

Obsah

1. Úvod	5
2. Rešerše víceosých podvozků nákladních vozů	6
2.1. Historie a vývoj nákladní železniční dopravy	6
2.1.1. Použití nákladních vozů a jejich typy	8
2.1.2. Celkový přehled dělení nákladních vozů nejen UIC	10
2.2. Parametry kolejových vozidel (vozů)	11
2.2.1. Parametry hmotnosti	11
2.2.2. Rozměrové parametry	11
2.3. Značení železničních kolejových vozidel	13
2.3.1. Mezinárodní značení železničních vozidel TSI	13
2.4. Víceosé podvozky nákladních vozů	16
2.4.1. Ohlédnutí za víceosém provedení podvozků hlubinových nákladních vozů	16
2.4.2. Víceosé podvozky	18
3. Konstrukční návrh tříosého podvozku	22
3.1. Pohyb kolejového vozidla v oblouku	22
3.1.1. Dvojkolí	22
3.1.2. Postavení podvozku vozidla v oblouku	23
3.1.3. Velikost řídicích sil	27
3.1.4. Kritérium proti vykolejení	29
3.1.5. Příčné vysunutí podvozku	30
3.2. Výpočet nápravy podvozku	35
3.2.1. Návrh nápravy	35
3.2.2. Traťové jízdní odpory	39
3.2.3. Pojezd kolejového podvozku	44
3.3. Výpočet brzděné soustavy	49
4. Konstrukce rámu podvozku a jeho pevnostní analýza MKP	53
4.1. Rámy podvozků	53
4.2. Konstrukce rámu	54
4.2.1. Podélník	54
4.2.2. Hlavní příčník	56
4.2.3. Celkový konstrukční model rámu	58
4.3. MKP analýza	60
4.3.1. Statické zátěžné stavy	60
4.3.2. Dynamické zátěžné stavy	60
4.3.3. Zátěžné stavy	61
4.3.4. Parametry	61
4.3.5. Výpočet zátěžných stavů	61
4.3.6. Kombinace jednotlivých zatížení	63
4.3.7. Síťování modelu	63
4.3.8. Materiál modelu	65
4.3.9. Okrajové podmínky	65
4.3.10. Výsledky z MKP analýzy	67
5. Technologické postupy svařovaného dílu	70
6. Závěr	73

Důležité fyzikální veličiny a jejich jednotky

Značka	Název	Jednotka
P, Q	Polovina svislé síly na dvojkolí (kolová síla), působící na kolejnici $\frac{(m_1+m_2)g}{2}$	N
P ₀	Svislá síla na ložiskovém čepu nápravy od symetrického zatížení $\frac{m_1g}{2}$	N
P ₁	Svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy	N
P ₂	Svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy	N
P [*]	Část síly P, vyvolaná mechanickým brzdovým systémem při brždění	N
Y ₁	Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice b přitíženém styku kolo/kolejnice	N
Y ₂	Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku kolo/kolejnice	N
H	Příčná síla jako rozdíl sil Y ₁ a Y ₂	N
Q ₁	Svislá reakce na kolo na straně přitíženého ložiskového čepu nápravy	N
Q ₂	Svislá reakce na kolo na straně odlehčeného ložiskového čepu nápravy	N
B	Odstředivá síla	N
F _i	Síly od účinků neodpružených hmot mezi koly (brzdových kotoučů atd.)	N
F _f	Maximální přitlačná síla brzdových špalíků na jedno kolo nebo brzdové obložení na jeden brzdový kotouč	N
O, O _t , O _i	Traťové odpory	N
O _s , O _t , O _v , O _z	Specifické traťové odpory	‰, N . kN ⁻¹
F _r	Radiální síla	N
F _a	Axiální síla	N
F _t	Přitlační síla brzd	N
P _e	Ekvivalentní zatížení	N
L	Životnost	km
M _x	Ohybový moment od účinku vypružených hmot	N . mm
M ['] _x , M ['] _z	Ohybové momenty od účinku brzdových sil	N . mm
M ['] _y	Krouticí moment od účinku brzdových sil	N . mm
MX, MZ	Součet ohybových momentů	N . mm
MY	Součet krouticích momentů	N . mm
Mk	Krouticí moment	N . mm
MR	Výsledný moment	N . mm
b(R)(d)	Rozvor podvozku	mm
b _v (R _v)	Rozvor vozidla	mm
b _p (R _p)	Rozvor podvozku	mm
b _s (R _s)	Rozvor sousedních náprav	mm
b _{ka} (R _{ka})	Rozvor vnějších krajních náprav	mm
b _{ki} (R _{ki})	Rozvor vnitřních krajních náprav	mm
b _o (R _o)	Vzdálenost otočných čepů	mm
b _v / L _v	Poměrný rozvor	-
b _o / L _o	Poměrná vzdálenost otočných čepů	-

a	Rozvor otočných čepů	mm
2b	Vzdálenost mezi působišti svislých sil na čepech ložisek	mm
2s	Vzdálenost styčných kružnic	mm
h	Výška	mm
h_1	Výška těžiště vypružených hmot nesených dvojkolím nad osou nápravy	mm
h_c	Výška pólu naklání	mm
y_i	Vzdálenost mezi rovinou styčné kružnice jednoho kola a silou F_i	mm
y	Vodorovná vzdálenost mezi působištem svislé síly P_1 a rovinou určitého průřezu nápravy	mm
σ	Napětí vypočítané pro jeden průřez	N/mm^2
2 σ	Příčná vůle	mm
K	Činitel koncentrace únavového namáhání	-
R	Jmenovitý poloměr styčné kružnice kola	mm
R_b	Třecí poloměr	mm
d'	Průměr uvažovaného průřezu nápravy	mm
d	Průměr	mm
D	Průměr použitý pro stanovení K	mm
r	Poloměr zaoblení přechodové části nebo vybrání, použitý pro stanovení K	mm
q	Vůle v ložisku	mm
W_∞	Vůle v kolébce	mm
W_a	Vnější vůle	mm
W_i	Vnitřní vůle	mm
e	Rozchod koleje	mm
S, k	Součinitel bezpečnosti	-
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
G'	Těžiště	-
l	Délka	mm
L	Délka skříně	mm
E	Modul pružnosti v tahu	Pa
α	úhel zkosení	°
i	Počet náprav	-
f	součinitel tření	-
m	hmotnost	kg
m_1	hmotnost na čepy ložisek (včetně hmotnosti ložisek a tělesa ložiskové skříně)	kg
m_2	hmotnost dvojkolí a neodpružených hmot mezi rovinami styčných kružnic (brzdových kotoučů apod.)	kg
$m_1 + m_2$	část hmotnosti vozidla, působící na kolejnici přes uvažované dvojkolí	kg
m_v	Vlastní hmotnost vozu	kg
m_u	Přípustná hmotnost nákladu	kg
m_h	Hrubá hmotnost vozu	kg
M_N	Hmotnost vozidla na nápravu	kg
m_v / m_u	Poměrná hmotnost vozu (koeficient táry)	-
G	Statické zatížení	kg

Výraz	Zkratka	Český ekvivalent (význam latinského výrazu)
ab ovo	-	od počátku
ad absurdum	-	dovést a. a. = dokázat nesmysl něčeho
ad hoc	-	pro tento případ, jen k tomuto účelu
ad oculos	-	názorně, zjevně
ad rem	-	k věci
a priori	-	předem
a posteriori	-	ze (po, následkem) zkušenosti
confer	cf	srovnej (tiskový odkaz)
ceteris paribus	-	za stejných ostatních podmínek
conditio sine qua nom	-	nutná podmínka, nezbytný předpoklad
et cetera	etc.	a tak dále, atd.
et sequentes	et seq.	následující
eximpli gratia	e. g.	například, jako
eximpli causa	e. c.	příklad
ibidem	ib.	tamtéž
idem	id.	totéž
notabene	-	mimo to, a to, dokonce, kromě toho, ještě navíc
nota bene	N. B.	označení pro poznámku, (všimni si dobře)
passim	pass.	široce a dlouze i celkem často
sic!	-	tak, skutečně, tak je to doslovně (k označení důležité části textu)
vice versa	v. v.	obráceně, naopak

1. Úvod

Železniční nákladní doprava, kde přepravní jednotkou jsou železniční nákladní vozy, které jsou vedeny v koleji. Hodnotíme je jako součást širšího celku dopravní techniky světového dopravního systému, který se nejvíce podílí hned po nákladní námořní dopravě na celosvětovém nejdůležitějším na nejvýkonnějším dopravním systému světa, z pozice nákladu. Železniční nákladní doprava nachází uplatnění tam, kde je potřeba převážet velké množství nákladu na velké vzdálenosti. Je relativně šetrnější k životnímu prostředí v přepočtu množství nákladu na jednu soupravu a vysokou kapacitou železniční tratě. Železnice má relativně malý záběr místa než silniční doprava, a tedy vyšší přepravní výkon, což je v dnešní době velice výhodné hledisko. Z pohledu účinnosti, kdy se železniční vozidlo pohybuje po koleji, vychází s rivalem silniční automobilovou přepravou jako vítěz, a to z jízdních odporů v koleji. V neposlední řadě s nadhledem umožňuje řešit problém s dopravními zácpami, přetíženými nákladními automobily a problémem s parkováním, protože je centrálně řízená. Pohledem na terénovitost krajiny a obytných sídel vzniká problém. Je nutné si ovšem uvědomit, že tento problém vedení tratě krajinou má za následek nelehké momenty. Je potřeba vést trať pro železniční nákladní dopravu v jistých mezích, a to s ohledem na krajinu a její zařezávání či stoupání a překonání výšky terénu. Zde jsou provedena traťová opatření, kdy trať je pro železniční nákladní vozidlo vedena v dostatečných obloucích, anebo kvůli stoupání v tunelech.

V oblastech železničního stavebního inženýrství se v dnešní době velice pokročilo. Metodika stavění tunelů s razicími štíty je dneska propracovaná tak, že razicí štít urazí během dne, v závislosti na hornině, stovky metrů, to samé v podobě mostů, které stavíme plovoucími pilíři. Globálně dnešní železniční síť pro železniční nákladní dopravu je vedena v dlouhých tunelech, které jsou dlouhé stovky kilometrů, nebo po mostovkách, které taktéž překonávají ohromné vzdálenosti. Zkrátka železniční nákladní doprava dnes hraje prim v přepravní kapacitě, najdeme ji na každém kontinentě a v každé zemi, kde je potřeba přepravit nějaký náklad z bodu A do bodu B.

Železniční nákladní vozy podléhají široké standardizaci a typizaci nákladních vozů různých řad a kategorií. V přepravě jsou vyžadovány nejvíce pro přepravu kontejnerů, sypkých materiálů, přepravních beden a objemnějších zásilek, osobních vozů, automobilových návěsů, nákladních vozů, pohonných hmot, zboží vyžadující ochranu z pohledu teploty či povětrnostních podmínek v ložném prostoru.

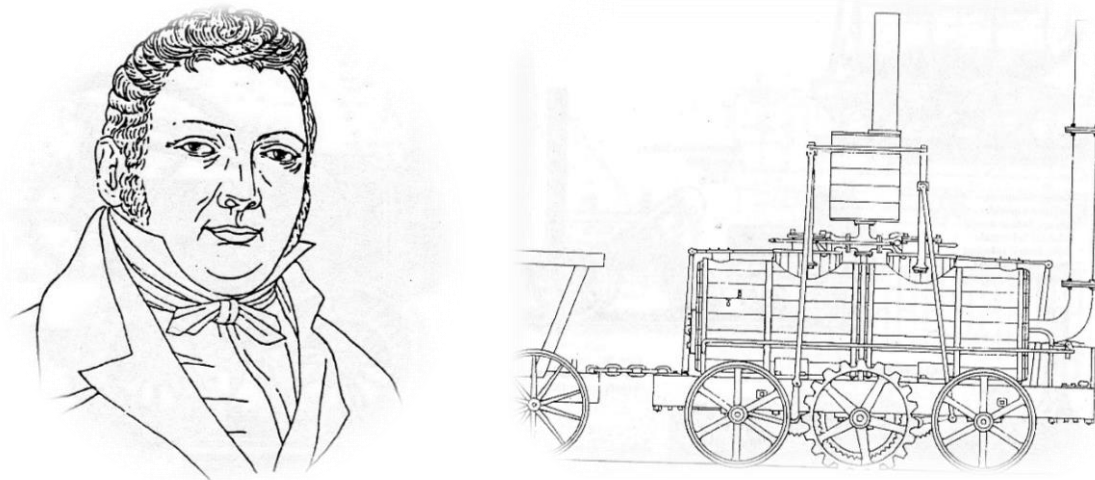
Charakterizace kolejových nákladních vozů je provedena úpravou skříní pro bezpečný a rychlý převoz daného nákladu a zajištěním potřebných nároků na aretaci nákladu a jeho bezproblémovou přepravu.

2. Rešerše víceosých podvozků nákladních vozů

2.1. Historie a vývoj nákladní železniční dopravy

Již ve starověku věděli, že těžká břemena se snáz přepravují nákladními vozy. Přeneseme-li se o několik desítek staletí dál, dostáváme se do takzvané doby průmyslové revoluce, která se odehrává v 18. století. V těchto dobách v Rusku se už prohání po transsibiřské magistrále kočáry rychlostí, kterou udávali koně. Průmyslová revoluce, kdy vzniká celosvětový, trh přináší převrat v dopravě. Vynález parního stroje Scotta Jamese Watta v roce 1769 a dalších vynálezů v dopravě umožňují využití páry na lokomotivě. Otevírá se tak takzvaná doba páry.

Mezi celou řadou význačných konstruktérů a stavitelů železničních lokomotiv a vozů vyčnívá Matthew Murray (1765-1826), který se proslavil v roce 1812 svou ozubnicovou lokomotivou pro dopravu uhlí v severní Anglii.



Obr. 2.1 - Matthew Murray a jeho ozubnicová lokomotiva pro dopravu uhlí [3]

V samém počátku a jako prvotní záměr byla výstavba železnice pro osobní přepravu. První parostrojní železnice byla na trati Darlingtonu do Stocktonu – on – Tees v Anglii. Další vznikla v roce 1830 z Liverpoolu do Manchesteru, postupně byly zakládány další železniční tratě a vývoj šel cestou pevných kolejí. Železnice se osvobodila od vodních tras a schopností přepravovat rychlé objemné náklady a dva druhy nákladů, postupně vytlačila ostatní druhy dopravy na pevnině. Světový charakter dopravy vyžadoval dokonalejší organizaci. Tím dochází k mezinárodním dopravním a obchodním úmlouvám (např. UIC). [3]

Postupně ale přecházel veliký význam na nákladní železniční dopravu, kde byla potřeba přeprava velkého množství nákladu. V Evropě to byla především přeprava uhlí z dolů do přístavů a okolo průmyslových center. Z USA se rozšířila nákladní železniční přeprava jako první do Velké Británie. Posléze v 18. století to bylo postupně do celé Evropy především ve střední Evropě, a tedy v tehdejší Rakousku-Uhersku. Ve střední Evropě obzvláště černé uhlí nabývalo v této době priority.

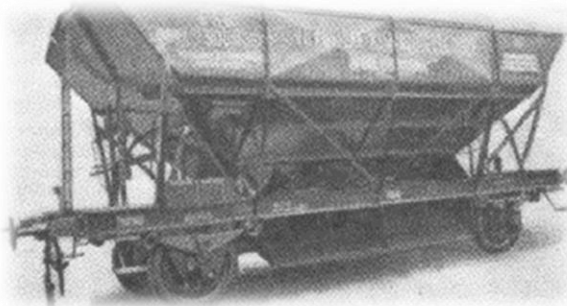
Nejstaršími a nejpoužívanějšími nákladními vozy ve střední Evropě byly vozy výsypné, které zde byly hojně používány. V průběhu 19. století vznikají vozy malé dvounápravové s dřevěným spodkem. [8]

Na konci 19. a začátku 20. století začal do nákladní železniční přepravy promlouvat i průmysl zemědělský, dřevozpracující a papírenský. Na počátku 20. století se začínala o přepravu stále více zajímat armáda. Blížící se velký konflikt na starém kontinentě rozjel závody ve zbrojení a zakládání železničního vojska. V letech první světové války přeprava nákladu, vojáků, děl a proviantu hrála hlavní roli. Mezi válkami už bylo prakticky nemyslitelné nemít ve svých strukturách železniční vojsko. Začátkem druhé světové v roce 1939 v Německu se ujala myšlenka konstrukce velkého železničního děla pro překonání Maginotovu linii. V roce 1941 bylo toto dílo dokončeno a vzniklo největší železniční dělo na světě jménem Gustav, které mělo 4 pětiosé podvozky středoevropské. [3][6]



Obr. 2.2 - Železniční dělo Gustav [6]

Po druhé světové válce se opět nákladní přeprava a vozy vrátily pro přepravu nákladu do tradičního středoevropského průmyslu. Společnost Tatra roku 1949 vyrábí nové výsypné vozy pro přepravu šterku a jiných hornin. V novodobých dobách pak osobní přeprava už vytlačuje tradiční nákladní dopravu, která je na ústupu především z důvodů konce uhelných dolů, ale pořád se ještě drží na železnici poštovní vozy. [1],[2],[6],[8]



Obr. 2.3 - Výsypný vůz Vítkovských kamenouhelných dolů v roce 1920 [8].

Období konce 50. let a začátkem 60. let se začaly na železnici objevovat nové typy nákladních vozů (vagonů). V prvopočátcích to byly vozy speciální pro údržbu dosti zanedbaných tratí po druhé světové válce. V dalších letech už se začaly objevovat nové typy vozů s tím, jak se začal

regenerovat a modernizovat průmysl. Byla doba velkého růstu průmyslu a ta přinášela zcela nové požadavky na převážený materiál, a tedy na nové trendy v nákladních vozech. [1]

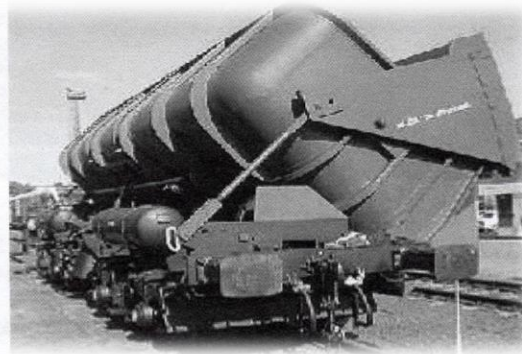
2.1.1. Použití nákladních vozů a jejich typy

1. Výsypné vozy

Jako první historicky nejpoužívanější byly vozy výsypné, které sloužily pro přepravu sypkých hmot. Výsypné vozy s otevíratelnou střechou nebo bez otevíratelné střechy. Příklady některých vozů na obr.



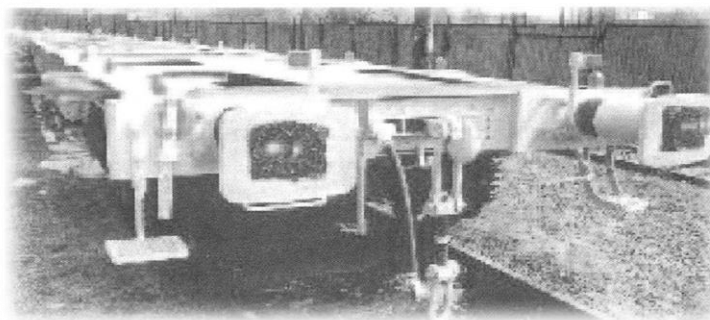
Obr. 2.4 – Výsypný vůz Talls[1]



Obr. 2.5 – Výklopný vůz Lh 40[1]

Na prvním obrázku 2.4 je ukázka čtyřnápravového oboustranně výsypného vozu s odklopnou střechou a ručním, nebo pneumatickým ovládním výsypných bočnic. Druhý vůz na obrázku 2.5 je vůz výklopný pro přepravu hrubých sypkých hmot převážně v povrchových uhelných dolech. Příkladem takových dolů jsou Severočeské doly a doly Sokolovské uhelné.[1], [8], [9]

2. Vozy na přepravu větších objemů a kusového zboží



Obr. 2.6 - Kontejnerový vůz Sgnss[1]

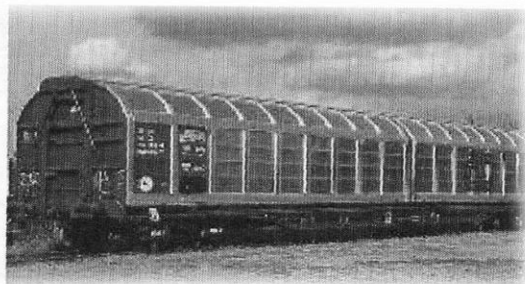
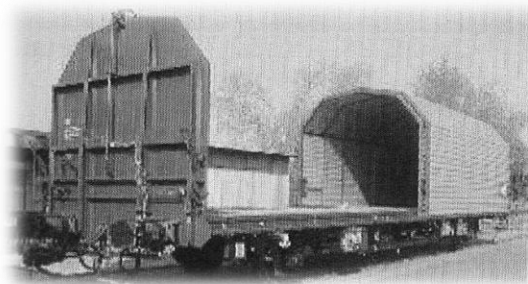
Vozy určené pro přepravu na paletách, v přepravních bednách, boxech, v kontejnerech či dnes hojně využívané pro přepravu automobilů, kde je zapotřebí použít nástavbu na vůz. Jsou to tzv. vozy kontejnerové. V případě vykládky a nakládky lze využít mechanizaci při logistice.

Tyto vozy mohou být v provedení čtyřnápravového, šestinápravového kloubového vozu. [1]

3. Vozy pro přepravu citlivého zboží na povětrnostní podmínky

Jsou to vozy kryté pro speciálně náhlé materiály. Pro přepravu kusového či velkoobjemového materiálu.

Používají se vozy čtyřnápravové se shrnovacím plachtovým krytem pro přepravu palet a hutního materiálu a čtyřnápravové s posuvnou plachtou pro přepravu sypkého materiálu. Dále pak dvounápravové plošinové, vozy s pevnými čelními stěnami a pohyblivými bočnicemi a čtyřnápravové kryté vozy pro patetizované zboží s výkyvnými a předsuvnými bočnicemi s možností přepážkového systému oddělení materiálu. [1]



Obr. 2.7 - Vůz plošinový s pohyblivými kryty Obr.2.8 – Vůz krytý s výkyvnými bočnicemi[1]

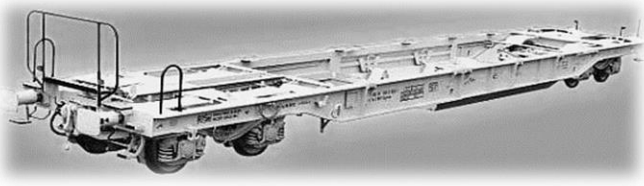
4. Vozy pro přepravu specifických nákladů

Jedná se o konstrukčně upravené vozy patrové plošinové pro přepravu automobilů, vozy korýtkové na těžké náklady či hlubinové vozy pro rozměrné náklady.

Používané jsou třínápravové dvoupodlažní kloubové vozy pro přepravu automobilů. Dále pak vozy čtyřnápravové článkové pro přepravu kulatin. Také čtyřnápravové košové vozy pro přepravu návěsů a přívěsů nebo kontejnerů. A v neposlední řadě šestnápravové (3 dvounápravové podvozky) kloubové kapsové vozy pro přepravu kontejnerů, návěsů a automobilových nástaveb.

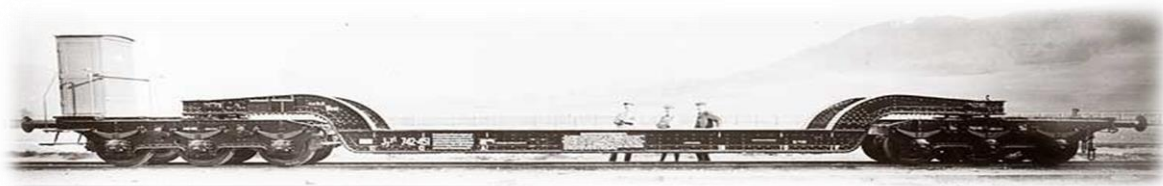


Obr. 2.9 – Vůz kapsový [9]



Obr. 2.10 - Vůz košový [9]

Dále se používají vozy hlubinové v provedení osminápravovém (4 dvounápravové podvozky) pro vysoké náklady a velké objemy nákladů. U těchto vozů bývá často použit více nápravový podvozek např. třínápravový, čtyřnápravový, a dokonce i pětinápravový. [1]



Obr. 2.11 - Hlubinový vůz [9]

5. Vozy pro přepravu klimaticky náhlého zboží

Jedná se například o izotermické vozy – jsou speciálně upraveny a izolovány s možností chladičho zařízení pro přepravu potravin a jiných materiálů citlivých na změnu teploty uskladnění a přepravy. [1]

2.1.2. Celkový přehled dělení nákladních vozů nejen UIC

Dělení vozů a tomu odpovídající názvosloví se liší v různých technických tradicích tj. amerických a evropských. Některé obsahují dělení podle UIC, a to konkrétně v 10 kategoriích v dekadickém číslování.

Celkový přehled je tedy integrací všech technických tradic a vyhlášek UIC odpovídajících českému prostředí s přihlédnutím na nové technologie (RoLa) a také druhů vozů, které nejsou respektovány jako základní řady v mezinárodním označení.

Výsypné vozy – k přepravě volně ložených sypkých hmot

Nízkostěnné vozy – podobné plošinovým

Zavřené, kryté vozy běžné stavby (lidově zetka)

Vozy s odsuvnými bočnicemi – zavřené vozy zvláštní stavby

Vysokostěnné vozy (lidově uhlák)

Plošinové vozy – k přepravě rozměrných kusových zásilek

Oplenové vozy – k přepravě dlouhých zásilek, jejichž délka přesahuje délku vozu

Kotlové vozy (cisterny) - k přepravě kapalin, stlačených plynů, zkapalněných plynů

Nádobové vozy – s trvale uchycenými nebo odnímatelnými nádobami

Kontejnerové vozy – pro přepravu kontejnerů

Kapsové vozy – pro přepravu silničních návěsů

Hlubinové vozy – umožňující přepravu vysokých zásilek;

Vozy pro systém RoLa – pro přepravu kamionů

Speciální vozy – pro stavbu, opravy a údržbu tratí, tárovací vozy kolejových vah

Izotermické a chladičí vozy

[1],[8],[9]

2.2. Parametry kolejových vozidel (vozů)

2.2.1. Parametry hmotnosti

Vlastní hmotnost vozidla m_v [t]

Odpovídá hmotnosti vozu bez hmotnosti nákladu a provozních hmot.

Přípustná hmotnost nákladu (únosnost) m_u [t]

Odpovídá největšímu přípustnému nákladu vozu s přihlédnutím na jeho konstrukčně pevnostní možnosti.

Poměrná hmotnost vozu m_v/m_u (koeficient táry)

Je poměr vlastní hmotnosti nákladního vozu k největší přípustné hmotnosti nákladu. Příznivý poměr by měl být co nejmenší. Jako příznivý poměr se bere hodnota $\leq 0,33$.

Hrubá hmotnost vozidla m_h [t]

Odpovídá hrubé (celkové) hmotnosti vozu a je dána součtem vlastní hmotnosti vozu a hmotnosti nákladu.

Hmotnost vozidla na nápravu M_N [t]

Odpovídá části hrubé hmotnosti vozidla m_h na jednu nápravu.
 $M_N = M_h/n$, kde n je počet náprav vozu.

Hmotnost na jednotku délky vozidla M_L [t/m]

Odpovídá poměru hrubé hmotnosti vozidla m_h k délce vozidla L_v , která je měřená přes nestlačené nárazníky $M_L = m_h / L_v$.

2.2.2. Rozměrové parametry

Délka vozidla L_v [m]

Je udávána přes nestlačené nárazníky nebo pokud jsou zabudovaná samočinná spřáhla, je měřená od svislých os spřahovacích hlav.

Šířka vozidla [m]

Je stanovena včetně pevných částí vozidla k příčnému směru co nejvíce přečnávajícimu přes boční okraj skříně vozidla.

Výška vozidla [m]

Je udávána pro prázdné vozidlo při zcela nových provozně neopotřebovaných částech pojezdu pro co nejvýše položenou pevnou část vozu.

Rozvor vozidla b_v [m]

Odpovídá vzdálenosti os krajních náprav nepodvozkové části vozu.

Rozvor podvozku b_p [m]

Odpovídá vzdálenosti os krajních náprav podvozku.

Rozvor sousedních náprav podvozku b_s [m]

Odpovídá vzdálenosti os sousedních náprav u vícenápravového nepodvozkového vozu nebo u vícenápravového podvozku.

Rozvor vnějších krajních náprav b_{ka} [m]

Je dán u podvozkových vozidel, kde udává vzdálenost os vnějších krajních náprav podvozků vozidla. Je udáván z důvodu umístění vozidla na točnách a posuvnách.

Rozvor vnitřních krajních náprav b_{ki} [m]

Je dán u podvozkových vozidel, kde udává vzdálenost os vnitřních krajních náprav podvozků vozidla. Je udáván z důvodu průjezdnosti vozidla přes svažní pahrbky.

U nákladních vozů nesmí být větší než 14 m.

Vzdálenost otočných čepů b_o [m]

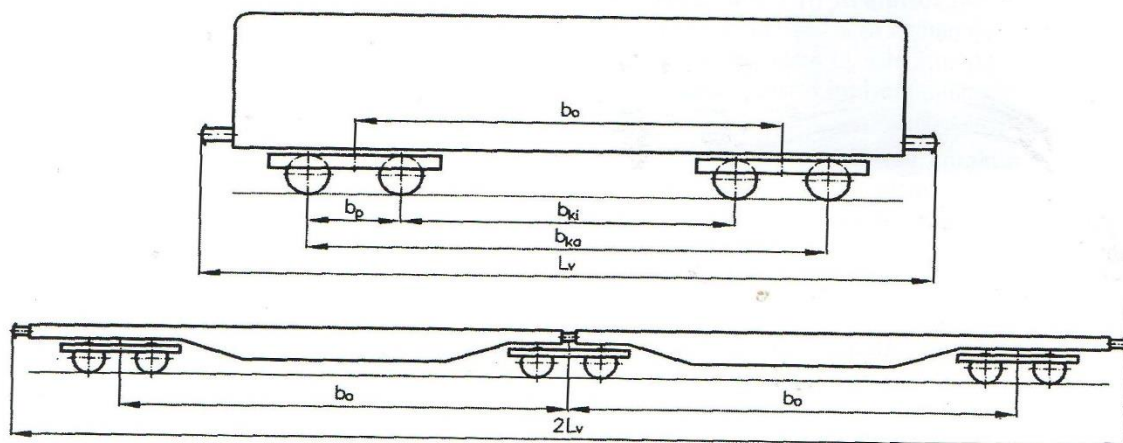
Je dána u podvozkových vozidel, kde udává vzdálenost svislých os, kolem kterých se natáčejí podvozky vůči skříní.

Poměrný rozvor

Je udáván poměrem rozvoru nepodvozkového vozidla k délce téhož vozidla přes nestlačené nárazníky b_v / L_v . S udanou minimální hodnotou 0,4.

Poměrná vzdálenost otočných čepů

Je poměr vzdálenosti otočných čepů k délce vozidla přes nestlačené nárazníky b_o / L_v . [1], [8]



Obr. 2.12 – Schéma rozměrů vozidel (vozů) [1]

2.3. Značení železničních kolejových vozidel

2.3.1. Mezinárodní značení železničních vozidel TSI

Je označení, které je určeno pro provoz v transevropské konvenční síti železničních systémů tratí. [1], [8]

A to: - dvanáctimístné číselné označení
- u vozu navíc i písmenné označení



Obr. 2.13 – Příklad označení nákladního vozu [1], [8]

2.3.2. Mezinárodní číselné označení TSI

Označení podle TSI v našich národních podmínkách se provede tak, že před národním označení se předradí dvě skupiny písmen a pět číslic. Toto označení úplně podle TSI musí být zřetelně umístěno na boku vozidla.

Toto označení je strukturováno do několika skupin podle typu vozidla (tedy vozu osobního nebo nákladního). V praxi platí struktura:

Číslice	Význam
první a druhá	kód interoperability
třetí a čtvrtá	číselný kód země registrace vozidla
pátá až osmá	provozně technické parametry vozidla
devátá až jedenáctá	pořadové číslo vozidla
dvanáctá	kontrolní číslice

Tab. 2.1 – Struktura mezinárodního označení [1], [8]

I. Kód interoperability (1. a 2. číslice)

- Určuje provozní použití pro mezinárodní nebo vnitrostátní provoz.
- Určuje vlastnictví vozidla (čí je vozidlo v majetku, jestli podniku, soukromé, pronajaté).
- Určuje uspořádání pojezdu (nepodvozkové, podvozkové vozidlo nebo s představitelným rozchodem dvojkolí).

Druhá číslice vyjadřuje druh vozidla:

- 0 – historické vozidlo
- 1 – elektrická lokomotiva

- 2 – dieselová lokomotiva
 - 3 – elektrická jednotka vysokorychlostní
 - 4 – elektrická jednotka ne vysokorychlostní
 - 5 – dieselová jednotka
 - 6 – přípojný vůz
 - 7 – elektrická lokomotiva posunovací
 - 8 – dieselová lokomotiva posunovací
 - 9 – vozidlo údržby
- [1], [8], [14]

Pro nákladní vozy jsou vyhrazeny kódy 01 – 09, 10 – 19, 20 – 29, 30 – 39, 40 – 49, 80 – 89

První číslice má dva významy:

- a) Shodu s předpisy TSI/COTIF a PPV – číslice 0, 1, 2, 3.
Neshodu s těmito předpisy – číslice 4, 8.
- b) Nepodvozkový pojezd vozu – číslice 0, 2, 4.
Podvozkový vůz – číslice 1, 3, 8.

Druhá číslice má tři významy:

- a) Pevný rozchod – číslice 1, 3, 5, 7.
Měnitelný rozchod – číslice 2, 4, 6, 8.
Pevný nebo měnitelný rozchod (služební a dílenské vozy) – číslice 0, 9.
- b) Pro mezinárodní provoz – číslice 1, 3, 5, 7.
Pro vnitrostátní provoz – číslice 2, 4, 6, 8.
Pro mezinárodní nebo vnitrostátní provoz (služební a dílenské vozy) – číslice 0, 9.

U číselného kódu interoperability se připojuje písemná značka, která vyjadřuje shodu s předpisy mezinárodní dopravy, kde tento vůz je v provozu. Jsou to značky: TSI a COTIF – značka “RIV“, PPV – značka “PPV“. [1], [8], [14].

II. Kód země, kde je vozidlo registrováno (3. a 4. číslice)

Tento dvoumístný kód je pro jednotlivé země uveden ve vyhláškách UIC. Pro ČR je tento kód 54. V blízkosti tohoto kódu je uveden kód písemný, který je složen ze dvou skupin písmen. Kód je abecedním popisem země, kde je vozidlo registrováno, a tento kód je podtržen (př. 54 CZ). Za tento kód je zařazen písemný kód majitele vozu, který doplní za písemný kód s pomlčkou svou vlastní zkratkou podniku (př. 54 CZ – ČD). [1], [8], [14]

III. Provozně technické parametry vozidla (konstrukční řada) (5. až 8. číslice)

Jako pátá číslice se uvádí tzv. řadová číslice (řada vozu) v rozsahu od 0, 1,, 9, od předchozí i následné skupiny číslic jsou číslice (5 až 8) odděleny mezerami. Číslice pět je stanovená tabulkou tab. 2.2. [1], [8].

Význam 1. číslice (v pořadí pátá číslice)	
1	G – krytý vůz běžné stavby s nejméně 8 větracími otvory
2	H – krytý vůz zvláštní stavby, zpravidla s otevíratelnými bočními stěnami a s jinými úpravami
3	K – plošinový vůz dvounápravový běžné stavby se sklopnými nízkými stěnami a

	s krátkými klanicemi O – smíšený vůz plošinový – otevřený běžné stavby se sklopnými bočními stěnami nebo klanicemi R – plošinový vůz podvozkový běžné stavby se sklopnými bočními stěnami a klanicemi
4	L – plošinový vůz dvounápravový zvláštní stavby, např. pro přepravu kontejnerů, silničních vozidel S – plošinový vůz podvozkový zvláštní stavby, s vybavením pro přepravu kontejnerů atd.
5	E – otevřený vůz běžné stavby, čelně a bočně výklopný, s plochou podlahou
6	F – otevřený vůz zvláštní stavby, nejčastěji se samočinnou vykládkou vlastní gravitací zboží
7	Z – cisternový vůz (kotlový)
8	I – vůz s regulovanou teplotou
9	U – speciální vůz (nezařaditelný do základních řad H, L, S, F, Z)
0	T – vůz s otevíratelnou střechou, převážně se samočinnou vykládkou vlastní gravitací zboží

Tab. 2.2 – Význam páté číslice – označení řad vozů [1], [8]

K číselnému kódu vozové řady odpovídá taky písemný kód řadového označení viz tab. 2.2. Písemné označení je tvořeno velkým písmenem řady a kombinací písmen malých v abecedním pořadí.

Malá písmena označují vedlejší řadové označení s kombinací s jinými malými písmeny, vedlejší označení různé.

