



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Ústav automobilů, spalovacích
motorů a kolejových vozidel

Přední náprava malotraktoru

Front axle of small tractor

Diplomová práce

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 DOPRAVNÍ, LETADLOVÁ A TRANSPORTNÍ
TECHNIKA
Vedoucí práce: Doc. Ing. Gabriela Achtenová
Odborný konzultant: Ing. Miloš Vrba

Jan Kindermann

Praha 2016

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kindermann** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **379973**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Přední náprava malotraktoru

Název diplomové práce anglicky:

Front axle of small tractor

Pokyny pro vypracování:

Na základě konceptu malotraktoru navrhnete přední nepoháněnou nápravu. Náprava je neodpružená, výkyvná. Navrhnete způsob řízení nápravy se stálým úhlem natočení kol během jejího kývání. Provedte simulaci manévrovatelnosti malotraktoru. Celou konstrukci provedte s ohledem na budoucí možnost použití poháněné nápravy bez zásahů do nosné konstrukce malotraktoru její pouhou výměnou. Konstrukci dokumentujte výkresem sestavy nápravy. Dále se detailně zaměřte na následující konstrukční uzly, které zobrazte ve všech potřebných řezech a pohledech: střední čep nápravy, uložení kol, mechanismus řízení. Provedte pevnostní kontrolu celku přední nápravy při zadaných zatěžovacích stavech.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

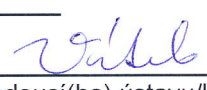
doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Jméno a pracoviště konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2016** Termín odevzdání diplomové práce: **30.06.2016**

Platnost zadání diplomové práce: _____

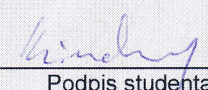

Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

22.4.2016
Datum převzetí zadání


Podpis studenta(ky)

Anotační list

Jméno autora: ***Jan Kindermann***
Název DP: Přední náprava malotraktoru
Anglický název: Front axle of small tractor
Akademický rok: 2015/2016
Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav: *Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel*
Vedoucí DP: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
Konzultant: Ing. Miloš Vrba

Bibliografické údaje: počet stran: 94
počet obrázků: 42
počet tabulek: 18
počet příloh: 4

Klíčová slova: malotraktor, přední náprava, mechanismus řízení
Keywords: small tractor, front axle, steering mechanism

Anotace: Práce se zabývá návrhem konceptu malotraktoru, dále návrhem nepoháněné, výkyvné přední nápravy malotraktoru a návrhem řízení využívajícího šnekový mechanismus. Součástí práce je výběr vhodných ložisek a jejich statická a dynamická kontrola. Samozřejmostí je pevnostní kontrola všech požadovaných konstrukčních prvků.

Abstract: This thesis focuses on small tractor concept design, non driven swing axle and steering design, using worm mechanism. This thesis contains suitable bearings selection including their static and dynamic check. Matter of course is strength check of each required component.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Konstrukce přední nápravy a řízení malotraktoru*“ vypracoval samostatně. Veškerou použitou literaturu a podkladové materiály uvádím v příloženém seznamu literatury.

V Praze dne 30.6.2016

Jan Kindermann

Poděkování

Chci poděkovat v první řadě vedoucí práce doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové. Dále mé díky patří konzultantovi Ing. Miloši Vrbovi za odbornou konzultaci po celou dobu tvorby práce. Děkuji také Ing. Václavu Tajzichovi za uvedení do problematiky návrhu ložisek. Díky mojí rodině a přátelům za podporu po celou dobu studia.

Obsah

Seznam symbolů a zkratk	8
Úvod	12
1 Rešerše	13
1.1 Přední nápravy traktorů	14
1.2 Druhy řízení	19
1.3 Uložení kol	24
2 Koncept malotraktoru	27
2.1 Rozložení hmotnosti	28
2.2 Zatížení přední nápravy v různých jízdních režimech	32
3 Návrh hlavních konstrukčních uzlů	35
3.1 Uložení mostu nápravy v rámu	35
3.1.1 Kontrola spoje na otláčení	37
3.1.2 Kontrola centrálního čepu	41
3.1.3 Most nápravy	44
3.2 Uložení těhlic v mostu nápravy	47
3.2.1 Kontrola spoje na otláčení	49
3.3 Uložení kol	51
4 Výpočet trvanlivosti ložisek	53
4.1 Dynamická kontrola ložisek	53
4.1.1 Jízdní režim č. 1, přímá jízda	55
4.1.2 Jízdní režim č. 1, zatáčka, vnější kolo	61
4.1.3 Jízdní režim č. 1, zatáčka, vnitřní kolo	64
4.1.4 Jízdní režim č. 1, celková životnost	66
4.1.5 Ostatní jízdní režimy	67
4.1.6 Kombinace jízdních režimů	70

4.2	Statická kontrola ložisek	72
5	Mechanismus řízení	73
5.1	Kinematické schéma, počet stupňů volnosti	73
5.2	Konstrukce mechanismu řízení v programu Catia V5 R21	74
5.3	Silové poměry v řídicím mechanismu	77
5.3.1	Kontrola drážkového spoje ovládacích pák těhlic	79
5.3.2	Kontrola spojovací tyče na vzpěr	81
5.3.3	Kontrola řídicí tyče na vzpěr	82
5.4	Návrh převodky řízení	83
5.4.1	Kontrola drážkového spoje šnekového segmentu s hřídelí	86
5.4.2	Návrh průměrů hřídelí řídicího mechanismu	86
6	Sestava nápravy	87
	Závěr	90
	Seznam použité literatury	91
	Seznam obrázků	93
	Seznam tabulek	94
	Seznam příloh	94

Seznam symbolů a zkratek

Silové poměry

x_c	souřadnice x těžiště malotraktoru (ve směru jízdy od osy přední nápravy) [mm]
x_i	souřadnice x těžiště i -té komponenty [mm]
m_c	celková hmotnost malotraktoru [kg]
m_i	hmotnost i -té komponenty [kg]
F_G	tíhová síla traktoru [N]
F_P	reakční síla působící na přední nápravu [N]
F_Z	reakční síla působící na zadní nápravu [N]
F_R	tíhová síla nákladu v radlici [N]
F_{TR}	tíhová síla nákladu v třibodovém závěsu [N]
F_V	odporová síla od tažení [N]
a	podélná vzdálenost těžiště od osy přední nápravy [m]
b	podélná vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy [m]
l	rozvor [m]
t	podélná vzdálenost třibodového závěsu od osy přední nápravy [m]
r	podélná vzdálenost radlice od osy přední nápravy [m]
$F_{P_{max}}$	maximální zatížení přední nápravy [N]
F_{P_n}	zatížení přední nápravy u jízdního režimu č. 1 [N]
F_{P_r}	zatížení přední nápravy u jízdního režimu č. 2 [N]
F_{P_t}	zatížení přední nápravy u jízdního režimu č. 3 [N]
F_{P_p}	zatížení přední nápravy u jízdního režimu č. 4 [N]

Návrh hlavních konstrukčních uzlů

p_{DOCEL}	dovolený tlak v kontaktu ocelových částí [MPa]
p_{DBRONZ}	dovolený tlak v kontaktu bronzových částí [MPa]
p_{V_a}	tlak v kontaktu mostu nápravy s bronzovým pouzdrem [MPa]
p_{V_b}	tlak v kontaktu centrálního čepu s bronzovým pouzdrem [MPa]
p_R	tlak v kontaktu centrálního čepu s rámem [MPa]

τ_{D_s}	dovolené napětí ve střihu [MPa]
τ_s	skutečné napětí ve střihu
S_{ζ}	plocha materiálu centrálního čepu v příčném řezu [mm^2]
σ_{D_o}	dovolené napětí v ohybu [MPa]
σ_o	skutečné napětí v ohybu [MPa]
R_e	mez kluzu [MPa]
k	bezpečnost [-]
W_o	průřezový modul v ohybu [mm^3]
β	úhel svírající osa pouzdra těhlice se svislou osou [°]
p_a	tlak v kontaktu pouzdra těhlice se spodním bronzovým pouzdrem [MPa]
p_b	tlak v kontaktu těhlice se spodním bronzovým pouzdrem [MPa]
S_a	velikost kontaktní plochy mezi pouzdrem těhlice a bronzovým pouzdrem [mm^2]
S_b	velikost kontaktní plochy mezi těhlicí a bronzovým pouzdrem [mm^2]

Návrh ložisek

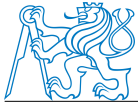
d	vnitřní průměr ložiska [mm]
D	vnější průměr ložiska [mm]
B	šířka ložiska [mm]
C_0	statická únosnost [N]
C	základní dynamická únosnost [N]
Y	axiální součinitel [-]
e	mezní hodnota F_A/F_R [-]
L	základní trvanlivost ložiska [10^6 ot.]
L_{km}	trvanlivost ložiska v jízdách kilometrech [km]
P	ekvivalentní zatížení ložiska [N]
Q_R	zatížení jednoho kola [N]
Q_B	nápravový tlak [N]
R_{dyn}	dynamický poloměr pneumatiky [m]
F_R	radiální zatížení ložiska [N]
F_A	axiální zatížení ložiska [N]

K_a	vnější axiální síla [N]
k	pomocný součinitel [-]
a	pomocný součinitel [-]
μ	součinitel adheze [-]
s_w	rozchod přední nápravy [mm]
f_m	součinitel přídavných sil [-]
Q_{R_i}	zatížení vnitřního kola při průjezdu zatáčkou [N]
Q_{R_a}	zatížení vnějšího kola při průjezdu zatáčkou [N]
L_C	celková trvanlivost ložiska [10^6 ot.]
$L_{C_{km}}$	celková trvanlivost ložiska v jízdních kilometrech [km]

Mechanismus řízení

n	počet stupňů volnosti [-]
N	počet prvků mechanismu [-]
R	počet rotačních vazeb [-]
S	počet sférických vazeb [-]
O	počet obecných vazeb [-]
PR	počet parazitních rotací [-]
M_Z	vratný moment [Nm]
C_{Z_0}	vratná tuhost stojící pneumatiky [Nm/rad]
α	úhel natočení kol [°]
d	vnitřní průměr drážkového spoje [mm]
D	vnější průměr drážkového spoje [mm]
D_S	střední průměr drážkového spoje [mm]
i	počet drážek drážkového spoje [-]
B	šířka drážek drážkového spoje [mm]
h	výška drážek drážkového spoje [mm]
k	korekční součinitel drážkového spoje [-]
l_{min}	minimální osová délka drážkového spoje [mm]
l_{skut}	skutečná osová délka drážkového spoje [mm]

F_{KR}	kritická síla při ztrátě stability [N]
I_{min}	minimální kvadratický moment průřezu [mm^4]
F_s	síla přenášená v ose spojovací tyče [N]
$F_{\check{r}}$	síla přenášená v ose řídicí tyče [N]
l_{hop}	délka hlavní ovládací páky [mm]
$M_{\check{s}k}$	kroučící moment na šnekovém kole [Nmm]
$M_{\check{s}}$	kroučící moment na šneku [Nmm]
F_{ov}	síla ovládnání volantu [N]
z_1	počet zubů (chodů) šneku [-]
z_2	počet zubů šnekového kola [-]
i	převodový poměr [-]
η	účinnost šnekového převodu [-]
η_k	účinnost kardanova kloubu [-]
d_1	průměr šneku [mm]
d_2	průměr šnekového kola [mm]
\bar{d}_2	předběžný průměr šnekového kola [mm]
Z_M	pomocný součinitel [-]
Z_H	pomocný součinitel [-]
q	pomocný součinitel [-]
K_H	součinitel zatížení [-]
m_n	modul ozubení [-]
l_1	délka šneku [mm]
d_v	průměr hřídele volantu [mm]
$d_{\check{s}}$	průměr hřídele šneku [mm]



Úvod

Tato práce je součástí rozsáhlejšího projektu firmy *MBtech Bohemia*, jehož výstupem by měl být kompletní návrh malotraktoru. Je dbáno na co největší univerzálnost a využitelnost tohoto stroje v mnoha odvětvích. Malotraktor má být vybaven vpředu čelní nakládací radlicí, vzadu tříbodovým závěsem, sloužícím k vlečení a pohonu zemědělské techniky. Takto univerzální malotraktory jsou u nás většinou spíše produktem domácích kutilů.

