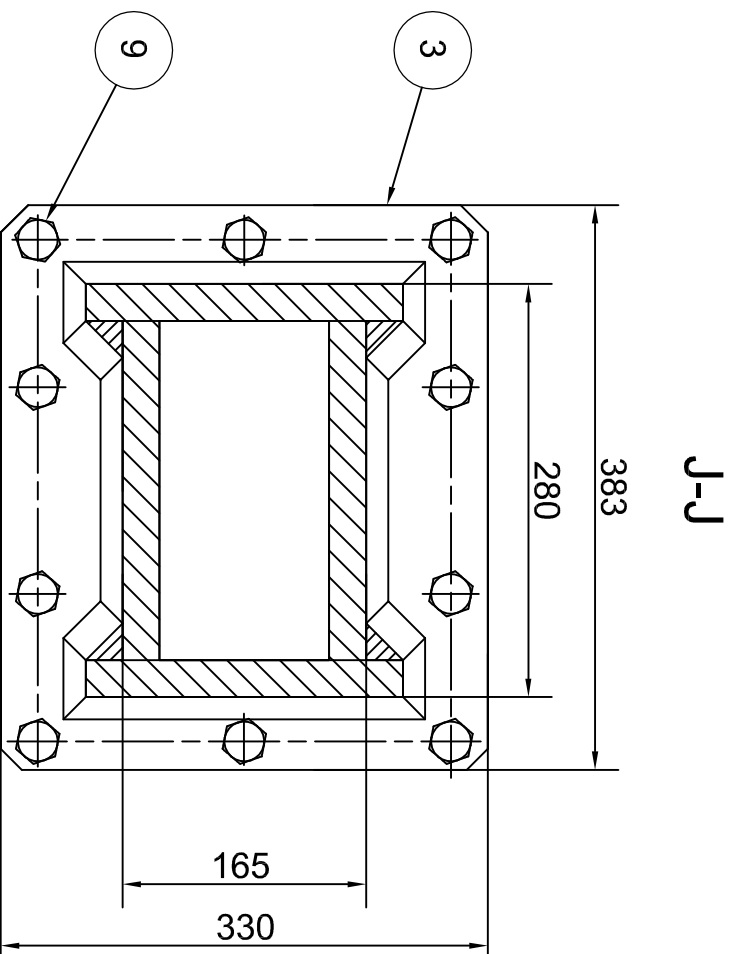
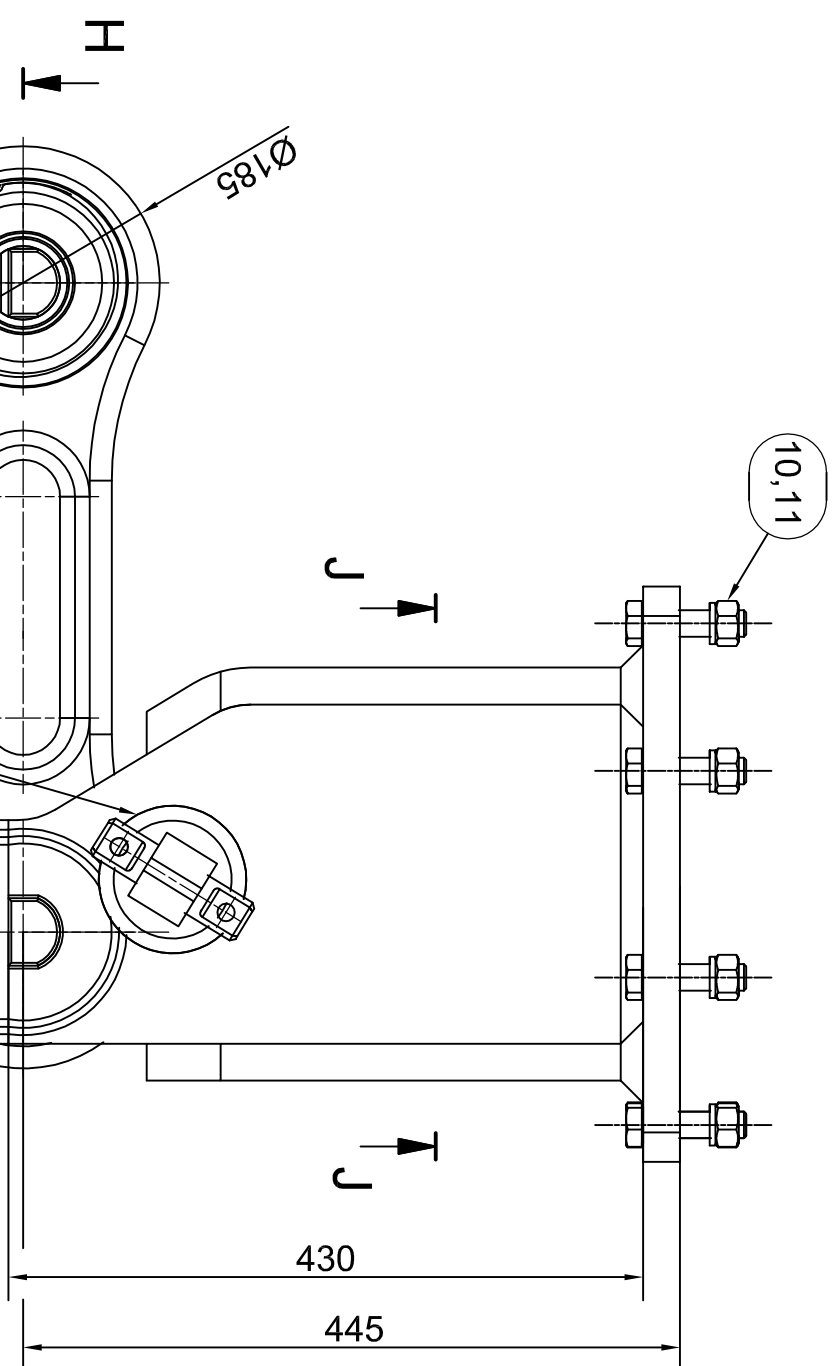
VYPRACOVAL		HMOTNOST		MĚŘÍTKO	
KOTÁL Petr		308 kg		1:10	
DATUM		MATERIÁL			
5.04.2011					
NÁZEV		ČÍSLO VÝKRESU			
PRIM. VYPRUŽENÍ - STUDIE		1-DP2011-300			