Pro základní řady vozů platí mezinárodní označení:

- q - elektrické topné vedení pro všechny druhy proudu,
- qq - elektrické topné vedení a topné zařízení pro všechny druhy proudu,
- s - způsobilý pro provoz v režimu „Sů“ (max. rychlost 100km/h),
- ss - způsobilý pro provoz v režimu „SS“ (max. rychlost 120 km/h).

Pro specifické hodnoty vlastností u nákladních vozů se uvádí vedlejší řadové označení, které je uvolněno většinou pro podniky. A to znaky: t, u, v, w, x, y, z.

U ČD jsou použity znaky:

- u - vůz s kombinovanou podlahou dřevo – kov,
- x - spojovací vůz jednostranně vstrojený samočinným spřáhlem,
- y - spojovací vůz oboustranně vstrojený samočinným spřáhlem.

[1], [8]

IV. Pořadové číslo vozu v konstrukční řadě (9. až 11. číslice)

Odpovídá pořadovému číslu konstrukční řady vozu a provozně technickým parametrům. Tento skupinový kód je oddělen mezerou.

V. Kontrolní číslice (12. číslice)

Od další skupiny číslic je oddělena pomlčkou a slouží ke kontrole číselného označení vozu. Stanovuje se:

- Dvojnásobkem číslic na lichých místech číselného označení vozu
- Sečtením číslic (ne hodnoty) těchto dvojnásobků S_L
- Sečtením číslic na sudých místech tohoto číselného označení S_s
- Sečtením $S_L + S_s$ a odečtením od nejbližší vyšší desítky – rozdílem je kontrolní číslice

[1], [8], [14]

Ukázka označení nákladních vozů:

ČELNÍ OZNAČENÍ

31 RIV
54 CZ-ČDC
5962 860-0
Eas-u

BOČNÍ OZNAČENÍ

31 54 3936 938-2
RIV CZ-ČD Res

2.4. Víceosé podvozky nákladních vozů

Zde se většinou jedná o těžké nákladní a speciální vozy na přepravu různorodého materiálu. Materiál můžeme charakterizovat u armády jako materiál, kde jsou vojenská vozidla, tahače, tanky, děla až po speciální vojenské železniční dělo. Při přepravě tohoto armádního materiálu se používají nejčastěji těžké nákladní vozy plošinové, hlubinové, kryté a kapsové. U civilního působiště tedy společností a firem se jedná o vozy plošinové, hlubinové.

Víceosé podvozky rozeznáváme nejčastěji třinápravové, čtyřnápravové.

U speciálních vozů pro přepravu velkých bloků nebo nesených velkých bloků materiálu až pětinápravové podvozky a historie pamatuje i na šestinápravové a osminápravové těžké podvozky pro přepravu bloků elektráren (např. parogenerátory, turbíny, transformátory), pro tyto způsoby přepravy jsou většinou použity hlubinové vozy a ty největší jako hlubinové vozy vanové a speciální s oddělitelnou částí, která se nazývá most vozu. Tento most spojuje většinou dohromady dva vozy víceosé a v případě problému průjezdnosti je možné ho oddělit.

Víceosé podvozky u hlubinových vozů:

- Vozy s celistvým mostem
- Vozy vanové
- Vozy speciální

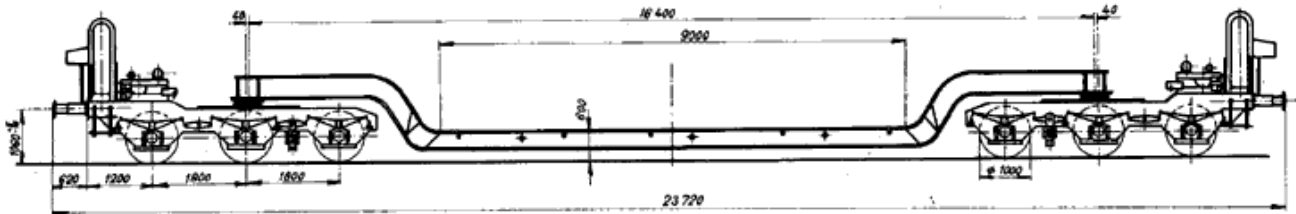
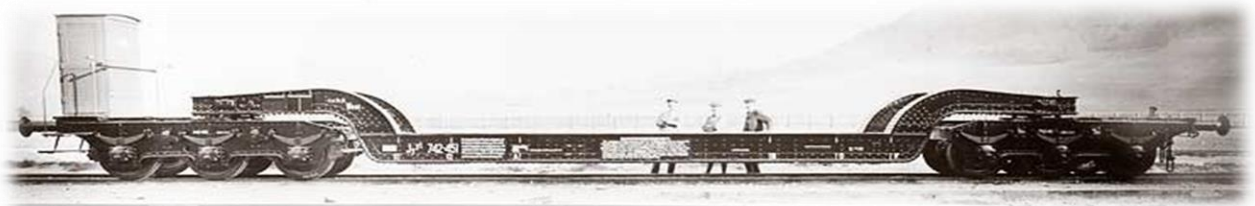
[8].

2.4.1. Ohlédnutí za víceosém provedení podvozků hlubinových nákladních vozů

I. Hlubinové vozy s celistvým mostem

a) Třiosé

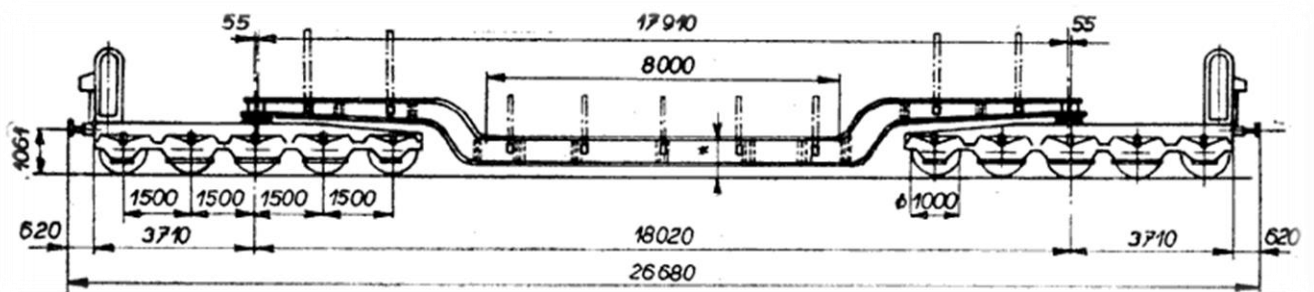
Jsou většinou v provedení a uspořádání s ocelovým plošinovým mostem a ložná plocha je umístěna co nejnižší od temene kolejnice. Vozy mají relativně malou únosnost, samozřejmě proti dalším víceosým provedení hlubinových vozů.



Obr. 2,14 – Příklad tříosého hlubinového vozu s celistvým mostem [8]

b) Pětiosé

V provedení s ocelovým plošinovým mostem. Vedení dvojkolí jako u tříosého podvozku DB BA 931.

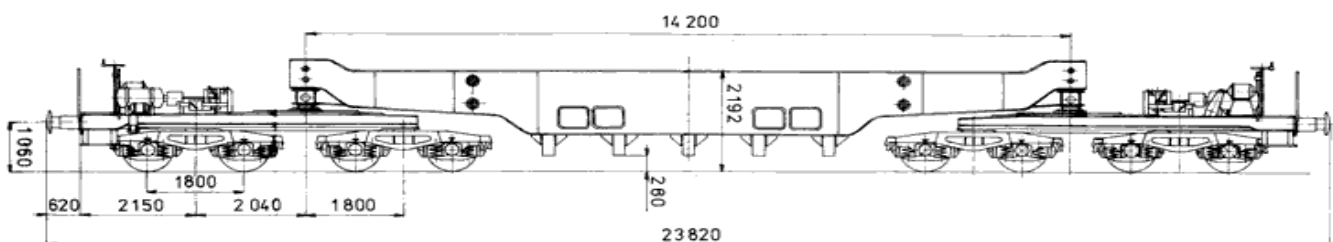


Obr. 2.15 – Příklad pětiosého podvozku hlubinového vozu s celistvým mostem [8]

II. Hlubinové vozy s vanou

Vozy vanové

Blok materiálu je zde ložen na horní ploše podélníků. U kusových zásilek bloků je materiál ložen na odnímatelných příčnicích. Bočnice mostů spojující čelníky mostu jsou u většiny vozů odnímatelné. [8]



Obr. 2.16 – Příklad hlubinového vozu s vanou [8]

III. Hlubinové vozy speciální

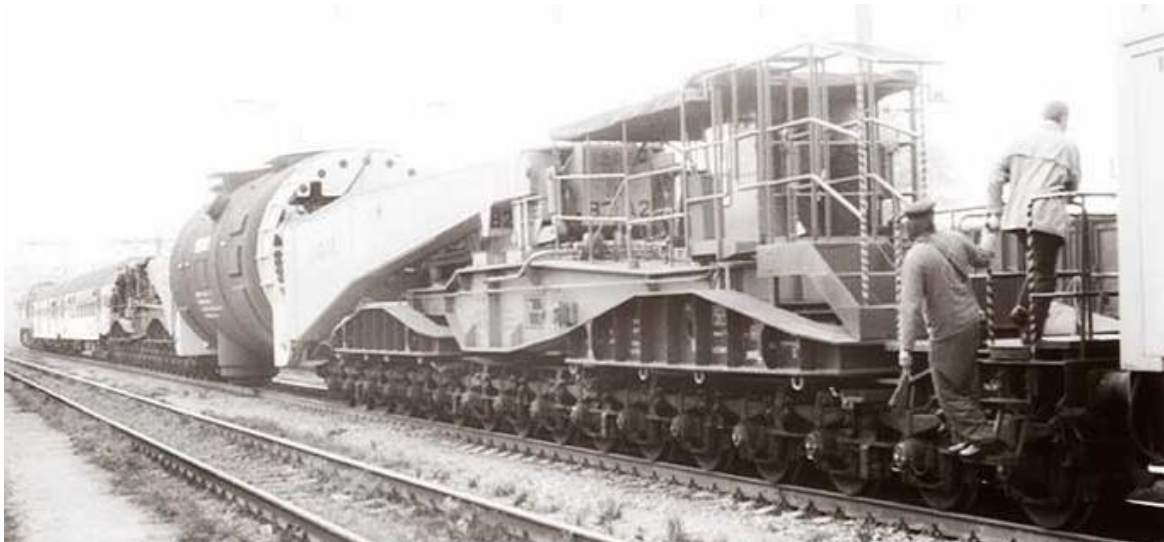
Představují nejextrémnější podmínky ohledně hmotnosti a rozměru nákladu na ložné ploše. Jsou uzpůsobeny na konkrétní zásilky. Zásilka je většinou oddělena od části mostu. U ČSD zaznamenány vozy:

20 nápravové

24 nápravové

32 nápravové

Největší rozměry komponent zaznamenány pro přepravu o hmotnosti 255 t, průměru 4270 mm a délky 13340 mm. Vůz tehdy měl vlastní hmotnost 266 t a únosnost 500 t a maximální délkou bloku 50 m. [8]



Obr. 2.17 - Ukázka největšího hlubinového speciálního vozu u ČSD s 32 nápravami [8]

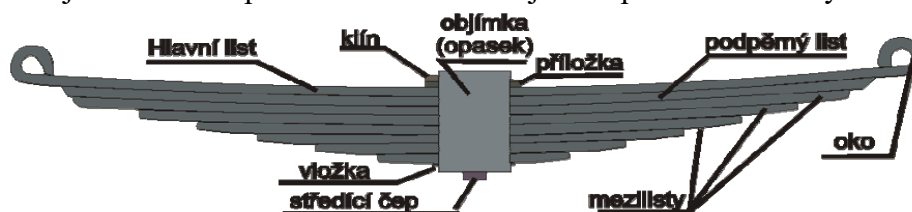
2.4.2. Vícesé podvozky

Nejčastěji se u těžkých nákladních vozů dnes setkáváme s podvozky s různou modifikací a provedení typu UIC 30 a DB BA 931, ale výjimečně nebo téměř vůbec v provedení typu Y25. Jako specialitou ještě bývá modelová řada podvozku Diamond, který je odlévaný.

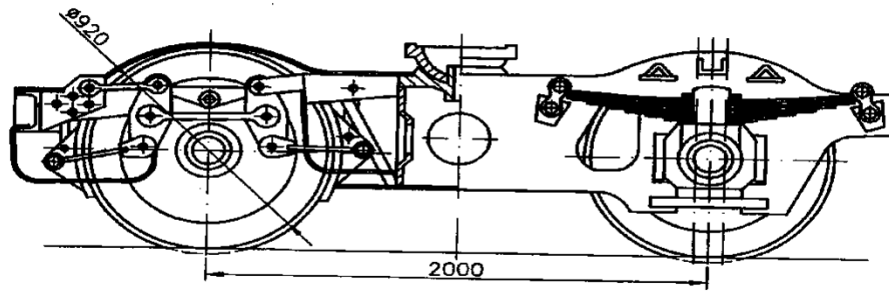
Podvozky typu UIC 30 a DB BA 931 a další jejich modifikace jsou v provedení s listovými pružnicemi. Mezi ně patří u nás hojně rozšířený podvozek „středoevropský“ typu 26-2.8. [2]

I. Podvozek typu 26-2.8. tzv. „středoevropský“

Obdélníkový rám svařený ze dvou lisovaných podélníků a dvou čelníků s jedním příčným skříňového tvaru. Podélníky jsou v místě nápravových ložisek vyvinuty v rozsochy s přínýtanými vodícími příložkami. Ve vedení dvojkolí je umožněno vůli v příčném směru 2 x 1,5 mm. Rám je zavěšen na pružnicích. Podvozek je schopen dosahovat rychlosti 100 km/h. [2]



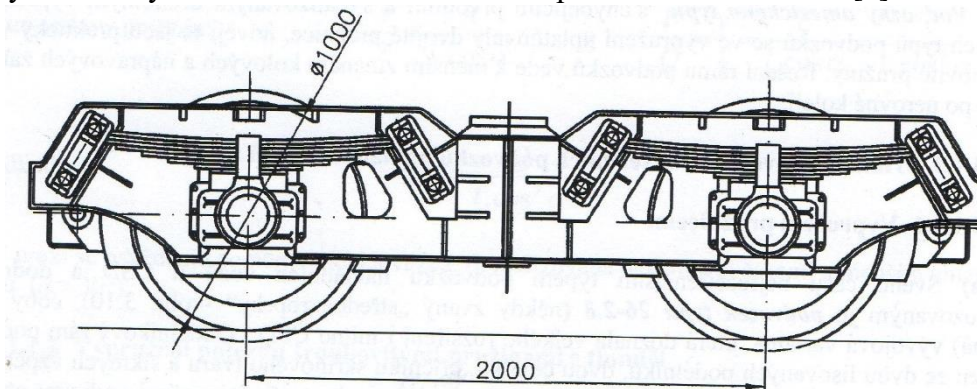
Obr. 2.18 – Vypružení listovou pružnicí [8]



Obr. 2.19 - Podvozek typu 26-2.8. [2]

II. Podvozek typu UIC 30

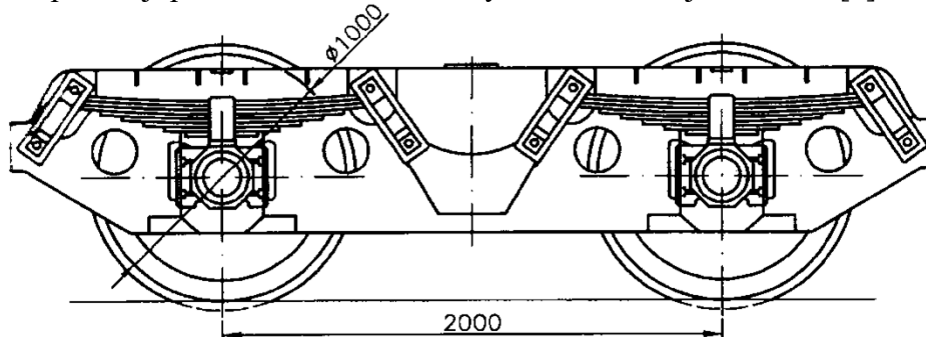
Používán také u nás u ČD v provedení s rozvorem 1800 a 2000 mm se zavěšením na pružnicích dlouhými hraníky. Je to odvozenina německého podvozku DB BA 931.[2]



Obr. 2.20 - Podvozek typu UIC 30 [2]

III. Podvozek typu DB BA 931

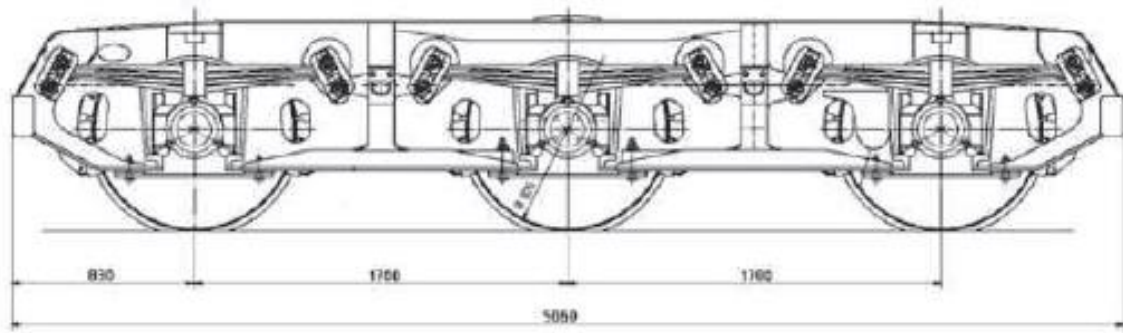
Jsou podvozky, které se vyznačují vyšší únosností. Rámy podvozků bývají svařovány a zavěšeny na pružnicích pomocí plochých závěsek u nových modifikací pomocí hraníků. Je zde provedeno také provahadlování sousedních závěsů pružnic k docílení čtyřbodového, optimálně tříbodového uložení rámu na ložiskové skříně. Podélné vřle v rozsochách obvykle 2 x 1,5 mm, příčné vřle 2 x 1,5 mm. K průjezdu malými poloměry oblouku mají zeslabené okolky. Velké svislé vřle pak mají postranní kluznice, kde tyto vřle dosahují až 8 mm. [2]



Obr. 2.21 - Podvozek typu DB BA 931 [2]

IV. Podvozek typu DB BA 715

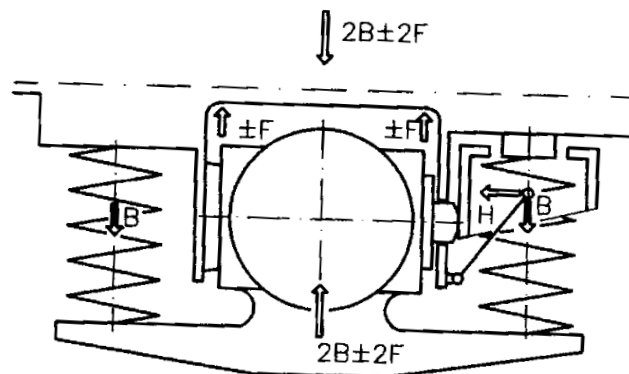
Provedení podvozku jako třínápravového nebo pětínápravového podobnému DB BA 931 s jistou změnou rozvoru na 1700 mm, průměrem kol 920 mm a velikostí příčné vřle 2 x 25 mm. Při hmotnosti na nápravu 20 t – 120 km/h, při hmotnosti 25 t na nápravu – 100 km/h. [2]



Obr. 2.22 - Podvozek typu DB BA 715 [2]

V. Podvozek typu Y 25 (šroubové pružiny)

Tento podvozek se především vyznačuje použitím šroubových pružin a tzv. třecím tlumením LENOIR.



Obr. 2.23 - Vypružení podvozku Y [2]

Tento podvozek teda vychází ze dvou šroubových pružin, kde u jedné z nich se nachází třecí tlumič, a to mezi stykovou plochou ložiskové skříňe a rozsochou. Přítlak na třecí tlumič obstarává volný opěrný talíř, který působí na přítlačný kotouč třecí plochy rozsochy. Ve vodorovné rovině je přítlak obstaráván svislým zatížením rámu, který je zavěšen pomocí skloněných závěsek. [2]

Dále tyto podvozky se vyznačují svařovaným rámem, jednošpalíkovou brzdovou zdrží, tuhé vedení dvojkolí, odpružené kluznice a další doplňky, které připomíná doplňkové označení vlastností základního provedení např.:

m – litý ocelový rám podvozku,

o – radiálně stavitelná dvojkolí,

s – způsobilý pro provoz v režimu „S“ u vlaků do 100 km/h,

s2 – způsobilý pro provoz v režimu „S“ s přípravou na provoz v režimu „SS“ u vlaků do 120 km/h při hmotnosti do 20 t,

ss – způsobilý v režimu „SS“ u vlaků do 120 km/h,

s(s) – způsobilý v režimu „SS“ u vlaků do 120 km/h při hmotnosti do 20t,

d – dvoušpalíkové brzdové zdrže,

i – se zabudovaným brzdovým válcem a stavěčem zdrží,

i1 – se zabudovaným brzdovým válcem a stavěčem zdrží; samočinné brždění v režimu „SS“ v podvozku,

i2 – se zabudovaným brzdovým válcem a stavěčem zdrží; samočinné brždění v režimu „SS“

ve spodku vozu,
f – se zabudovanou ruční brzdou,

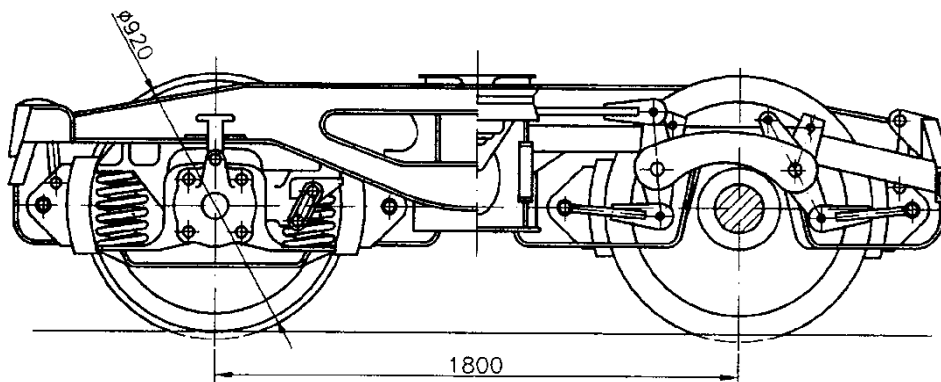
Podvozky typů Y 25 – jejich modifikace

Y 25 C – pro max. zatížení na nápravu 20 t,

Y25 R – pro max. zatížení na nápravu 20 t, zesílené provedení,

Y 25 L – pro max. zatížení na nápravu 22,5 t,

Y 25 LL – pro max. zatížení na nápravu 25 t.



Obr. 2.24 – Podvozek typu Y 25 [2]

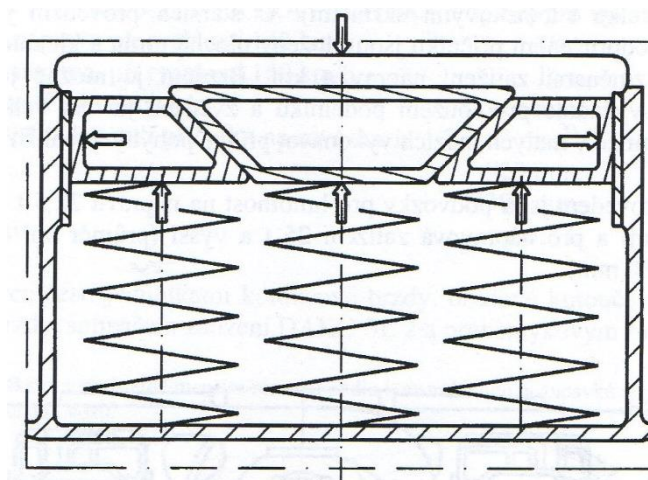
VI. Podvozek typu Diamond

Je charakterizován jako podvozek odlévaný bez prvotního vypružení a s použitím druhotného vypružení vinutými šroubovými pružinami. Tento podvozek Dále pak vypružený příčnick procházející otvory soustavy vypružení šroubovitých pružin. Dříve se používalo vypružení dvojitými pružnicemi.

Nejčastěji můžeme vidět podvozek v provedení průměr kol 950 mm s rozvorem 1850 mm pro zatížení nápravy do 22,5 t.

Nebo také s průměrem kol 1000 mm, rozvorem 1680 mm pro nápravové zatížení 25 t. [2]

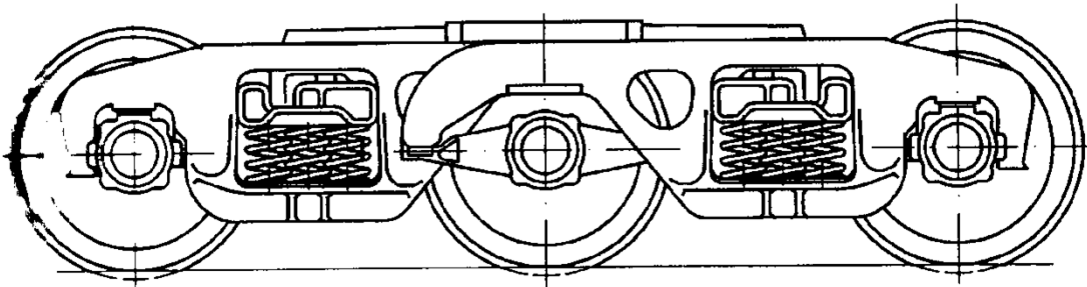
Třecí tlumení Diamond



Obr. 2.25 – Třecí teleskopické tlumení Diamond [2]

Podvozek typu Diamond 18-522

Vyznačuje se hmotností 9,6 t, rozvorem 3400 mm a koly 957 mm pro hmotnosti do 25 t. Konstrukční provedení do max. rychlosti 120 km/h.



Obr. 2.26 – Podvozek typu Diamond 18-522 [2]

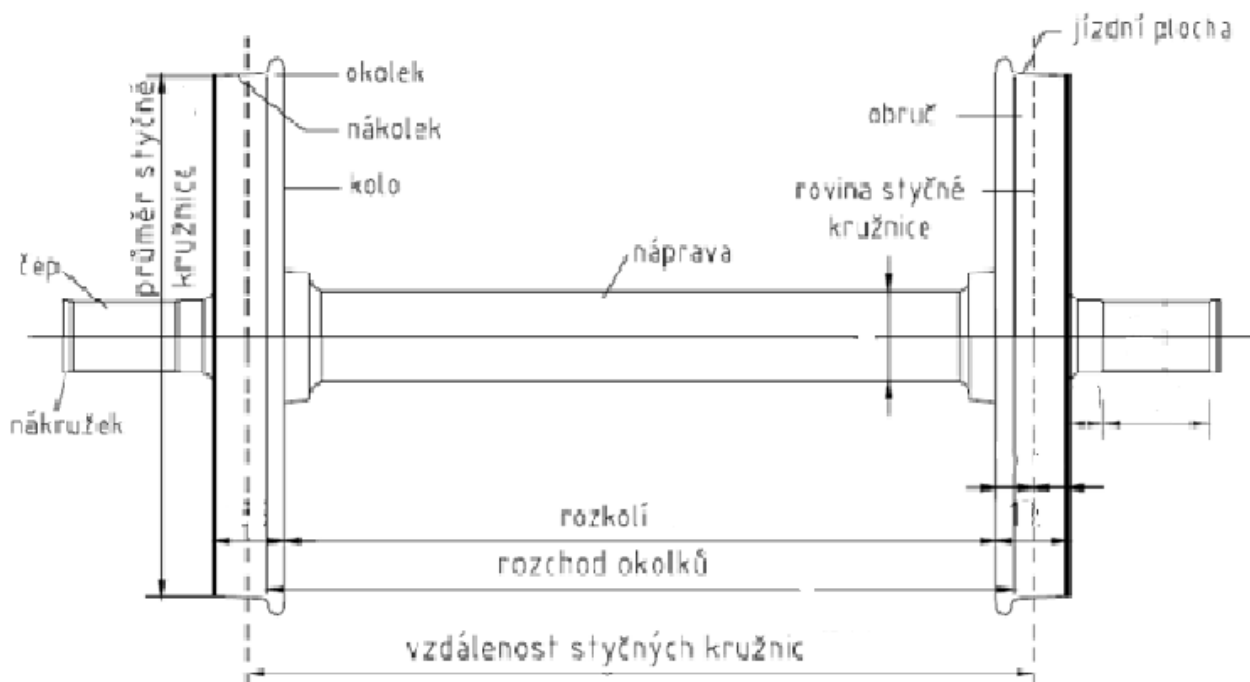
3. Konstrukční návrh tříosého podvozku

3.1. Pohyb kolejového vozidla v oblouku

3.1.1. Dvojkolí

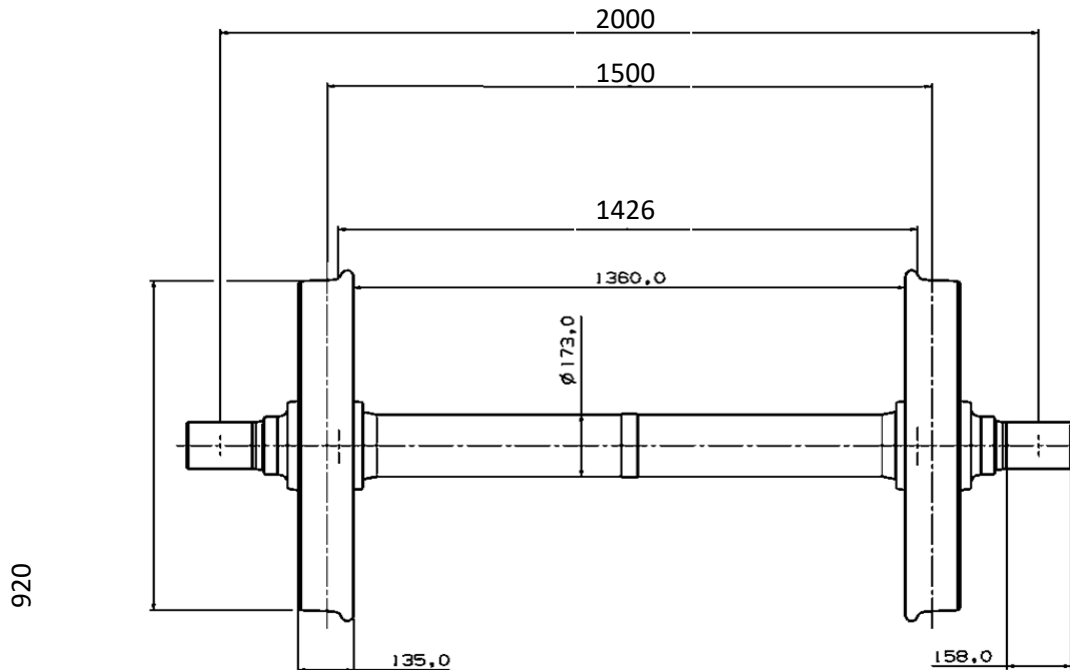
Dvojkolí bylo zvoleno v souladu s vyhláškou UIC o pohybu vozidla po kolejích ČR s normou ČD a na základě zkušeností firmy LEGIOS LOCO.

[15]



Obr. 3.1 – Pojmy a rozměry dvojkolí [1]

Standartní monobloková (celistvá) kola průměru 920 mm. S ohledem na příčné vůle a průjezdnosti tříosého podvozku v oblouku bude dle potřeby v další fázi zvolit tloušťku okolků, která je standardně 36 mm při hodnotě rozchodu okolků 1426 mm.



Obr. 3.2 – Rozměry navrhovaného dvojkolí

Tyto rozměry bereme od firmy LEGIOS jako výchozí. Jsou to standartní rozměry a jako takové jsou důležité pro základní výpočty. S ohledem na víceosý podvozek a větší zatížení a namáhání podvozku budou v průběhu návrhu modifikovány v části návrhu nápravy.

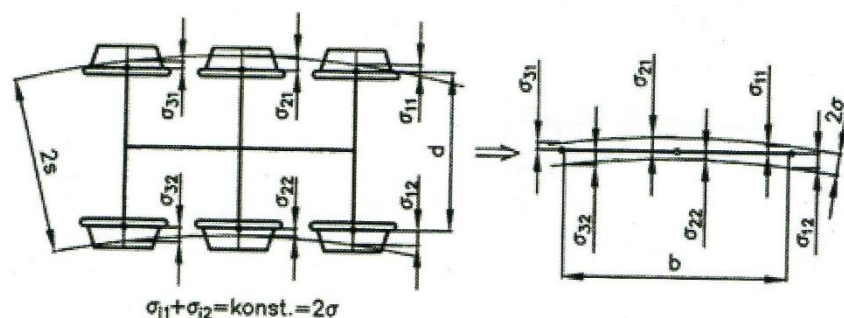
Podle normy ČSN EN 13715 se stanoví pro kola jízdní obrys se ztenčeným okolkem s odstupňovaným ztenčením o 2 mm, o 5 mm, o 10 mm až o 15 mm. [1]

Při maximální míře rozchodu dvojkolí $d = 1426$ mm a rozchodu koleje $e = 1435$ mm a jistých oprav = 2 mm je příčná vůle pro vůz v přímé koleji:

$$2\sigma = e - d + 2 = 1435 - 1426 + 2 = 11 \text{ mm}$$

3.1.2. Postavení podvozku vozidla v oblouku

Z hlediska průjezdnosti vícenápravového vozidla v oblouku je řešením metoda postavení vozidla v oblouku. Tato metoda řeší příčné vůle, se kterými mají víceosé podvozky obecně problémy. Je dobré mít na mysli, že pohyb s vůlí umožňuje podvozku sinusový pohyb po koleji, a tedy minimalizaci vykolejení vozidla, kdy vozidlo díky sinusovému pohybu má tendenci se vracet do tzv. „koleje“.



Obr. 3.3 – Postavení tříosého podvozku v oblouku [1]

Pomocí této metody lze vyrozumět, jestli bude potřeba s ohledem na příčné vůle, dále opracovávat okolky a dbát na vůle v uložení dvojkolí. Všechny tyto okolnosti se odrážejí od této metody. Tato metoda se nazývá:

Vogelova metoda

Metoda je dána skutečnostmi o postavení dvojkolí v oblouku.

Vycházíme ze zadání a konzultací firmy LEGIOS, kde byly stanoveny rozměry s přihlédnutím na normy a vyhlášky platné pro ČR.

Tyto skutečnosti jsou:

Poloměr oblouku $R = 150$ m.

Rozvor podvozku $P(b) = ?$ – výtěžný rozvor bude zjištěn následnou metodou.

Příčná vůle mezi okolky a kolejnicí $2\sigma = e - d + 2 = 1435 - 1426 + 2 = 11$ mm

Pro poloměry oblouku menší než 275 m se vůle zvětšuje o rozšíření rozchodu Δe .

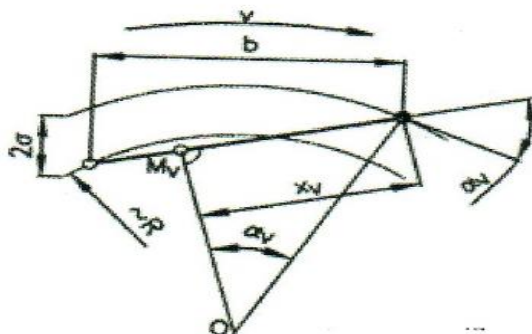
$\Delta e = \frac{7150}{R} - 2\sigma = \frac{7150}{150} - 11 = 36,66$ – toto je nepřijatelná hodnota – MAX rozšíření je 16 mm.

Potom tedy se uvažuje $2\sigma = 10 + 16 = 26$ mm (pozn. 10 mm – je šířka kanálu v přímé koleji).

U Vogelovy metody se používají tři metody postavení v oblouku: statická poloha, těživá poloha a vzpříčená poloha.

U tří a víceosých podvozků výhradně ze zkušeností metoda vzpříčená.