Součástí práce je část rešeršní, která se zabývá současnými možnostmi a technickými řešeními v oblasti konstrukce předních náprav a řízení traktorů a malotraktorů. Zbytek práce obsahuje konstrukční návrh vhodného typu nápravy a řízení malotraktoru.



1 Rešerše

S ohledem na hmotnost, velikost a výkon motoru se traktory dělí do dvou hlavních skupin:

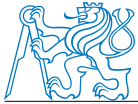
1. malotraktory (výkon motoru do 32 kW)
2. traktory a traktorové stroje (výkon motoru vyšší než 32 kW)

Malotraktory

Jak už z názvu vyplývá, jedná se o menší stroje, které jsou zařazeny do skupiny malé mechanizace a jsou využívány k práci na nevelkých pozemcích převážně v zemědělství. Hojně jsou ale využívány i v jiných oblastech, jako například v lesnictví, komunálních službách, při údržbě zahrad a podobně. Malotraktory lze dále dělit na jednonápravové a dvounápravové. Jednonápravové malotraktory jsou stroje spadající do kategorie R dle zákona č. 56/2001 Sb. a jsou primárně určeny k připojování výměnných nesených nebo přívěsných strojů a náradí. Pro jednonápravové malotraktory platí, že jejich maximální konstrukční rychlost nesmí přesáhnout 20 km/h, jejich celková šířka nesmí být větší než 1,6 m a celková hmotnost nesmí přesáhnout 1,5 t. [1]

Dvounápravové malotraktory jsou definovány normou ČSN 47 9002 jako stroje určené k připojování výměnných nesených nebo přívěsných nástrojů, náradí a přípojných vozidel. Jak už bylo zmíněno, maximální výkon dvounápravových malotraktorů je 32 kW, maximální konstrukční rychlost by neměla přesáhnout 30 km/h.

Nejčastějším požadavkem na konstrukci malotraktorů je rozmanitost jejich využití. Jedná se především o přípojně radlice, vývodové hřídele s nastavitelným počtem otáček, tříbodové závěsy nebo hydraulické převody, které umožňují plynulou regulaci pracovních nástrojů. Existují také speciální konstrukce dvounápravových malotraktorů, které jsou určeny k jedné předpokládané pracovní činnosti. Typickým zástupcem této skupiny je žací malotraktor, využívaný k sečení travnatých ploch kolem pozemních komunikací, v parcích, na hřištích apod. Tento typ traktoru je vybaven integrovaným žacím systémem v podobě nožů nebo vřeten. Pracoviště řidiče už často bývá i v případě malotraktorů osazeno ka-



binou, která zároveň funguje jako ovládací centrum jak samotného malotraktoru, tak připojených nástrojů. [9]

Traktory a traktorové stroje

Jedná se o motorová vozidla vybavená koly nebo pásy. Traktory jsou určeny převážně k tažení, tlačení, nesení, ale i pohonu použitého nářadí nebo stroje. Jsou také hojně využívány k tažení traktorových přívěsů nebo návěsů. Přívěs, na rozdíl od návěsu, nese celou tíhu nákladu svým podvozkem. V případě návěsu je část nákladu nesena tahačem. Pokud se vozidlo s přívěsem či návěsem pohybuje po pozemních komunikacích, jsou jeho rozměry i zatížení na nápravu omezeny legislativou. Z tohoto důvodu se vyskytují například přívěsy s variabilním počtem náprav nebo kol. [11]

Pro případy spojování traktorů nebo malotraktorů s přípojnými vozidly platí §14 vyhlášky č. 341/2002 Sbírky o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Podle tohoto paragrafu nesmí okamžitá hmotnost přípojného vozidla překročit 2,5 násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla u souprav s maximální konstrukční rychlostí do 40 km/h.

Přívěsy a návěsy se dají rozdělit dle nosnosti a objemu neseného nákladu na: [11]

1. malé (nosnost 4–10 t, objem nákladu 6–12 m³)
2. střední (nosnost 10–20 t, objem nákladu 13–24 m³)
3. velké (nosnost 21–30 t, někdy i více, objem nákladu 24–40 m³)

1.1 Přední nápravy traktorů

Podle druhu pohonu lze přední nápravy rozdělit na hnané a nehnané. Nehnané nápravy se vyskytují převážně u malotraktorů a menších traktorů. Velkou výhodou oproti hnaným nápravám je jejich konstrukční jednoduchost, a tím pádem i výrazně nižší cena. Hlavní světoví výrobci osazují traktory středních a vyšších tříd výhradně hnanými předními nápravami. Zvyšují totiž tahové vlastnosti těchto zemědělských strojů, na které jsou často kladeny vysoké nároky.

Dle druhu odpružení lze přední nápravy rozdělit na:

1. neodpružené přední nápravy
2. odpružené přední nápravy
3. nezávisle odpružené přední nápravy
4. speciální konstrukce předních náprav

Neodpružené přední nápravy

Neodpružené přední nápravy se používají hlavně u malotraktorů nebo u traktorů nižších tříd. Uchycení této tuhé nápravy bývá vyřešeno pomocí centrálního čepu, kolem kterého se náprava při jízdě po nerovném terénu kýve. Maximální výkyv nápravy vůči rámu bývá nejčastěji v rozmezí 8–11 ° omezen dorazy umístěnými jak na mostu nápravy, tak na rámu. Příklad neodpružené nápravy je uveden na obrázku 1.1. [1]

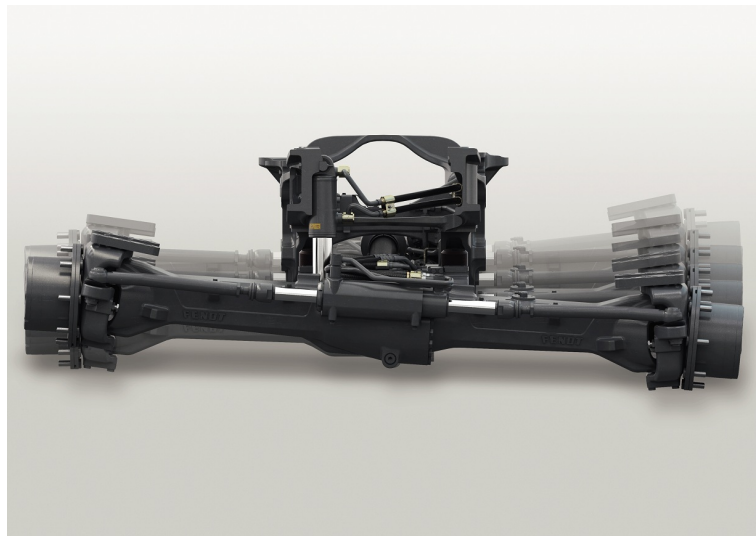
Mezi hlavní výhody patří cena, nízká hmotnost a konstrukční jednoduchost. Hlavními nevýhodami jsou nedostatečné spojení s terénem, v jeho důsledku i horší ovladatelnost a výrazně zhoršený komfort řidiče v porovnání s ostatními typy náprav.



Obrázek 1.1: Neodpružená náprava

Odpružené přední nápravy

Tento typ náprav je v dnešní době nejpoužívanějším řešením, hlavně u traktorů středních a vyšších tříd, které pracují v těžkých podmínkách a je zapotřebí zajistit neustálý kontakt kol s podložím, a tím pádem i dobré tahové vlastnosti. Kromě nesrovnatelného jízdního komfortu se zlepšuje i ovladatelnost traktoru, nejvíce znatelná v případech, kdy je přední náprava odlehčena. Jde hlavně o případy, kdy je k traktoru připojen těžký návěs, případně kdy má traktor naloženo těžké nářadí v zadním tříbodovém závěsu. Nevýhodou plynoucí ze zvýšené konstrukční složitosti tohoto typu náprav oproti nápravám neodpruženým je jejich zvýšená poruchovost. Odpružení celé nápravy sice výrazně tahové vlastnosti zlepší, avšak nedokáže je zajistit tak dobré, jako je tomu u odpružení nezávislého. Odpružená náprava je uvedena na obrázku 1.2. [1]

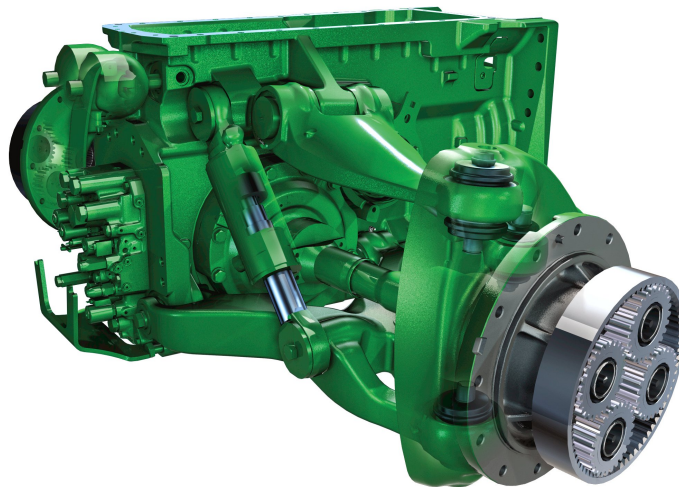


Obrázek 1.2: Odpružená náprava

Nezávisle odpružené přední nápravy

Jelikož zemědělní pracovníci často v traktorech tráví mnoho času, je kladen důraz i na komfort, maximální konstrukční rychlost a dokonalé spojení kol se zemí. Z těchto důvodů plyne skutečnost, že už i mezi traktory můžeme najít zástupce osazené nezávislým zavěšením kol.