10	ŠROUB M12x40		ČSN 02 1101.25	12	0.5
9	PODLOŽKA 12		ČSN 02 1740.10	12	0.2
8	TLUMIČ R110		1 - DP2011 - 450	1	6.5
7	TLUMIČ P8		1 - DP2011 - 430	1	10.5
6	PNEU. MĚCH Ø680		1 - DP2011 - 410	1	78
5					
4					
3	ÚCHYT 3 25x340x340	S355J2G1W		1	10.5
2	ÚCHYT 2 25x350x340	S355J2G1W		1	9.5
1	ÚCHYT 1 25x550x452	S355J2G1W		1	25
POZ.	NÁZEV-ROZMĚR	MATERIÁL	NORMA - Č. V.	KS	VÁHA [kg]

ZČŮ v PLZNI - KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

VYPRACOVAL	HMOTNOST	MĚŘÍTKO
KOTÁL Petr	152 kg	1:10
DATUM	MATERIÁL	
5.04.2011		
NÁZEV	ČÍSLO VÝKRESU	
SEK. VYPRUŽENÍ - STUDIE	1 - DP2011 - 400	



12	KROUŽEK 140		ČSN 02 2930.20	2	0.6
11	PODLOŽKA 18		ČSN 02 1740.10	10	0.2
10	MATICE M18		ČSN 01 1401.21	10	0.4
9	ŠROUB M18x80		ČSN 02 1101.25	10	0.5
8	PODLOŽKA 20		ČSN 02 1740.10	4	0.2
7	ŠROUB M20x60		ČSN 02 1101.25	4	0.5
6	TLUMIČ P8	1-DP2011-606		1	13
5	PŘÍLOŽKA 45x150	1-DP2011-605		2	1.2
4	ČEP KULOVÝ Ø100x195	1-DP2011-604		2	6.5
3	KONZOLA 350x280	1-DP2011-630		1	82
2	SILENBLOK Ø120	1-DP2011-603		4	4.5
1	ONICE 1 90x440	1-DP2011-601		1	53
POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	Č.VÝKRESU	NORMA	KS	VÁHA [kg]

ZČU v PLZNI - KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

VYPRACOVAL	KOTÁL Petr	HMOTNOST	163 kg	MĚŘÍTKO	1:5
DATUM	5.04.2011	MATERIÁL			
NÁZEV	TAŽNÉ ZAŘÍZENÍ-STUDIE	ČÍSLO VÝKRESU	1-DP2011-600		