Vzpříčená metoda:



Obr. 3.4 – Vzpříčená metoda postavení v oblouku [1]

Zde je důležité brát ohled na úhel náběhu α , který má být co nejmenší.

$$\alpha_1 = \frac{b}{2R} = \frac{2 * 1800}{2 * 150 * 10^3} \text{ nebo } \frac{2 * 2000}{2 * 150 * 10^3} = 0,012/0,013$$

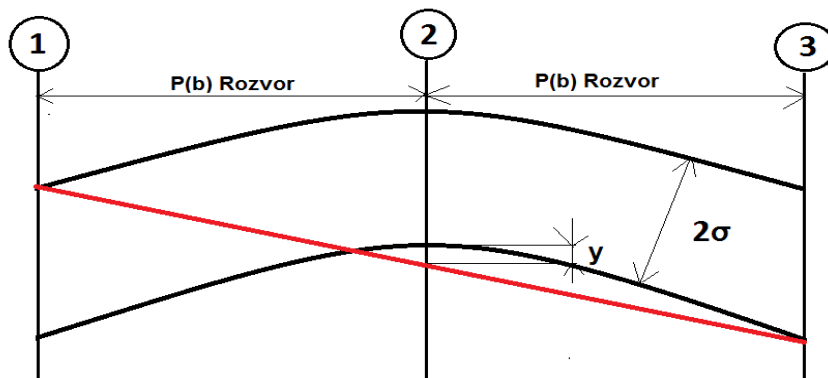
$$\alpha_{max} = \frac{b}{2R} + \frac{2\sigma}{b} = \frac{2 * 1800}{2 * 150 * 10^3} + \frac{26}{2 * 1800} \text{ nebo } \frac{2 * 2000}{2 * 150 * 10^3} + \frac{26}{2 * 2000} = 0,0192/0,0198$$

Grafická Vogelova metoda

- aby hodnoty příčného posuvu [mm] byly odečitatelné, volí se pro ně měřítko jiné než (1:1) v podélné ose – zvoleno (1:20), volba měřítek se projevívá v oblouku v části elipsy, kterou můžeme nahradit parabolou,

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

y – svislá souřadnice [mm],
x – vodorovná souřadnice podél podvozku [mm],
R – poloměr oblouku [m],



Obr. 3.5 – Grafická Vogelova metoda – ukázka

Volba měřítka: v příčném směru (svislá souřadnice) 1:m (1:1) – y_1 ,
v podélném směru (vodorovná souřadnice) 1:m (1:20) – x/m ,

První úsek $x = 200$ mm:

$$y = \frac{x^2}{2R} = \frac{200^2}{2 * 150 * 10^3} = 0,133 \text{ mm}$$

$$y_1 = y + 2\sigma = 0,133 + 26 = 26,133 \text{ mm}$$

$$\frac{x}{m} = \frac{200}{20} = 10 - \text{měřítko}$$

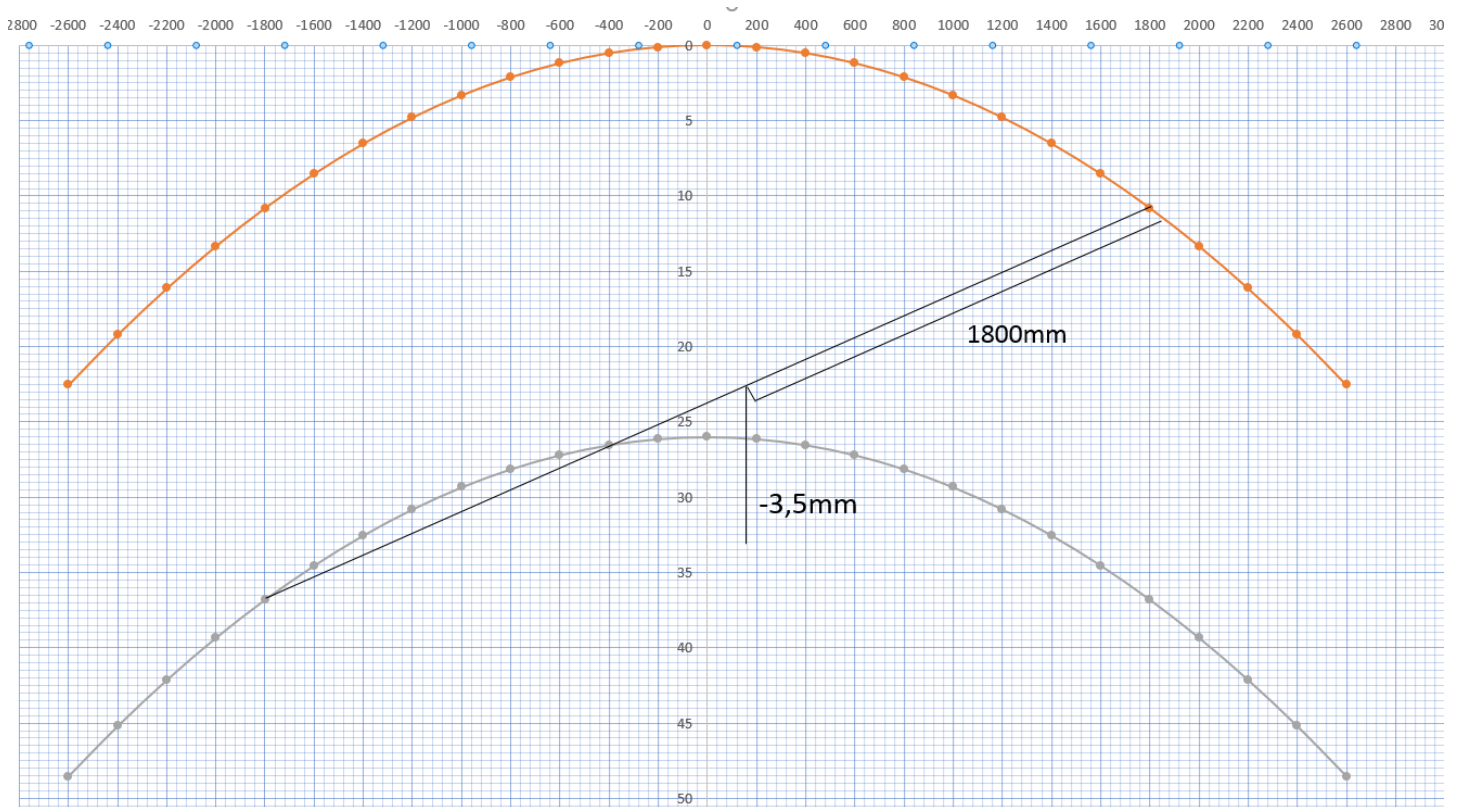
Dle zkušeností a výskytu tříosého podvozku je prováděna Vogelova metoda na rozvoru 1800 a 2000 mm.

Rozvor 1800 mm

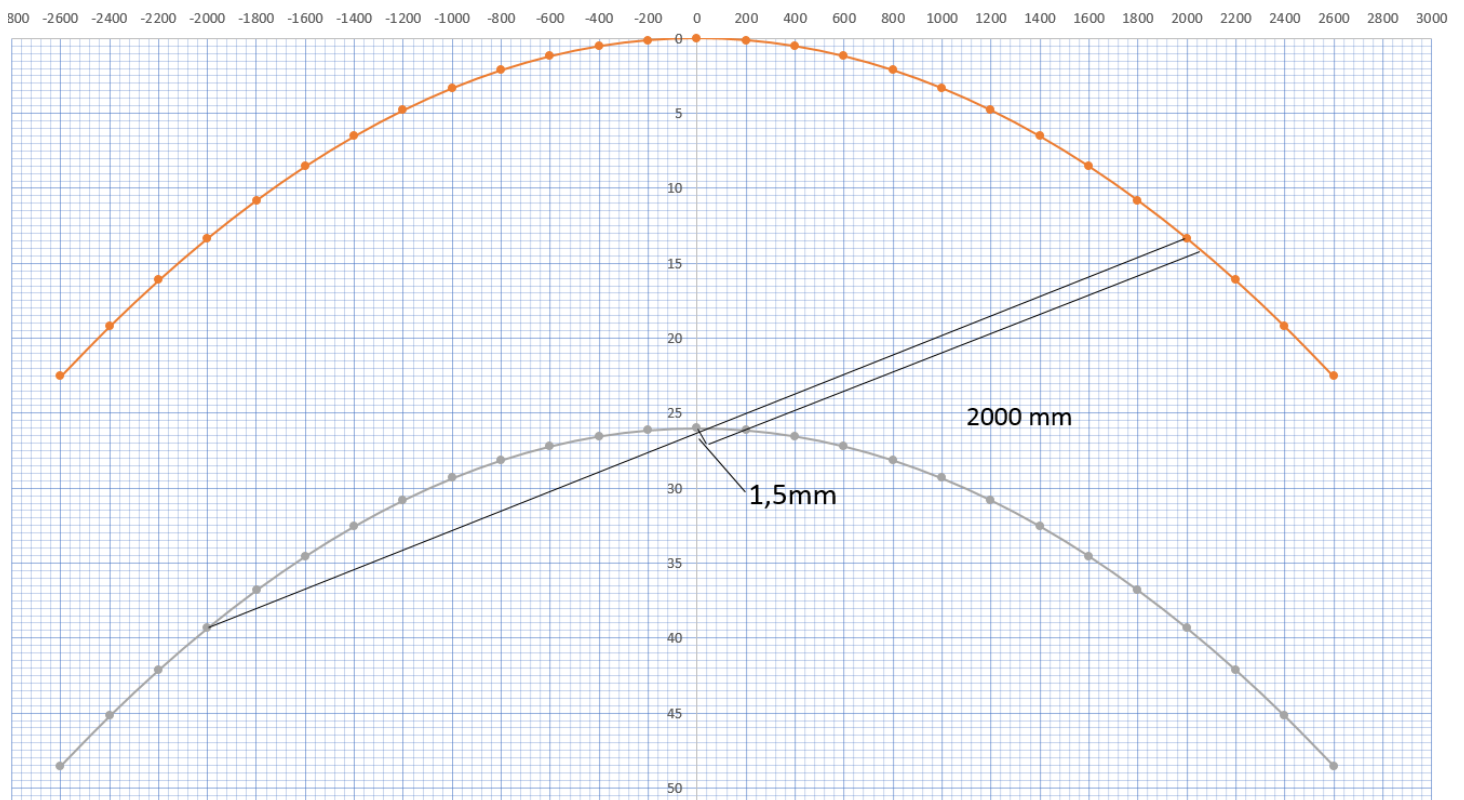
x	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
x/m	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
y	0,133	0,533	1,2	2,133	3,333	4,8	6,533	8,533	10,8	13,333	16,133	19,2	22,533
y_1	26,133	26,533	27,2	28,133	29,333	30,8	32,533	34,533	36,8	39,333	42,133	45,2	48,533
x	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
x/m	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
y	0,167	0,667	1,5	2,667	4,167	6	8,176	10,67	13,5	16,67	20,17	24	28,17
y_1	26,167	26,667	27,5	28,667	30,167	32	34,176	36,67	39,5	42,67	46,17	50	54,17

Rozvor 2000 mm

Tab. 3.1 – Vogelova metoda - výsledky grafického znázornění



Obr. 3.4 – Vůle pro rozvor 1800 mm



Obr. 3.5 – Vůle pro rozvor 2000 mm

Poznámka:
Graficky znázorněno v příloze č.1.

Výsledky:

Rozvor 1800 mm – z grafické metody plyne, že není potřeba kvůli příčným vůlím dělat změnu okolků, neboť máme rezervu 3,5 mm na vnitřním dvojkolím, které nebude vodící.

Rozvor 2000 mm – z grafické metody plyne, že zde je potřeba kvůli příčným vůlím dělat změnu okolků, neboť máme přesah 1,5 mm, a je tedy potřeba udělat 5 mm úpravu okolků.

Zvolen rozvor 1800 mm s prostředním vodícím dvojkolím.

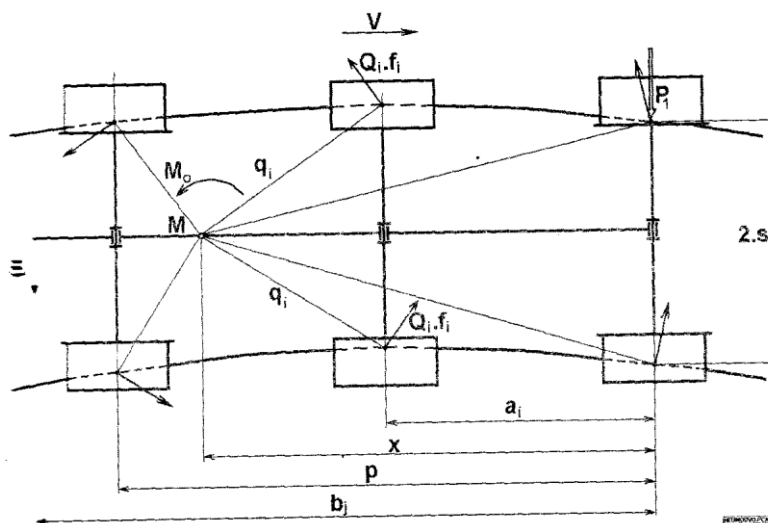
Parametry okolku: výška okolku – 28 mm,
tloušťka okolku – 23 mm

3.1.3. Velikost řídicích sil

Podvozek působí na kolej svislými silami tzv. kolová síla Q . Tato síla se v pohybu v oblouku rozdělí na translační a rotační sílu. Translaci odpovídá pohyb vpřed při odvalování kol a rotaci natáčení kol. Otáčení se realizuje kolem svislé osy podvozku ve středu otáčení S a proti působí v místě dotyku kola adhezní (třecí) síly. To znamená, že řešíme dynamické síly při průjezdu obloukem. Síly, které působí při průjezdu obloukem, lze řešit Heumannovou grafickou metodou [1], [5], [15].

Grafická Heumannova metoda

Graficky vyšetřuje momentovou rovnováhu adhezních sil a momentu řídicí síly.



Obr. 3.6 – Heumannova metoda [5]

Jako první před samotnou grafickou metodou se provede výpočet:

I. Odstředivá síla B

$$B = \frac{m * v^2}{R} = \frac{120000 * 16,666^2}{150} = 222,204 \text{ kN}$$

Kde poloměr oblouku počítáme pro 150 m, MAX. hmotnost vozu s nákladem 120 t a rychlost tohoto vozu MAX. 60 km/h = 16,666 m/s.

II. Svislá kolová síla Q

$$Q = \frac{m * g}{6} = \frac{120000 * 9,81}{6} = 196,200 \text{ kN}$$

Kde 6 odpovídá šesti kolům podvozku.

III. Volba měřítka rozměrů m_l

Po zkušenostech byly vybrány: $m_l \approx 30$ vybráno
 $m_l \approx 50$

IV. Měřítka momentové

$$m_M = 2 * Q * f * m_l = 2 * 196,2 * 0,25 * 30 = 2943 \text{ kNcm/cm}$$

Kde $f = 0,25$ je součinitel tření.

V. Moment odstředivých sil M_B

$$M_B = B * \frac{b}{3} = 222,204 * \frac{360}{3} = 26665 \text{ kNcm}$$

Kde b odpovídá celkovému rozvoru podvozku 3,6 m a 3 je počet náprav podvozku.

VI. Moment M_B k měřítku k grafickému řešení

$$M_{Bl} = \frac{M_B}{m_M} = \frac{26665}{2943} = 9,06 \text{ cm}$$

VII. Krajiní poloha středu otáčení ve vzpříčené poloze

$$X_{VZP} = \frac{b}{3} + \frac{2\sigma * R}{b} = \frac{3,6}{3} + \frac{0,026 * 150}{3,6} = 1,825 \text{ m}$$

VIII. Vzpříčená poloha X_{vzp} v měřítku

$$X_{\text{měřítko}} = \frac{X_{vzp}}{m_l} = \frac{1,825}{30} = 6,08 \text{ cm}$$

IX. Moment řídicí síly M_{P1}

$$M_{P1} = \text{hodnota z grafu} * m_M = 21,5 * 2943 = 63277,5 \text{ kNcm}$$

X. Řídicí síla P_1

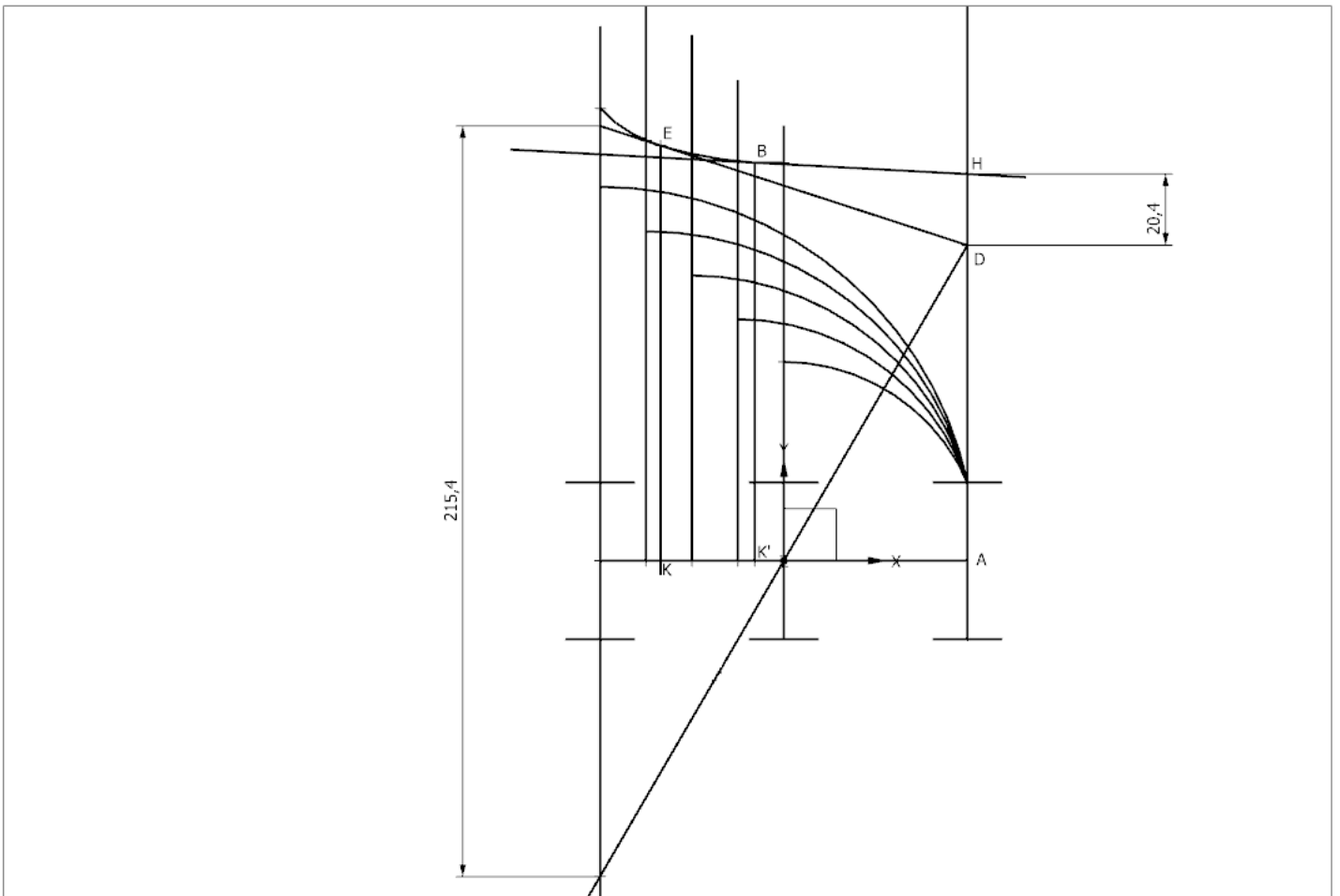
$$P_1 = \frac{M_{P1}}{b} = \frac{63277,5}{360} = 175,8 \text{ kN}$$

XI. Moment od nepravé řídicí síly P_2

$$M_{P2} = \text{hodnota z grafu} * m_M = 2 * 2943 = 5886 \text{ kNcm}$$

XII. Velikost nepravé řídicí síly P_2

$$P_2 = \frac{M_{P2}}{b} = \frac{5886}{360} = 16,35 \text{ kN}$$



Obr. 3.7 – Grafické řešení v Siemens NX

Poznámka:

Graficky znázorněno v příloze č.2 a v souboru „1800“.

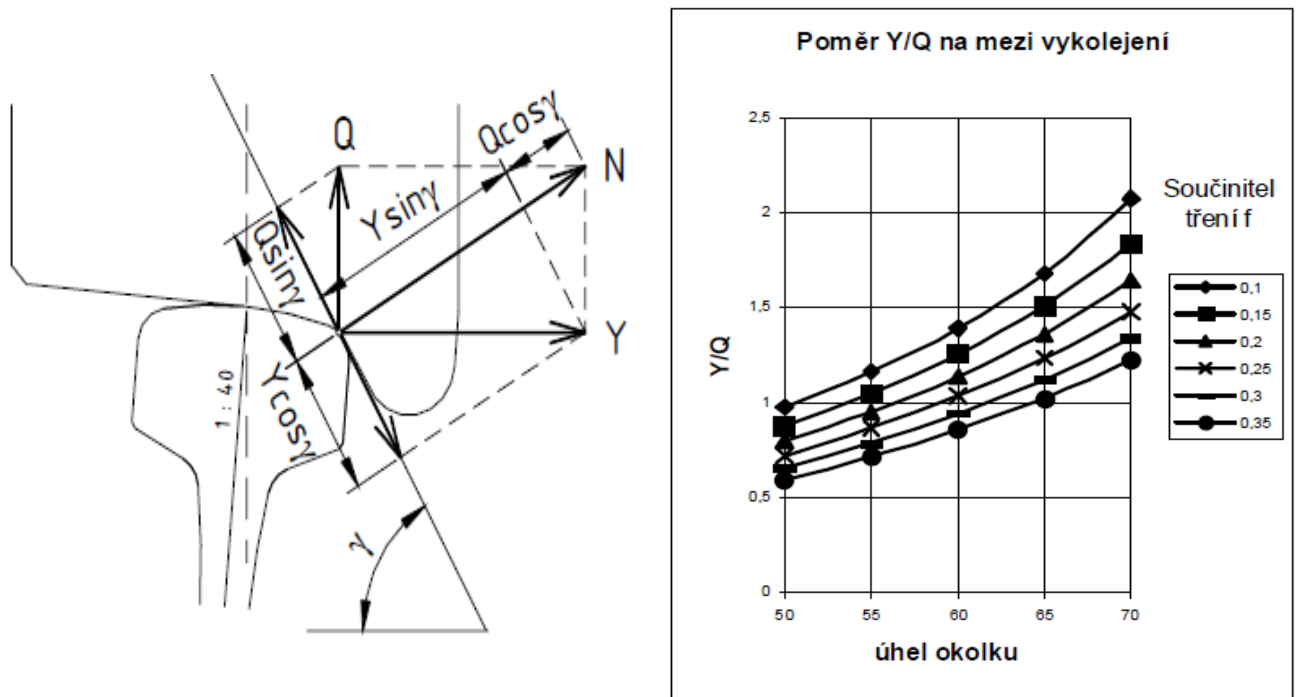
3.1.4. Kritérium proti vykolejení

Jedná se o jednobodový styk kola s kolejnicí, a tedy výpočet kvazistatické rovnováhy podle vyhlášky UIC 518. Kolová síla Q je vedena po koleji jízdní plochou kola a příčná síla Y je vedena okolkem kola v koleji. Vzniká zde normálová síla N mezi kuželovou plochou a vodícím okolkem. Z této rovnováhy složek sil v kolmém směru k normálové síle N a třecí síly okolku $f * N$ [15].

$$\left(\frac{Y}{Q} \right)_{KRIT} = \frac{tg\gamma \mp f}{1 \pm f.tg\gamma}$$

$$\frac{Y(P_1)}{Q} = \frac{175,8}{196,2} = 0,796$$

Kde úhel okolku γ je stanoven od $50^\circ - 70^\circ$ - zvolen dle standardů 60° .



Obr. 3.8 – poměry Y/Q k úhlu okolku a součinitele tření f [15]

Ověřený vztah:

$$\frac{Y(P_1)}{Q} \leq 0,8 \text{ vyhovuje – pro oblouky menší než } 250 \text{ m}$$

$$0,796 \leq 0,8$$

3.1.5. Příčné vysunutí podvozku

Umožňuje podvozku vysunutí z jeho sousého postavení v přímé koleji. [1]

a) Jednostranná příčná vůle dvojkolí v koleji e_1

$$e_1 = \frac{e_k - d}{2} = \frac{1435 - 1426}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

Kde e_k je rozchod koleje a d je rozchod dvojkolí.

b) Příčná vůle v uzlu nápravového ložiska

$$q = q_1 + q_2 = 0,010 + 0,015 = 0,025 \text{ m} = 25 \text{ mm}$$

Kde q_1 je dílčí vůle v provedení ložiska a provozním opotřebením, q_2 je příčná vůle ve vedení ložiska v rozsoše.

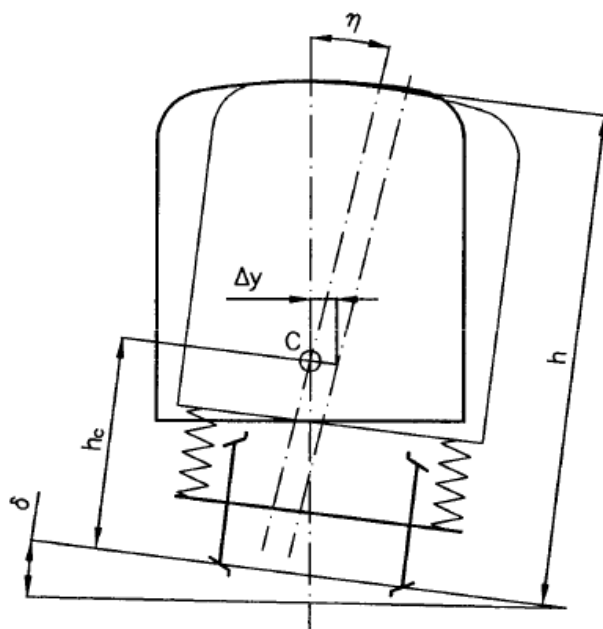
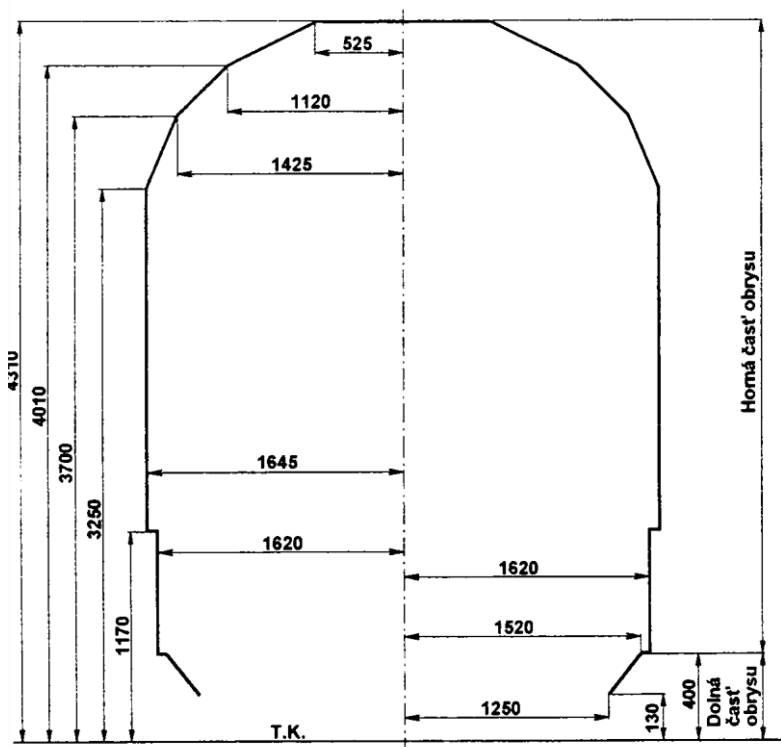
c) **Příčná odlehlost otočných čepů podvozku e_2**

Představuje postavení vodícího dvojkolí v kružnicovém oblouku.

$$e_2 = \frac{b^2}{8R} = \frac{3,6^2}{8 \cdot 150} = 0,0108 \text{ m}$$

3.1.6. Kinematický obrys podvozku

Tento obrys je vázán vyhláškou mezinárodní železniční unie UIC 505-1. Udává šířku a konstrukční možnosti podvozku, které se musejí vejít do vztažné linie obrysu. Pro podvozek tento obrys počítáme do výšky podvozku, tedy nad podélníky do výšky torny, což odpovídá výšce 1170 mm od temene kolejnice [1], [5].



Obr. 3.9 – Kinematický obrys podle UIC 505-1 [1] Obr. 3.10 – Ukázka naklonění vozidla zde tedy podvozku [1]

I. Součinitel náklonu

$$S = \frac{\eta}{\delta} = 0,4$$

Kde s – součinitel naklonění, η – úhel naklonění (ten se bere pro tuto možnost $\eta_0 \leq 1^\circ$), δ – úhel naklonění hlav kolejnic.

Neboť se jedná o třínapravový podvozek, z hlediska naklání se nepočítá s větším úhlem naklání [1], [5].

II. Kvazistatická výchylka

Jedná se tedy o speciální případ pro nákladní vozy, kdy se uvažuje výpočet výšky pólu naklání s totožnou výškou vyšetření $0,5 \text{ m } h_c = h$ a tady je kvazistatická výchylka $z = 0$. Pro různou hodnotu $0,5 \text{ m } > h$ odpovídá:

$$z = \frac{4s}{30} [h_c - h] + \left[\frac{s}{10} [h_c - h] - 0,04[h - 0,5] \right]$$

$$= \frac{4 * 0,4}{30} [0,5 - 0,13] + \left[\frac{0,4}{10} [0,5 - 0,13] - 0,04[0,13 - 0,5] \right]$$

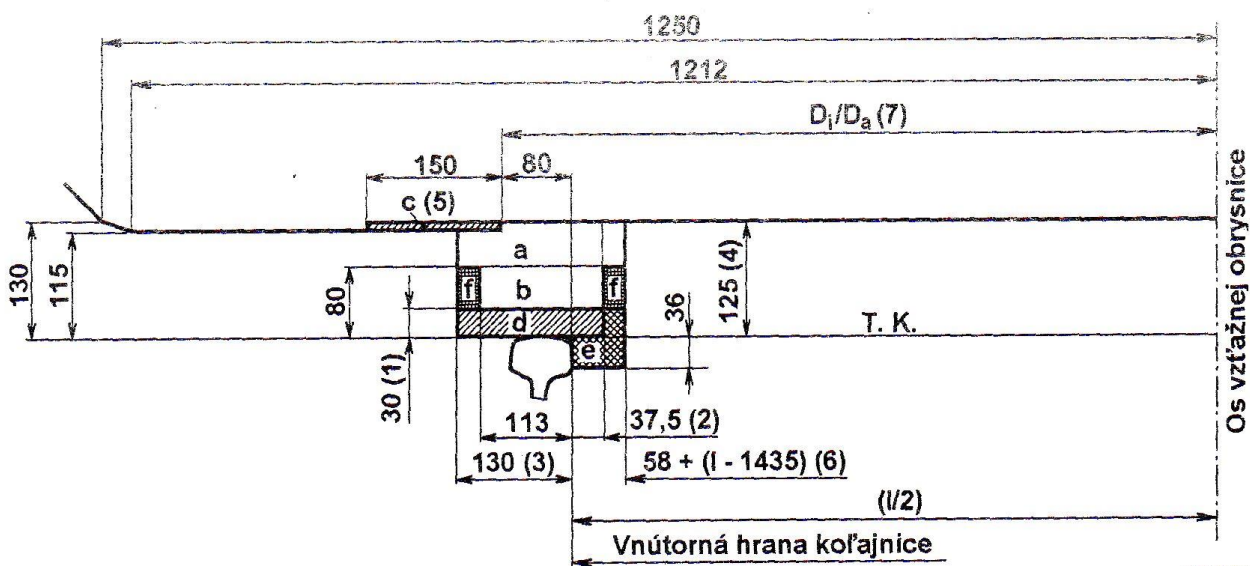
$$= 0,04933 \text{ m}$$

Pro hodnoty nad 0,5 m se bere:

$$z = \frac{s}{30} [h - h_c] + \left[\frac{s}{10} [h - h_c] - 0,04[h - 0,5] \right]$$

$$= \frac{0,4}{30} [1,17 - 0,5] + \left[\frac{0,4}{10} [1,17 - 0,5] - 0,04[1,17 - 0,5] \right]$$

$$= 0,00226 \text{ m}$$



Obr. 3.11 – Kinematický obrys pro část do 0,13 m od T. K. pro podvozky a vozidla, která smí přejíždět svažný pahrbek [5]

h	0,08 m	0,115 m	0,130 m	0,400 m	1,170 m
z	0,05600	0,05133	0,04933	0,01333	0,00226

Tab. 3.2 – kvazistatický výchylka v dané výšce

Pro zůžení platí:

$$\frac{1,465 - d}{2} = \frac{1,465 - 1,410}{2} = 0,0275$$

Kde 1,465 - je hodnota vřle, d - 1410 mm hodnota opotřebených okolků u normálního rozchodu 1435 mm, q - vřle mezi řámem a nápravou počítáme 0,025 m, w - přičná vřle otočného řepu, a - rozvor náprav, n - vzdřlenost vyřetřovaného místa, p - rozvor podvozku [5].

$$n = \frac{a}{2}$$

III. Vnitřní zúžení podvozku E_i ve statické poloze

$$E_i = a \cdot n - n^2 \leq +_{7,5}^{5*} = 3,6 * 1,8 - 1,8^2 \leq 5$$

$$3,24 \leq 5 - \text{vyhovuje}$$

$$3,24 \leq 7,5 - \text{vyhovuje}$$

$$E_{i(\text{staticke})} = \frac{1,465 - d}{2} + q + z - 0,015$$

$$= \frac{1,465 - 1,410}{2} + 0,025 + 0,00430 - 0,015$$

$$= 0,0332 \text{ m}$$

* 5 nebo 0,025 – platí do úrovně výšky $h = 0,400$ m nad T. K.

* 7,5 nebo 0,030 – platí nad úroveň $h = 0,400$ m nad T. K.

IV. Vnější zúžení podvozku E_a v poloze oblouku

$$E_a = a \cdot n - n^2 \leq +_{7,5}^{5*} = 3,6 * 1,8 - 1,8^2 \leq 5$$

$$9,72 \leq 5 - \text{nevyhovuje}$$

$$9,72 \leq 7,5 - \text{nevyhovuje}$$

Proto:

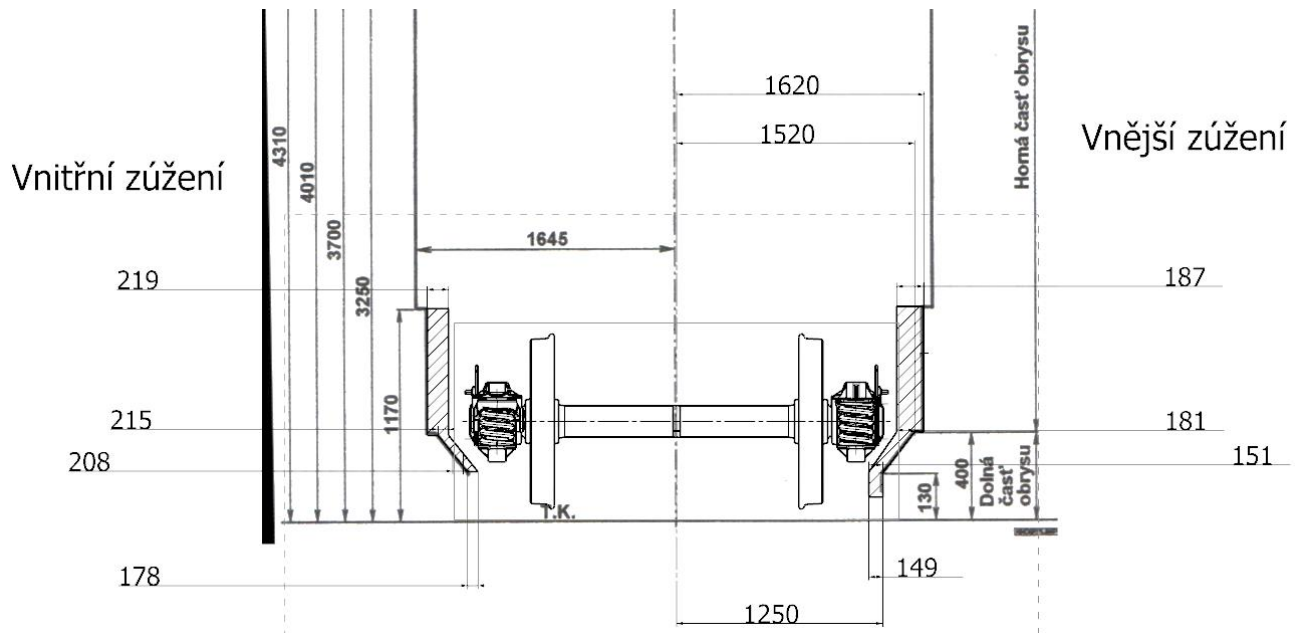
$$E_{a(v \text{ oblouku})} = \frac{a * n + n^2}{150} + \left(\frac{1,465 - d}{2} + q \right) \frac{2n + a}{a} + z - \frac{0,025}{0,030}$$

$$= \frac{3,6 * 1,8 + 1,8^2}{150} + \left(\frac{1,465 - 1,410}{2} + 0,025 \right) \frac{2 * 1,8 + 3,6}{3,6} + 0,00430 - 0,025$$

$$= 0,1491 \text{ m}$$

h	0,08 m	0,115 m	0,130 m	0,400 m	1,170 m
z	0,00430	0,00673	0,03655	0,04300	0,04744
E_i (statická)	0,17630	0,17873	0,20855	0,21500	0,21944
E_a (v oblouku)	0,1491	0,15153	0,18135	0,1878	0,18724

Tab 3.3 – hodnoty vnějšího a vnitřního zúžení podvozku



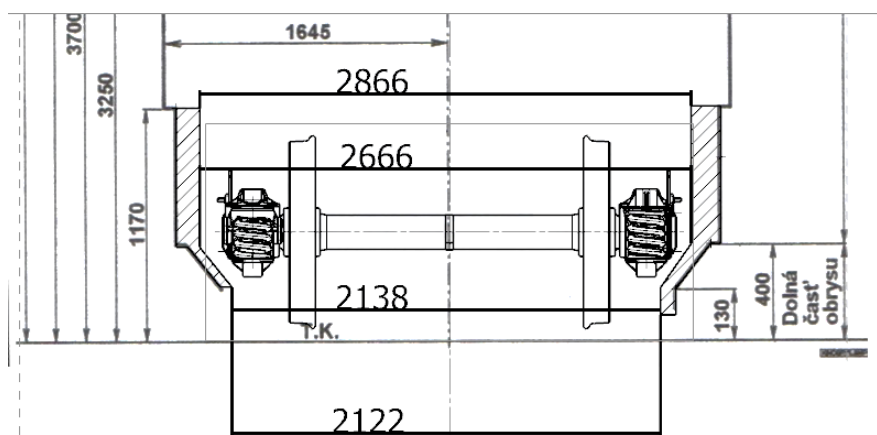
Obr. 3.12 – Zúžení podvozku ve vyšetřených bodech

V. Největší možná šířka podvozku ve vyšetřovaných bodech

$$b_k = 2 * \left(\left(\frac{1435}{2} + 130 \right) - E_a \right) = 2 * (847,5 - 149,1) = 1396,8 \text{ mm}$$

h	80 mm	115 mm	130 mm	400 mm	1170 mm
s	847,5 mm	1212 mm	1250 mm	1520 mm	1620 mm
b_k	1396,8 mm	2122 mm	2138 mm	2666 mm	2866 mm

Tab. 3.4 – Šířka podvozku v dané výšce



MAX. ŠÍŘKA PODVOZKU

Obr. 3.13 – Šířka podvozku ve vyšetřovaných bodech

3.2. Výpočet nápravy podvozku

3.2.1. Návrh nápravy

Výpočet je proveden s ohledem na normu ČSN EN 13103+A2. Z výpočtu dostaneme důležité rozměry nápravy s ohledem na zatížení a únavu materiálu.