Jedná se o systém zavěšení, kdy jsou kola uchycena k rámu pomocí příčných ramen, každé kolo je odpruženo a tlumeno nezávisle. Tímto řešením dochází k nárůstu odpružených hmot na úkor hmot neodpružených, a tím pádem ke zlepšení jízdních vlastností. Nevýhodami plynoucími ze složitosti konstrukce je opět vyšší cena a poruchovost oproti nápravám klasicky odpruženým. Příklad nezávislého zavěšení je na obrázku 1.3. [1]

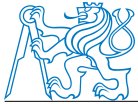


Obrázek 1.3: Nezávislé zavěšení kol

Speciální konstrukce předních náprav

V oblasti konstrukce předních náprav traktorů existují další zajímavá řešení, za zmínku určitě stojí koncepce firmy New Holland, kdy je funkce odpružení závislá na rychlosti jízdy. V rozmezí rychlosti 0–1,5 km/h je systém hydraulického odpružení z důvodu bezpečnosti montáže nářadí nebo závaží zablokován, při rychlostech 1,5–12 km/h odpružení aktivuje, případně deaktivuje obsluha traktoru. Toho se využívá hlavně při použití nářadí neseného v předním závěsu, které ke správné funkci potřebuje být stále stejně vysoko nad terénem. Při rychlostech větších než 12 km/h je odpružení aktivováno automaticky. [12]

Dalším zvláštním systémem je systém s označením Super Steer, se kterým přišla na trh opět firma New Holland. Jedná se o typ uchycení přední nápravy, který umožňuje natočení kol a samotné nápravy o celkový úhel 65°. Když dojde k maximálnímu natočení kol vůči



nápravě o 46° , natočí se celá náprava vůči rámu o dalších 19° . Přední náprava je v tomto případě uchycena pomocí dvou řídicích přímočarých hydromotorů a dvou táhel. Přední závaží je uchyceno k nápravě, nebrání jí tedy v zatáčení. Traktor s takovouto nápravou získává daleko lepší manévrovací schopnosti. Příklad použití systému Super Steer je na obrázku 1.4. [13]

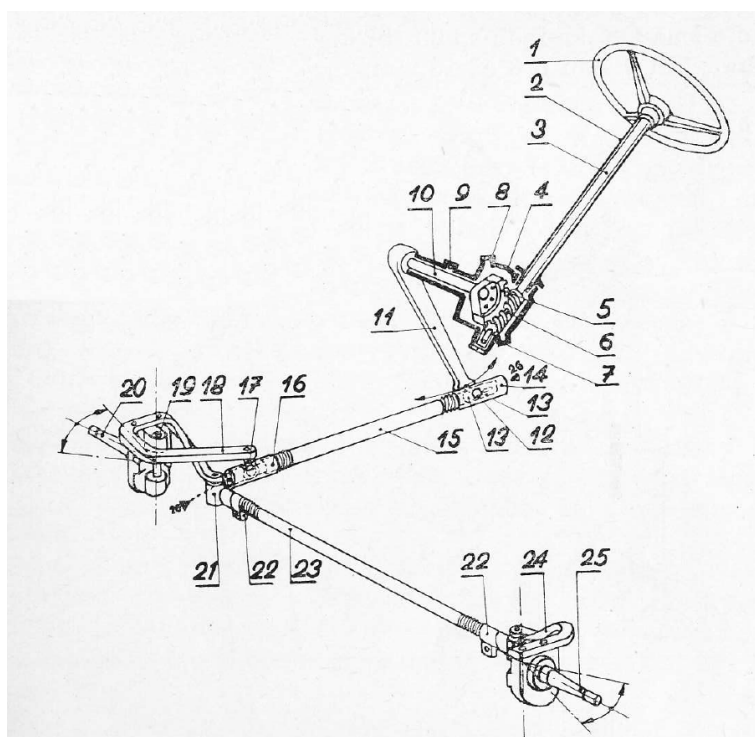


Obrázek 1.4: Systém Super Steer

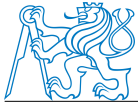
1.2 Druhy řízení

Řízení pomocí šnekového převodu

Šnekový převod je nejjednodušším typem řízení, avšak dostačujícím pro traktory nižších tříd nebo malotraktory. Pohyb volantů je přenášen hřídelem na šnek, kde je pomocí šnekového převodu transformován na rotační pohyb ozubeného segmentu. Tento pohyb je dále přenášen hlavní pákou řízení na posuvný pohyb řídicí tyče, která otáčí těhlicí jednoho kola. Spojovací tyč připojená k oběma těhlicím pomocí dvojice kulových čepů pak zajišťuje otáčení druhého kola. Přední konec řídicí tyče se vykyvuje společně s přední nápravou podle nerovností terénu. Zadní konec, připojený k hlavní páce řízení rovněž pomocí kulového čepu, tento kývavý pohyb přední nápravy nesleduje. To zajišťuje, že při přejezdu nerovností, který má za následek kývání nápravy kolem centrálního čepu, traktor samovolně nezatáčí. [3]



Obrázek 1.5: Schéma šnekového řízení



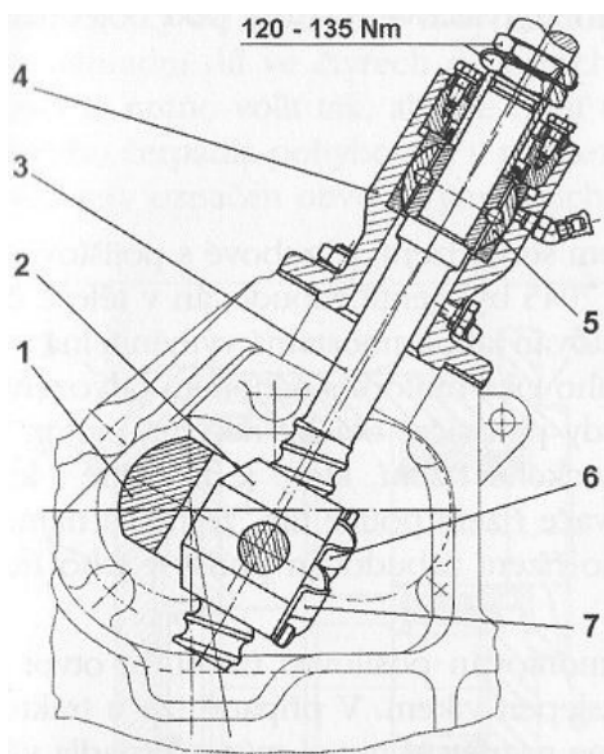
- | | | | |
|----|------------------------------|----|--------------------------------|
| 1 | volant | 2 | sloupek řízení |
| 3 | hřídel řídicího kola | 4 | skříň řízení |
| 5 | šnekové kolo | 6 | šnek |
| 7 | výpustná zátka skříně řízení | 8 | plnicí zátka |
| 9 | tlaková maznice | 10 | čep šnekového segmentu |
| 11 | hlavní páka řízení | 12 | kulový čep |
| 13 | pánve kulového čepu | 14 | hlava řídicí tyče |
| 15 | řídicí tyč | 16 | hlava řídicí tyče |
| 17 | kulový čep | 18 | páka spojovací a řídicí tyče |
| 19 | čep řízení | 20 | čep předního kola – pravý |
| 21 | hlava spojovací tyče | 22 | zajištění hlavy spojovací tyče |
| 23 | spojovací tyč | 24 | levá páka řízení |
| 25 | čep předního kola – levý | | |

Kuličkové řízení

Kuličkové řízení je u nás známo hlavně díky výrobci traktorů Zetor. Používalo se na velkém množství modelů traktorů, a to od roku 1972 až do roku 1993, na některých modelech pak až do roku 1997. Po tomto roce bylo kuličkové řízení definitivně nahrazeno řízením hydrostatickým.

Kuličkové řízení využívá systému, kdy řízení traktoru je uloženo ve skříně řízení obsahující vlastní olejovou náplň a skládá se z kuličkového šroubu a matice s obíhajícími kuličkami. Otáčivý pohyb šroubu, který je vyvozen otáčením volantu, je následně převeden na přímočarý pohyb matice. Ta posléze natáčí hřídel řízení v požadovaném smyslu. Tento otáčivý pohyb se dále přenáší táhlem řízení a spojovací tyčí na přední kola.

Tento typ řízení bylo na přání možné vybavit posilovačem řízení, zajišťujícím snížení ovládací síly volantu potřebné k natočení kol. V tomto případě je dodáván tlakový olej do válce posilovače s šoupátkovým rozvodem pomocí čerpadla. Posilující účinek se dostaví po vyvinutí určité síly nutné k překonání odporu pružiny a vychýlení šoupátka, to pak rozvede tlakový olej, který rozpohybuje pístnici požadovaným směrem. [4]



Obrázek 1.6: Schéma kuličkového řízení

kde: 1 ... hřídel řízení

2 ... matice kuličkového šroubu

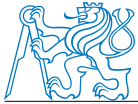
3 ... kuličkový šroub

4 ... držák

5 ... ložisko volantu

6 ... převáděcí trubka malého okruhu

7 ... převáděcí trubka velkého okruhu

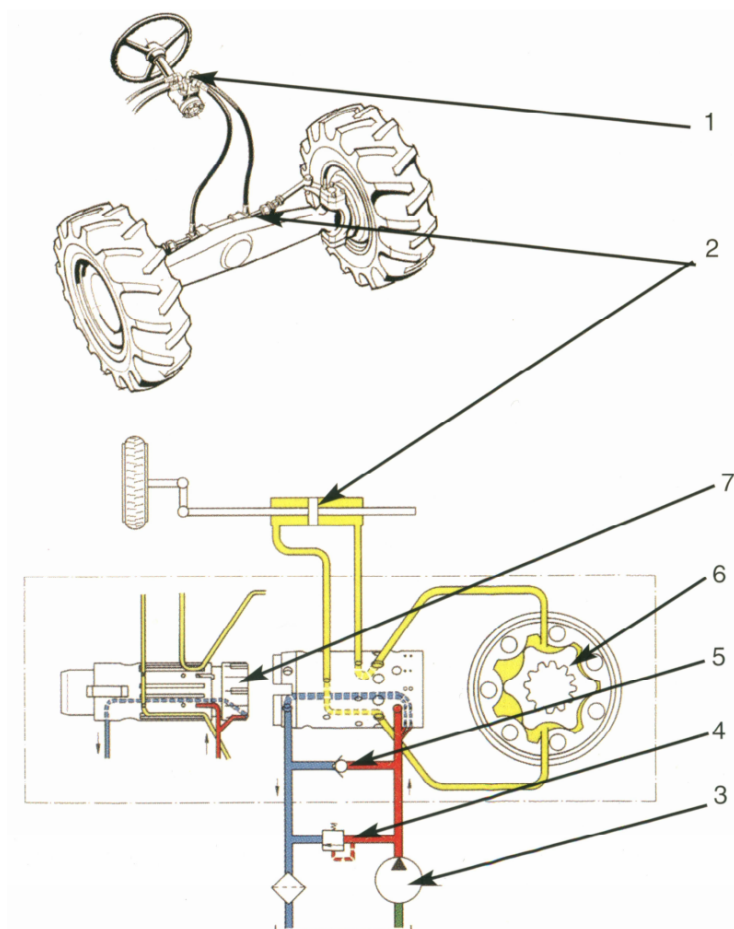


Hydrostatické řízení

Tento typ řízení dnes ve světě traktorů, hlavně u těch vyšších tříd, naprosto převažuje nad ostatními systémy. Jde o velké usnadnění konstrukce, kdy hřídel volantu nemá žádné mechanické spojení s koly traktoru – toto spojení je zajištěno hydrostaticky. Schéma tohoto typu řízení je zobrazeno na obrázku 1.7.

Řízení tvoří hydrostatická jednotka, připojená na sloupek řízení. Volant je spojen s tělesem odměrného hydrogenerátoru pomocí rotačního rozvaděče. Hydrogenerátor dodává tlakový olej, ten dále postupuje do rotačního rozvaděče. V případě, kdy traktor jede přímo, tedy volant je v neutrální poloze, olej protéká rotačním rozvaděčem zpět do nádrže. Když řidič otočí volantem, rotační rozvaděč umožní průtok oleje do odměrného hydrogenerátoru. Ten pak dávkuje přesné množství oleje na správnou stranu pístu přímočarého hydromotoru podle toho, na jakou stranu mají kola traktoru zatočit. [10]

V případě poruchy motoru nebo hydrogenerátoru musí být zajištěno nouzové řízení traktoru, ovšem nouzová ovládací síla volantu může být v tomto případě mnohonásobně vyšší než při běžné jízdě. V této situaci funguje odměrný hydrogenerátor jako hydrogenerátor. Natočením volantu je vyvolán v hydrogenerátoru tlak, který pomocí pístu natočí kola. [10]

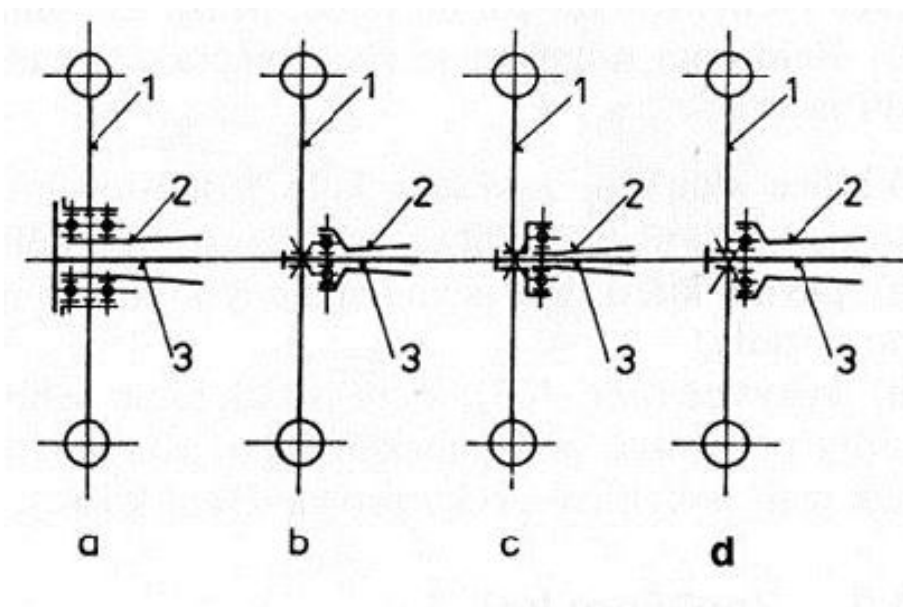


Obrázek 1.7: Hydrostatické řízení

- kde: 1 ... hydrostatická jednotka
2 ... dvojitý přímočarý hydromotor
3 ... hydrogenerátor
4 ... nádržka
5 ... jednosměrný ventil
6 ... odměrný hydrogenerátor
7 ... rotační rozvaděč

1.3 Uložení kol

Schéma 1.8 představuje varianty uložení poháněných kol.



Obrázek 1.8: Varianty uložení

kde: 1 ... kolo

2 ... most nápravy

3 ... hnací hřídel kola

a) uložení kola na mostu:

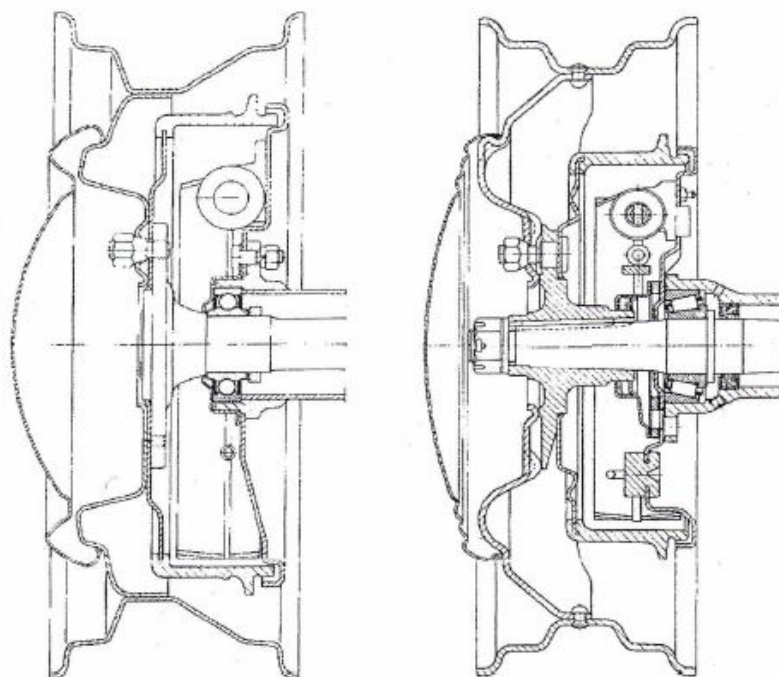
- kolo uloženo otočně na dvojici valivých ložisek na vnějším konci mostu nápravy, hnací hřídel je namáhán pouze krutem;

b) uložení letmo:

- uložení hlavy kola pevně přímo na hřídel, který se otáčí v ložisku uvnitř nápravy, hřídel je namáhán na ohyb i krut, viz obr. 1.9;

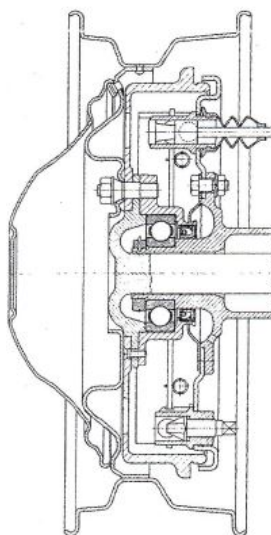
c) uložení pololetmo na jednom ložisku vsazeném / d) nasazeném

- hlava kola pevně spojena s hnací hřídelí a současně se otáčí na valivém ložisku, namáhání ohybovým momentem pouze částečně, viz obr. 1.10.

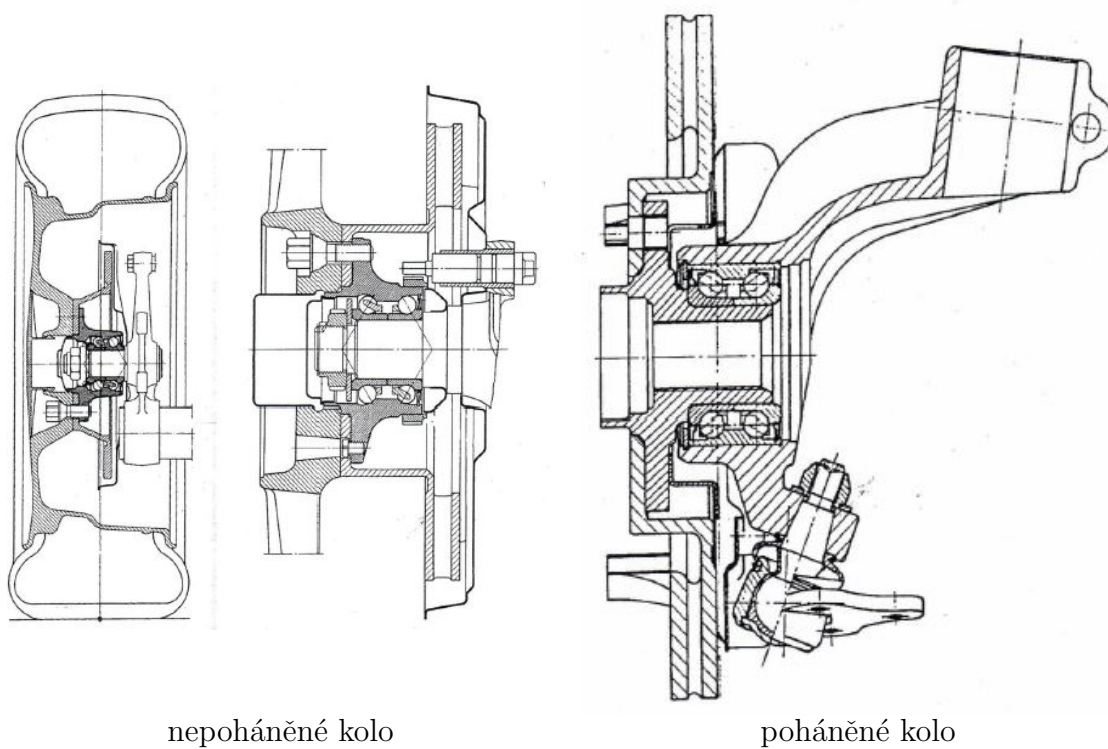


Obrázek 1.9: Uložení letmo

U nepoháněného kola je vnější kroužek ložiska otočný, vnitřní pevný. U poháněného kola je tomu naopak – vnější kroužek je pevný, vnitřní otočný, viz obr. 1.11.



Obrázek 1.10: Uložení pololetmo

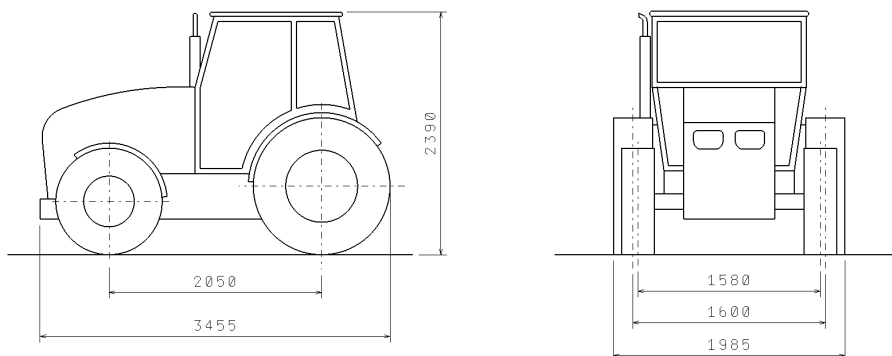


Obrázek 1.11: Rozdíl v uložení poháněného a nepoháněného kola

2 Koncept malotraktoru

Po konzultaci se zástupcem firmy MBtech Bohemia byly určeny základní parametry malotraktoru pro návrh konceptu. Jsou to:

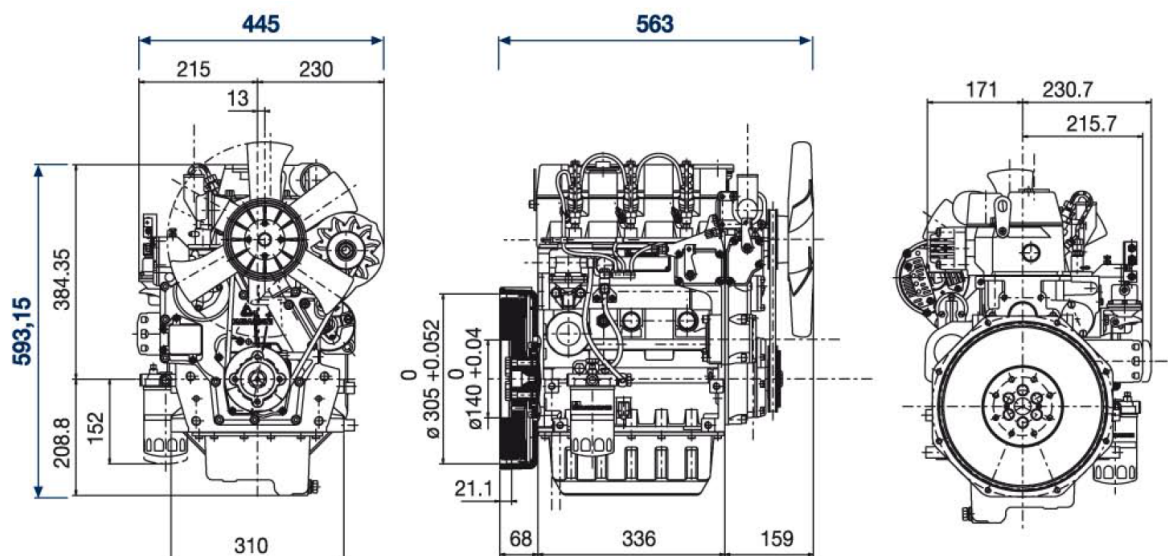
rozvor	2050 mm
rozchod přední	1580 mm
rozchod zadní	1600 mm
poloměr otáčení	3,5 m



Obrázek 2.1: Základní rozměry

Jako vyhovující motor, spadající svým výkonem ještě do výkonnostní kategorie malotraktorů, byl předběžně zvolen motor Lombardini LDW 1603. Společnost Lombardini, od roku 2007 součást společnosti Kohler, je italská firma specializující se na výrobu převážně dieselových motorů do traktorů nižších tříd, s maximálním výkonem 56 kW. Základní rozměry zvoleného motoru jsou na obrázku 2.2; motor má tyto parametry:

zdvihový objem	1649 cm ³
počet válců	3
maximální výkon	29,5 kW/40,1 HP při 3000 ot./min
maximální krouticí moment	113 Nm při 1600 ot./min
suchá hmotnost	185 kg
hmotnost s provozními náplněmi	195 kg
chladicí médium	voda