Zadávané hodnoty			
Jmenovitá hmotnost vozu	m_V	120000	kg
Hmotnost dvojkolí	m_D	1689,8	kg
Hmotnost ložiskového domku	m_{LD}	246,6	kg
Průměr kola	$2R$	0,92	m
Výška těžiště nad osou nápravy	h	0,6	m
Vzdálenost styčných kružnic	$2s$	1,5	m
s		0,75	m
Vzdálenost středů ložisek	$2b$	2,02	m
b		1,01	m
Počet náprav	i	6	-
Tíhové zrychlení	g	9,81	m*s⁻²
Součinitel tření kolo - brzdový špalek	Γ	0,3	
Součinitel tření kolo - kolejnice	μ	0,3	

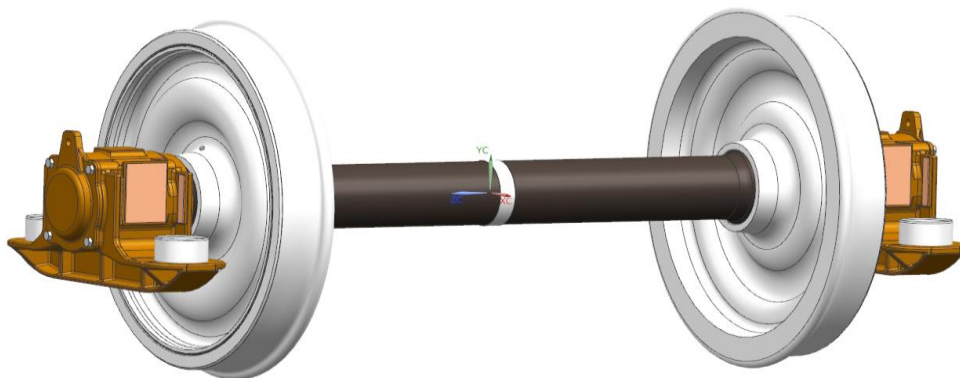
Tab. 3.5 – hodnoty nápravy

I. Stanovení referenčních hmotností:

Výpočet hmotnosti nápravy m_2 .

$$m_2 = m_d + m_b = 1003 + 2 * (246,7 + 96,7) = 1689,8 \text{ kg}$$

Kde: m_d – je hmotnost dvojkolí v kg, m_b – hmotnost ložiskového domku s vypružením.



Obr. 3.14 – Ukázka dvojkolí a ložiskového domku

Výpočet hmotnosti celku na nápravu m_1 :

$$m_1 = \frac{m_L}{i} - m_2 = \frac{120000}{6} - 1689,8 = 18310 \text{ kg}$$

Kde: i – počet kol, m_L – celková hmotnost vozu v naloženém stavu.

II. Stanovení sil spojených s hmotností v pohybu:

Hodnoty jsou stanoveny dle předpisu normy.

$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \frac{h_1}{b}\right) m_1 g = \left(0,625 + 0,075 \frac{600}{1000}\right) 18310 * 9,81 = 120346,2 \text{ N}$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \frac{h_1}{b}\right) m_1 g = 104180,98 \text{ N}$$

$$Y_1 = 0,30 * m_1 g = 53886,33 \text{ N}$$

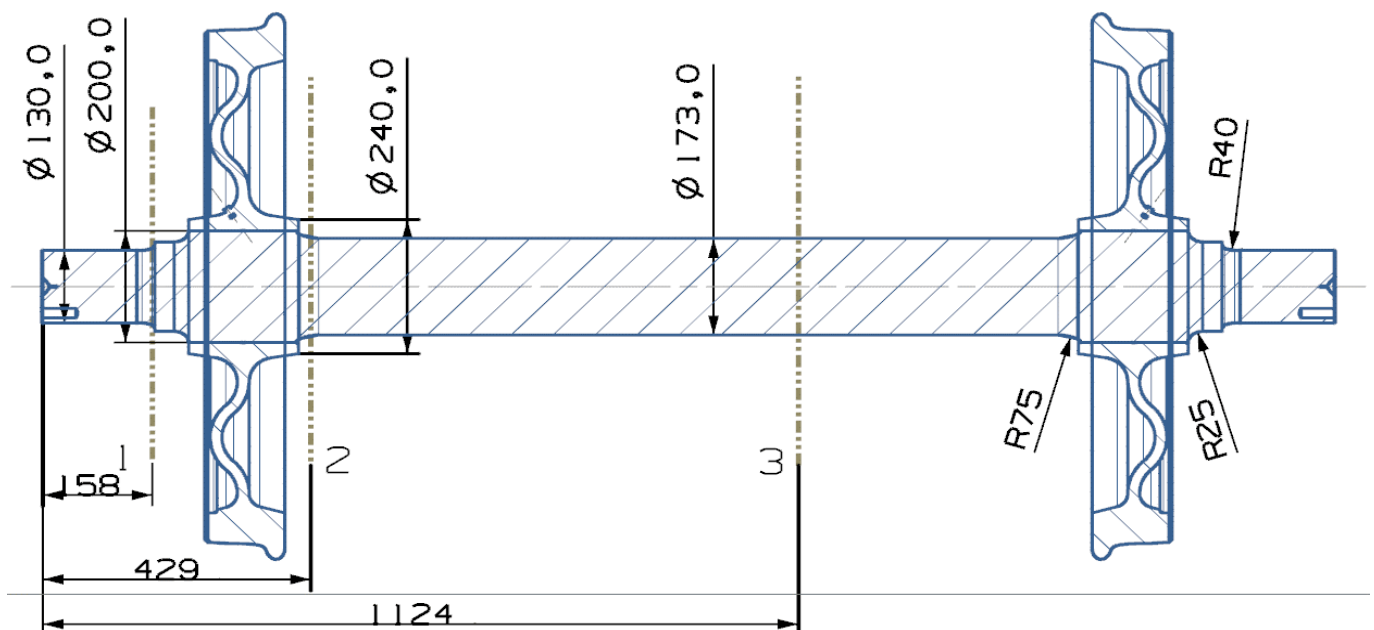
$$Y_2 = 0,15 * m_1 g = 26943,17 \text{ N}$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,15 m_1 g = 26943,17 \text{ N}$$

Hodnoty: h_1 – vzdálenost přibližného těžiště od osy dvojkolí ($h_1 = 600$ mm), b – poloviční vzdálenost od středů ložisek ($b = 1000$ mm), $2s$ – vzdálenost styčných kružnic ($2s = 1500$ mm), R – poloměr na styčné kružnici ($R = 460$ mm), F_i – jsou síly vyvolány hmotou na nápravě – v našem případě nulové – jedná se o běžné dvojkolí a dvojkolí bez kotoučových brzd.

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b + s) - P_2(b - s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2s - y_i)] = 131303,1 \text{ Nmm}$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b + s) - P_1(b - s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i y_i] = 93223,3 \text{ Nmm}$$



Obr. 3.15 – Návrh nápravy

Výpočet přitlačné síly brzdy:

$$F_t = \frac{\bar{P}}{\Gamma} = \frac{G * g}{i} = \frac{120000 * 9,81}{12} = 98100 \text{ N}$$

Kde : \bar{P} – kolová síla [N], μ – adhezní součinitel [-], i – počet kol, R – poloměr styčné kružnice [mm], Γ – součinitel materiálu brzdy (špalíky s vysokým součinitelem tření) [-], R_b – rozdíl brzdících sil [-]

III. Momenty v řezech

a) Řez 1 - $\varnothing d = 130 \text{ mm}$

$$y = 158 \text{ mm}$$

$$M_x = P_1 * y = 19014699,6 \text{ Nmm}$$

$$M'_x = F_t * \Gamma * y = 4649940 \text{ Nmm}$$

$$M'_y = 0 \text{ Nmm}$$

$$M'_z = F_t(\Gamma + 1)y = 20149740 \text{ Nmm}$$

b) Řez 2 - $\varnothing d = 200 \text{ mm}$

$$y = 429 \text{ mm}$$

$$M_x = P_1 * y - Q_1(y - b + s) + Y_1R - F_i(y - b + s - y_i) = 52912962,9 \text{ Nmm}$$

$$M'_x = F_t * \Gamma(b - s) = 7357500 \text{ Nmm}$$

$$M'_y = 0,3 * F_t * R = 4061340 \text{ Nmm}$$

$$M'_z = F_t(1 + \Gamma)(b - s) = 31882500 \text{ Nm}$$

c) Řez 3 - $\varnothing d = 173 \text{ mm}$

$$y = 1024 \text{ mm}$$

$$M_x = P_1 * y - Q_1(y - b + s) + Y_1R - F_i(y - b + s - y_i) = 45670452 \text{ Nmm}$$

$$M'_x = F_t * \Gamma(b - s) = 7357500 \text{ Nmm}$$

$$M'_y = 0,3 * F_t * R = 13537800 \text{ Nmm}$$

$$M'_z = F_t(1 + \Gamma)(b - s) = 31882500 \text{ Nmm}$$

IV. Redukované momenty

a) Řez 1 - $\varnothing d = 130 \text{ mm}$

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} = 20430858,2 \text{ Nmm}$$

$$MX = M_x + \sum M'_x = 19014699,6 + 4649940 = 23664639,6 \text{ Nmm}$$

$$MY = \sum M'_y = 0 \text{ Nmm}$$

$$MZ = \sum M'_z = 20149740 \text{ Nmm}$$

b) Řez 2 - $\varnothing d = 200 \text{ mm}$

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} = 57194960,3 \text{ Nmm}$$

$$MX = M_x + \sum M'_x = 52912962,9 + 7357500 = 60270462,9 \text{ Nmm}$$

$$MY = \sum M'_y = 4061340 \text{ Nmm}$$

$$MZ = \sum M'_z = 31882500 \text{ Nmm}$$

c) Řez 3 - $\varnothing d = 173 \text{ mm}$

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} = 50252363,7 \text{ Nmm}$$

$$MX = M_x + \sum M'_x = 45670452 + 7357500 = 53027952 \text{ Nmm}$$

$$MY = \sum M'_y = 4061340 \text{ Nmm}$$

$$MZ = \sum M'_z = 31882500 \text{ Nmm}$$

V. Redukované napětí

a) Řez 1 - $\varnothing d = 130 \text{ mm}$

$$X = \frac{r}{d} = 0,307 \quad r = 40 \text{ mm}$$

$$Y = \frac{D}{d} = 1,23 \quad D = 160 \text{ mm}$$

$$K = 1,025$$

$$\sigma_1 = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi d^3} = 97 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje!} - \text{ocel jakosti EA1N}$$

b) Řez 2 - $\varnothing d = 200 \text{ mm}$

$$X = \frac{r}{d} = 0,375 \quad r = 75 \text{ mm}$$

$$Y = \frac{D}{d} = 1,2 \quad D = 240 \text{ mm}$$

$$K = 1,025$$

$$\sigma_2 = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi d^3} = 74,6 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje!} - \text{ocel jakosti EA1N}$$

c) Řez 3 - $\varnothing d = 173 \text{ mm}$

$$X = \frac{r}{d} = 0,43 \quad r = 75 \text{ mm}$$

$$Y = \frac{D}{d} = 1 \quad D = 173 \text{ mm}$$

$$K = 1,1$$

$$\sigma_3 = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi d^3} = 108 \text{ MPa} < 166 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje!} - \text{ocel jakosti EA1N}$$

Výsledné hodnoty nápravy

Vypočtené síly		
P1	120346,2	N
P2	104180,2	N
Y1	53886,3	N
Y2	26943,2	N
H	26943,2	N
Q1	131303,1	N.mm
Q2	93223,3	N.mm
Ff	98100	N
P'	29430	N

Tab. 3.6 – síly nápravy

Spočtené momenty a napětí										
	y [m]	d [mm]	D [mm]	r	r/d	D/d	K	MR [N.mm]	σ [MPa]	σ dovolená [MPa]
1	0,158	130	160	40	0,30	1,23	1,025	20430858,2	97	100
2	0,429	200	240	75	0,37	1,2	1,025	57194960,3	74,6	100
3	1,01	173	173	75	0,43	1	1,1	50252363,7	108	166

Tab. 3.7 – výsledné napětí pro dané průměry (norma pro dovolená napětí EN 13 103+A2)

3.2.2. Traťové jízdní odpory

Proti jízdě podvozku se objevuje celá řada odporů, které narušují chod v koleji a samotné jízdy. Je důležité si alespoň ověřit důležité hodnoty a výpočty, které by vybočovaly ze standardního stavu.

$$O = O_t + O_j = G * (o_t + o_j)$$

Kde značení znamená: O – celkový odpor podvozku [N], O_t – traťový odpor [N], O_j – jízdní odpor [N], G – tíha podvozku [kN], o_j - specifický jízdní odpor [N.kN⁻¹, ‰], o_t – specifický traťový odpor [N.kN⁻¹, ‰] [15].

I. Traťové odpory

Zde je nutné tyto odpory brát jako informativní hodnoty, kdy tyto hodnoty provádíme pouze na podvozku a ten není zatížen dalším zařízením (tzv. rám, skříň atd.).

a) Odpor ze zakřivení koleje

Tento odpor je výslednicí všech pasivních účinků na podvozku obloukem. Působí zde účinky:

- tření mezi kolem a kolejnicí, tedy přesněji mezi okolkem a hlavou kolejnice
- účinky ovlivňující změnu směru pohybu
- vlastní odpor podvozku (ten z důvodů minimálního účinku můžeme zanedbat)

Jaká velikost tohoto odporu bude, udává velikost poloměru oblouku r, rozchodu koleje či jeho rozšíření, tolerancí a v neposlední řadě stav železničního svršku.

Dále pak konstrukce vozidla, což odpovídá rozvoru, počtu náprav a jejich uložení, velikost kol a stavu obroucí.

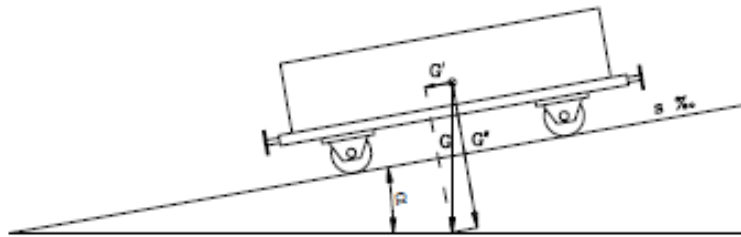
V neposlední řadě rychlost jízdy a hmotnosti podvozku.

U ČD se zakřivení koleje, a tedy následný odpor, zjednodušuje na vzorec

$$o_r = \frac{600}{r} = \frac{600}{150} = 4 \text{ ‰, N.kN}^{-1}$$

Kde značení znamená: r – poloměr oblouku [m], o_r – specifický odpor zakřivení koleje [‰] [15].

b) Odpor ve stoupání



Obr. 3.16 – Traťový odpor při stoupání [15]

Značení:

G' - složka rovnoběžná se sklonem trati [kN]

G'' - složka normálová (tíhy podvozku) [kN] – zde nejdříve na dimenzujeme podvozek do 5 [t] a dále následnou topologickou optimalizací a konstrukcí podvozku upravíme tuto hodnotu dle reálu návrhu konstrukce.

$$\begin{aligned} G' &= G * \sin\alpha = G * \operatorname{tg}\alpha = G * s * 10^{-3} \\ O_s &= G' = G * s * 10^{-3} \\ o_s &= \frac{O_s}{G * 10^{-3}} = \frac{G * s * 10^{-3}}{G * 10^{-3}} = s = 40 \text{ ‰, N.kN}^{-1} \end{aligned}$$

Kde značení znamená: s – sklon koleje (promile) [‰], α – úhel sklonu koleje (dle vyhlášky a ČD) na standartních tratích se provádí do hodnoty max. 40 ‰, G , G' - tíha podvozku [kN], O_s – odpor ze sklonu koleje [N], o_s – specifický odpor ze sklonu koleje [N.kN⁻¹, ‰] [15].

c) Odpor při jízdě v tunelu

Odpor v tunelu uvažujeme v tomto hledisku jako pomocný v tomto výpočtu a je jasné, že na výsledek celkového odporu podvozku bude mít velmi a zanedbatelný výsledek. Odpor při jízdě v tunelu je řešen z pohledu adheze při vlhkosti v tunelu a zvýšením odporu vzduchu při větších rychlostech.

U ČD se stanovuje velmi zjednodušeně na 2 ‰ [15].

II. Jízdní odpory

a) Valivé tření mezi kolem a hlavou kolejnicí

Závisí na rychlosti jízdy, materiálu kolejnice a stavu styčných ploch. Specifický odpor valivého tření je experimentálně zjištěn v rozmezí:

$$o_v = 0,3 \text{ až } 0,5 [\text{N.kN}^{-1}]$$

zvoleno – 0,5 N.kN⁻¹

b) Tření čepů náprav v ložiscích

Toto tření závisí na konstrukci a druhu ložiska a jeho zaběhnutí v ložiskovém domku (hnízdu), dnes už v ložiskové jednotce. Je také závislé na druhu oleje, zatížení nápravy, teplotě a ujeté vzdálenosti [15].

Pro valivá ložiska v dnešní době nejvíce používaná se pohybujeme experimentálně:

$$o_t = 0,1 \text{ až } 0,3 [\text{N.kN}^{-1}]$$

zvoleno – 0,3 N.kN⁻¹

Odpor základního valivého tření je tedy:

$$o_z = o_v + o_t = 0,5 + 0,3 = 0,8 \text{ N.kN}^{-1}$$

Největší odpor představuje rozjezd, kdy tento odpor dosahuje hodnot až 25 N.kN⁻¹, který velmi rychle klesá po dosažení přibližně půl otáčky kola. Dosažení 2 - 6 m dráhy se dostává na horní hranici základního valivého odporu [15].

c) Návrh a výběr valivé ložiskové jednotky:

Kdy hmotnost na nápravu v loženém stavu odpovídá max. 21 tunám.

Hmotnosti: G – statické zatížení čepu dvojkolí [kg]

$$G = 21000 * 9,81 = 245000 \text{ N}$$

G₁ – hmotnost nápravy a dalších konstrukčních částí včetně ložiskové skříně [kg]

$$G_1 = 1346,4 * 9,81 = 13208,2 \text{ N}$$

G₂ – hmotnost ložiskové skříně a primárního vypružení [kg]

$$G_2 = (246,7 + 96,7) * 9,81 = 3368,8 \text{ N}$$

G₀ – statická kolové zatížení [kg]

$$G_0 = G + G_1 = 245250 + 13208,2 = 258458,2 \text{ N}$$

Požadavky na ložisko a jeho životnost

Druh KV	Hmotnost na nápravu	Maximální rychlost	Roční nájezd	Životnost ložiska	Doba životnosti pro vyvážání 90% NL
	[t]	[km/h]	[km]	[km]	Rok
Lokomotivy	22,5	120 až 160	150 000	5.10 ⁶	20
Motorové a elektrické jednotky	15	120 až 350	150 000	3 až 5.10 ⁶	20
Osobní vozy	15	120 až 200	150 000	1,5 až 3.10 ⁶	20
Nákladní vozy	22,5 ^{*)}	100 až 160	60 000	1,2 až 1,6.10 ⁶	20
Metro	12	120	200 000	1,5 až 3.10 ⁶	20

^{*)} v současnosti se často požaduje hmotnost na nápravu 25 t.

Tab. 3.5 – životnost ložiska do vyvážování [5]

Výpočet radiální síly ložiska

$$F_r = f_5 \left(f_1 * G + f_2 * G_0 \frac{G_2}{G_1 + G_2} \right) =$$

$$= 1 * \left(1 * 245250 + 1,2 * 258458,2 * \frac{3368,8}{13208,2 + 3368,8} \right) = 308279 \text{ N}$$

Kde značení znamená:

f_1 – součinitel závislý na uspořádání náprav, f_2 – součinitel zatížení z radiálních rázů, f_5 – součinitel závislý od druhu pohonu nápravy – pro nepoháněnou nápravu $f_5 = 1,00$.

Výpočet axiální síly ložiska

$$F_a = 0,16 * G = 0,16 * 245250 = 39240 \text{ N}$$

Výpočet ekvivalentního zatížení

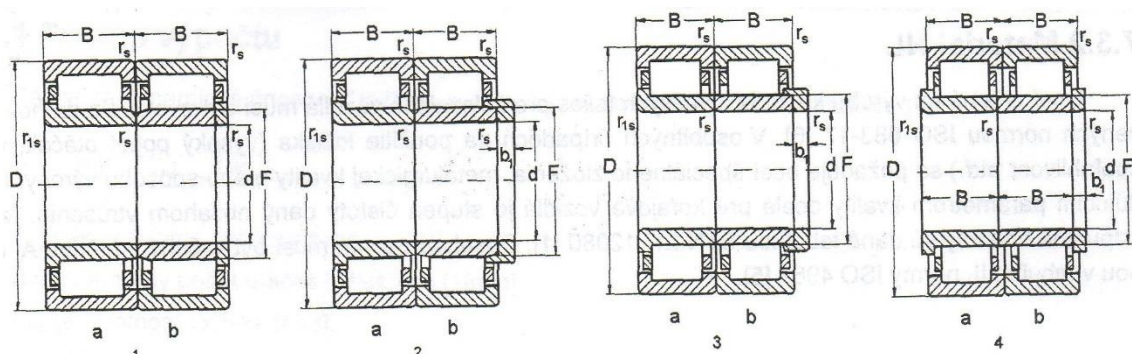
$$P_e = v * \aleph * F_r + Y * F_a = 1 * 1 * 308279 + 3,2 * 39240 = 433874 \text{ N}$$

Kde: v – je rotační součinitel, v závislosti na zatížení vnitřního kroužku, \aleph - součinitel dynamického radiálního zatížení, Y – součinitel axiálního zatížení. [5]

Výběr ložiska z katalogu ZKL

Ložiska podle KN 02 4617	Ložiska splňující standart UIC 514-1	Hlavní rozměry					Základní únosnost		Hmotnost na pár	T y p	Max. rychlost
							Dynam. na jedno ložisko	Statická na jedno ložisko			
		mm					kN		kg		v
		d	D	2B	b ₁	F	C _p	C _{st}	m		
KLF PLC 410-23	KLF PLC 410-24	118	240	80	-	150	573	722	34,2	1	160
ZKL PLC 410-13	ZKL PLC 410-14	120	240	80	-	150	573	722	33,7	1	160
KLF PLC 410-15 PLC 410-33	KLF PLC 410-16 PLC 410-34	130	240 240	80	-	159 157	531 552	736 750	32,7 32,7	1	160 200
PLC 410-17	PLC 410-18		250			160	596	779	36,6		160
KLF PLC 411-20	KLF PLC 411-21	159	300	84	15	192	909	1210	58,2	2	160
KLF PLC 411-10	KLF PLC 411-12	160	300	84	15	192	909	1210	57,5	2	160
KLF NJ2236XM C4 NJ2236DXM C4 NJ2236AS C4 NJ2236DXM C4	KLF NU2236DM C4+HJ2236X16,33 NU2236DM C4+HJ2236X14,73 NUC2236MAS C4+PLC 810-1 NU2236DM C4+príl.kr.NUP2236	180	320	86	12 15 15 17	-	736	1060	64,4 64,5 64,5 64,6	3 3 3 4	160

Tab. 3.6 – Katalog ZKL [5]



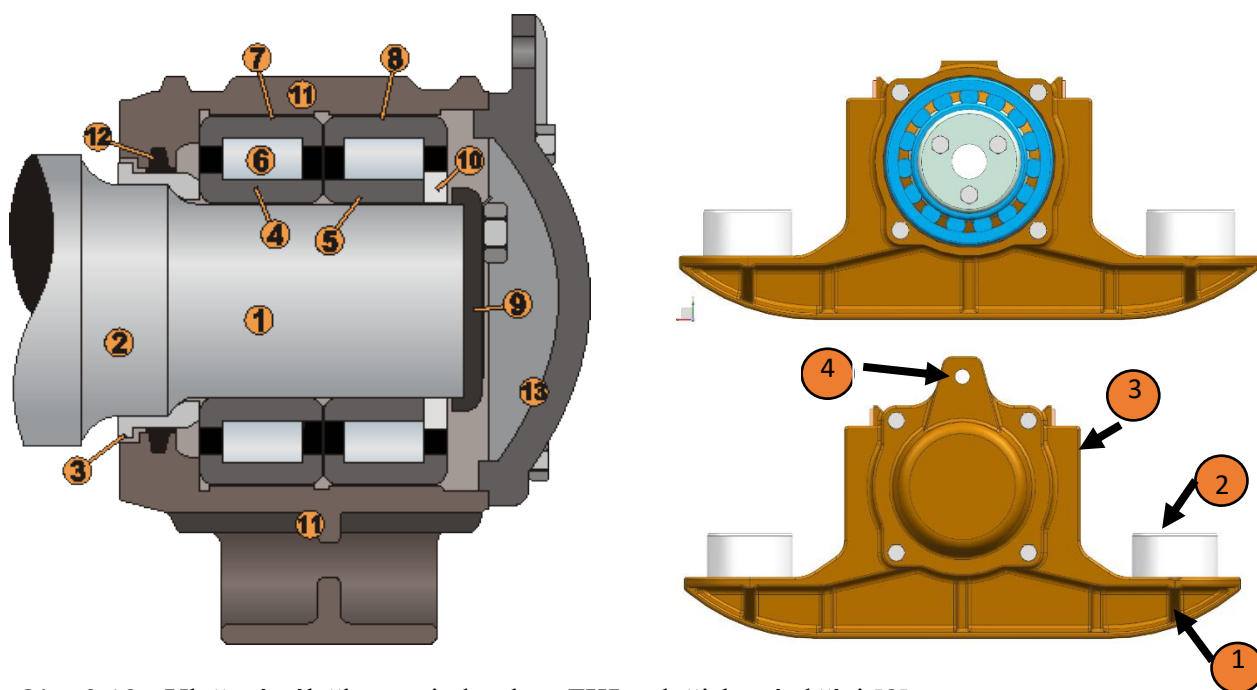
Obr. 3.17 – Ložiska ZKL řady PLC 410 [5]

Výpočet nominální životnosti

$$L_N = \left(\frac{C_p}{P_e} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{531 * 10^6}{433,847 * 10^5} \right)^{\frac{10}{3}} = 4225,3 \text{ mil. ot}^{-1}$$

$$L = 4225,3 * 10^6 * 3,14 * 0,92 * 10^{-3} = 12,2 * 10^6 \text{ km}$$

Vyhovuje s dostatečně velkou rezervou



Obr. 3.18 - Uložení válečkovou jednotkou ZKL v ložiskové skříni [8]

Popis:

Kroužek 3 je za tepla nalisován na sedle opěrného kroužku, v dalším kroku jsou na ložiskový čep 1 za tepla nalisovány postupně zadní 4 a přední vnitřní kroužek ložiska 5. Pokud máme vyrobenou nebo už připravenou ložiskovou skříň, tak do ložiskové skříně 11 je nasunut postupně zadní 7 a přední vnější kroužek 8 i s válečky 6 a klecí ložiska.

Následuje nasunutí ložiskové skříně s těsnicím kroužkem 12 na vychladlé vnitřní kroužky ložisek, které jsou nalisované na nápravě. Po ulehnutí ložiskové skříně se přírubová deska 10 nasune na ložiskový čep a jako komplet je nakonec připevněna koncová deska 9, přišroubovaná pomocí šroubů k čelu nápravy. V poslední řadě je připevněno víko ložiska 13, které celý prostor utěsní a zajistí vnější ložiskové kroužky v axiální poloze v ložiskové prostoru skříně.

K ložiskové skříni jsou svařeny konzoly obr. 3.18 k nesení šroubových pružin svislého vypružení s osazením 2. Osazení ložiskové skříně 3 vymezují prostor pro příčné vypružení podvozku. Na víku skříně ložiska je příprava na upevnění narážky 4[8].

III. Odpor prostředí

Odpor prostředí v sobě skrývá tlak na čelní plochu vozidla, v tomto případě podvozku, tření vzduchu o boční stěny a sání na zadní část vozidla. Závisí také na rychlosti jízdy vozidla a rychlosti vzduchu. Toto vše můžeme u podvozku s takovýmto čelním profilem a takřka zanedbatelný odporem vzduchu zcela jistě zanedbat.

IV. Celkový odpor

Po součtu všech odporů vychází celkový odpor při jízdě na podvozek:

$$\begin{aligned} O &= O_t + O_j = (o_r + o_s + o_{vt}) + (+o_v + o_t + o_z) = \\ &= (4 + 40 + 2) + (0,5 + 0,3 + 0,8) \\ &= 46 + 1,6 = 47,6 \text{ ‰, N.kN}^{-1} \end{aligned}$$

3.2.3. Pojezd kolejového podvozku

Tvoří ho systém vedení dvojkolí Lenoira s rozsochou a dvojitě paralelní primární vypružení šroubovitými válcovitými pružinami.

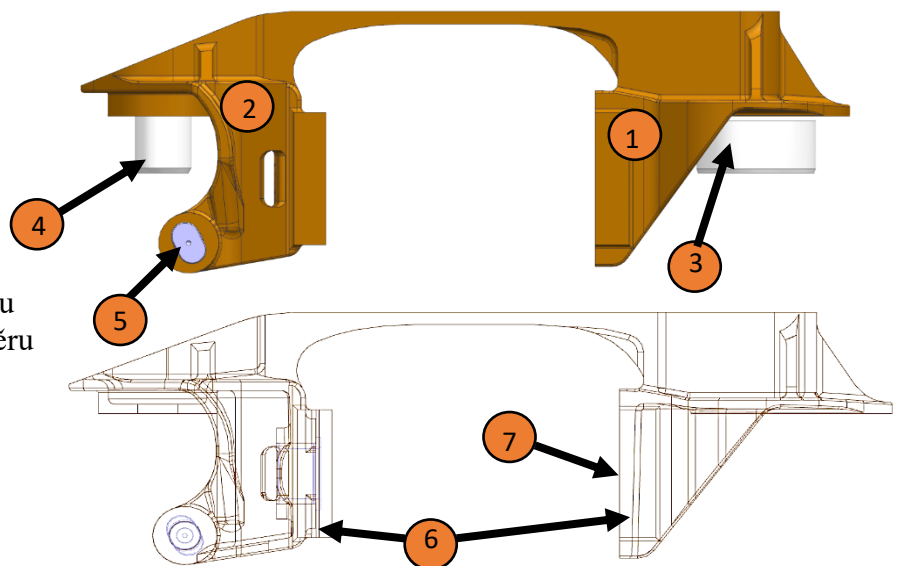
I. Vedení dvojkolí

Vedení dvojkolí je k ložiskové skříni vymezeno pružinami a ty jsou na stranách dále od středu vedeny tzv. pravou rozsochou, která vede ložiskovou skříň v podélném a příčném směru. Na čelních plochách ve středu vedení jsou plochy 7 a narážkách 6 přivařeny z manganové oceli destičky pro vedení tzv. Lenoira pro tlumení svislých rázů.

Takzvaná nepravá rozsocha umístěná blíže ke středu podvozku, je charakterizována pístním tlumičem, který reakcí šikmé závěsky zachycuje a tlumí šikmé síly. Na straně konzoly tlumení je tzv. trn pro vedení vnitřní paralelní pružiny vnější pružinu vedeme šikmou závěskou přes talíř pružiny [8].

Popis:

1. Pravá rozsocha
2. Nepravá rozsocha (tlumení)
3. Vedení pružiny vnitřní, vnější
4. Vedení vnitřní pružiny
5. Vedení šikmé závěsky
6. Třecí příložky v příčném směru
7. Třecí příložka v podélném směru



Obr. 3.19 – Vedení dvojkolí

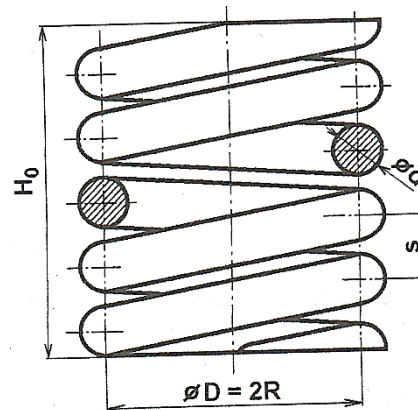
II. Vypružení

Návrh a výpočet vypružení

Z návrhového výpočtu primárního vypružení určíme délku a průměr pružin a jejich tuhost ve stavu loženém a prázdném. Tento návrh musí vyhovovat STN EN 13 298 železnice. Podle této normy rozdělujeme definici na pružiny kategorie A s definovanou osovou a příčnou tuhostí a kategorie B s definovanou osovou tuhostí [5].

Základní parametry pružiny:

Střední průměr pružiny D ,
průměr drátu d ,
počet činných závitů n ,
počet závěrných závitů n' ,
volná délka pružiny H_0 ,
stoupání šroubovice s .



Obr. 3.20 – Šroubová válcová pružina [5]

Prázdny vůz:

$$Q_p = \frac{m_p - 6 * m_d}{24} * g = \frac{21000 - 6 * 1346,4}{24} * 9,81 = 5281 \text{ N}$$

Ložený vůz:

$$Q_L = \frac{m_L - 4 * m_d}{24} * g = \frac{120000 - 6 * 1346,4}{24} * 9,81 = 45748 \text{ N}$$

Zatížení jedné dvojice pružin:

$$Q_{1,2} = \sqrt{Q_p * Q_L} = \sqrt{5281 * 45748} = 15543 \text{ N}$$

Tuhost hlavní pružiny vnější:

$$K_1 = \frac{2 * (Q_{1,2} - Q_p)}{Z_u} = \frac{2 * (15543 - 5281)}{0,035} = 586400 \text{ N/m}$$

Celková tuhost dvou pružin:

$$K_C = \frac{2 * (Q_L - Q_{1,2})}{Z_u} = \frac{2 * (45748 - 15543)}{0,035} = 1726000 \text{ N/m}$$

Tuhost vnitřní pružiny:

$$K_2 = K_C - K_1 = 1726000 - 586400 = 1139600 \text{ N/m}$$

První vlastní frekvence pro plně ložený vůz:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_c}{m_L}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1726000}{120000}} = 0,603 \text{ Hz}$$

První vlastní frekvence pro prázdný vůz:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_c}{m_p + 6 * m_d}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1726000}{21000 + 6 * 1346,4}} = 1,226 \text{ Hz}$$

Maximální statické zatížení vnitřní a vnější pružiny při plném loženém voze:

$$Q_{1L} = K_1 * Z_u + Q_p = 586400 * 0,035 + 5281 = 25805 \text{ N/m}$$

$$Q_{2L} = \frac{K_1 * Z_u}{2} = \frac{1139600 * 0,035}{2} = 19943 \text{ N/m}$$

Stlačení vnější pružiny u prázdného vozu:

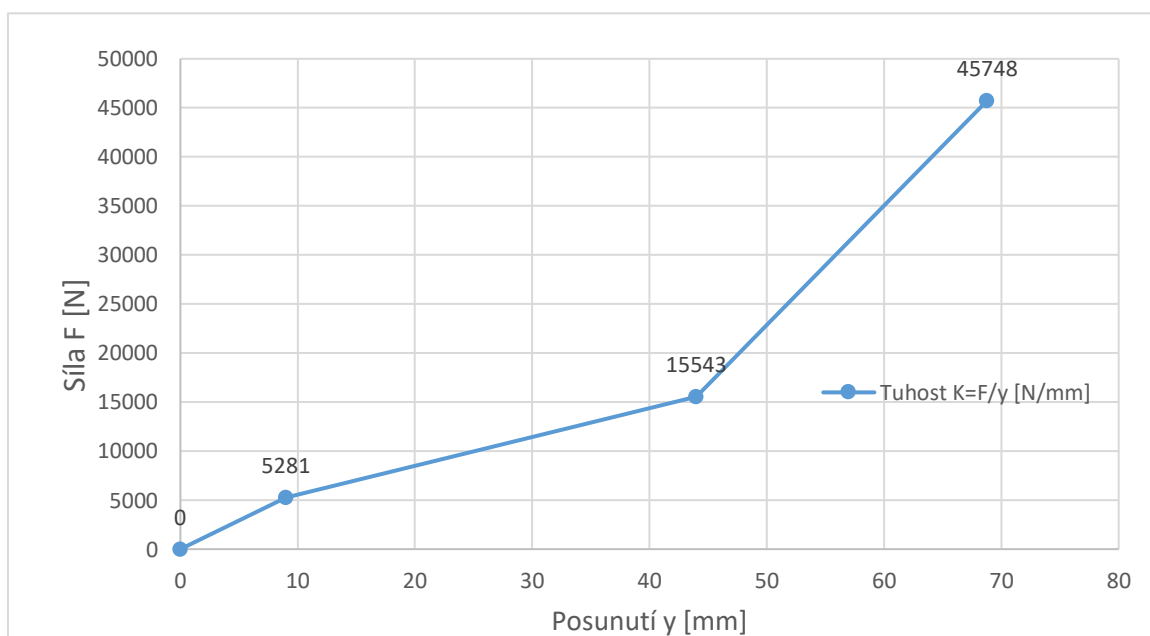
$$Z_{1P} = \frac{Q_{1P}}{K_1} = \frac{5281}{586400} = 0,009001 = 9 \text{ mm}$$

Stlačení vnější pružiny při plně loženém voze:

$$Z_{1L} = Z_{1P} + Z_u = 9 + 35 = 44 \text{ mm}$$

Výpočet dovoleného napětí k přídatnému dynamickému zatížení 25 mm:

$$\tau_{Dovol} = \tau_{dyn} * \frac{Z_{1L}}{Z_{1L} + 25} = 720 * \frac{44}{44 + 25} = 460 \text{ MPa}$$



Graf 3.1 – Tuhost vypružení

$$Z_{1Dyn} = Z_{1L} * \frac{\tau_{Ddyn}}{\tau_{dov}} = 44 * \frac{720}{460} = 68,8 \text{ mm}$$

Dimenzování pružin:

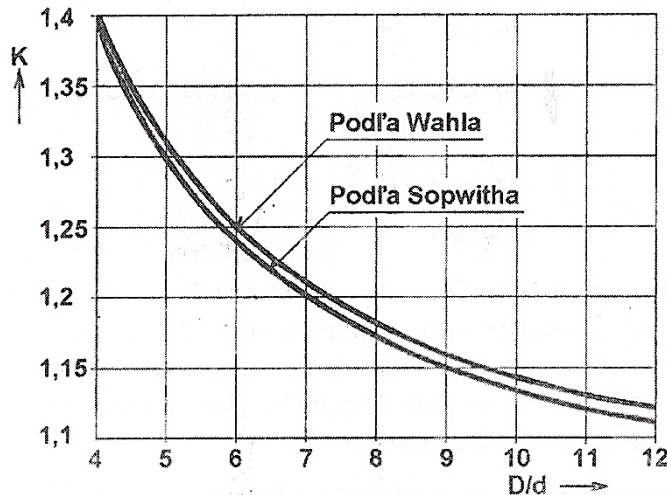
Korekční součinitel podle Sopwitha:

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1}$$

Určení poměrů i:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{31}{194} = 6,258$$

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} = \frac{6,258 + 0,2}{6,258 - 1} = 1,228$$



Graf 3.2 – korekční součinitel podle Sopwitha [1]

Výpočet namáhání na krut se smykovou složkou:

$$\tau_{11} = \frac{16 * Q_{1L} * \frac{D1}{2} * k}{\pi d^3} = \frac{16 * 25805 * \frac{194}{2} * 1,228}{\pi * 31^3} = 525 \text{ MPa}$$

d11 [mm]	30	31	32	33
D11[mm]	150	194	178	177
i	5	6,258	5,562	5,363
K	1,3	1,228	1,263	1,275
τ_{11} [MPa]	474,5	525	450	412,6
τ_{dov} [MPa]	460	460	460	460
Řešení	nevyhovuje	nevyhovuje	vyhovuje	předimenzováno

Tab. 3.7 – Volba hlavní (vnější) pružiny

Řešení vnitřní pružiny:

$$Z_{12} = Z_{1P} + \frac{Z_u}{2} = 9 + \frac{35}{2} = 26,5 \text{ mm}$$

$$Z_{2Dyn} = Z_{1Dyn} + Z_{12} = 68,8 - 26,5 = 42,3 \text{ mm}$$

$$F_{2Dyn} = K_2 + Z_{2Dyn} = 1139600 + 0,0423 = 48205 \text{ N}$$

Výpočet délky vnitřní pružiny:

$$D_2 = D_1 - d_1 - 10 - d_2 = 177 - 33 - 10 - 28 = 106 \text{ mm}$$

Namáhání pružiny:

$$\tau_{11} = \frac{16 * F_{2dyn} * \frac{D1}{2} * k}{\pi d^3} = \frac{16 * 48205 * \frac{110}{2} * 1,335}{\pi * 24^3} = 1303 \text{ MPa}$$

d22 [mm]	27	28	29	30	31
D22[mm]	107	106	105	104	103
i	3,96	3,78	3,62	3,46	3,22
K	1,405	1,431	1,458	1,487	1,54
τ_{22} [MPa]	934,2	847,6	770	703	653,6
τ_{dov} [MPa]	720	720	720	720	720
Řešení	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje	vyhovuje	předimenzováno

Tab. 3.8 – Volba vnitřní pružiny

Výpočet počtu činných závitů:

$$n_1 = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * K_1} = \frac{7,85 * 10^{10} * 0,034^4}{8 * 0,178^3 * 586400} = 4,03 \text{ závitů}$$

$$n_2 = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * K_2} = \frac{7,85 * 10^{10} * 0,030^4}{8 * 0,104^3 * 1139600} = 6,20 \text{ závitů}$$

Volná délka pružiny:

$$H_{o1} = (n + n') * d + Z_{max} + n * (0,1 \text{ až } 0,15) * d =$$

$$= (4,03 + 1,5) * 34 + 35 + 4,03 * 0,1 * 34 = 236,72 \text{ mm}$$

$$H_{o2} = (n + n') * d + Z_{max} + n * (0,1 \text{ až } 0,15) * d =$$

$$= (6,20 + 1,5) * 30 + 35 + 6,20 * 0,1 * 30 = 284,60 \text{ mm}$$

Odstupňování délky vnější a vnitřní pružiny:

$$H_{1p} = H_{o1} - Z_{1p} = 236,72 - 9 = 228 \text{ mm}$$

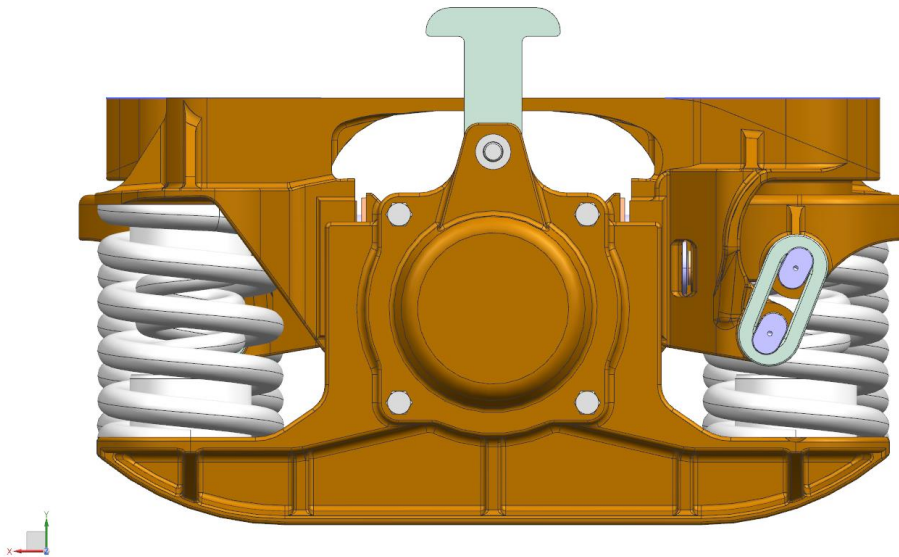
$$\Delta = \frac{Z_u}{2} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ mm}$$

$$H_{o2} = H_{1p} - \Delta = 228 - 17,5 = 210,5 \text{ mm}$$

Určení vůle v narážkách:

$$V = Z_{1dyn} - Z_{1p} = 68,8 - 9 = 59,8 \text{ mm}$$

Ukázka vypočtené vypružení pro dané zatížení



Obr. 3.21 – Rozsochové vedení s lomeným vypružením

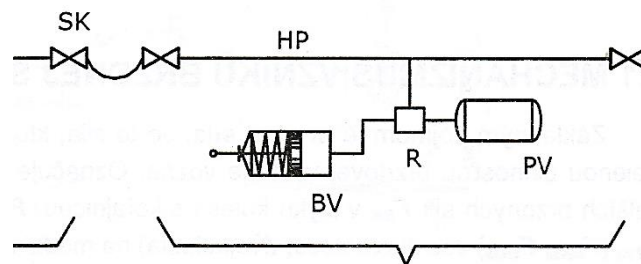
3.3. Výpočet brzdové soustavy

O brzdové soustavě kolejových vozidel pojednává vyhláška UIC 540 až 549.

Z hlediska celku se brzdová soustava skládá z mechanických a pneumatických prvků. U přípojného vozidla převažuje část mechanické soustavy táhel a dalších prvků [5].

Pneumatická část brzdové soustavy u přípojného vozidla se skládá z prvků:

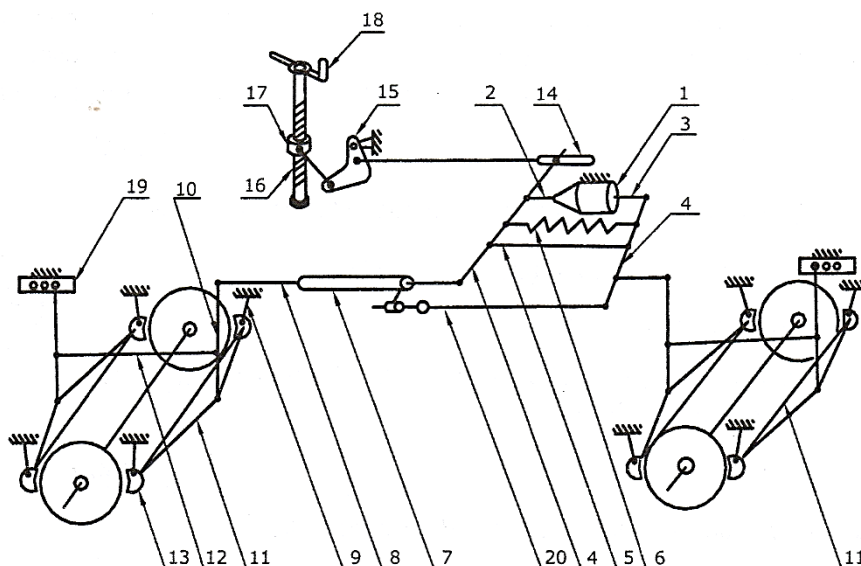
Hlavního potrubí HP, rozvaděče R, pomocného vzduchojemu PV a brzdového válce BV viz. v obrázku obr. 3.22. [5].



Obr. 3.22 – Pneumatická část brzdové soustavy přípojného vozidla [5]

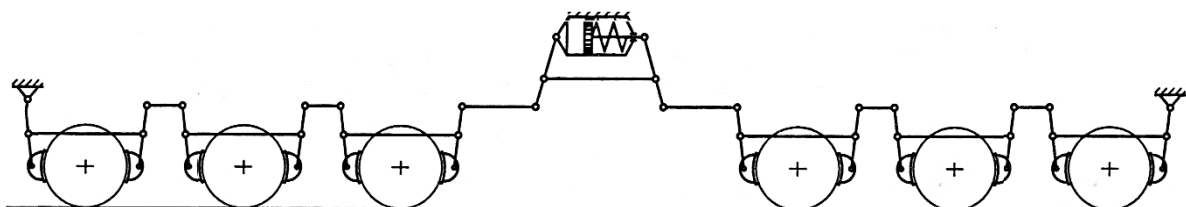
Mechanická část brzdové soustavy u přípojného vozidla se skládá z daleko většího počtu prvků, než je tomu u pneumatické části, a to zejména pákových převodů.

Mechanická část se skládá z prvků: 1 – brzdového válce, 2 – pístnice, 3 – kotevníku, 4 – vodorovné převodnice, 5 – spojnice, 6 – vratné pružiny, 7 – nastavovače odlehlosti zdrží, 8 – táhla, 9 – závěsu zdrže, 10 – svislé převodnice, 11 – rozpony, 12 – spojnice, 13 – zdrží, 14 – táhla zajišťovací brzdy s třmenem, 15 – úhlové páky, 16 – závitové tyče, 17 – matice, 18 – ruční kliky, 19 – kotevníku, 20 – radiační tyče nastavovače odlehlostí zdrží viz. Obr. 3.23[5].



Obr. 3.23 – Mechanická část brzdové soustavy přípojného vozidla [5]

Pro výpočet a následný návrh budeme brát v úvahu zjednodušený model brzdové soustavy třínápravového vozu.



Obr. 3.24 – Zjednodušený model brzdové soustavy

3.3.1. Výpočet špalíkové brzdy

Vyvoláním brzdě síly F_B , je nutné přitlačit brzdové špalíky na obvod kola a zároveň aby nedošlo k nechtěnému smýkání (přibrzdňování) kola po kolejnici. Tento stav by přímo ovlivňoval délku brzdě dráhy a nepřímo součinitel tření f_K mezi kolem a kolejnici. [5]

$$F_B \leq T_a$$

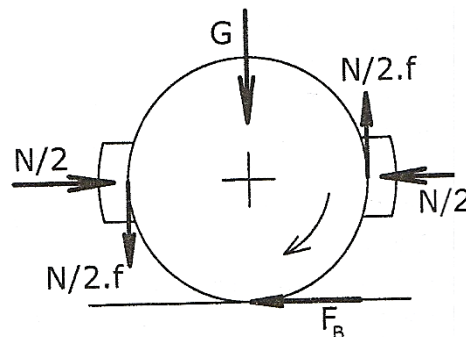
T_a odpovídá tečná síla kola na mezi adheze $T_a = \mu \cdot G$

G odpovídá tíže vozidla na jedno kolo

μ odpovídá součiniteli adheze

N odpovídá přitlačné síle zdrže

f odpovídá součiniteli tření mezi špalíkem a kolem



Brzdě síla F_B se vypočte:

Obr. 3.25 – Síly na brzděném kole [5]

$$F_B \leq T_a$$

$$F_B = N * f$$

$$N * f \leq T_a$$

$$N * f \leq \mu * G$$

$$N \leq \frac{\mu}{f} * G$$

přítlačná síla se volí $N \leq (0,7 \div 0,85) \cdot G$

I. Návrhový výpočet přípustné přítlačné síly

Použité hodnoty:

Nápravové zatížení vozu $m_L = 21$ t,

Prázdného vozu $m_P = 6,5$ t,

Materiál špalku – litina – $f = 0,5$

Střední poloměr funkční části $r = 250$ mm,

Průměr dvojkolí $D = 920$ mm.

Tíha na jedno kolo při loženém voze:

$$G_L = \frac{1}{2} m_L * g = \frac{1}{2} * 21 * 9,81 = 122,625 \text{ kN}$$

Tíha na jedno kolo při prázdném voze:

$$G_P = \frac{1}{2} m_P * g = \frac{1}{2} * 6,5 * 9,81 = 31,88 \text{ kN}$$

Součinitel adheze podle Curtius-Kniffer teorie [5]:

$$\mu = \frac{7,5}{v + 44} + 0,161 = \frac{7,5}{0 + 44} + 0,161 = 0,33$$

Maximální součtová přítlačná síla na zdrže jednoho kola:

$$N_L \leq \frac{\mu}{f} * G_L = \frac{0,33}{0,5} * 122,625 = 80,93 \text{ kN}$$

$$N_P \leq \frac{\mu}{f} * G_P = \frac{0,33}{0,5} * 31,88 = 21,04 \text{ kN}$$

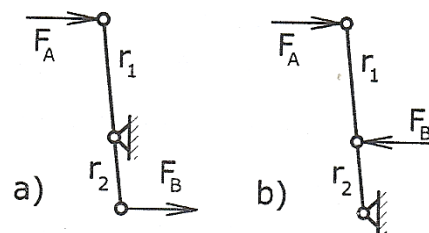
II. Převodový poměr brzdového pákového převodu

V mechanické soustavě přípojného vozidla se nachází takzvaný pákový převod. Tento pákový převod je tvořen mnoha táhly, pákami a převodnicemi, které zabezpečují brzdný tok síly od brzdového válce.

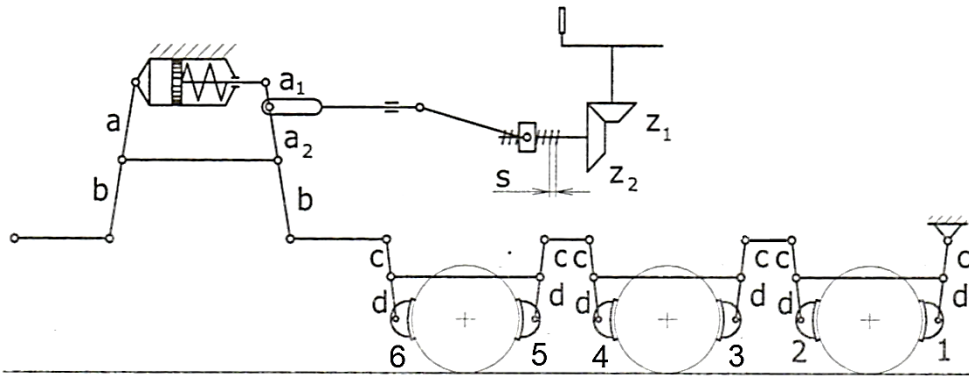
Počítá se tak, že se hledá vymezení vůle v ostatních zdržích s využitím standartní formule pro převodový poměr [5].

$$i = \frac{r_1}{r_2}$$

$$i = \frac{r_1 + r_2}{r_2}$$



Obr. 3.26 – Pákový převod [5]



Obr. 3.27 – Schéma poloviční mechanický části brzd vozu

Převodový poměr brzdových pákovi podvozku Y25 $i_p = 4$ (rozměr převodnic 180/180 mm)

Převod podle dokumentace:

$$i = \frac{a}{b} * (i_p + i_p) = \frac{565}{395} * 8 = 11,443$$

Převodový poměr zajišťovací brzdy:

$$i = \frac{\pi * D}{s} * \frac{z_2}{z_1} * \left(\frac{a_2}{b} + \frac{a_2 + b}{b} * \frac{a}{a + b} \right) * n_z$$

Převodový poměr mezi jednotlivými dvojkolými:

Zde především záleží na návrhu délky páky a, b do středu osy vozu k brzdovému válci.
Hodnoty: c = 180 mm , d = 130 mm

$$i_1 = \frac{a}{b} * \frac{c + d}{d} * \frac{c}{c + d} * \frac{c + d}{d} * \frac{c}{c + d} * \frac{c + d}{d} * \frac{c}{c + d} = \frac{a}{b} * \frac{c}{d} * \frac{c}{d} * \frac{c}{d}$$

$$i_2 = \frac{a}{b} * \frac{c + d}{d} * \frac{c}{d} * \frac{c}{d}$$

$$i_3 = \frac{a}{b} * \frac{c}{d} * \frac{c}{d}$$

$$i_4 = \frac{a}{b} * \frac{c + d}{d} * \frac{c}{d}$$

$$i_5 = \frac{a}{b} * \frac{c}{d}$$

$$i_6 = \frac{a}{b} * \frac{c}{d}$$

4. Konstrukce rámu podvozku a jeho pevnostní analýza MKP

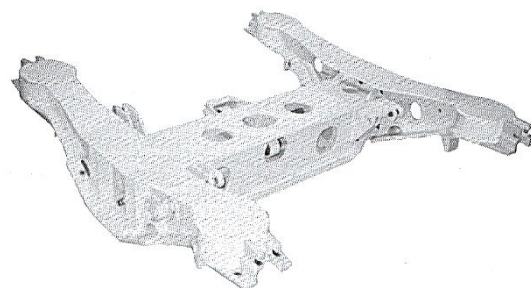
4.1. Rámy podvozků

Základní částí podvozku je rám podvozku. Má za úkol nést, vést skříň kolejového vozidla pomocí torny, zajistit uložení jednotlivých podsestav ve vzájemné geometrické toleranci a poloze. Umožňuje přenos sil a momentů bez deformace ve všech směrech. Rámy jsou nejčastěji svařované, s malými výjimkami odlévané. Svařovaná konstrukce tvoří výpalky z plechu a výlisky. Nejčastějšími svařovanými díly jsou pásnice a stojny. U svařovaných rámu je proto nutné dodržovat předepsané normy svařování ČSN EN 15085-3 [2], [4].

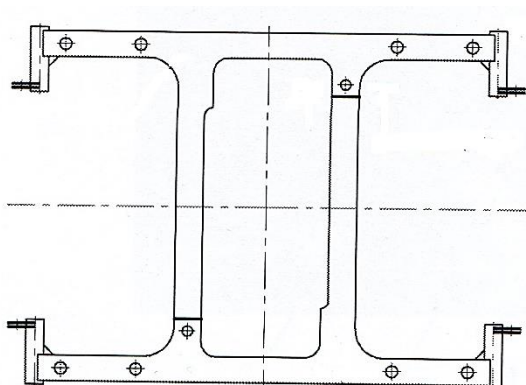
Rámy se dělí na: Otevřené – rámy H
Polouzavřené – rámy U
Uzavřené – rámy O

Rámy uzavřené – mají čelníky, podélníky a příčnick.
Rámy otevřené – nemají čelníky (rámy tvaru H).
Rámy polouzavřené – nemají jeden čelník.

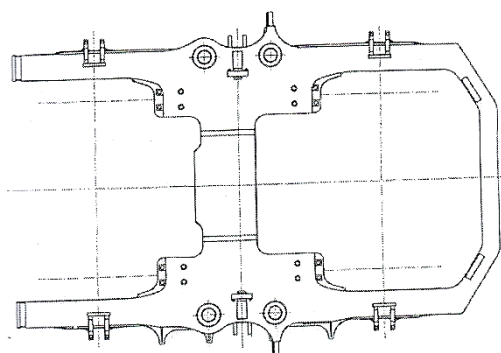
Dále rámy: Tuhé – většinou uzavřené rámy
Poddajné – většinou otevřené rámy



Obr. 4.1 - Otevřený rám [2]



Obr. 4.2 - Poddajný rám [2]



Obr. 4.3 – Polouzavřený rám [2]

Rámy poddajné jsou rámy, které se mají snahu přizpůsobit nerovnosti koleje (např.: zborcená kolej). Díky deformaci rámu ale zabráňuje vykojení, což přispívá k větší bezpečnosti. Takovým příkladem jsou rámy typu Diamond a podvozky konstrukce VUKV [2],[4].

Tabulka T 5.2 - Mechanické vlastnosti plechů									
Materiál podle ČSN	Re min [MPa]			Rm[MPa]	Zkouška rázem v ohybu při -50°C KCU2 [Jcm ⁻²]			A5 napříč %	
	tl. 4-16	16-25	25-30		tl. 4-16	16-25	25-30(40)	do 25	nad 25
11 458.1 [8]	295	285	280	440-540	Podél 34 napříč 34	30 30	30 21 (tl.40)	22	21
11 449+M [7]	295	285	280	440-570	34	30	30		
11 503.1 [10]	355	345	345	490-630	27 (KV) Při -20°C	27 (KV)	27 (KV) Při -20°C	18	18

Tab. 4.1 – Materiál plechů [2]

Rámy podvozků jsou dynamicky zatížené konstrukce, u kterých je nutné brát zřetel na vlastnosti a kvalitu materiálu. Rozhodujícím kritériem je zde namáhání na únavu, a to především v nízkých teplotách, např.: kryogenních teplotách -30°C až -50°C (Rusko). Proto je nutné u materiálu kontrolovat stav vrubové houževnatosti KCU pod 27 J.cm^2 . Na tyto materiály je zde ukázková tabulka a výběr z tabulek materiálů.

4.2. Konstrukce rámu

4.2.1. Podélník

Podélník je svařovaný díl z pásnic a stojny. Je zde pro vhodnou a efektivní volbu představen ve dvou variantách provedení. První varianta představuje masivní provedení o tloušťce pásnic 25 mm a stojně 25 mm a kombinované výšce 250-300 mm. Druhá varianta dle topologické optimalizace představuje poměrně masivní konstrukci s odlehčenými konci a žebrováním, které umožňuje tloušťku stojny 20 mm a výšku stojny 250 mm po celé její délce.

Varianty:

Vlastnosti	Varianta 1	Varianta 2
váha	1410 kg	990 kg
výška stojny	250 – 300 mm	250 mm
pásnice	25 mm	25 mm
stojna	25 mm	25 mm
žebra	-	25 mm
složitost	složitý	jednoduchý

Tab. 4.2 – Optimalizace rozměrů konstrukce podélníku na váhu

Rozhodovací bodová tabulka

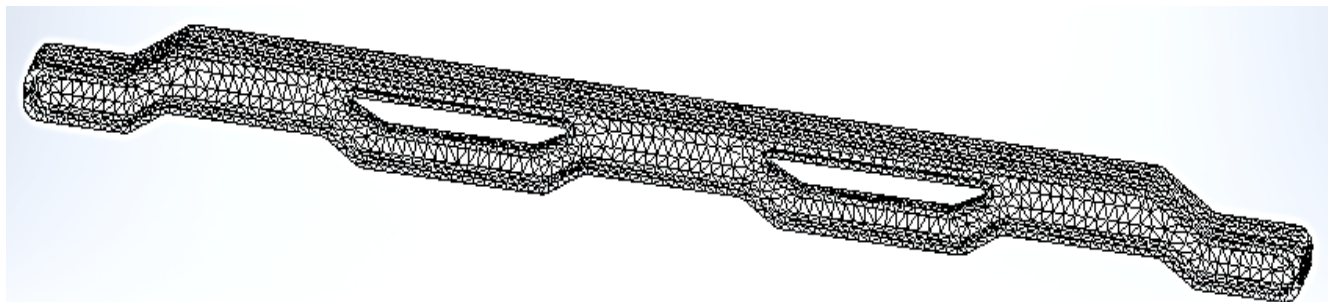
V hodnotící tabulce budou hodnoceny varianty od 1-2 bodů z předchozí tabulky hodnot, kde 1 – je nejhorší a 2 – je nejlepší. Hlavním bodem zde bude kritérium hmotnosti a body tedy budou násobeny podle důležitosti. Zase jako v předchozím případě od (1 – 5) bodů. Mezi další důležitá kritéria pro variantu bude složitost konstrukce (5) hmotnost, (4) složitost, (3) výška stojny, (2) tloušťka, (1) ostatní.

Materiál	VARIANTA 1	VARIANTA 2
HMOTNOST	(5)x1	(5)x2
SLOŽITOST	(4)x1	(4)x2
VÝŠKA	(3)x2	(3)x1
TLOUŠŤKA	(2)x1	(2)x1
SPOJE	(1)x2	(1)x1
ŽEBRA	(1)x1	(1)x2
PÁSNICE	(1)x1	(1)x2
Σ (SUMA)	21	28

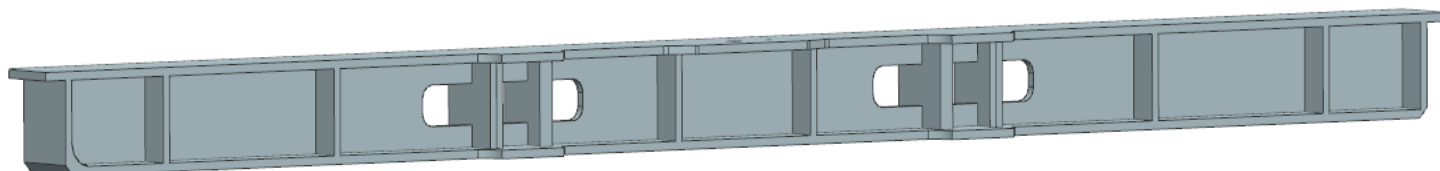
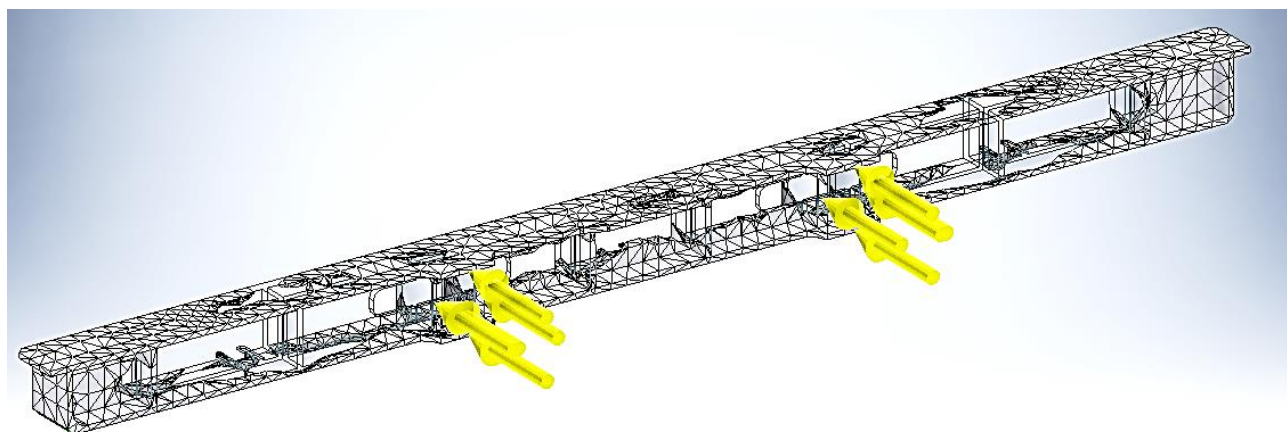
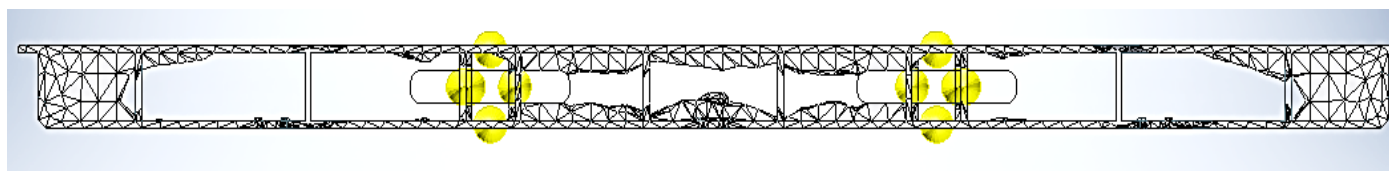
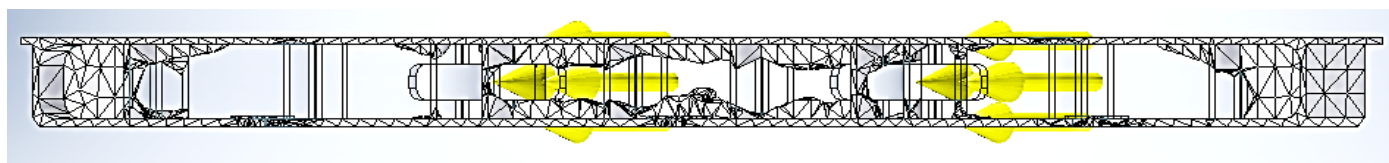
Tab. 4.3- Bodovací tabulka

Z výsledné tabulky jsme zjistili, že obecně jsou pro konstrukci podélníků vhodné méně složité konstrukce. A to platí zde, i když mají podobnou hmotnost. Také dosahují i podobně výborných mechanických vlastností ohledně namáhání.

Výsledkem této optimalizace bylo zjištění ideálního tvaru v závislosti na hmotnosti a jednoduchosti provedení. Výsledná varianta 2 splňuje tyto aspekty dokonale a v další konstrukci rámu podvozku bude zohledněna.



Obr. 4.4 – Varianta 1



Obr. 4.5 – Varianta 2

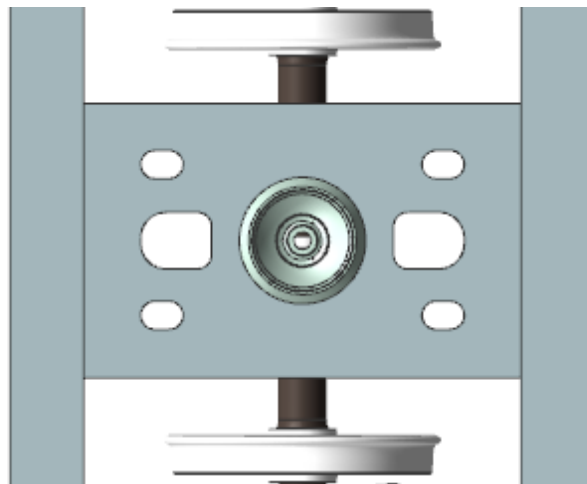
4.2.2. Hlavní příčník

Hlavní příčník je řešen svařením z plechů a pásnic. Z hlediska zatížení je hlavní příčník jedna z nejzatíženějších součástí rámu podvozku, neboť je zde přivařena torna a ta je značně zatěžována. Z celkového pohledu je hlavní příčník nosná část rámu, což má vliv na rozměr a hmotnost. To se nepříjemně projevuje z hlediska rozměru, kde je nutné být obezřetný na umístění brzdové soustavy orgánů (táhel, tyčí atd..).