Obrázek 2.2: Motor Lombardini LDW 1603

2.1 Rozložení hmotnosti

Výpočet polohy těžiště, nebo alespoň jeho podélné souřadnice (x) ve směru jízdy (viz schéma 2.3, je spolu s výpočtem hmotnosti traktoru v různých zatěžovacích stavech základním stavebním kamenem pro jakékoliv další výpočty sil, potřebné k dimenzování všech navrhovaných komponent. Základem výpočtu polohy těžiště je znalost hmotnosti všech komponent traktoru, společně se znalostí dílčích poloh jejich těžišť. Výsledná poloha těžiště se pak vypočítá podle vzorce:

$$x_c = \sum_i \frac{x_i \cdot m_i}{m_c} \quad (2.1)$$

$$m_c = \sum_i m_i \quad (2.2)$$

kde: x_i je dílčí souřadnice těžiště i -té komponenty v podélném směru x [mm]

m_i je dílčí hmotnost i -té komponenty [kg]

x_c celková souřadnice těžiště traktoru v podélném směru x [mm]

m_c je celková hmotnost traktoru [kg]

Tabulka 2.1: Hmotnosti, souřadnice (x) jednotlivých komponent malotraktoru

i	komponenta	hmotnost [kg]	dílčí souřadnice těžiště x [mm]
1	motor	195	-400
2	přední náprava	85	0
3	převodovka	300	-1200
4	zadní náprava, rozvodovka	250	-2050
5	nádrž 70 l	80	-1500
6	baterie	30	-1500
7	rám	400	-1000
8	radlice prázdná	120	750
9	tříbodový závěs	90	-2500
10	kabina	350	-1800
11	kola přední	120	0
12	kola zadní	220	-2050
13	řidič	80	-1800
14	ostatní	200	-1000

Nutno dodat, že hodnoty hmotností a dílčích souřadnic těžišť většiny komponent uvedených v tabulce 2.1 jsou pouze odhadem. K upřesnění těchto hodnot dojde až v průběhu konstrukce malotraktoru.

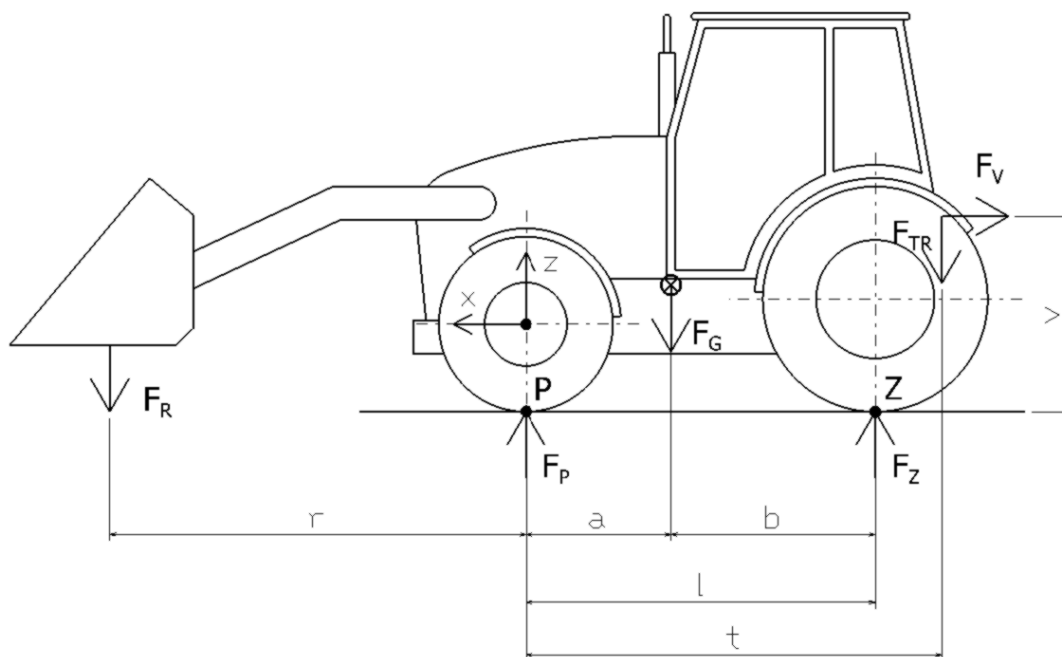
Díky znalosti dílčích poloh těžišť a hmotností jednotlivých komponent můžeme spočítat celkovou hmotnost nenaloženého traktoru dle vzorce 2.2:

$$m_c = 2520 \text{ kg} \quad (2.3)$$

a předběžnou polohu těžiště nenaloženého traktoru podle vzorce 2.1:

$$x_c = -1163 \text{ mm} \quad (2.4)$$

K dimenzování přední nápravy a všech jejích dílčích komponent je však zapotřebí podívat se na rozložení hmotnosti podrobněji a hlavně spočítat síly působící na přední a zadní nápravu.



Obrázek 2.3: Statická rovnováha sil působících na traktor

kde: F_P je reakční síla působící na přední nápravu [N]

F_Z je reakční síla působící na zadní nápravu [N]

F_G je tíhová síla traktoru působící v těžišti [N]

F_R je tíhová síla od nákladu v radlici [N]

F_{TR} je tíhová síla od nákladu v tříbodovém závěsu [N]

F_V je vlečná síla (např. při orbě) [N]

Ze schématu 2.3 jsou patrné všechny síly, které mohou na traktor ve statickém případě působit. Díky nám již známé celkové hmotnosti traktoru můžeme spočítat i velikost tíhové síly traktoru F_G působící v těžišti:

$$F_G = m_c \cdot g = 2520 \cdot 9,81 = 24721 \text{ N} \quad (2.5)$$



Ostatní síly F_R , F_{TR} a F_V jsou vstupními daty získanými od konzultanta z firmy MBtech Bohemia a jejich velikosti pro případ plně naloženého traktoru jsou:

$$F_R = 2943 \text{ N}$$

$$F_{TR} = 4905 \text{ N}$$

$$F_V = 1962 \text{ N}$$

Pro přehlednost hodnoty geometrických rozměrů uvedených ve schématu 2.3:

$$a = 1,19 \text{ m}$$

$$b = 0,86 \text{ m}$$

$$l = 2,05 \text{ m}$$

$$t = 2,5 \text{ m}$$

$$v = 1 \text{ m}$$

$$r = 2,5 \text{ m}$$

Díky znalosti velikostí všech požadovaných sil a rozměrů jsme schopni pomocí jednoduché momentové rovnice 2.6 sestavené k bodu Z vypočítat velikosti reakčních sil F_P a F_Z .

$$F_G \cdot b - F_P \cdot l + F_R \cdot (r + l) - F_V \cdot v - F_{TR} \cdot (t - l) = 0 \quad (2.6)$$

Vyjádřením síly F_P z této rovnice dostaneme po dosazení její velikost:

$$F_P = \frac{F_G \cdot b + F_R \cdot (r + l) - F_V \cdot v - F_{TR} \cdot (t - l)}{l} \quad (2.7)$$

$$F_P = \frac{24721 \cdot 0,86 + 2943 \cdot (2,5 + 2,05) - 1962 \cdot 1 - 4905 \cdot (2,5 - 2,05)}{2,05}$$

$$F_P = 14857 \text{ N} \quad (2.8)$$

Z rovnováhy sil působících ve směru z dostaneme hodnotu F_Z :

$$F_Z = F_G + F_R + F_{TR} - F_P \quad (2.9)$$

$$F_Z = 17712 \text{ N} \quad (2.10)$$

Ze vztahů 2.8 a 2.10 jsou tedy patrné velikosti reakčních sil F_P a F_Z . Tyto hodnoty jsou však vypočteny z případu, kdy je traktor naložen dovolenými hmotnostmi jak v radlici, tak



v tříbodovém závěsu. Uvažujme však, že řidič traktoru může zvedat čelní radlici a dojde k jejímu zaseknutí o nějakou překážku, případně je radlice přeložena natolik, že zadní náprava ztrácí při zvedání radlice kontakt se zemí. Matematicky tento stav vyjádříme tak, že reakční síla působící od podloží na zadní nápravu je nulová, tedy $F_Z = 0$. Pro tento případ můžeme pomocí vhodně sestavené momentové rovnice k bodu P vypočítat takovou sílu F_R , která takovouto situaci způsobí. Nazvěme tuto sílu $F_{R_{max}}$. Reakční sílu působící od podloží na přední nápravu nazvěme pro tento zatěžující stav $F_{P_{max}}$.

$$F_{R_{max}} \cdot r - F_G \cdot a - F_{TR} \cdot t + F_Z \cdot l = 0 \quad (2.11)$$

Po zohlednění naší okrajové podmínky pro tento stav, tedy že $F_Z = 0$, a vyjádření $F_{R_{max}}$ dostáváme:

$$F_{R_{max}} = \frac{F_G \cdot a + F_{TR} \cdot t}{r} \quad (2.12)$$

po dosazení pak:

$$F_{R_{max}} = \frac{24721 \cdot 1,19 + 4905 \cdot 2,5}{2,5} \quad (2.13)$$

$$F_{R_{max}} = 16405 \text{ N} \quad (2.14)$$

Z rovnováhy sil působících ve směru z dostaneme hodnotu $F_{P_{max}}$:

$$F_{P_{max}} + F_Z - F_{R_{max}} - F_G - F_{TR} = 0 \quad (2.15)$$

po vyjádření $F_{P_{max}}$:

$$F_{P_{max}} = F_{R_{max}} + F_G + F_{TR} \quad (2.16)$$

a po číselném dosazení:

$$F_{P_{max}} = 16405 + 24721 + 4905 \quad (2.17)$$

$$F_{P_{max}} = 46031 \text{ N} \quad (2.18)$$

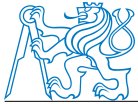
2.2 Zatížení přední nápravy v různých jízdních režimech

Největší síla, která může na přední nápravu působit, je tedy síla $F_{P_{max}}$. Z této síly budeme vycházet při dimenzování přední nápravy a jejích dílčích komponent. Pro další výpočty, zvláště pak pro výpočet trvanlivosti ložisek, je ale nutné znát rozložení hmotnosti traktoru pro všechny předpokládané jízdní režimy. Předpokládané jízdní režimy jsou tyto:



1. plně naložený traktor
2. naložená pouze radlice, třibodový závěs prázdný
3. naložený pouze třibodový závěs, radlice prázdná
4. prázdná radlice i třibodový závěs

Silové poměry pro případ 1 jsou již zřejmé ze vztahů 2.8 a 2.10. Pro jednotlivé jízdní režimy jsou proměnné hodnoty souřadnice těžiště a hodnoty zatěžujících sil. Liší se tedy i výsledná síla F_P . Pro přehlednost jsou v tabulkách uvedeny hodnoty zatěžujících sil, souřadnice těžiště a vzdálenosti a , b . Jejich význam je vysvětlen ve schématu 2.3.



Tabulka 2.2: Jízdní režim č. 1 - plně naložený traktor

síla	[N]	souřadnice x působíště [mm]	vzdálenost	[m]
F_G	24721	-1163	a	1,19
F_R	2943	750	b	0,86
F_{TR}	4905	-2500	x_T	-1191 mm
F_V	1962	–	F_{P_n}	14857 N

kde: x_T je souřadnice x těžiště při daném jízdním režimu, výpočet dle vztahu 2.1

F_{P_n} je síla F_P pro daný jízdní režim, její výpočet vychází ze vztahu 2.7

Pozn.: Moment síly F_V působí ve směru x na konstantním rameni v , její souřadnice x nás tedy nezajímá.