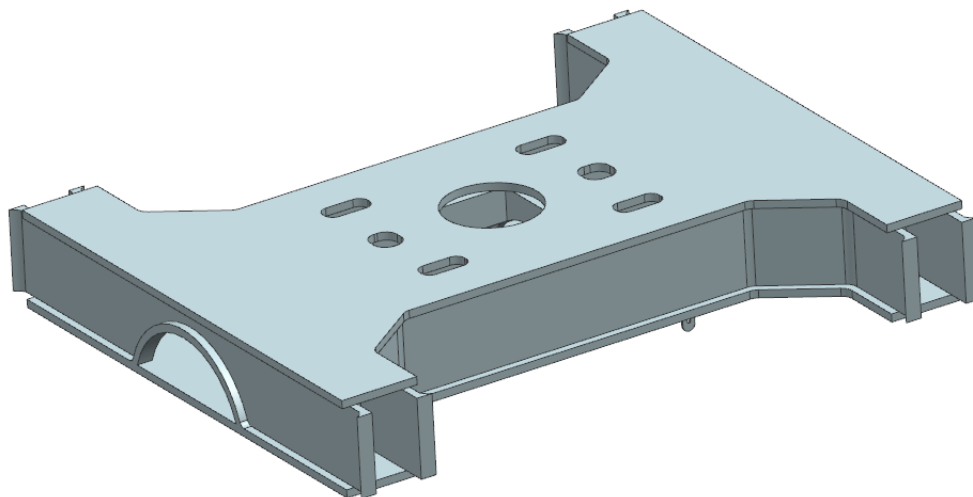
Variantní řešení

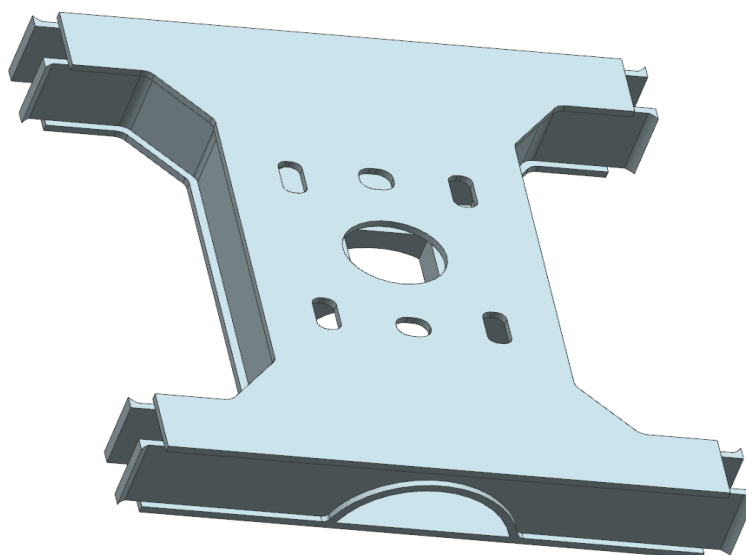
Vlastnosti	Varianta 1	Varianta 2
váha	1000 kg	1300 kg
Pásnice	20 mm	25 mm
plechy	15 mm	20 mm
Žebrování	ne	ano
Odlehčení	ano	ano

Tab. 4.4 - Varianty



Obr. 4.6 – Varianta 1



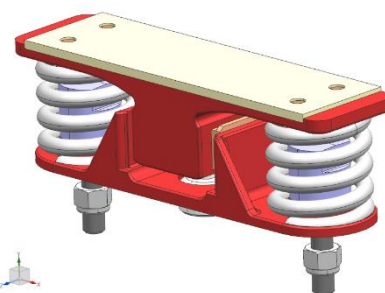
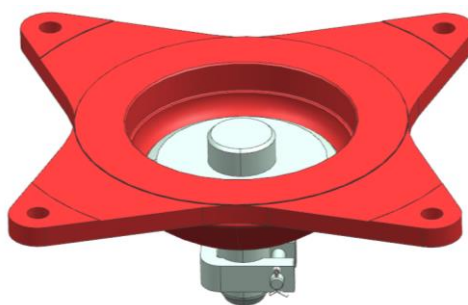


Obr. 4.7 – Varianta 2

Prvky použité v modelu



Obr. 4.8 – Kulová torna

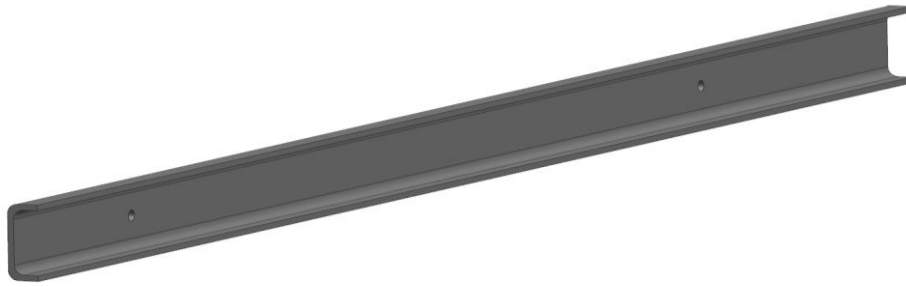


Obr. 4.9 - Kluznice

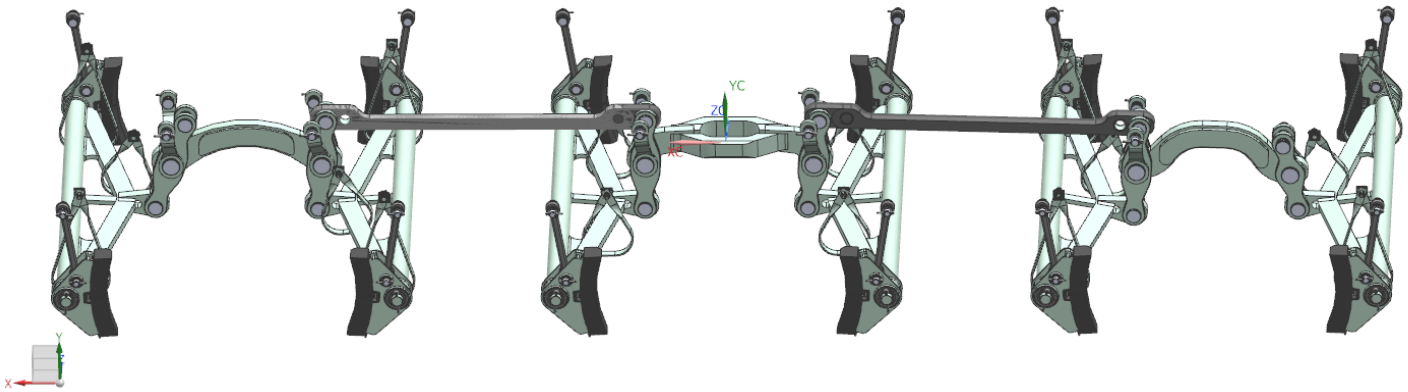
Profily použité v modelu



Obr. 4.9 – Nosný rám na táhla brzd



Obr. 4.10 – Rám na zdrže

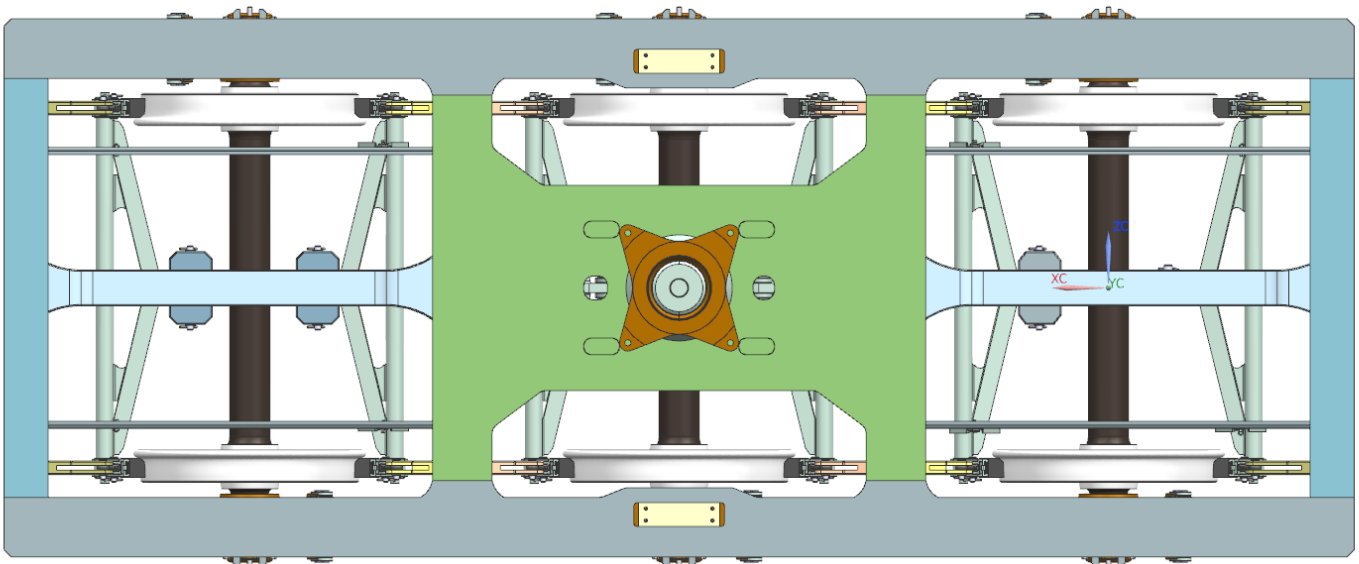


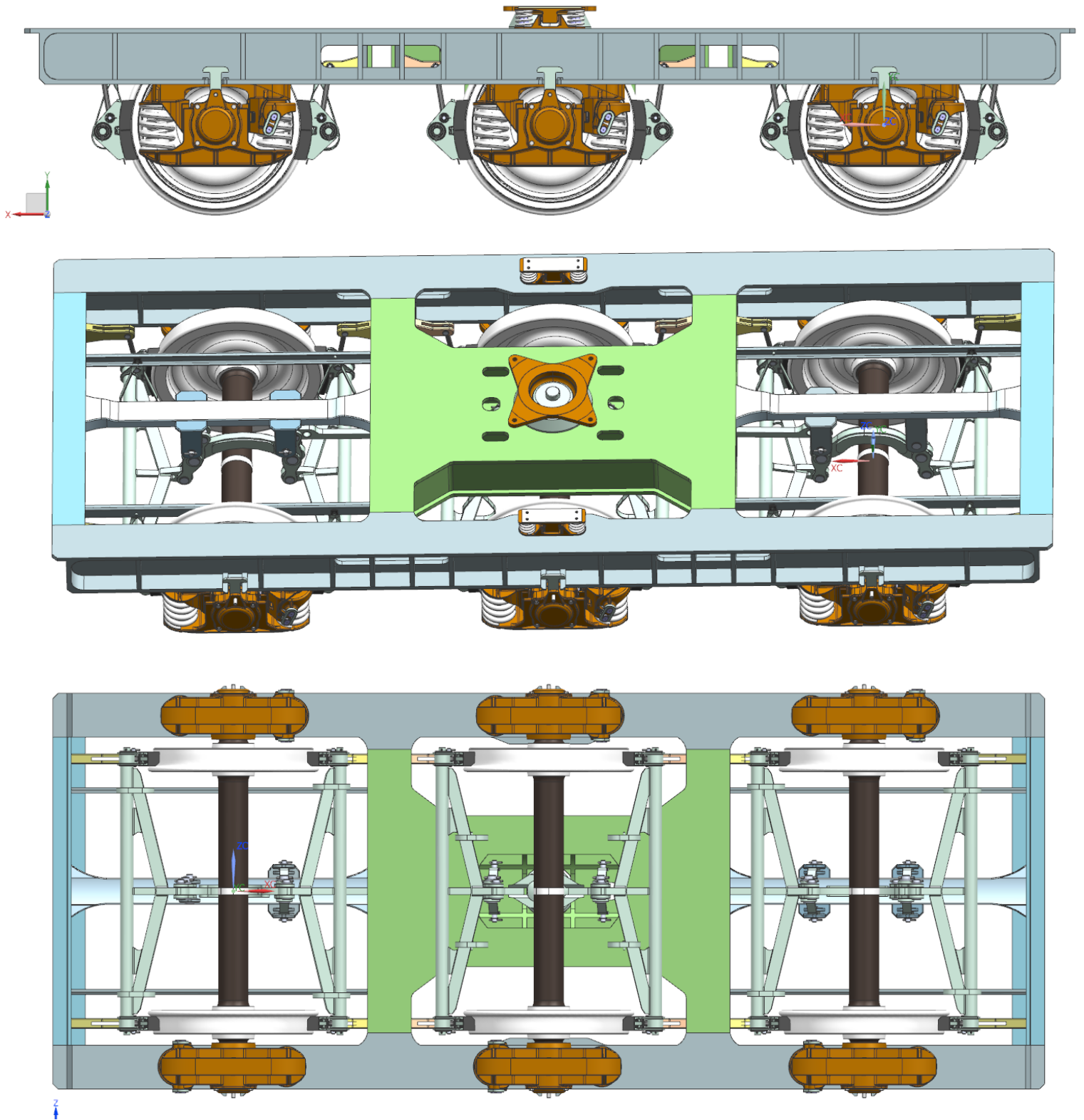
Obr. 4.11 – Oboustranné špalíkové brzdy

4.2.3. Celkový konstrukční model rámu

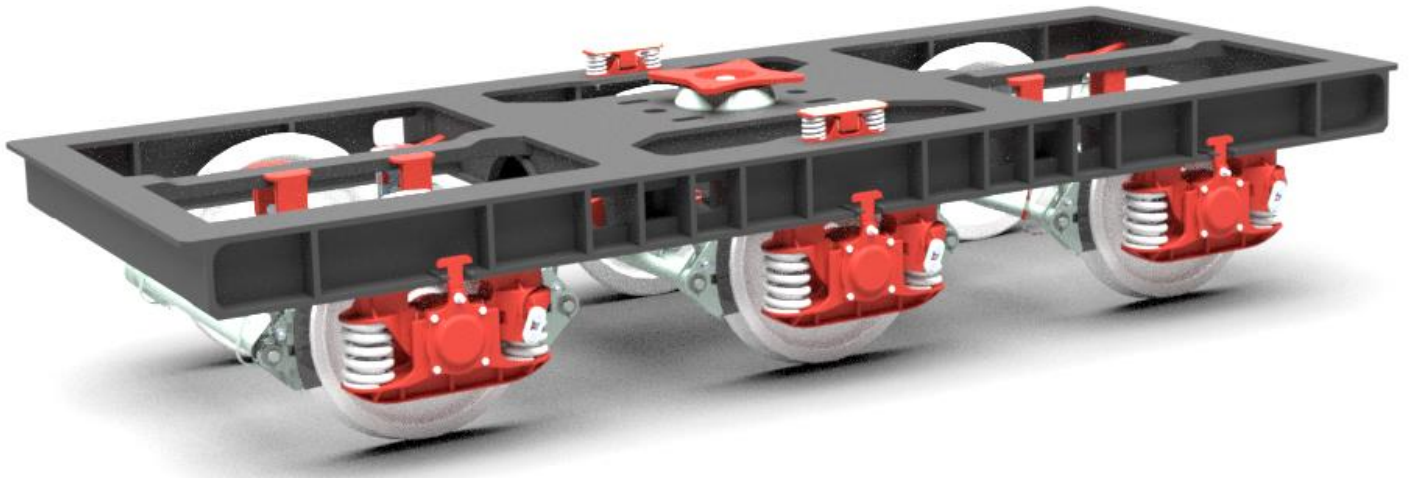
Po svaření hlavního příčnicku a podélníku je rám dále vybaven a svařen dvěma poměrně malými čelníky typu T pro zvětšení tuhosti konstrukce a z hlediska nosného členu pro přidavné nosné brzdové profily 2x tvaru U a 1x profilu obdélníkového. Dále je rám vybaven a následně přivařen tornou a dvěma kluznicemi. Podvozek je doplněn oboustrannými špalíkovými brzdami. Kluznice a torna dodána firmou Legios LOCO a.s.

Celkový model řešení





Obr. 4.12 – Celkové řešení rámu podvozku



Obr. 4.13 – Pohled na rám podvozku

4.3. MKP analýza

Výpočet podléhá normě ČSN EN 13749 (dvojkolí a podvozky) – rámy podvozků. Tuto normu je nutno respektovat při návrhu podvozku a podle toho dimenzovat pevnostně. V normě jsou uváděny zátěžné stavy a jejich kombinace. Podle této normy jsou rámy podvozků a jejich výpočty rozděleny do následujících tabulek a kritérií. [16]

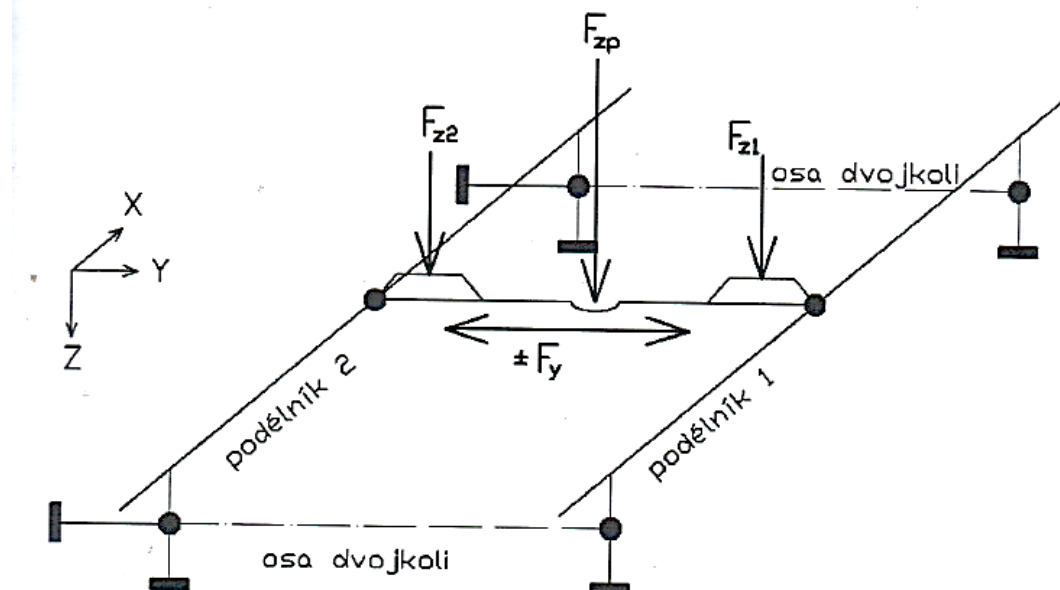
4.3.1. Statické zátěžné stavy

Konstrukce je považována jako statická a nesmí zde být překročena mez pružnosti v tahu materiálu v kterémkoliv zatížení. [16]

4.3.2. Dynamické zátěžné stavy

Zde se podvozek dimenzuje na tzv. trvalou životnost meze únavy, tedy větší než $10E7$ cyklů. Kombinace statických a provozních zatížení, které se vynesou do Smithova diagramu. [16]

4.3.3. Zátěžné stavy



Obr. 4.14 - Zátěžné stavy na rám podvozku podle normy [16]

Kombinace svislého a podélného zatížení nákladního podvozku

kombinace číslo	Síla na kluznici 1 F_{z1}	Síla na kluznici 2 F_{z2}	Síla na kulové torně nebo na otočném čepu F_{zp}	Příčná síla F_y
1	0	0	F_z	0
2	0	0	$(1 + \beta) \cdot F_z$	0
3	0	0	$(1 - \beta) \cdot F_z$	$+F_y$
4	0	$\alpha \cdot (1 + \beta) \cdot F_z$	$(1 - \alpha) \cdot (1 + \beta) \cdot F_z$	0
5	$\alpha \cdot (1 + \beta) \cdot F_z$	0	$(1 - \alpha) \cdot (1 + \beta) \cdot F_z$	$+F_y$
6	0	$\alpha \cdot (1 - \beta) \cdot F_z$	$(1 - \alpha) \cdot (1 - \beta) \cdot F_z$	0
7	$\alpha \cdot (1 - \beta) \cdot F_z$	0	$(1 - \alpha) \cdot (1 - \beta) \cdot F_z$	$-F_y$

Tab. 4.5 Zatížení nákladního podvozku [16]

Součinitelé kvazistatických a dynamických sil

Součinitel kolébání - $\alpha = 0,1$

Součinitel odrazů - $\beta = 0,2$

Následující součinitelé jsou dány normou [16].

4.3.4. Parametry

Ložná hmotnost..... $M=120$ t
Hmotnost nápravy..... $m = 1,69$ t
Hmotnost podvozku..... $m_p = 5,07$ t

Statická síla na i -té kolo:

$$Q = \frac{M}{12} * 9,81 = 98,1 \text{ kN}$$

Svislé zatížení torny

$$F_{z \max} = Q_i * 6 - m_p * 9,81 = 98,1 * 6 - 5,07 * 9,81 = 538,8 \text{ kN}$$

4.3.5. Výpočet zátěžných stavů

Provozní zatížení

Síla působící na čep:

$$F_{zp} = F_z = 538,8 \text{ kN}$$

Síla působící na čep a jednu kluznici (kolébání):

$$F_{z1} = F_{z2} = F_z * \alpha = 538,8 * 0,1 = 53,88 \text{ kN}$$

Mimořádné zatížení

Síla působící na čep:

$$F_{z \max} = F_z * 2 = 538,8 * 2 = 1077,7 \text{ kN}$$

Síla působící na čep a jednu kluznici (kolébání):

$$F_{z1 \max} = F_{z2} = 1,5 * F_z * \alpha = 1,5 * 538,8 * 0,1 = 80,82 \text{ kN}$$

$$F_{zp \max} = 1,5 * F_z * (1 - \alpha) = 1,5 * 538,8 * (1 - 0,1) = 727,38 \text{ kN}$$

Stav, kdy je rám současně zatížen max. silou svislou a max. silou brzdnou:

$$F_{z \max} = F_z * 1,2 = 538,8 * 1,2 = 646,56 \text{ kN}$$

Vnější zatížení od příčných sil:

Provozní zatížení

$$F_y = 0,4 * 0,5 * (F_z + m * g) = 0,4 * 0,5 * (538,8 + 5,07 * g) = 117,7 \text{ kN}$$

Mimořádné zatížení

$$F_{y1 \max} = F_{y2 \max} = \frac{F_{y2 \max}}{2} = 10 + \frac{2 * Q}{3} [\text{kN}] \Rightarrow$$

$$F_{y \max} = 2 * \left(10 + \frac{2 * 98,1}{3} \right) = 150,8 \text{ kN}$$

Vnější smykové zatížení od podélných sil:

Působící pro každé kolo na opačných stranách rámu:

Provozní zatížení:

$$F_{x1 \max} = 0,05 * (F_z + m * g) = 0,05 * (538,8 + 5,07 * g) = 29,43 \text{ kN}$$

Mimořádné zatížení:

$$F_{x1 \max} = 0,1 * (F_z + m * g) = 0,1 * (538,8 + 5,07 * g) = 58,85 \text{ kN}$$

Zatížení vnitřní od brždění:

Brzdná síla

$$F_{i \max} = N_L = 80,93 \text{ kN}$$

$$F_b = F_{i \max} * 1,3 = 80,93 * 1,3 = 105,2 \text{ kN}$$

Provozní zatížení

$$F_b = F_{i\max} * 1,1 = 80,93 * 1,1 = 89 \text{ kN}$$

Zatížení od setrvačných sil

Jsou síly přenášené tornou v podélném směru. Vycházíme z výpočtu síly při brzděním v naloženém stavu při maximální brzdící síle.

$$G_L = F * 1,3 = 122,625 \text{ kN}$$

$$F_x = F_k * 6 = \frac{F}{12} * 6 = \frac{122,625}{12} * 6 = 61,3 \text{ kN}$$

4.3.6. Kombinace jednotlivých zatížení

Mimořádná zatížení

Případ	Svislé					Příčné	Podélné	
	F _{z2}	F _{zc}	F _{z1}	F _p	F _b	F _y	F _x	F _{x1}
1		1077,7						
2		727,38	80,82					
3		727,38	80,82			150,8		
4	80,82	727,38				-150,8		
5		538,8			89		61,3	
6		646,56						58,85

Tab. 4.6 – Mimořádná zatížení rámu

Provozní zatížení

Případ	Svislé					Příčné	Podélné	
	F _{z2}	F _{zc}	F _{z1}	F _p	F _b	F _y	F _x	F _{x1}
1		646,56						
2		538,38						
3		538,38				117,7		
4	53,88	727,38						
5		728,38	53,88		89	117,7		
6	53,88	361,76						

Tab. 4.7 – Provozní zatížení rámu

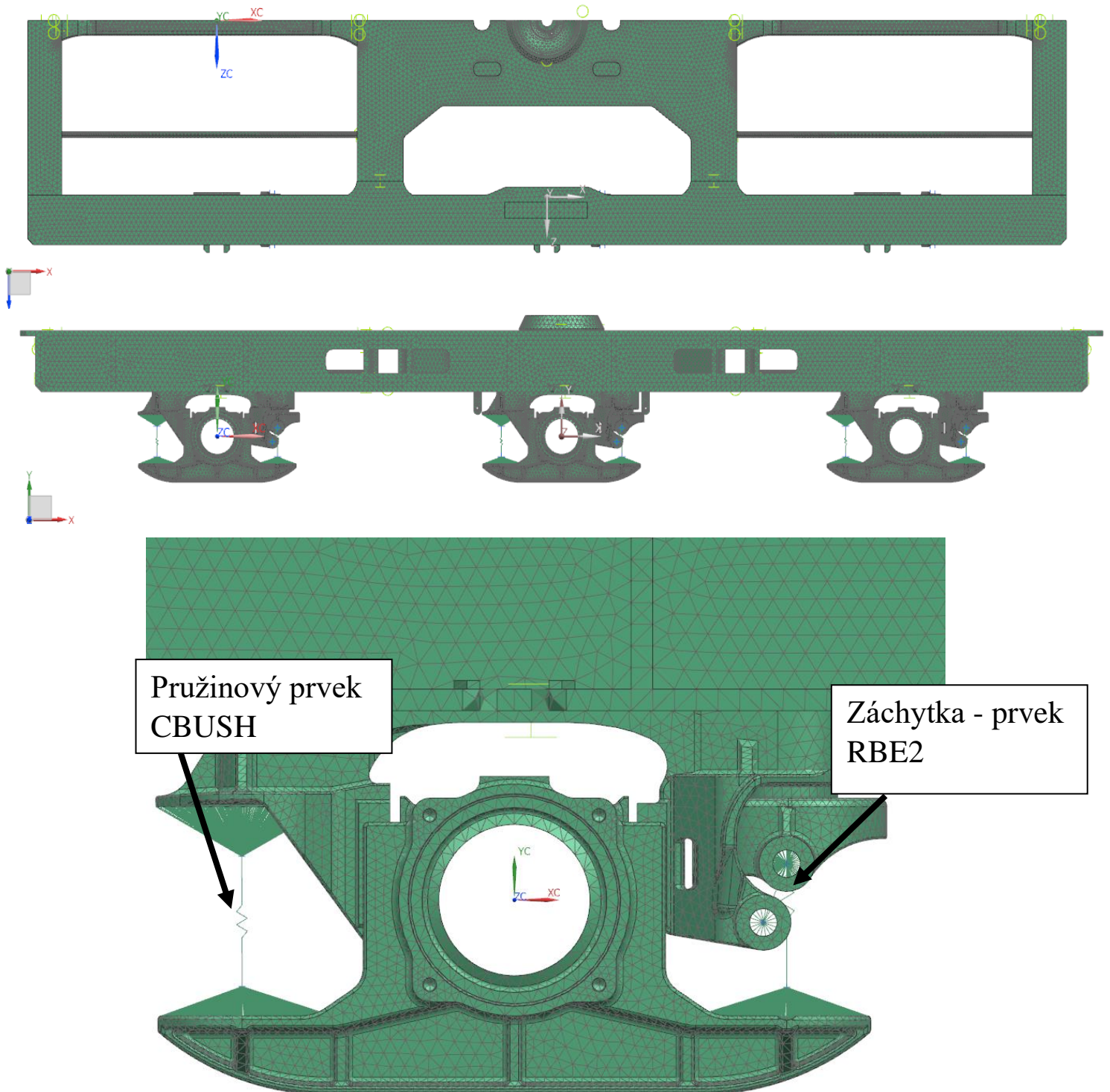
4.3.7. Síťování modelu

Výpočet je proveden na modelu rámu bez brzdového zařízení, dvojkolí a pružin, které jsou nahrazeny speciálními prvky. Model bereme jako idealizovaný, to znamená, všechny díly jsou v upraveném modelu dokonale provařeny. Model je symetrický jak v podélné ose, tak příčné. Model byl počítán v programu SIEMENS NX 11 s řešičem NX NASTRAN.

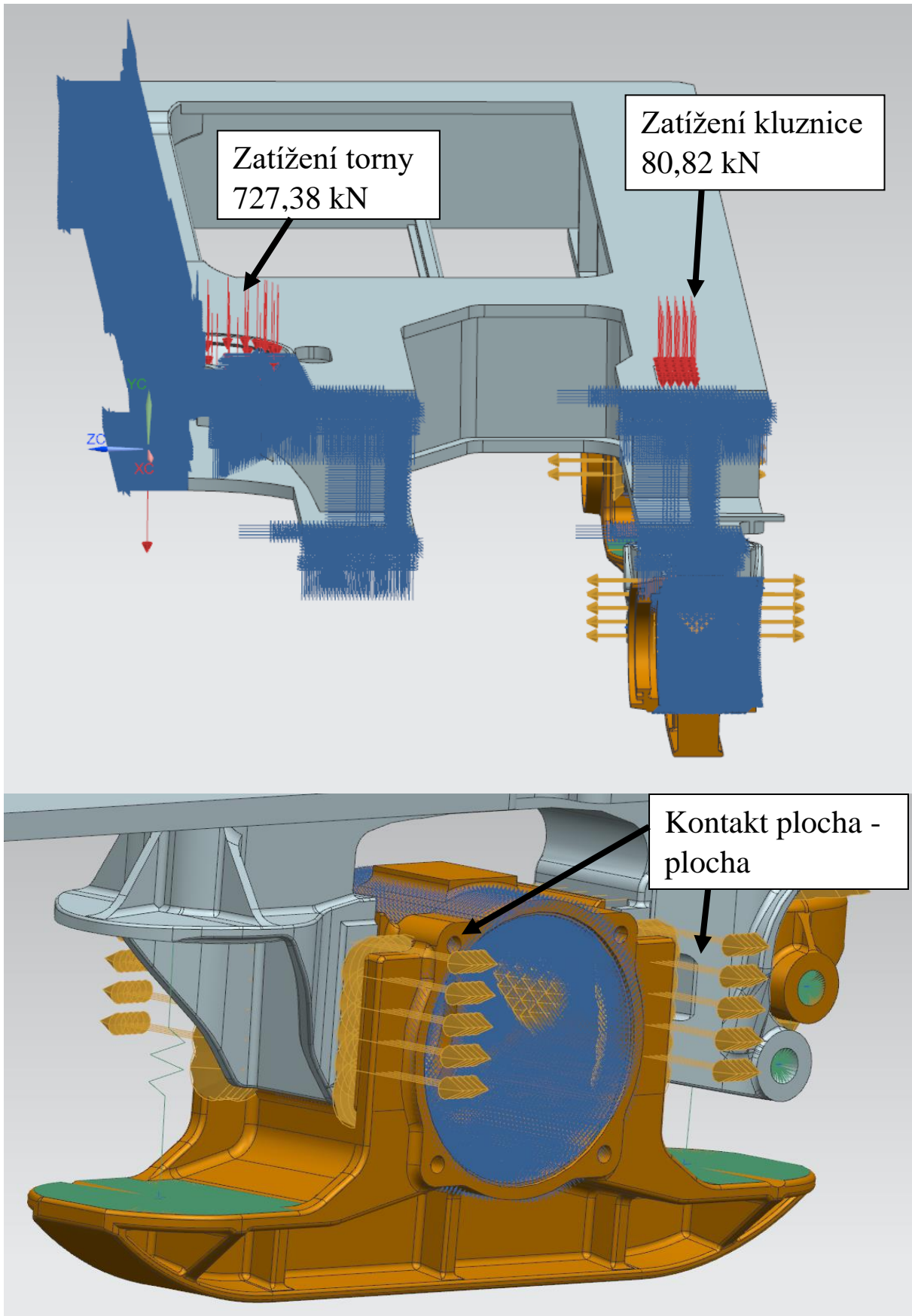
Sít' modelu

Výpočtový model je na sít'ován pomocí 3D elementů (čtyřstěnů) se 6 hranami. Podélník pomocí 3D elementů o velikosti 25 mm, hlavní příčnick taktěž o velikosti 25 mm. Rozsochy a vedení o velikosti 15 mm.

Místo pružin, které byly nahrazeny, se použily 1D elementy CBUSH a elementové růžice. Náhrada v závěsce je provedena pomocí 1D elementu RBE2 a pomocí elementové růžice. Sít' je provedena díky symetrii na polovičním modelu.

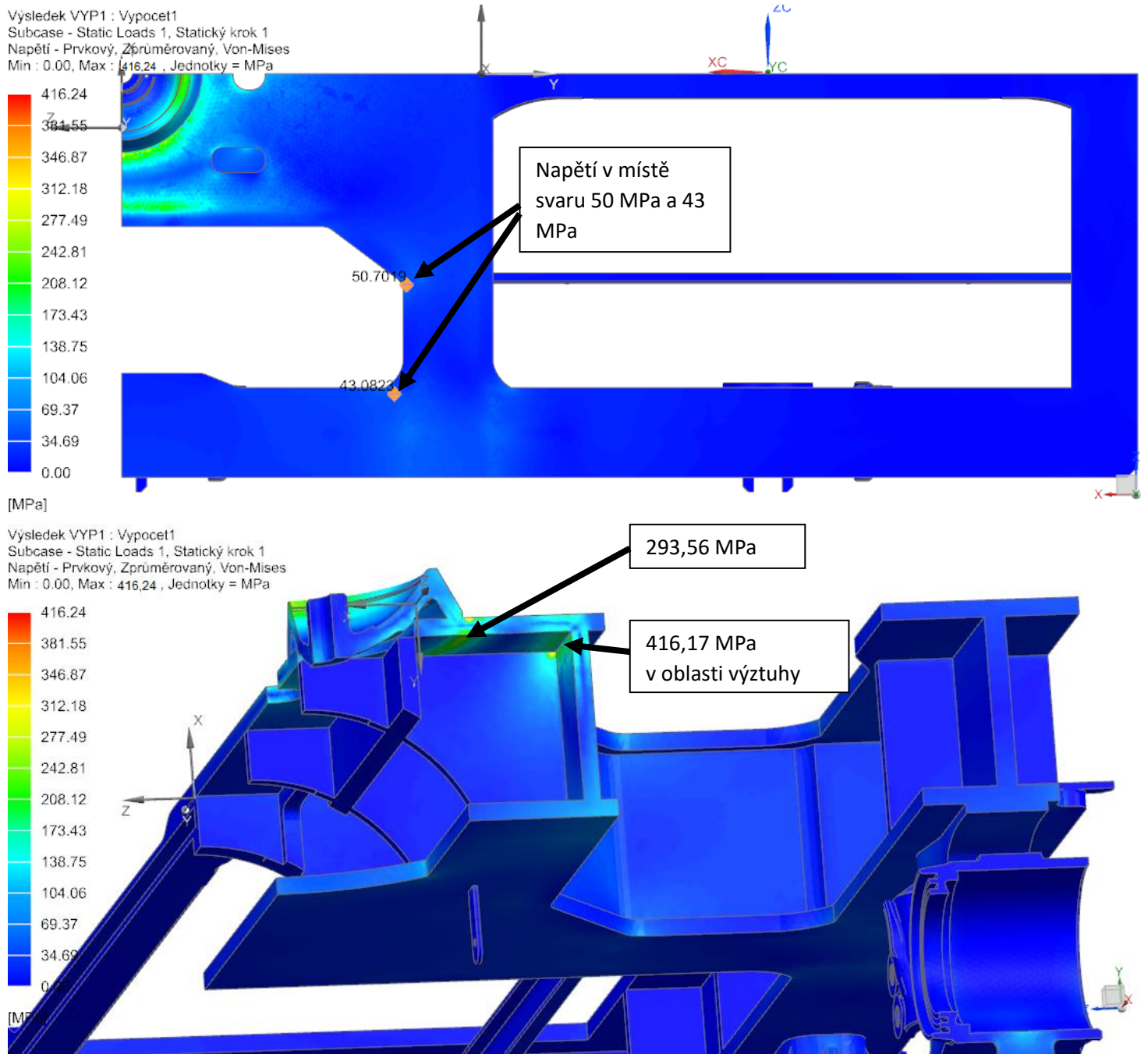


Obr. 4.15 – Ukázka sítě a CBUSH prvků



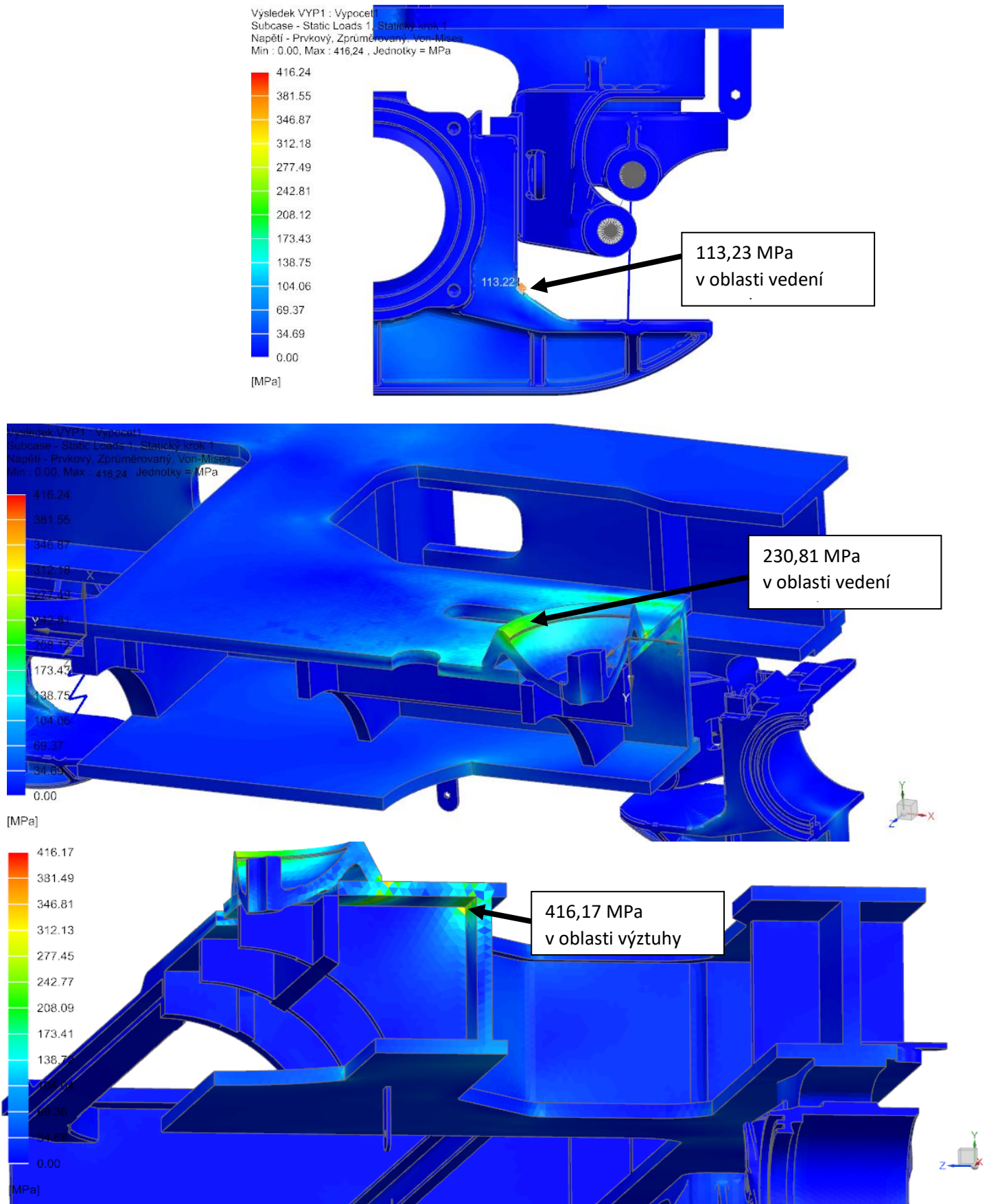
Obr. 4.18 – Okrajové podmínky z programu SIEMENS NX 11

4.3.10. Výsledky z MKP analýzy



Obr. 4.19 – Redukované napětí (HMH metoda) v oblasti svaru a oblasti torny

Z obrázku 4.19 jde vidět největší napětí, které je v oblasti torny a pak také maximální napětí 416,17 MPa v oblasti spoje s výztuhou. Je to místo vrubové oblasti přechodu stojny a horní pásnice. Zde je to způsobeno vysokým koncentrátorem vrubu, tedy ostrým kolmým přechodem stojny s horní pásnicí.