Tabulka 2.3: Jízdní režim č. 2 - naložená pouze radlice

síla	[N]	souřadnice x působíště [mm]	vzdálenost	[m]
F_G	24721	-1163	a	0,96
F_R	2943	750	b	1,09
F_{TR}	0	-2500	x_T	-959 mm
F_V	0	–	F_{P_r}	19689 N

kde: F_{P_r} je síla F_P pro daný jízdní režim, její výpočet vychází ze vztahu 2.7

Tabulka 2.4: Jízdní režim č. 3 - naložený pouze tříbodový závěs

síla	[N]	souřadnice x působíště [mm]	vzdálenost	[m]
F_G	24721	-1163	a	1,38
F_R	0	750	b	0,67
F_{TR}	4905	-2500	x_T	-1384 mm
F_V	1962	–	F_{P_t}	5998 N

kde: F_{P_t} je síla F_P pro daný jízdní režim, její výpočet vychází ze vztahu 2.7

Tabulka 2.5: Jízdní režim č. 4 - prázdná radlice i třibodový závěs

síla	[N]	souřadnice x působíště [mm]	vzdálenost	[m]
F_G	24721	-1163	a	1,16
F_R	0	750	b	0,89
F_{TR}	0	-2500	x_T	-1163 mm
F_V	0	–	F_{P_p}	10696 N

kde: F_{P_p} je síla F_P pro daný jízdní režim, její výpočet vychází ze vztahu 2.7

3 Návrh hlavních konstrukčních uzlů

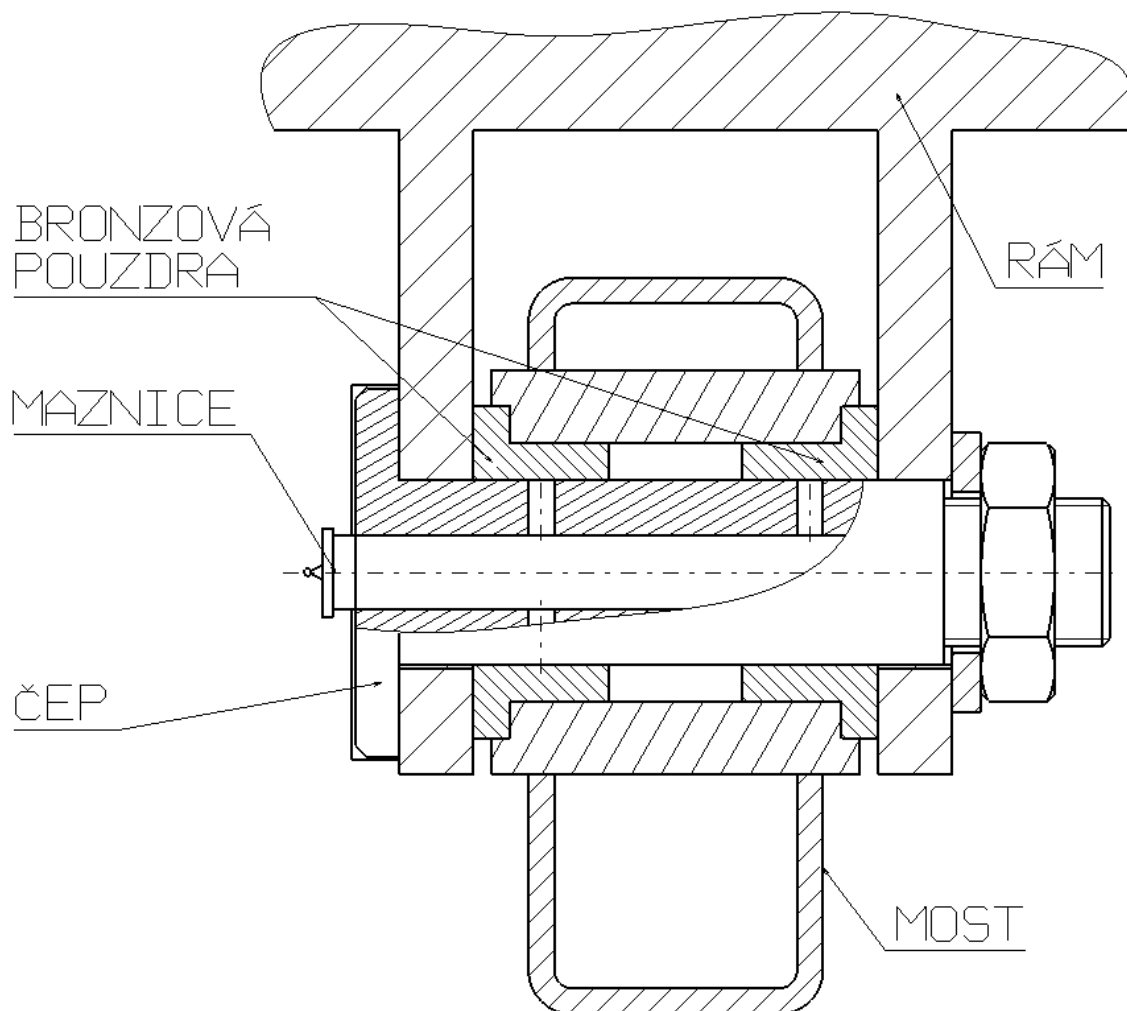
Před začátkem konstrukce je třeba se zamyslet nad provedením třech zásadních konstrukčních míst. Jedná se o:

1. uložení mostu nápravy v rámu traktoru pomocí centrálního čepu
2. uložení těhlic v mostu nápravy
3. uložení kol

3.1 Uložení mostu nápravy v rámu

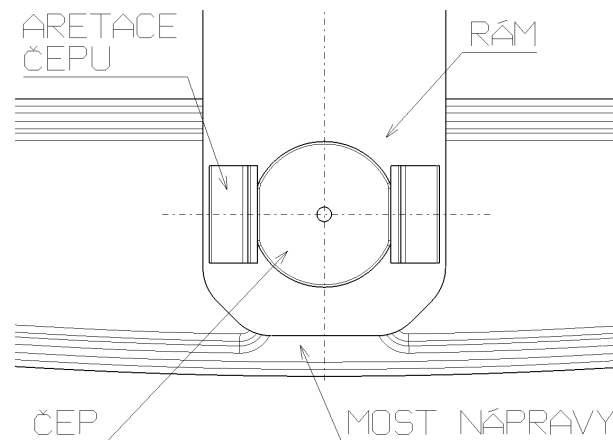
Jelikož navrhovaný stroj spadá do kategorie malotraktorů, byl vybrán nejjednodušší a zároveň cenově nejdostupnější typ přední nápravy, tedy náprava neodpružená. Jak už bylo popsáno v kapitole 1.1, v tomto případě bývá most nápravy uchycen k rámu pomocí centrálního čepu. Je však třeba se na toto spojení podívat detailněji.

Jak je patrné z obrázku 3.1, hladký chod „kývání“ mostu nápravy kolem čepu uchyceného k rámu je při jízdě přes nerovnosti umožněn díky dvojici bronzových vložek. Mazání tohoto uložení je zajištěno rozvodem mazacích drážek uvnitř čepu, mazivo je do čepu dopravováno pomocí maznice umístěné na čele čepu. Aby skutečně docházelo k otáčení mostu nápravy, respektive bronzových vložek vzhledem k čepu, a neprotáčel se samotný čep v rámu, je čelo čepu po stranách ofrézované. Ze strany čela čepu je pak k rámu



Obrázek 3.1: Uchycení mostu nápravy k rámu pomocí centrálního čepu

přivařena dvojice tyčí profilu L , o které se zmíněné ofrézované boky čela čepu opřou. Patrně z obrázku 3.2.



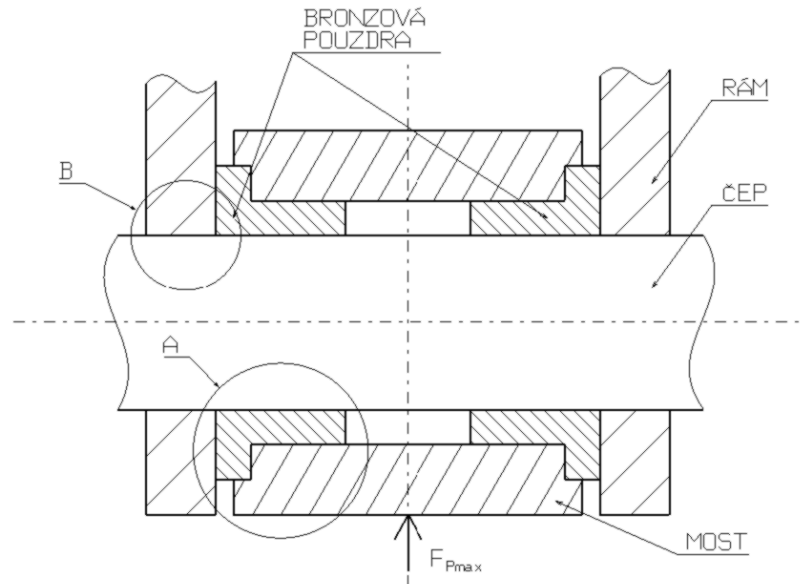
Obrázek 3.2: Zamezení protáčení centrálního čepu vůči rámu

3.1.1 Kontrola spoje na otláčení

Aby výše popsaný spoj fungoval, je zapotřebí ujistit se, že se otvor v rámu, ani bronzové vložky nevymačkají. Proč jako zatěžující sílu budeme brát sílu $F_{P_{max}}$, bylo vysvětleno v kapitole 2.1. Protože otláčení na obou stranách čepu je symetrické, budeme počítat vždy pouze otláčení na jedné straně čepu. Zatěžující síla jedné poloviny čepu bude tedy $F_{P_{max}}/2$. Dovolené tlaky ve spojích jsou pro ocel $p_{D_{OCEL}} = 24 \text{ MPa}$, pro bronz pak $p_{D_{BRONZ}} = 16 \text{ MPa}$.

Z obrázku 3.3 je patrné, které oblasti tohoto spoje budou kontrolovány. Jde o:

1. otláčení bronzové vložky v kontaktu jak s mostem, tak s centrálním čepem. Obojí na obr. 3.3 detail *A*
2. otláčení rámu v kontaktu s centrálním čepem. Na obr. 3.3 detail *B*



Obrázek 3.3: Kontrolované oblasti spoje z hlediska otláčení

Nejprve spočítáme tlak v kontaktu mostu s bronzovou vložkou. Dle schématu 3.4 sestavíme pro tento případ vzorec:

$$p_{V_a} = \frac{F_{P_{max}}}{a \cdot D_a} \quad (3.1)$$

kde: $F_{P_{max}} = 46031 \text{ N}$,

$a = 29 \text{ mm}$... šířka styku,

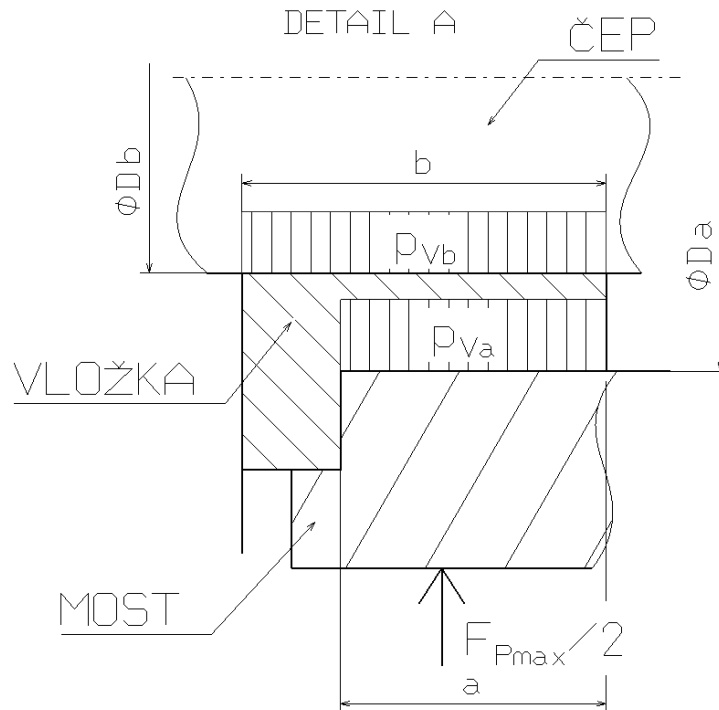
$D_a = 55 \text{ mm}$... průměr v místě styku.

po dosazení získáme:

$$p_{V_a} = \frac{46031}{29 \cdot 55} \quad (3.2)$$

$$p_{V_a} = 14,43 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

$p_{V_a} < p_{D_{BRONZ}}$... kontrolovaný spoj z hlediska otláčení vyhovuje.



Obrázek 3.4: Tlaky v kontaktu mostu, bronzové vložky a centrálního čepu

Stejně budeme postupovat i v případě kontroly v místě kontaktu bronzové vložky s centrálním čepem. Vzorec sestavený podle schématu 3.4 bude tedy vypadat:

$$p_{V_b} = \frac{F_{P_{max}}}{b \cdot D_b} \quad (3.4)$$

kde: $D_b = 45 \text{ mm}$... průměr v místě styku,

$b = 35 \text{ mm}$... šířka styku.

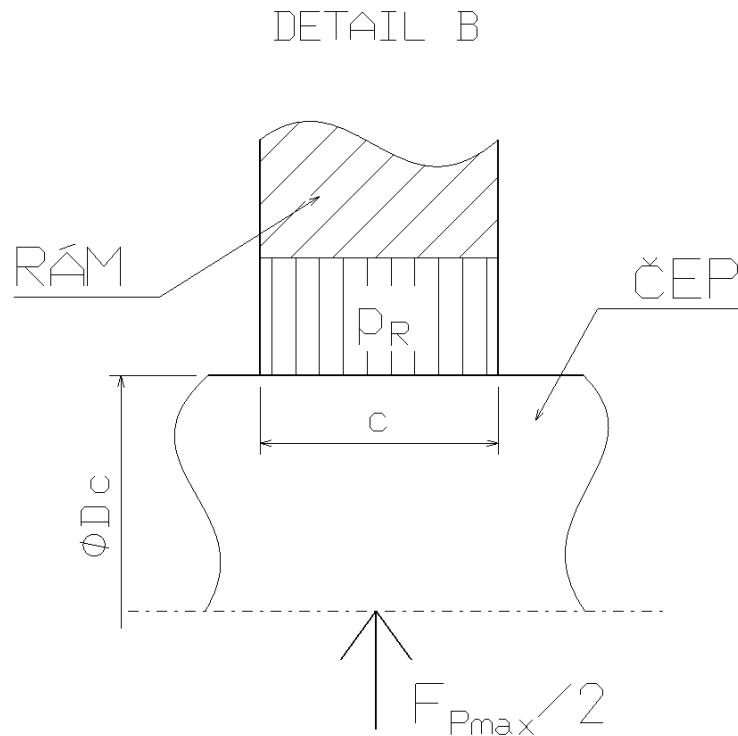
po dosazení získáme:

$$p_{V_b} = \frac{46031}{35 \cdot 45} \quad (3.5)$$

$$p_{V_b} = 14,61 \text{ MPa} \quad (3.6)$$

$p_{V_b} < p_{D_{BRONZ}}$... kontrolovaný spoj z hlediska otlačení vyhovuje.

Poslední kontrola tohoto konstrukčního uzlu z hlediska otláčení se týká kontaktu centrálního čepu s rámem. Tento případ je znázorněn na obrázku 3.5. Jelikož oba díly jsou ocelové, výsledný tlak budeme porovnávat s dovoleným tlakem pro ocel, tedy p_{DOCEL} .



Obrázek 3.5: Tlak v kontaktu centrálního čepu s rámem

Dle schématu 3.5 sestavíme pro tento případ vzorec:

$$p_R = \frac{F_{P_{max}}}{c \cdot D_c} \quad (3.7)$$

kde: $D_c = 45 \text{ mm}$... průměr v místě styku,

$c = 25 \text{ mm}$... šířka styku.

po dosazení získáme:

$$p_R = \frac{46031}{25 \cdot 45} \quad (3.8)$$



$$p_R = 20,46 \text{ MPa} \quad (3.9)$$

$p_R < p_{DOCEL}$... kontrolovaný spoj z hlediska otláčení vyhovuje.

3.1.2 Kontrola centrálního čepu

Vzhledem k uložení centrálního čepu je zapotřebí zkontrolovat jej jak z hlediska maximálního napětí ve stříhu, tak v ohybu. Při výpočtu obou maximálních napětí budeme opět počítat se zatěžující silou $F_{P_{max}}$, viz kapitola 2.1. Čep je vyroben z oceli 11 600 dle ČSN 41 1600. Minimální hodnota meze kluzu pro tuto ocel je $R_{e_{min}} = 294 \text{ MPa}$.

1. Kontrola centrálního čepu na stříh:

Maximální dovolené napětí ve stříhu se vypočítá ze vztahu:

$$\tau_{D_S} = \frac{0,6 \cdot R_e}{k} \quad (3.10)$$

kde: k je bezpečnost, pro tento případ volím $k = 2$. po dosažení tedy:

$$\tau_{D_S} = \frac{0,6 \cdot 294}{2} \quad (3.11)$$

$$\tau_{D_S} = 88,2 \text{ MPa} \quad (3.12)$$

Výpočet maximálního napětí ve stříhu vychází ze vztahu:

$$\tau_S = \frac{F_{P_{max}}}{2 \cdot S_{\check{c}}} \quad (3.13)$$

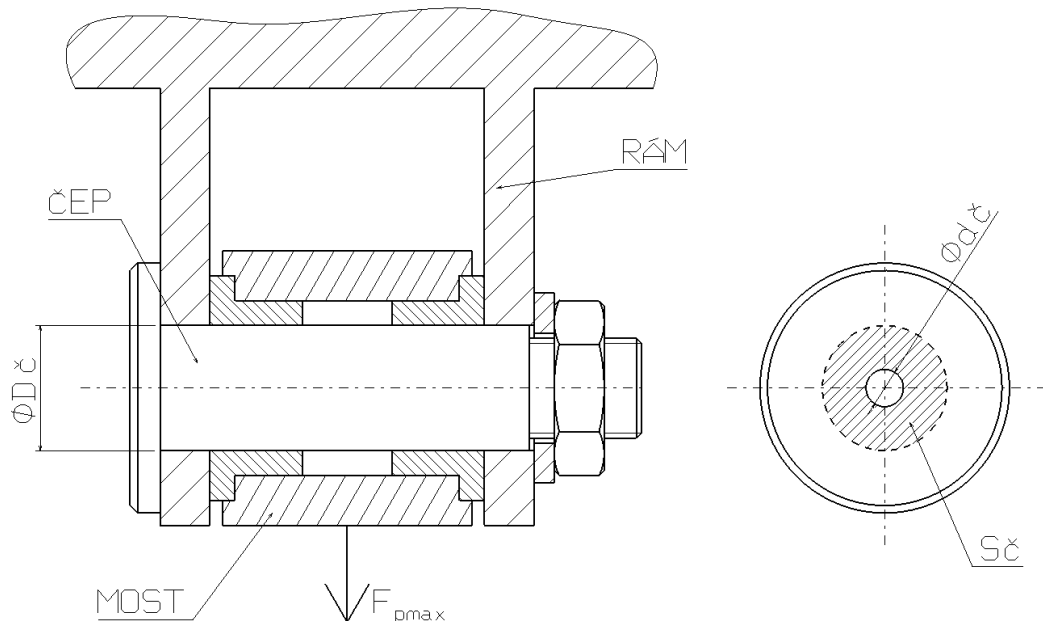
kde: $S_{\check{c}}$ je plocha materiálu čepu v příčném řezu, na obr. 3.6 vyznačená šrafováním.

$$S_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot (D_{\check{c}}^2 - d_{\check{c}}^2)}{4} \quad (3.14)$$

kde: $D_{\check{c}} = 45 \text{ mm}$

$d_{\check{c}} = 6 \text{ mm}$

$$S_{\check{c}} = 1561,37 \text{ mm}^2 \quad (3.15)$$



Obrázek 3.6: Centrální čep

Se znalostí plochy průřezu čepu $S_{\check{c}}$ můžeme dosadit do vzorce 3.13 a dostaneme výsledné napětí ve střihu při působení síly $F_{P_{max}}$:

$$\tau_S = \frac{46031}{2 \cdot 1561,37} \quad (3.16)$$

$$\tau_S = 14,74 \text{ MPa} \quad (3.17)$$

$\tau_S < \tau_{D_S}$... čep s ohledem na střiž vyhovuje.

2. Kontrola centrálního čepu na ohyb:

Centrální čep je namáhán ohybem podle schématu 3.7. Maximální dovolené napětí čepu v ohybu je:

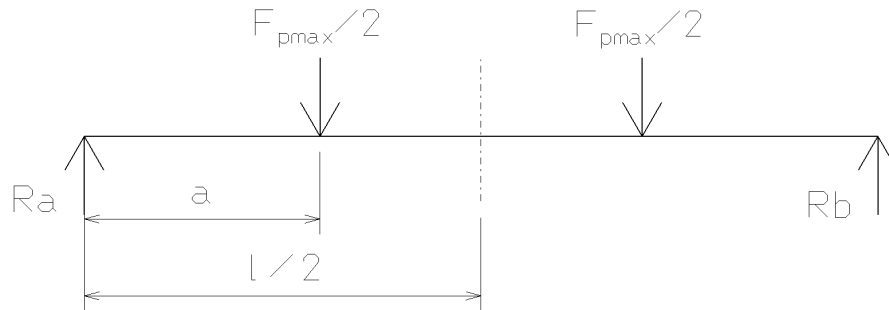
$$\sigma_{D_o} = \frac{R_e}{k} \quad (3.18)$$

bezpečnost k volím pro případ ohybu opět $k = 2$. po dosazení tedy:

$$\sigma_{D_o} = \frac{294}{2} = 147 \text{ MPa} \quad (3.19)$$

Maximální ohybový moment namáhající čep je podle schématu 3.7 a po vyšetření zátěžného stavu pomocí metody řezu:

$$M_{O_{max}} = R_a \cdot a \quad (3.20)$$



Obrázek 3.7: Ohybové namáhání centrálního čepu

$$R_a = \frac{F_{P_{max}}}{2} \quad (3.21)$$

$$M_{o_{max}} = \frac{F_{P_{max}}}{2} \cdot a \quad (3.22)$$

kde $a = 30 \text{ mm}$. po dosazení tedy dostaneme:

$$M_{o_{max}} = \frac{46031}{2} \cdot 30 \quad (3.23)$$

$$M_{o_{max}} = 690468,14 \text{ Nmm} \quad (3.24)$$

Dále vypočteme průřezový modul v ohybu mezikruhového průřezu čepu patrného z obrázku 3.6:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{\check{c}}^4 - d_{\check{c}}^4}{D_{\check{c}}} \quad (3.25)$$

po dosazení:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{45^4 - 6^4}{45} \quad (3.26)$$

$$W_o = 8938,81 \text{ mm}^3 \quad (3.27)$$

Výsledné ohybové napětí tedy bude:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \quad (3.28)$$

$$\sigma_o = \frac{690468,14}{8938,81} \quad (3.29)$$

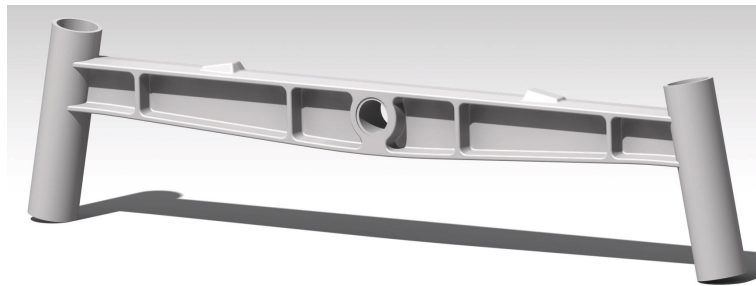
$$\sigma_o = 77,24 \text{ MPa} \quad (3.30)$$

$\sigma_o < \sigma_{D_o}$... čep i s ohledem na ohyb vyhovuje.