Obr. 4.20 – Maximální napětí v oblasti torny

Vyhodnocení napětí

Podle normy ČSN EN 13749 se stanovuje mez pevnosti:

$$U = \frac{\sigma_c * S}{R_m} \leq 1$$

$$U = \frac{416 * 1,5}{630} \leq 1$$

$$U \leq 1$$

vyhovuje

Kde

R_m – je mez pevnosti materiálu [N/mm²],[MPa],

σ_c – napětí z analýzy [MPa],

S – součinitel bezpečnosti pro maximální napětí, S = 1,5 ale za zvláštních podmínek se může upravit.[16]

Vyhodnocení napětí ve svarech

Kde vyhodnocujeme napětí dle tabulky – dle součinitele vrubové houževnatosti.

Pro únavové zkoušky je snižené dovolené napětí součinitelem vrubu K.

Ocel S355		Mezní napětí σ_{max} [MPa], K = 0,3
Typ vrubu	A	355
		323
	B	195
	C	173
	D	143
	E	117

Pro opracovaný tupý svar.

Typ	Nákres	Popis	Poznámky
A		Mimo svar	Mimo svar
		Opracovaný tupý svar	Opracovaný tupý svar
B		Tupý svar	Tupý svar
		Tupý svar na úkosu	
B		Opracovaný a svařovaný spoj	
C		Rohový spoj e výztuhami	Tupý svar dílů s různými úhly vzájemné polohy
C		Šikmý spoj	

Tab. 4.9 – Součinitel vrubové houževnatosti K

$$\sigma_c \leq \sigma_{maxKc}$$

$$73 \leq 173 \text{ MPa}$$

5. Technologické postupy svařovaného dílu

Z hlediska výroby, ale i výpočtů, je nutné dodržet jisté zásady svařování dílů. U výpočtů rozhodují tvary a typy svarů, které bereme jako vruby, a postihuje je tedy z pohledu výpočtu vrubová houževnatost K ve svarech. Celé této oblasti se věnuje norma ČSN EN 15085-3 [17].

Nadměrný odstup plechů je přípustný:

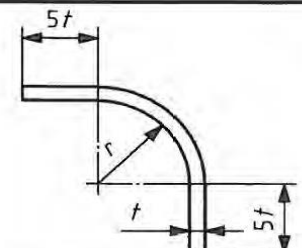
$$h \leq 0,1(t_1 + t_2)$$

Přípustný poměr tloušťek kovových plechů:

$$t_2 : t_1 \leq 3 : 1$$

Přípustný ohyb k tloušťce:

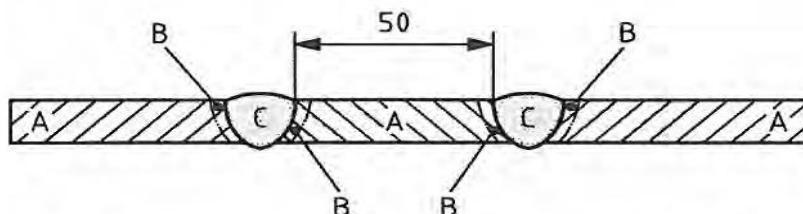
min. r/t	max. t
10	50
3	24
2	12
1,5	8
1	4 ^a



^a Povoleno do 6 mm pro materiál S235J2 podle EN 10025-2.

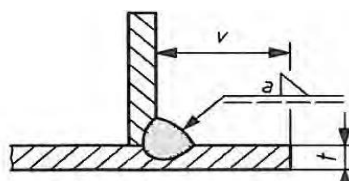
Tab. 5.1 – poměr ohybu a tloušťky [17]

S tím souvisí jednotlivé přípravy na svary. Jednotlivé svary (tupé svary) mohou být v přípustné minimální vzdálenosti 50 mm.



Obr. 5.1 – Vzdálenost svarů [17]

Tloušťka svaru u koutového svaru:



Vzdálenost okraje v má být $v \geq 1,5a + t$

Obr. 5.2 – Tloušťka svaru a okraje [17]

Model byl proveden z tloušťek plechů 25 mm a 20 mm, což zcela splňuje normu. V otázce přístupu ohybu k tloušťce $r/t = 5$ mm byla dodržena dostatečná rezerva k výrobnímu postupu ke svaření. U všech svarů jsou díly konstruovány tak, aby vzdálenost mezi jednotlivými svary byla větší než 50 mm. Jednotlivé svary jsou od okraje v přípustných mezích většinou 35 mm a více milimetrů. Z hlediska svaření svařenců je konstrukce konstruována s ohledem na přístup k jednotlivým svarům a montážním celkům.

Podélník

Stojna a pásnice jsou konstruovány z nařezaných plechů ze stroje kyslíko-acetylenovým plamenem o přesně daném a potřebném rozměru. Následně jsou tyto plechy úkosovány na úkosy 30°, 45°, 60° a očištěny brusným roumem a poté ošetřeny teflonovým olejem. Stojna podélníku byla založena a vyvločkována a následně zaaretována na přípravkový stůl. K ní jeřábem dopraveny dvě vypálené pásnice na automatu a přesně umístěny na dané místo tak, aby mezi jednotlivými díly byla svarová mezera 3 mm na podložený V svar. Pomocí bodových svarů uchycení dvou dílu k sobě na konci a uprostřed polohovým svařováním (šikmo nad hlavou - elektroda pod 45°, nahoru). Následně svařovacím automatem svařeny boky housenkou po celé délce s podloženým průvarem. Přebytky svarů zbroušeny úhlovou bruskou.

V dalším kroku následuje vizuální kontrola svarů a kapilární zkouška. V případě problematických polohách a svarů rentgenová kontrola.

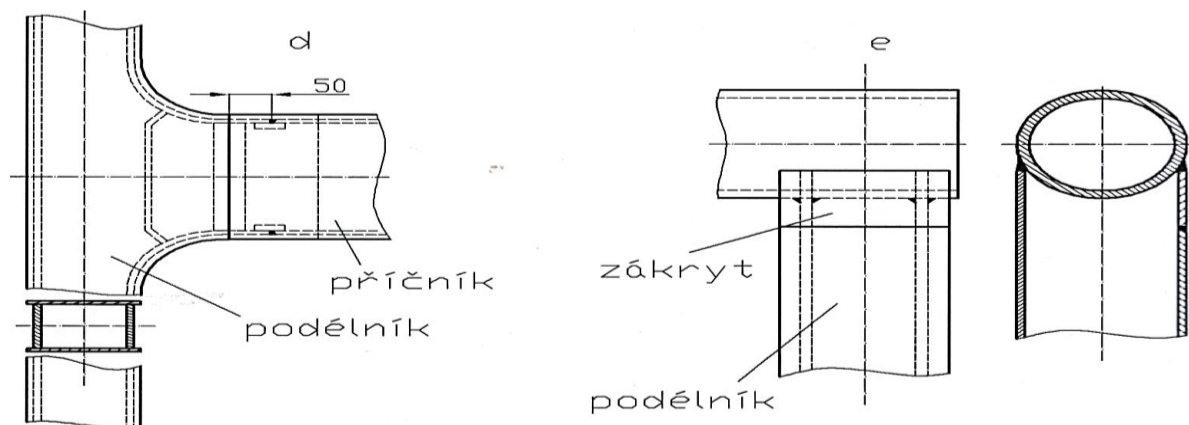
V posledních krocích je prováděna úprava povrchů. Ta začíná odmaštěním celého povrchu (zkouškou, jestli je potřeba – papírovou tkanou utěrkou). V dalším kroku tryskání celé konstrukce (stupeň Sa 2 1/2) dle normy ČSN ISO 8501-1. Konstrukce pokračuje do lakovny na základní nanesení nátěrové hmoty (s tím, že se použije tloušťkoměr na měření suché nátěrové hmoty ČSN ISO 2178.

V dokončovacích operacích se ještě před finálním nátěrem provede tmelení nerovností a plničem vyplní podklad.

V koncové operaci se provede vrchní nátěr s nanesením ochranného nátěru.

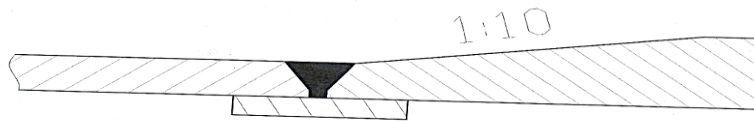
Spojení podélníku s příčnickem

Podélník profilu I s příčnickem čtvercového průřezu. Svarová spojení prováděna v kombinaci zákrytu a s rádiusem R100 a vzdáleností svarů 70 mm. To umožňuje zabezpečit proti nežádoucímu lokálnímu napětí a tedy vzniku (vrubu) deformace.



Obr. 5.3 – příprava pro svarové spojení [2]

Spojení plechů nestejně tloušťky prováděna u spojení podélníku s příčnickem v zákrytu s přechodovým úkosem v poměru 1:10.



Obr. 5.4 – Svarové spojení nestejných tloušťek [2]

Typy svarů

Mezi nejvíce použité svary patří svary typu V, a to většinou podložené.

Číslo	Označování	Obrázek	Symbol	Příprava svarového spoje průřezový pohled	Symbolický náčrt	Tloušťka materiálu t (mm)		Úhel α		Styčná mezera b (mm)		Tloušťka otupení c (mm)		Výška zkosení h (mm)		Výpočtový rozměr svaru a_R (mm)
						Al ^a	Ocel	Al ^a	Ocel	Al ^a	Ocel	Al ^a	Ocel	Al ^a	Ocel	
2a	V-svar					3-15	3-15	60-70	50-60	0-2	0-3	0-2	0-2	-	-	$a_R = t$
2b	V-svar s podložkou ^b					3-15	3-15	60-70	50-60	0-4	2-4	0-2	0-2	-	-	$a_R = t$
2c	V-svar podložený ^c					3-15	3-15	60-70	50-60	0-2	0-2	0-2	0-2	-	-	$a_R = t$

Obr. 5.5 – V svary [17]

Mezi druhé nejčastěji používané jsou svary typu Y a Y podložený.

6	Oboustranný V-svar (X-svar) ^c					≥ 12	≥ 12	60-70	50-60	0-3	0-3	1-2	1-2	$\frac{h_{1/2}}{1/3 t - 1/2 t}$	$a_R = t$	
7	Oboustranný 1/2 V-svar (K-svar) ^c					≥ 12	≥ 12	50-60	40-60	0-2	1-3	1-2	1-2	$\frac{h_{1/2}}{1/3 t - 1/2 t}$	$a_R = t$	
8	Oboustranný Y-svar					≥ 12	≥ 12	60-70	50-60	-	-	$\leq 0,2t$	$\leq 0,2t$	$\geq 0,4t$	$\geq 0,4t$	$a_R \leq t - c$

Obr. 5.6 – Y svary [17]

A méně použité svary oboustranné X, půl V, Y

4a	Y-svar					3-15	3-15	60-70	50-60	-	-	$\leq 0,2t$	$\leq 0,2t$	$\geq 0,8t$	$\geq 0,8t$	$a_R \leq t - c$
4b	Y-svar podložený ^a					3-15	3-15	60-70	50-60	-	-	$\leq 0,2t$	$\leq 0,2t$	$\geq 0,8t$	$\geq 0,8t$	$a_R \leq t - c$

Obr. 5.7. – Oboustranné svary [17]

6. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout konstrukci podvozku nákladního vozu do minimální hmotnosti 60 t při zatížení na nápravu 21 t s konstrukční rychlostí do 100 km/h. Z tohoto pohledu jsem v první řadě určil pomocí grafických metod rozvor podvozku 1800 mm a řídicí síly podvozku. Z těchto metod jsem pak mohl vycházet při výpočtu maximální šířky podvozku, kterou dovoluje průjezdný průřez tratě, a následné dimenzování nápravy podvozku. Následovaly jízdní odpory a výpočet ložiskové jednotky s výběrem ložiska od firmy ZKL PLC 410-13 s životností $12,2 \cdot 10^6$ km, což s rezervou splňuje normy. Mezi dalšími výpočty pak bylo dimenzování vypružení s lomenou charakteristikou dvou paralelně řazených pružin o délkách 236 mm a 284 mm s průměrem drátu 30 mm a 32 mm. Tyto výpočty byly zakončeny návrhem brzdové soustavy s oboustrannými špalíkovými brzdami.

V poslední kapitole pak byla provedena výpočtová MKP analýza podle norem, kde jsou přesně určeny zátěžné stavy na rám podvozku. Byl vybrán zátěžný stav s mimořádnou svislou silou na tornu 727,23 kN a s mimořádnou svislou silou na kluznici 80,82 kN. Toto zatížení má simulovat kolébání při jízdě v koleji s mimořádným zatížením. Z výsledků je patrné, že největší zatížení bylo v oblasti torny. Okraje zatížení torny dosahovaly hodnot 346 MPa, což vyhovuje dovolené bezpečnosti. Maximální zatížení se vyskytovalo v oblasti torny, a to konkrétně v rohu výztuhy okolo torny v příčniku. Zde redukované napětí dle metody HMM dosahovalo 416 MPa, což bylo pod hranicí dovoleného napětí. Z těchto výsledků plyne, že rám k dovolenému napětí vyhověl. Abych byl sebekritický bylo by potřeba se na tuto oblast zaměřit a lépe jí zabezpečit. Co se týče podélníku, zde byla provedena topologická optimalizace toku materiálu s následným optimální návrhem tvaru s nejmenší možnou hmotností, ale udržující si stálou tuhost, což následně dokázal výpočet, který ukázal pohyb v optimální a přijatelné oblasti zatížení. Na závěr byla řešena napětí ve svarech v určitých místech a brána podle koncentrátoru vrubu $K=0,3$ s řešením technologických svarů a ohybů v modelu, které by ovlivnily samotnou bezproblémovou výrobu. Následná výroba byla hrubými obrysy popsána a zdokumentována.

Zdroje

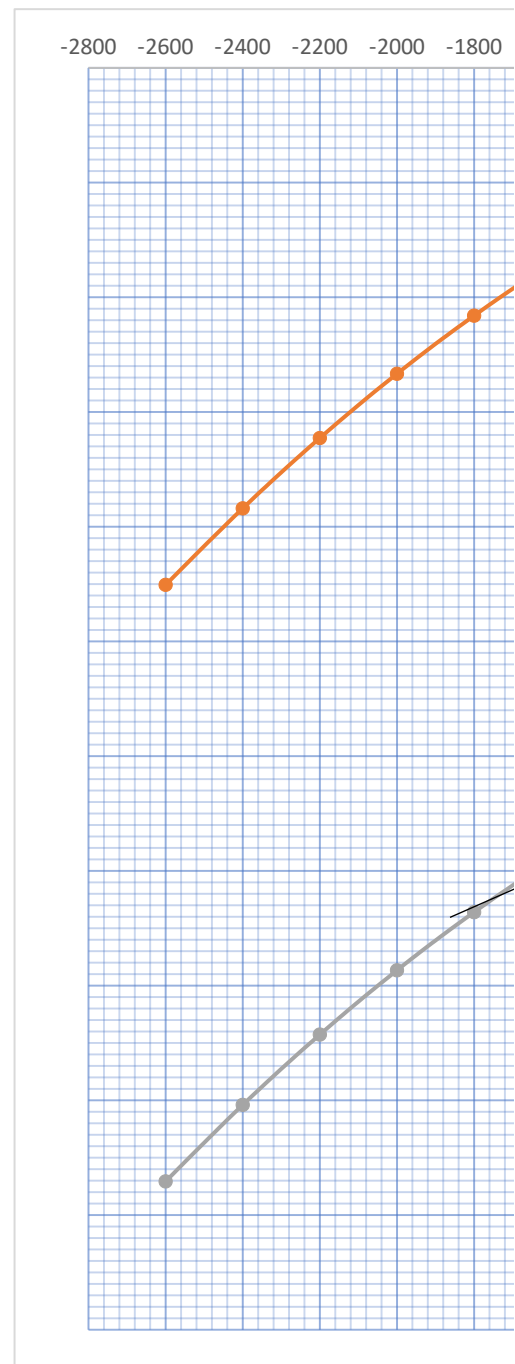
- [1] P. Heller. *Kolejová vozidla I.* Vydání první. Plzeň: ZČU, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7
- [2] P. Heller, J. Dostál. *Kolejová vozidla II.* Vydání první. Plzeň: ZČU, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7
- [3] R. Pohl, C. Novotný. *Železniční vozidla I.* Vydání první. Praha: ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02622-1
- [4] M. Lata. *Konstrukce kolejových vozidel II.* Vydání první. Pardubice: UPCE, 2004. ISBN 80-7194-696-6
- [5] D. Kalinčák, F. Janíček, K. Korecz, A. Lang. *Koľajové vozidlá: Riešené príklady.* Vydání první. Žilina: ŽU, 2005. ISBN 80-8070-352-3
- [6] TECH-instory. *Železniční dělo Gustav a Dora.* [online]. 2017 [cit. 30.7. 2017]. Dostupné z: <https://tech.instory.cz/vojenstvi/45-nejvetsi-delo-na-svete-tahl-vlak-a-vazilo-vice-nez-tisic-tun.html>
- [7] ČSN EN 13103+A2. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Nápravy běžných dvojkolí: Metoda návrhu.* Praha: Vydavatelství Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [8] Vagony.cz. *Historie* [online]. 2018 [cit. 17.2.2018]. <http://www.vagony.cz/historie/historie.html>
- [9] Parostroj.net. *Nákladní vozy* [online]. 2016 [cit. 2.5.2016]. Dostupné z: http://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Hlubinove_vozy/
- [10] Přednášky z předmětu SMA. *oceli, značení ocelí, polymery.* Doc. Ing. Antonín Kříž
- [11] Legios.eu. *Produkty* [online]. 2019 [cit. 17.5.2018]. Dostupné z: <http://www.legios.eu/>
- [12] CES EduPack 2013 Version 12.2.13.[DVD] Cambridge : Granta Desing Limited, Granda Desing Limited, 2013. 12, 2, 13, 0.
- [13] Přednášky z předmětu Nekovové materiály pro bakaláře. Polymery. Ing. Tomáš Křenek Ph.D.
- [14] Vyhláška UIC č. 438-2: „Označování nákladních vozů“ [online]. 2004 [cit. 17.5.2004]
- [15] O. Plášek. *Železniční konstrukce I.* [online]. 2007 [4.2.2019], Brno: VÚT, 2007. Dostupné z: www.fce.vutbr.cz/zet/svoboda.r

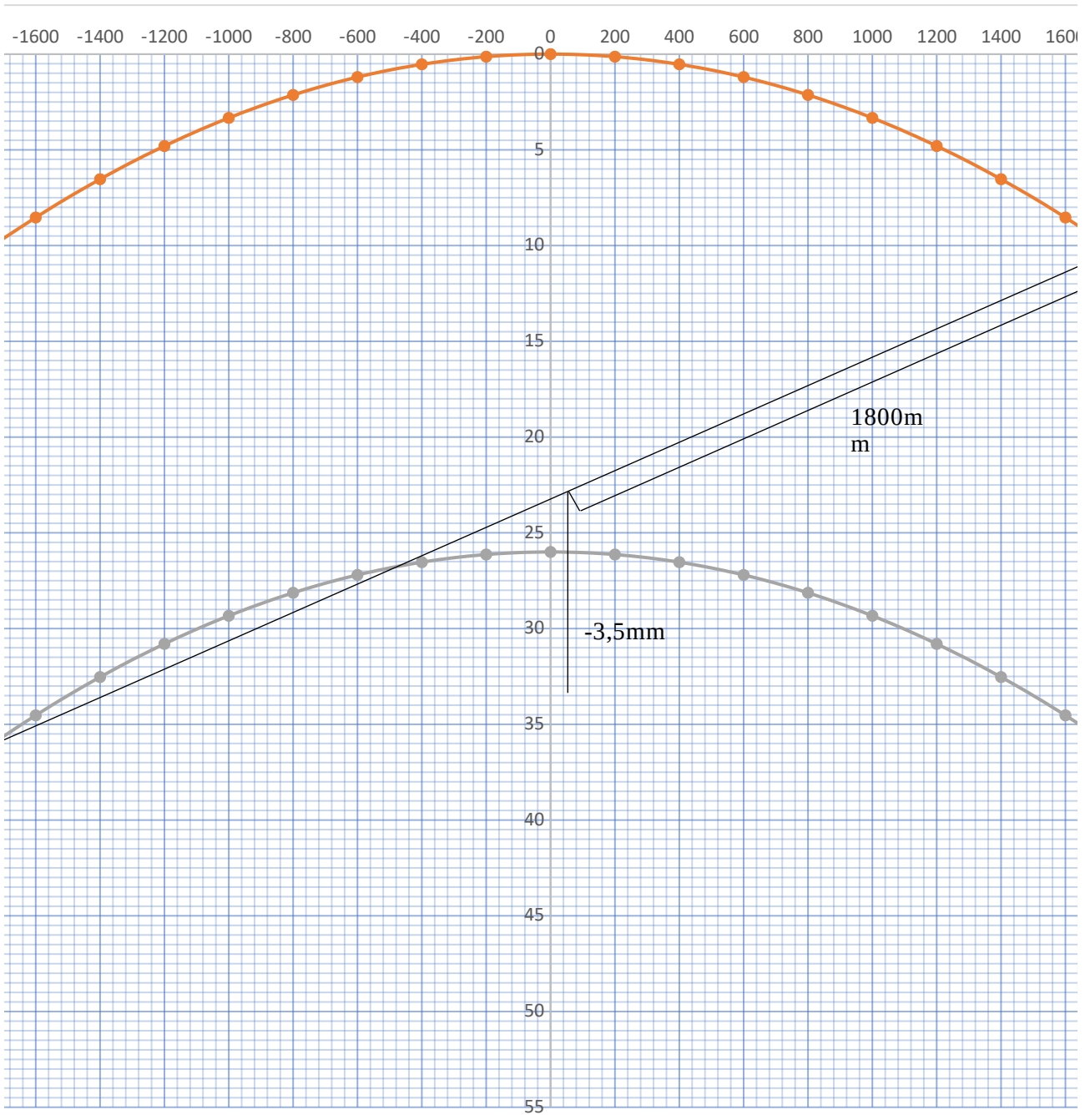
- [16] ČSN EN 13749. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky: Metoda návrhu specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011
- [17] ČSN EN 15085-3. *Svařování železničních kolejových vozidel a jejich* Praha: Vydavatelství Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008

PŘÍLOHA č. 1

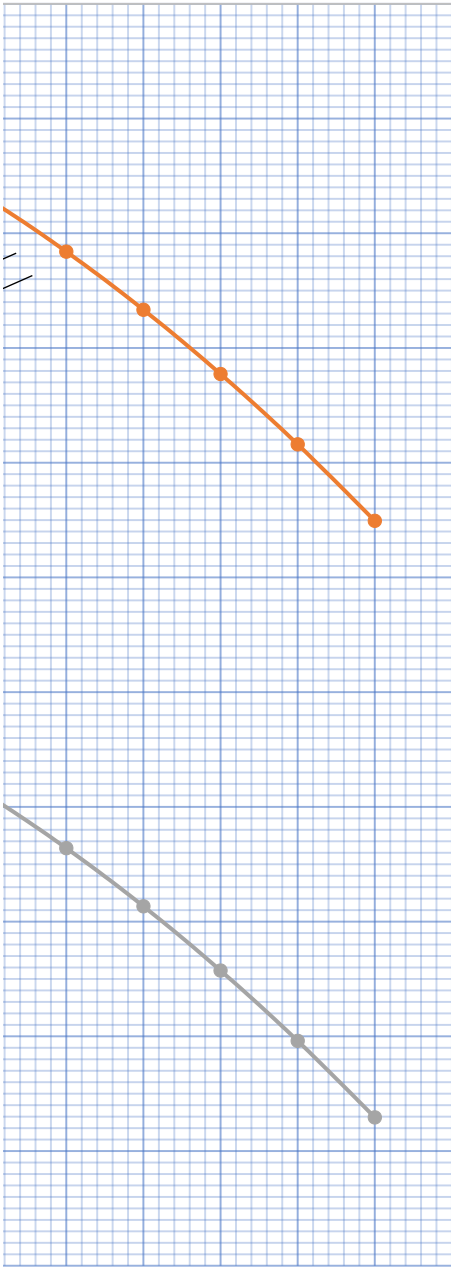
Postavení vozidla v oblouku VOGELOVA METODA

	x	y	y1
	2600	22.533	48.533
R	150000	2400	19.2
	2200	16.133	42.133
vzorec-	5.07E+11	2000	13.333
	1800	10.8	36.8
	1600	8.533	34.533
	1400	6.533	32.533
	1200	4.8	30.8
	1000	3.333	29.333
	800	2.133	28.133
	600	1.2	27.2
	400	0.533	26.533
	200	0.133	26.133
	0	0	26
	-200	0.133	26.133
	-400	0.533	26.533
	-600	1.2	27.2
	-800	2.133	28.133
	-1000	3.333	29.333
	-1200	4.8	30.8
	-1400	6.533	32.533
	-1600	8.533	34.533
	-1800	10.8	36.8
	-2000	13.333	39.333
	-2200	16.133	42.133
	-2400	19.2	45.2
	-2600	22.533	48.533



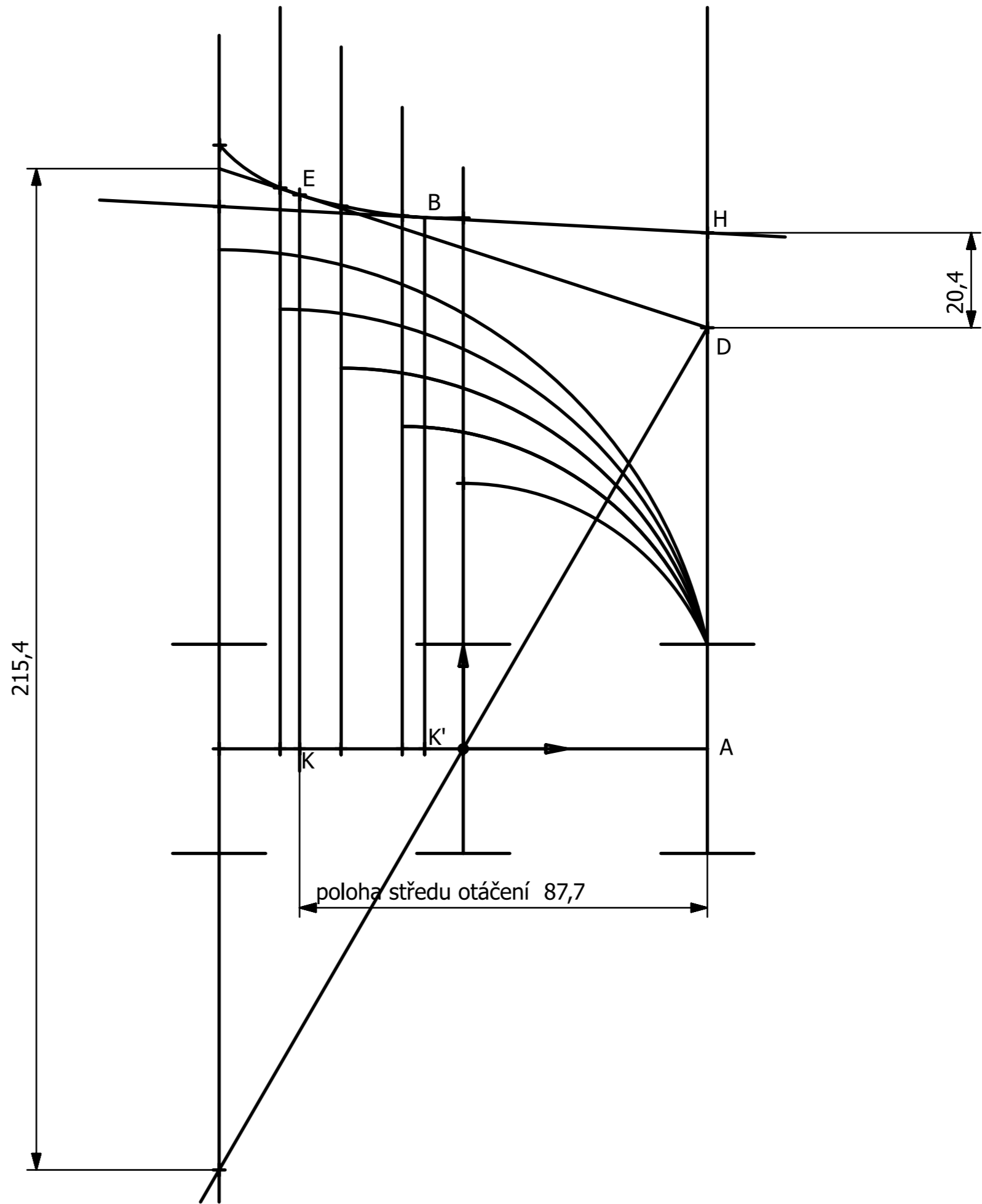


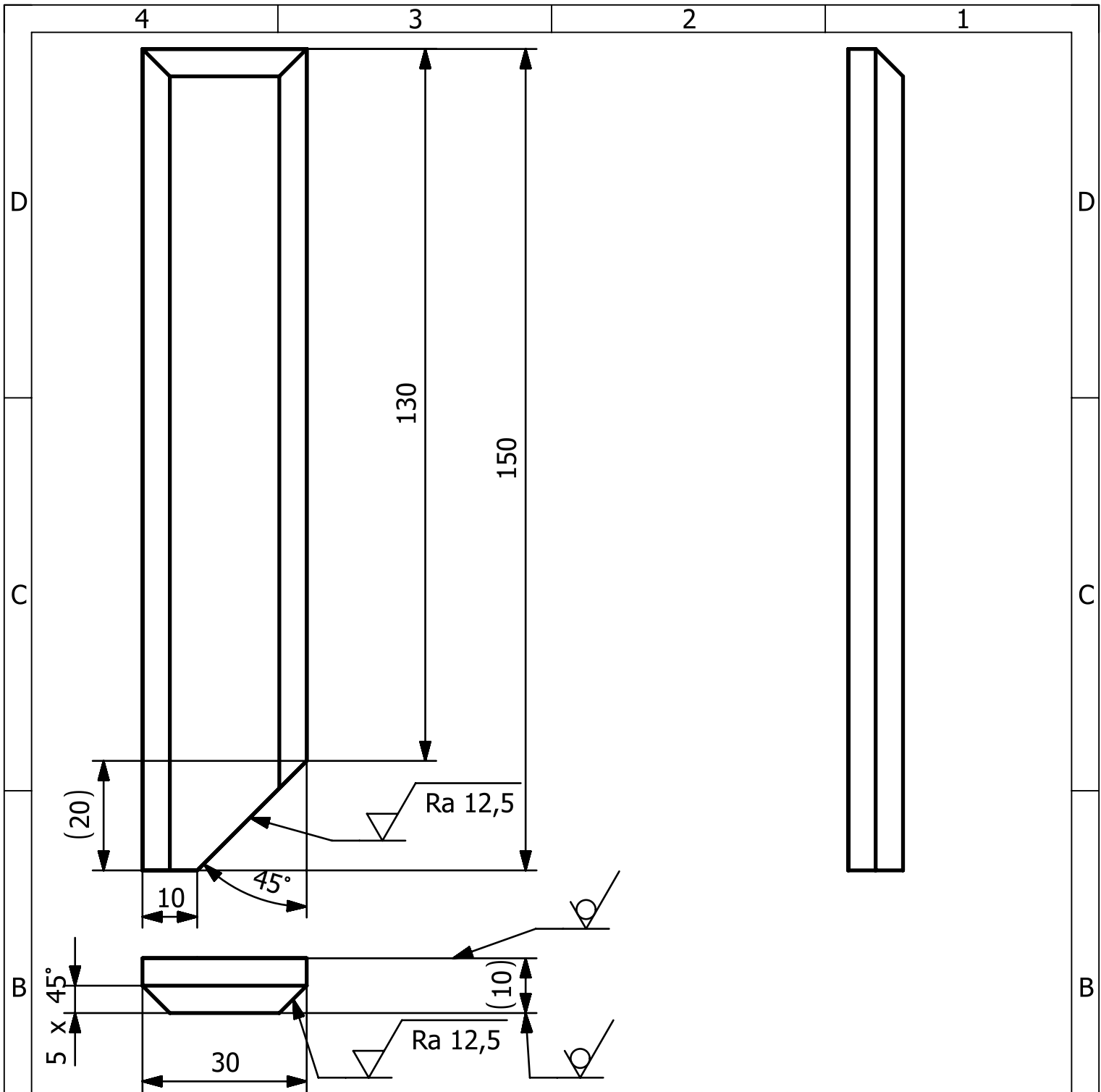
0 1800 2000 2200 2400 2600 2800



PŘÍLOHA č. 2

Velikost řídicích sil HEUMANNOVA METODA

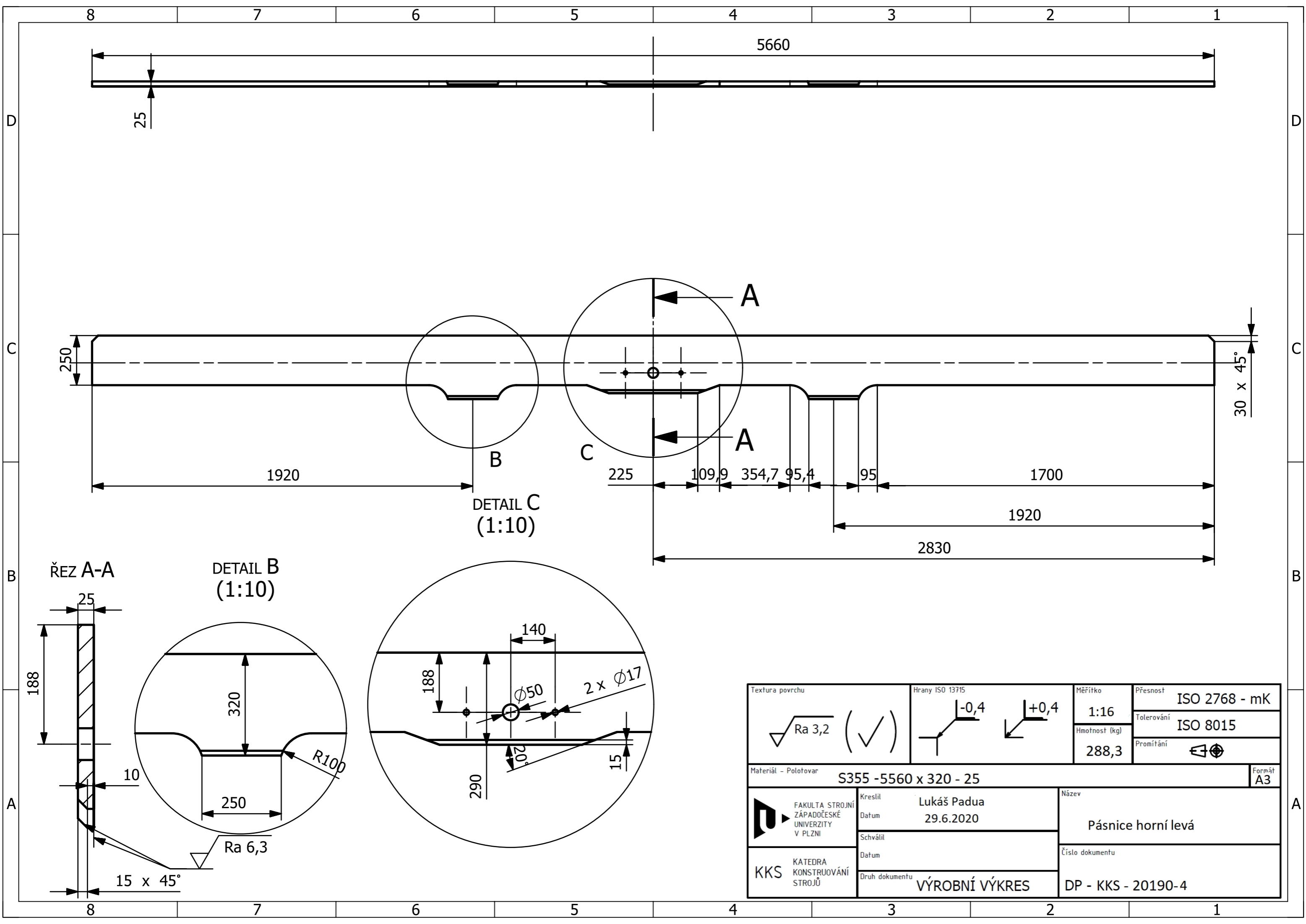




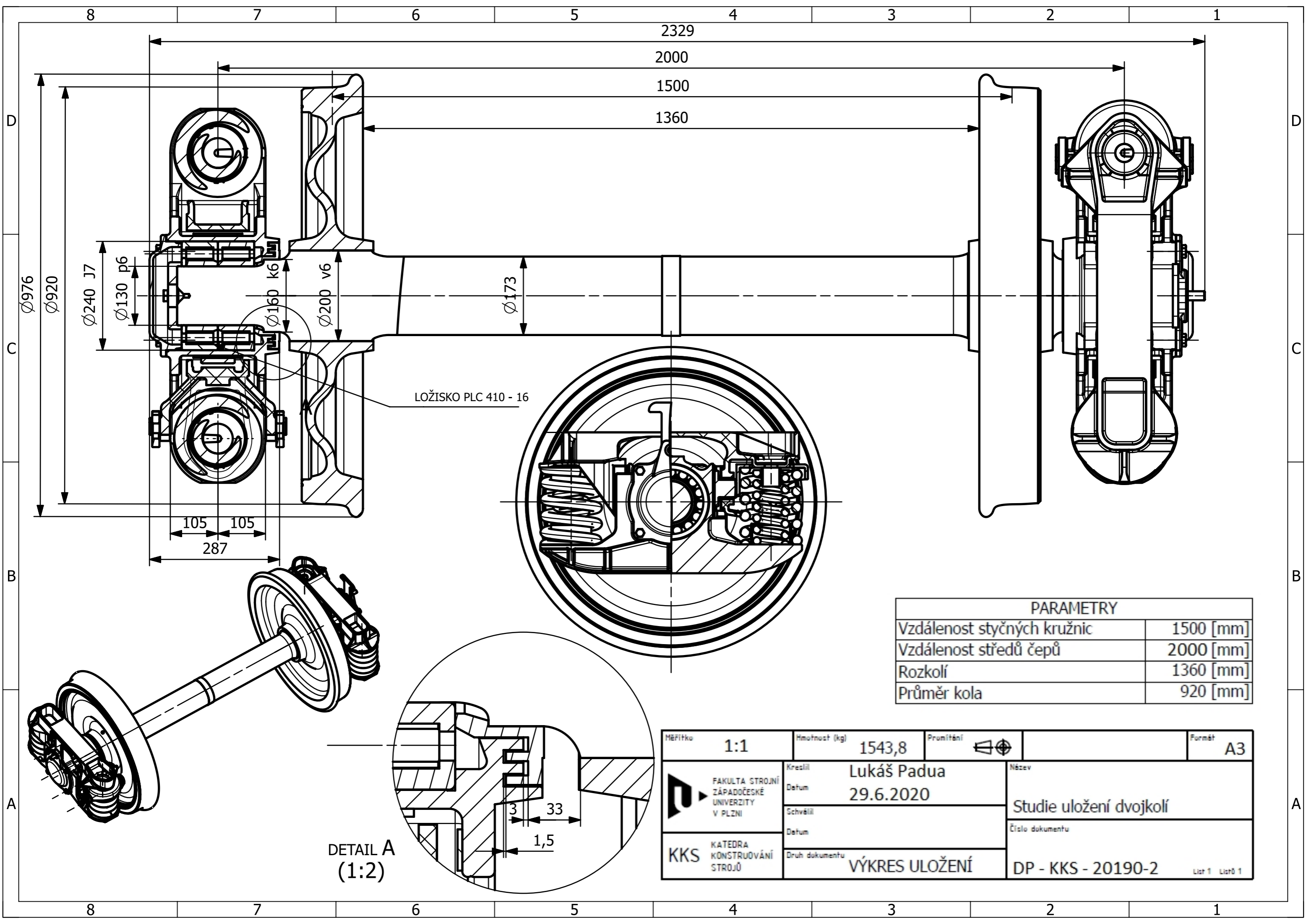
Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko	Přesnost
		1:1	ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg)	Tolerování
		0.537	ISO 8015
		Promítání	

Materiál - Polotovár **S355 - PLO 150 X 30 - 10** Formát A4

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Lukáš Padua	Název
	Datum	29.6.2020	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil		Číslo dokumentu
	Datum		
Druh dokumentu		VÝROBNÍ VÝKRES	DP - KKS - 20190-3

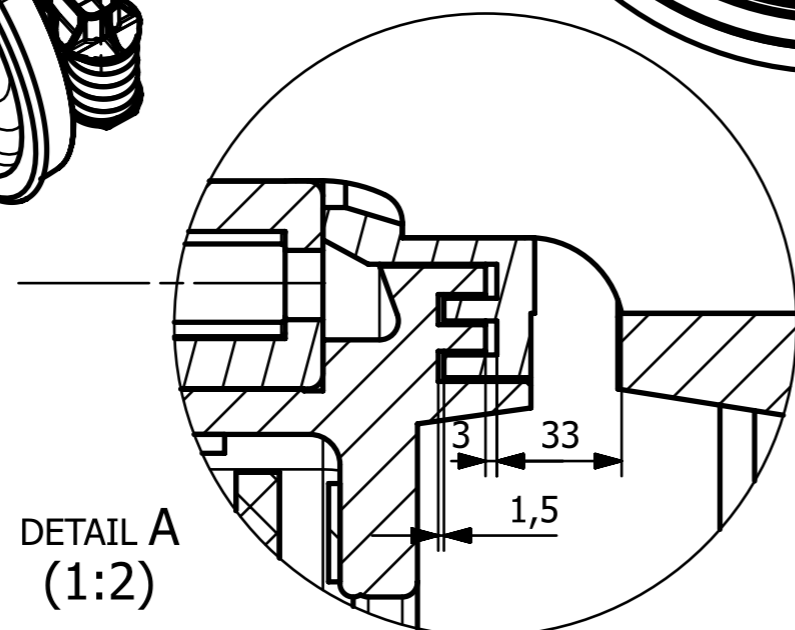


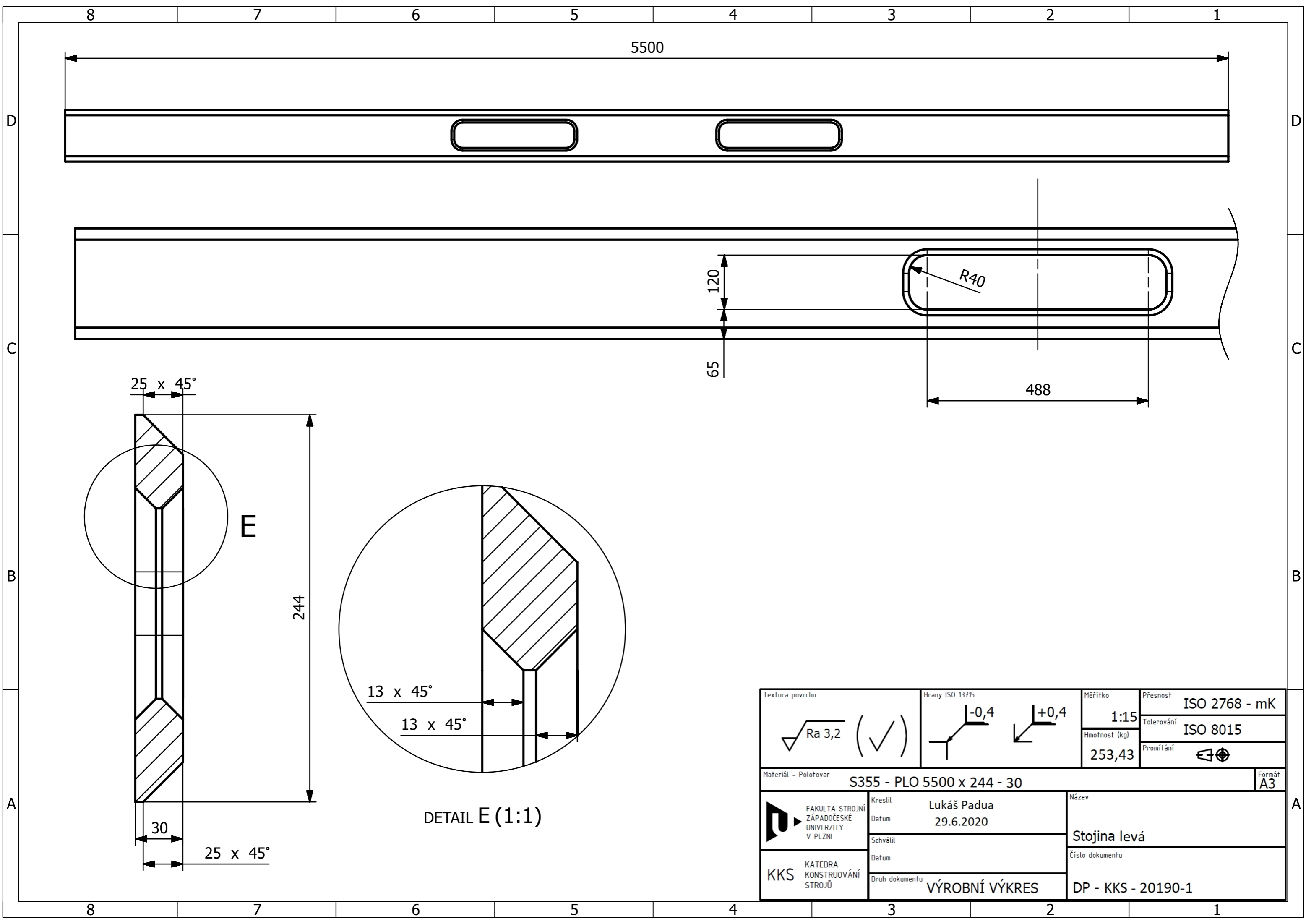
Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:16	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 288,3	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovár S355 - 5560 x 320 - 25			Promítání
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Lukáš Padua	Název Pásnice horní levá	
	Datum 29.6.2020	Číslo dokumentu DP - KKS - 20190-4	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	



PARAMETRY	
Vzdálenost styčných kružnic	1500 [mm]
Vzdálenost středů čepů	2000 [mm]
Rozkolí	1360 [mm]
Průměr kola	920 [mm]

Měřítko	1:1	Hmotnost (kg)	1543,8	Průsvětlení		Formát	A3
	Kreslil	Lukáš Padua		Název			
	Datum	29.6.2020		Studie uložení dvojkolí			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu			
	Datum			DP - KKS - 20190-2			
	Druh dokumentu	VÝKRES ULOŽENÍ		Líst 1 Lístů 1			





5500

120
65

R40

488

25 x 45°

E

244


13 x 45°

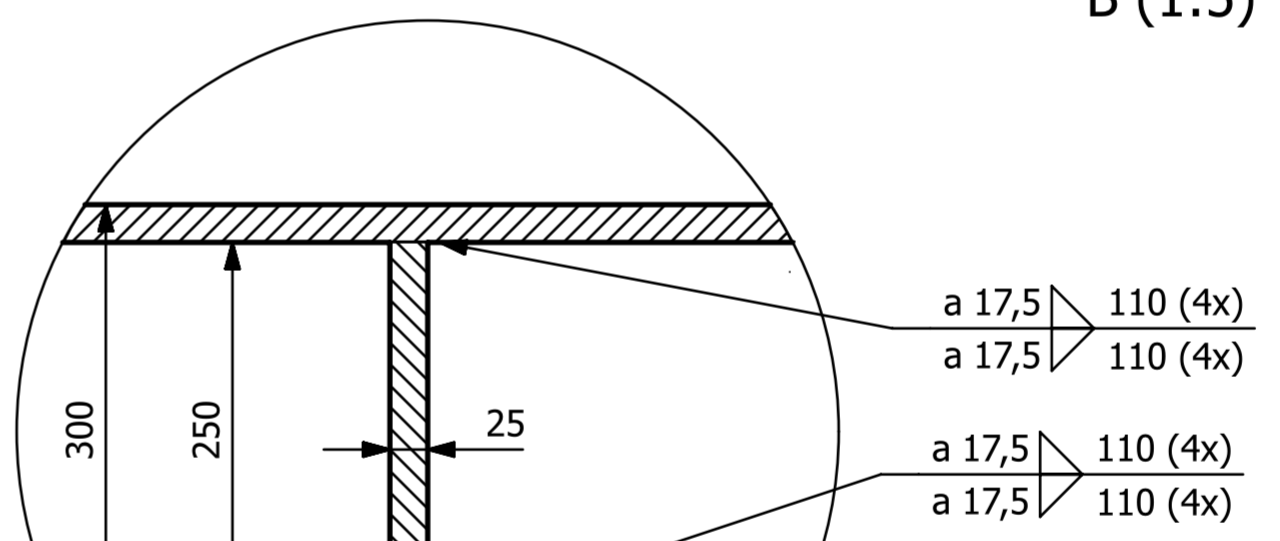
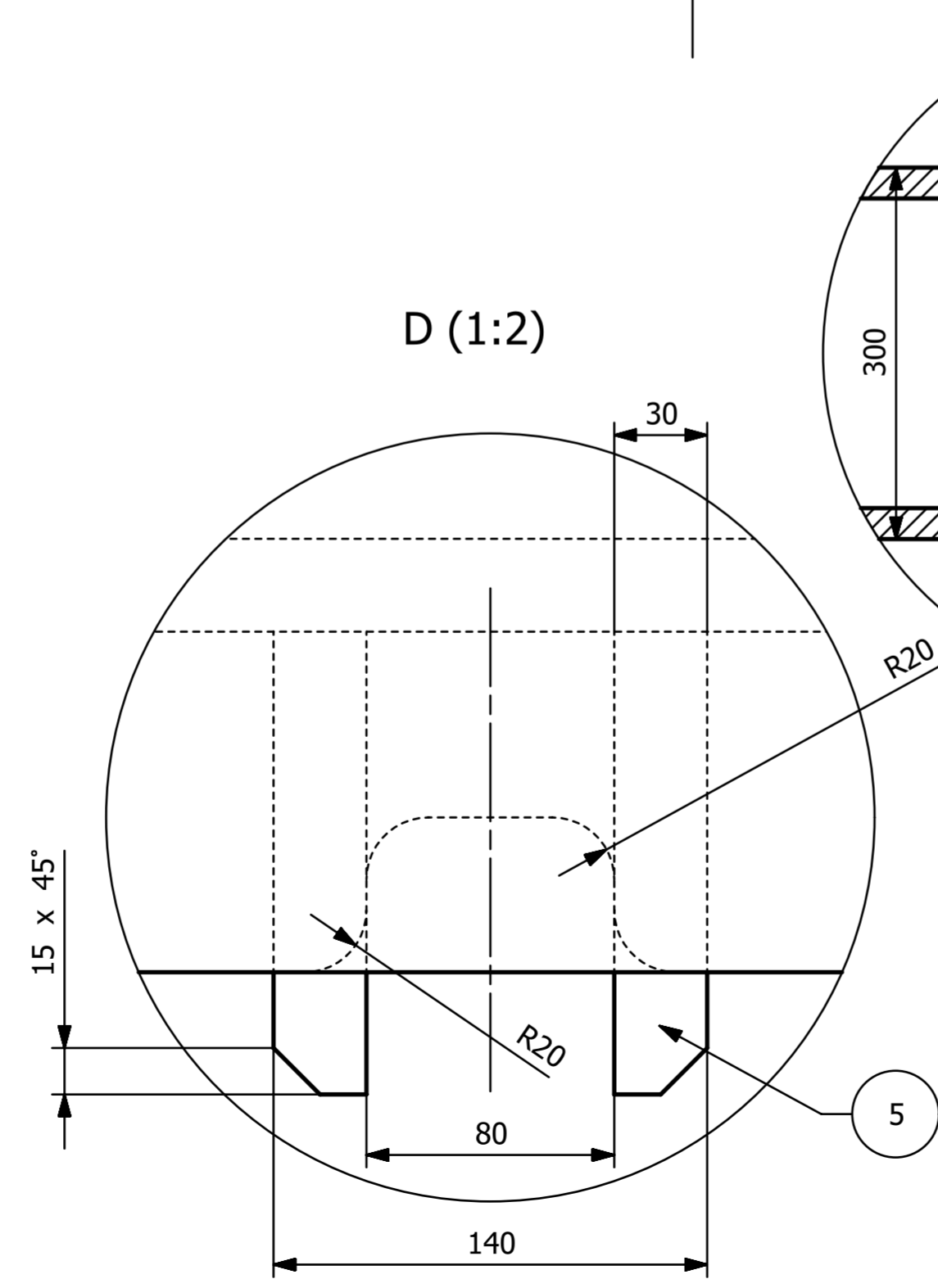
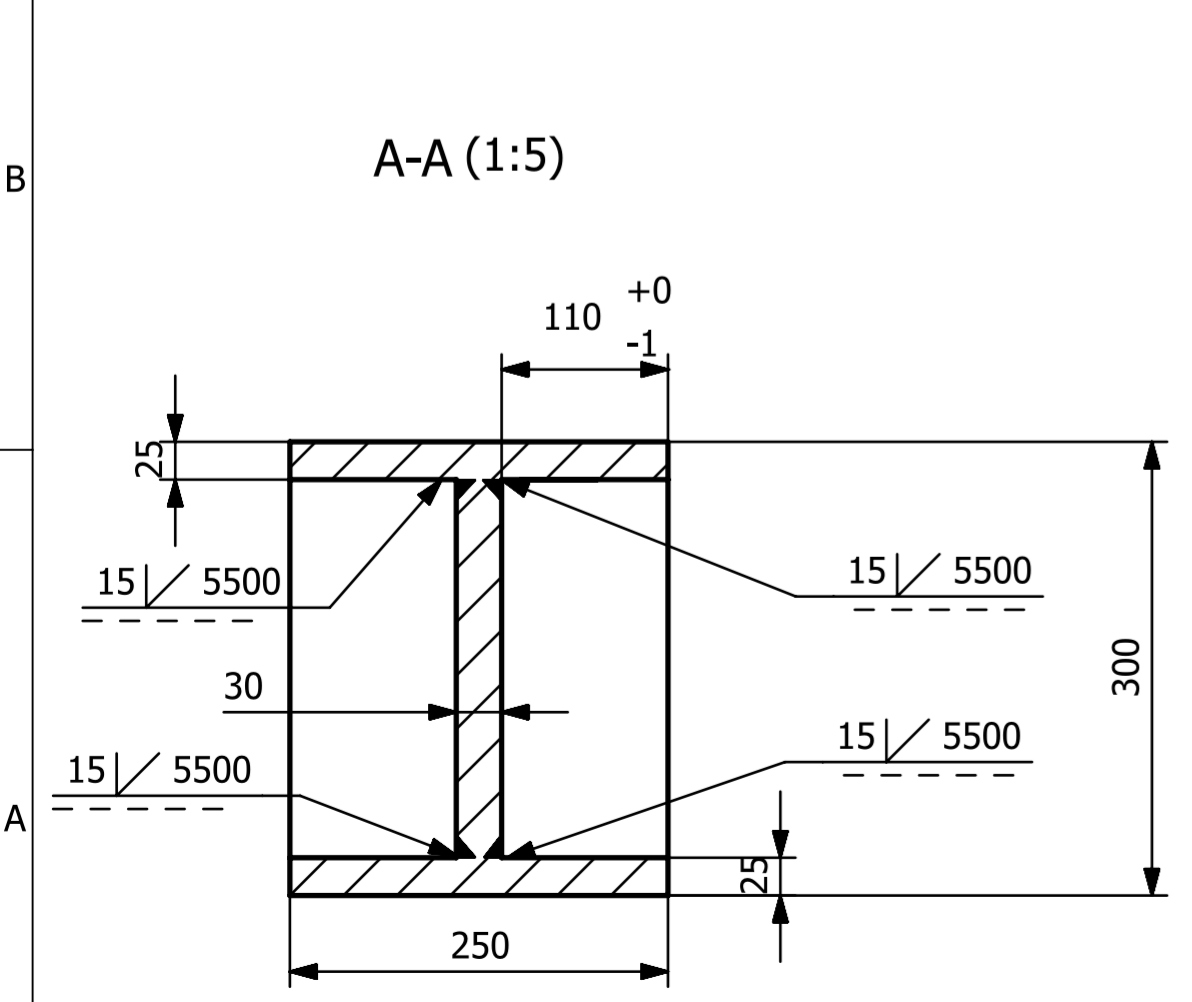
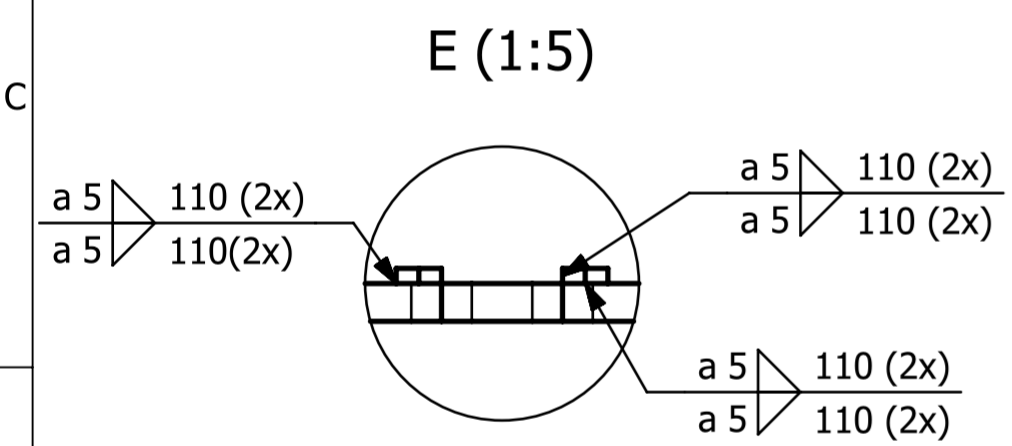
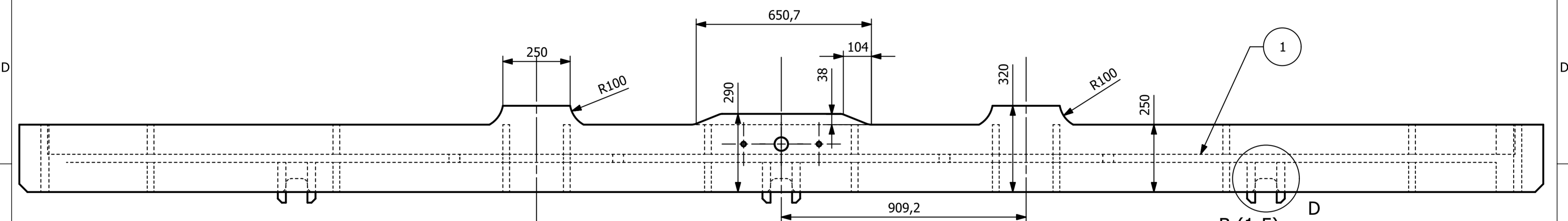
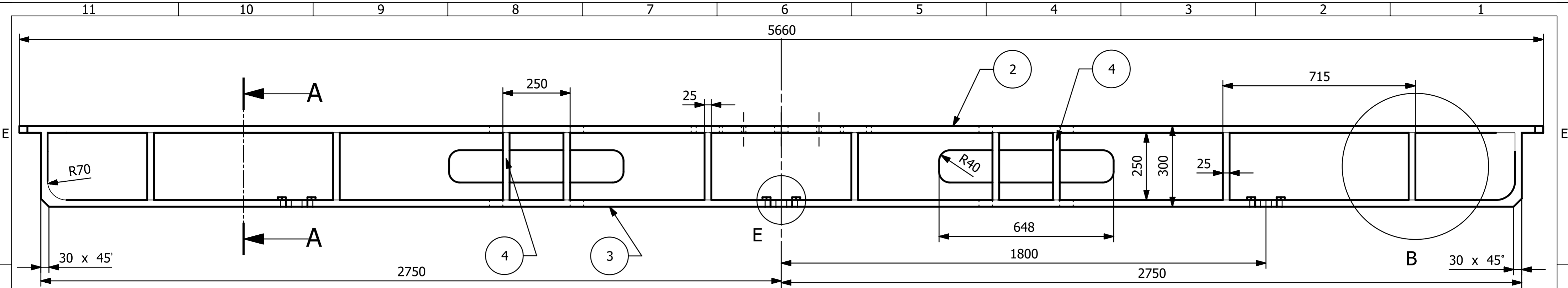
13 x 45°

DETAIL E (1:1)

30

25 x 45°

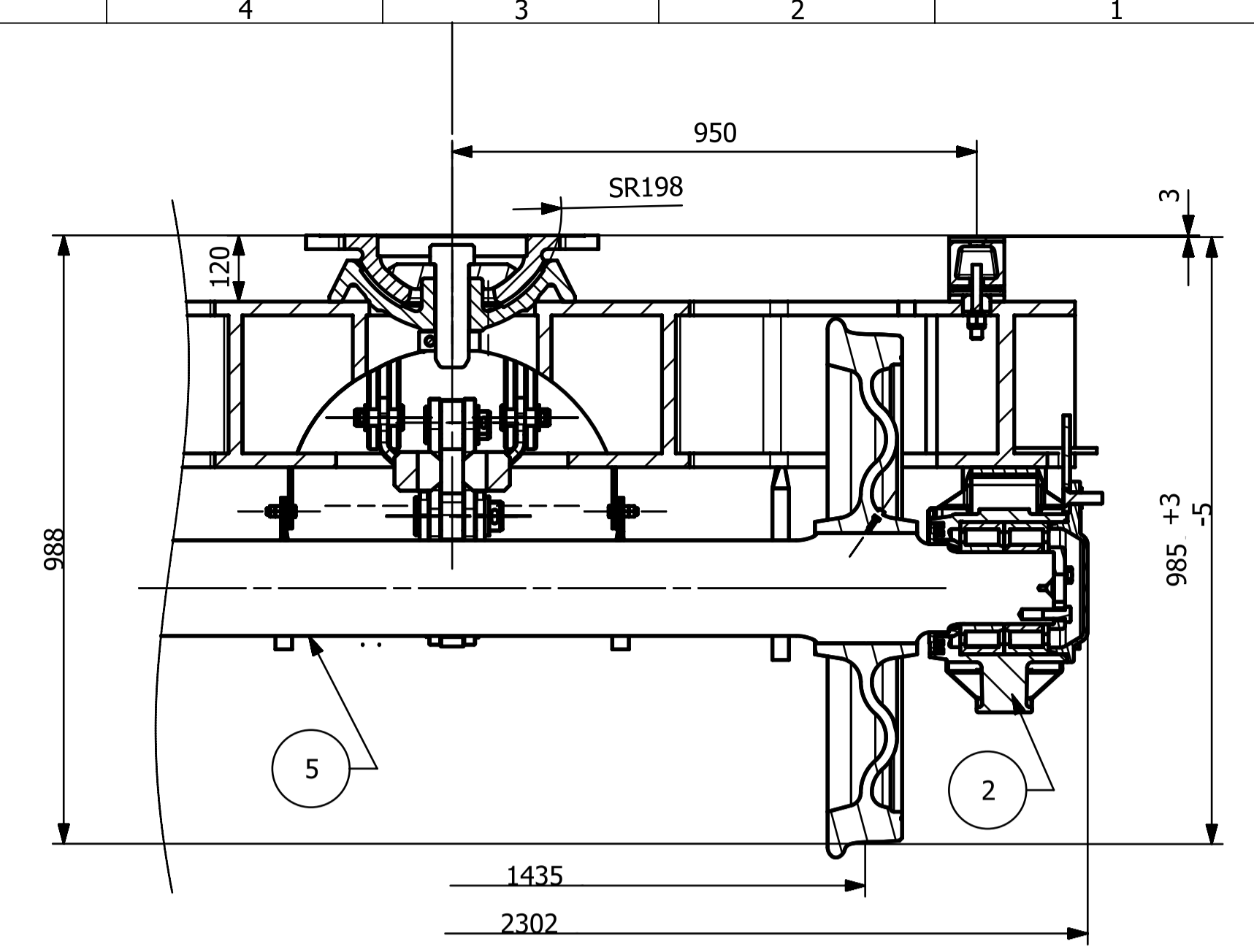
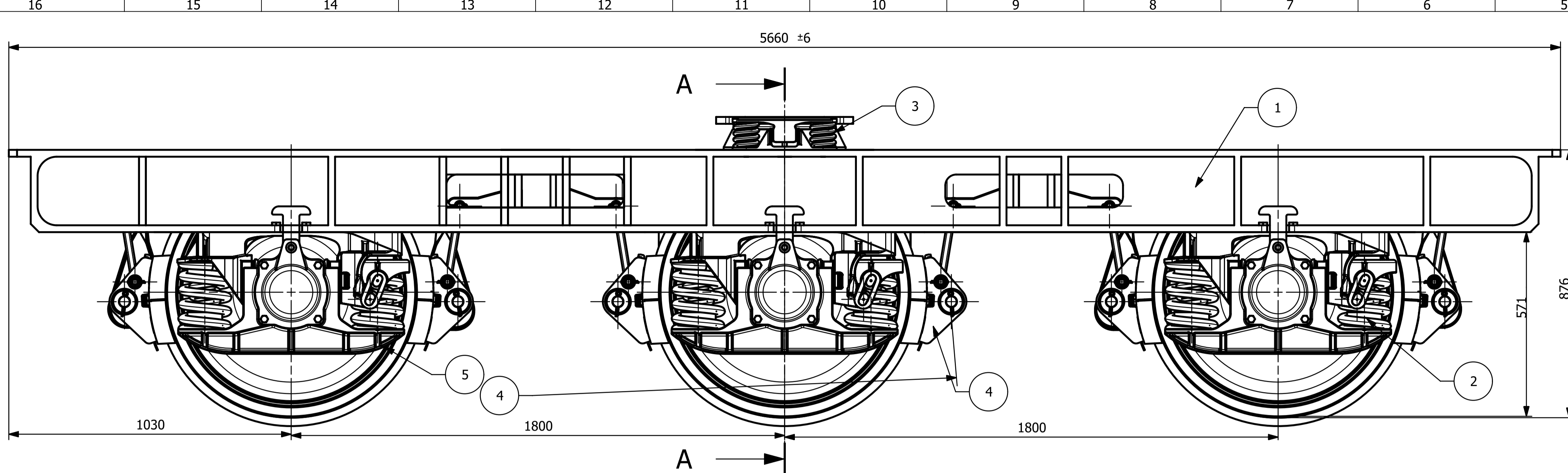
Textura povrchu Ra 3,2 (✓)	Hrany ISO 13715 -0,4 / +0,4	Měřítko 1:15	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 253,43	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovár S355 - PLO 5500 x 244 - 30			Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Lukáš Padua	Název Stojina levá	
	Datum 29.6.2020	Číslo dokumentu	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	DP - KKS - 20190-1	
	Datum	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	



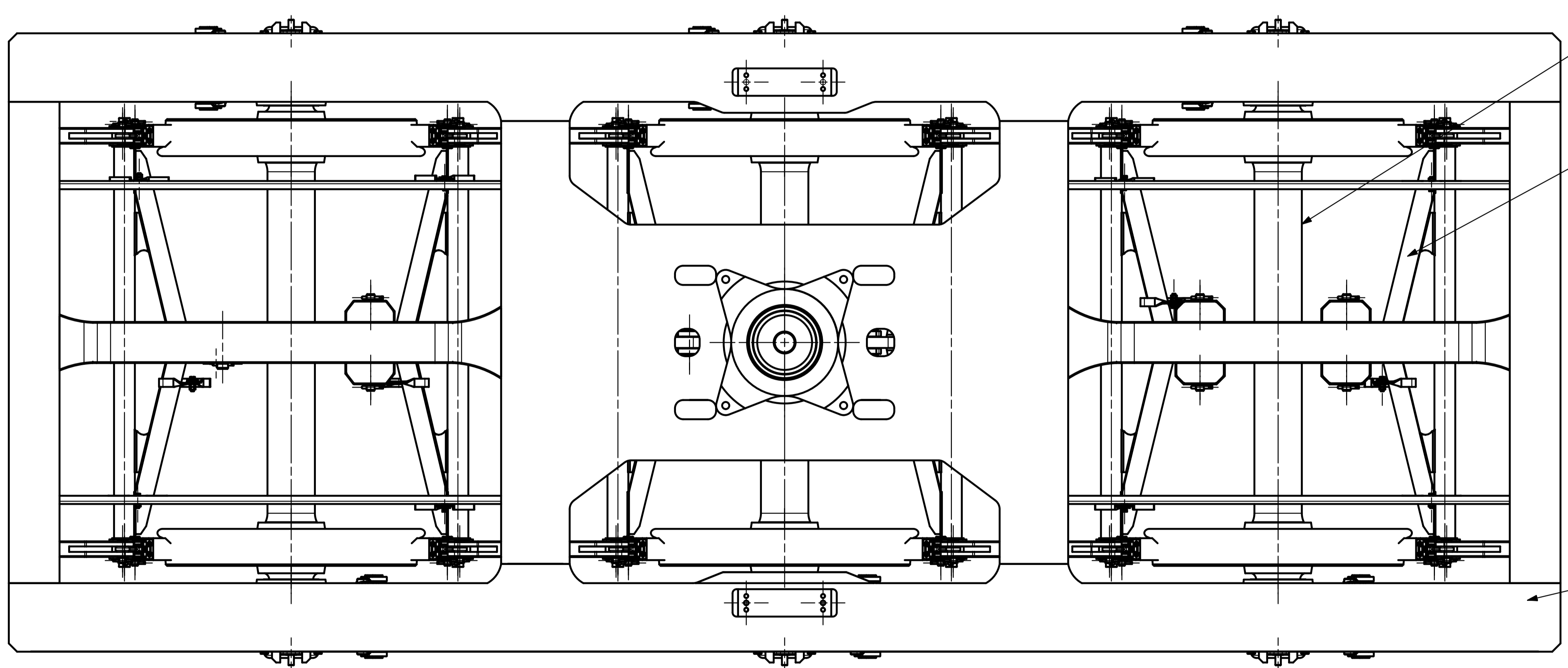
SVAŘOVANO DLE EN 15085-CL 1
 TRÍDA PROVEDENÍ SVARU CP C2 (CP C3)
 SVAŘENO 135 EN ISO 13920-BF: G 50 4 M21 4Mo
 POZNÁMKY:
 1. SVAR NEPROVÁDĚT PO CELÉ DÉLCE HRANY
 2. SVAR VYDRÁŽKOVAT

5	SEDLO	S355J2	EN 10025-2	0,55 kg	DB-KKS-20194	3
4	VÝZTUHA	S355J2	EN 10025-2	1,75 kg	DB-KKS-20194	10
3	DOLNÍ PÁSNICE	S355J2	EN 10025-2	274 kg	DB-KKS-20193	1
2	HORNÍ PÁSNICE	S355J2	EN 10025-2	315 kg	DB-KKS-20192	1
1	STOJNA	S355J2	EN 10025-2	988 kg	DB-KKS-20191	1
POZ	NÁZEV-ROZMĚR	MATERIÁL	POLOTOVAT	HMOT.	Č. VÝKRESU	KS

Měřítko	1:10	Hmotnost (kg)	1358 kg	Promítání		ISO 13920-BF	Formát	A1
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	LUKÁŠ PADUA		Název		PODÉLNÍK		
	Datum	22.5.2020		Schválil		Číslo dokumentu		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum			Druh dokumentu		DP-KKS-20190		
	Datum			VÝKRES SESTAVY		List 1 Listů 1		



ŘEZ A-A



ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE

PODVOZEK ODPOVÍDÁ TSI
 HMOTNOST 7,78 t ± 5 %
 MAX. HMOTNOST NA NÁPRAVU PŘI RYCHLOSTI 100 km/h 21,0 t
 ROZCHOD 1 435 mm
 ROZVOR 1 800 mm
 JMENOVITÝ PRŮMĚR KOL 920 mm
 MAXIMÁLNÍ ŠÍŘKA 2 302 mm
 MAXIMÁLNÍ DÉLKA 5 660 mm
 VÝŠKA STŘEDU OTOČNÉHO ČEPU NAD T.K. (PŘI ZATÍŽENÍ TORNY 75 kN) 988 mm
 CELKOVÝ PŘEVOD BRZDOVÉHO PÁKOVÍ V PODVOZKU 11,43
 LOŽISKOVÁ SKŘÍŇ (S LOŽISKY 130x240x80) 86 V
 SPECIFICKÉ JEDNOTKOVÉ PRUŽENÍ PODVOZKU 0,098 mm/kN ± 7 %
 DVOJKOLÍ DLE TSI (NAPŘ. BA 004)
 VELIKOST PŘÍČNÝCH VŮLÍ: LOŽISKOVÁ SKŘÍŇ-ROZSOCHA ± 25 mm
 VÝŠKOVÉ ROZMĚRY JSOU PLATNÉ PŘI ZATÍŽENÍ TORNY 75 kN

Pos.	Název - rozměr	Pokřov	Material konečný/výchozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cílo výkresu sestavy	Počet ks.
5	DVOJKOLÍ	20195	/		1003	kg		3
4	BRZDA	20194	/		418	kg		1
3	SPOJENÍ SKŘÍŇE S PODVOZKEM	20193	/		101	kg		1
2	VYPRUŽENÍ	20192	/		124	kg		4
1	RÁM PODVOZKU	20191	/		3626	kg		1
			/					-

Datum / Date: 22.5.2020 Jmeno / Name: Lukáš Padua		FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	7278 kg
Kreslí / Drawn by: Lukáš Padua Projekt / Project: SESTAVA_S_RAMEM			
ISO 128 ISO 8015 ISO 2768Mk		C. sestavy / Assembly No.: SESTAVA_S_RAMEM	Formát / Scale: 1:10
Název / Title: 3-NÁPRAVOVÝ PODVOZEK		Rev. Cílo výkresu / Drawing No.: 20190	Formát: A1
List / sheet no.: 1		Počet listů / sheets: 1	