3.1.3 Most nápravy

Kvůli zatím nejasnému množství vyráběných náprav byly navrženy dva typy mostu nápravy, a to odlitek a svařenec, oba s přivařenými pouzdry pro těhlice.

Odlitek



Obrázek 3.8: Most nápravy – odlitek

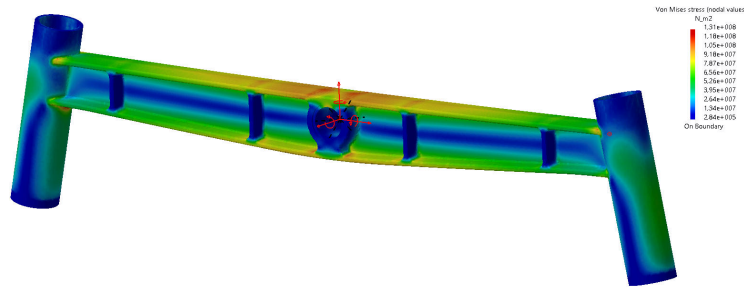
Odlitek (obr. 3.8) bude použit v případě velkosériové výroby. Materiálem je ocel ČSN 422630, která zajišťuje dobrou svařitelnost mostu s pouzdry těhlic. Mez kluzu této oceli je $Re = 260 \text{ MPa}$.

Pevnostní kontrola mostu

Maximální napětí je počítáno metodou konečných prvků pomocí integrovaného MKP řešiče přímo v programu *Catia*. Výpočet zatěžující síly $F_{P_{max}} = 46031 \text{ N}$, ze které je most dimenzován, je popsán v kapitole 2.1. Okrajová podmínka respektuje skutečné uložení mostu pomocí centrálního čepu. Reakční síla vyvozená kontaktem kol malotraktoru s podloží je do výpočtu zavedena skutečně v místě tohoto kontaktu. Velikost elementů je 0,5 mm. Maximální napětí v oblasti středu mostu vyšlo $\sigma_{max} = 131 \text{ MPa}$. Výsledná bezpečnost tedy vyjde:

$$k = \frac{Re}{\sigma_{max}} = \frac{260}{131} = 1,98 \quad (3.31)$$

Most nápravy s ohledem na ohyb vyhovuje.



Obrázek 3.9: Maximální napětí v mostu nápravy

Svařenec

Most je svařen ze dvou U profilů (obr. 3.10) a bude použit v případě malé série. Stejně jako v případě odlitého mostu, budou i k tomuto typu mostu přivařena pouzdra pro těhlice.



Obrázek 3.10: Most nápravy – svařenec

Pevnostní kontrola mostu

Z obr. 3.11 je patrný průřez svařovaného mostu. Geometrické rozměry jsou:

$$H = 160 \text{ mm}$$

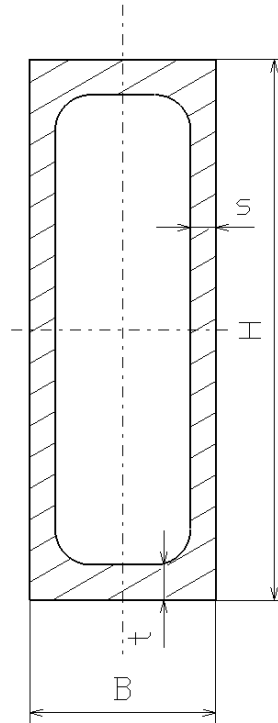
$$B = 55 \text{ mm}$$

$$t = 10,5 \text{ mm}$$

$$s = 7,5 \text{ mm}$$

$$b = B - 2s = 55 - 2 \cdot 7,5 = 40 \text{ mm}$$

$$h = H - 2t = 160 - 2 \cdot 10,5 = 139 \text{ mm}$$



Obrázek 3.11: Průřez mostu

Zatížení mostu je znázorněno na obrázku 3.12. Délka mostu je $l = 1190 \text{ mm}$, zatěžující silou je opět síla $F_{P_{max}} = 46031 \text{ N}$. Dále je most zatížen ohybovým momentem M vzniklým působením síly $F_{P_{max}}/2$ na most na rameni $\xi = 200 \text{ mm}$ (obr. 3.15). Jeho velikost se spočítá:

$$M = \frac{F_{P_{max}}}{2} \cdot \xi = \frac{46031}{2} \cdot 200 = 4603120 \text{ Nmm} \quad (3.32)$$

Maximální ohybový moment ve středu mostu tedy vyjde:

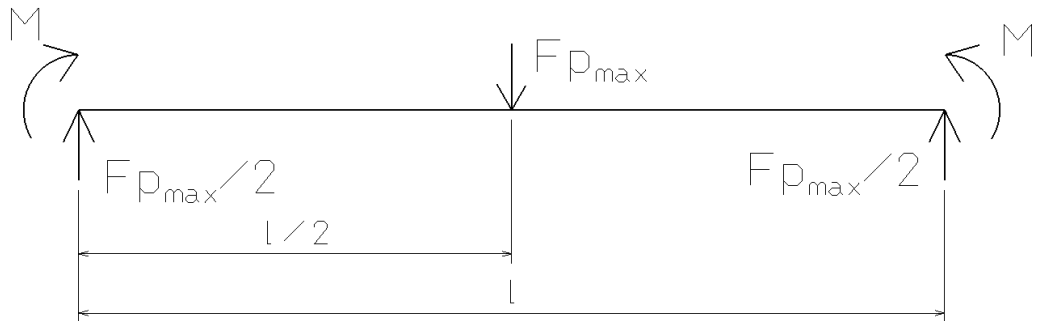
$$M_{o_{l/2}} = \frac{F_{P_{max}}}{2} \cdot \frac{l}{2} + M = \frac{46031}{2} \cdot \frac{1190}{2} + 4603120 = 18297406 \text{ Nmm} \quad (3.33)$$

Průřezový modul v ohybu dle obr. 3.11 spočteme:

$$W_o = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H} = \frac{55 \cdot 160^3 - 40 \cdot 139^3}{6 \cdot 160} = 122765,9 \text{ mm}^3 \quad (3.34)$$

Ohybové napětí ve středu mostu:

$$\sigma = \frac{M_{o_{l/2}}}{W_o} = \frac{18297406}{122765,9} = 149 \text{ MPa} \quad (3.35)$$



Obrázek 3.12: Zatížení mostu

Jelikož svařovaný most je vyroben z oceli 11 375 s minimální hodnotou meze kluzu $R_e = 360 \text{ MPa}$, výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu vyjde:

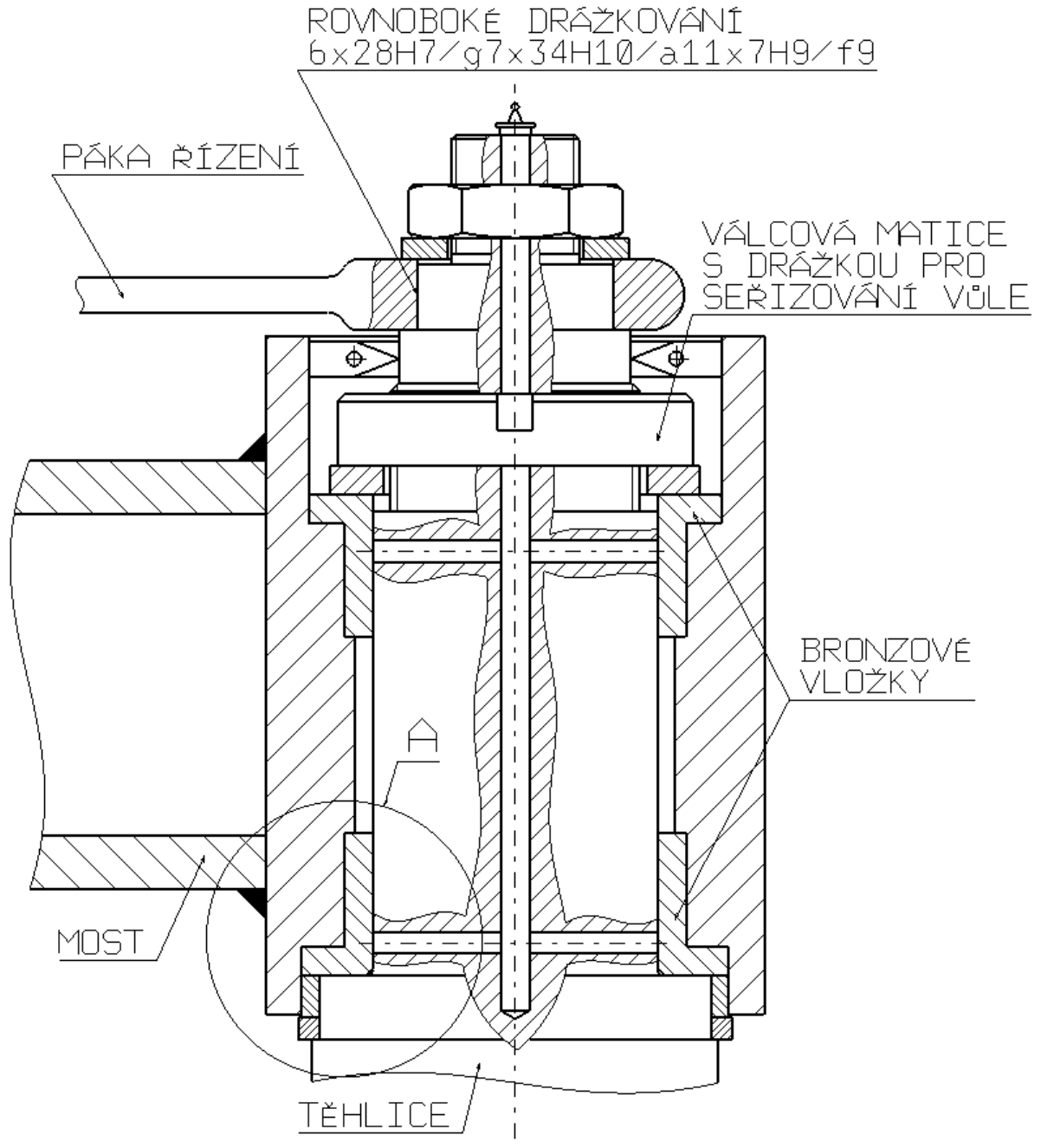
$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{360}{149} = 2,42 \quad (3.36)$$

Most s ohledem na ohyb vyhovuje.

3.2 Uložení těhlic v mostu nápravy

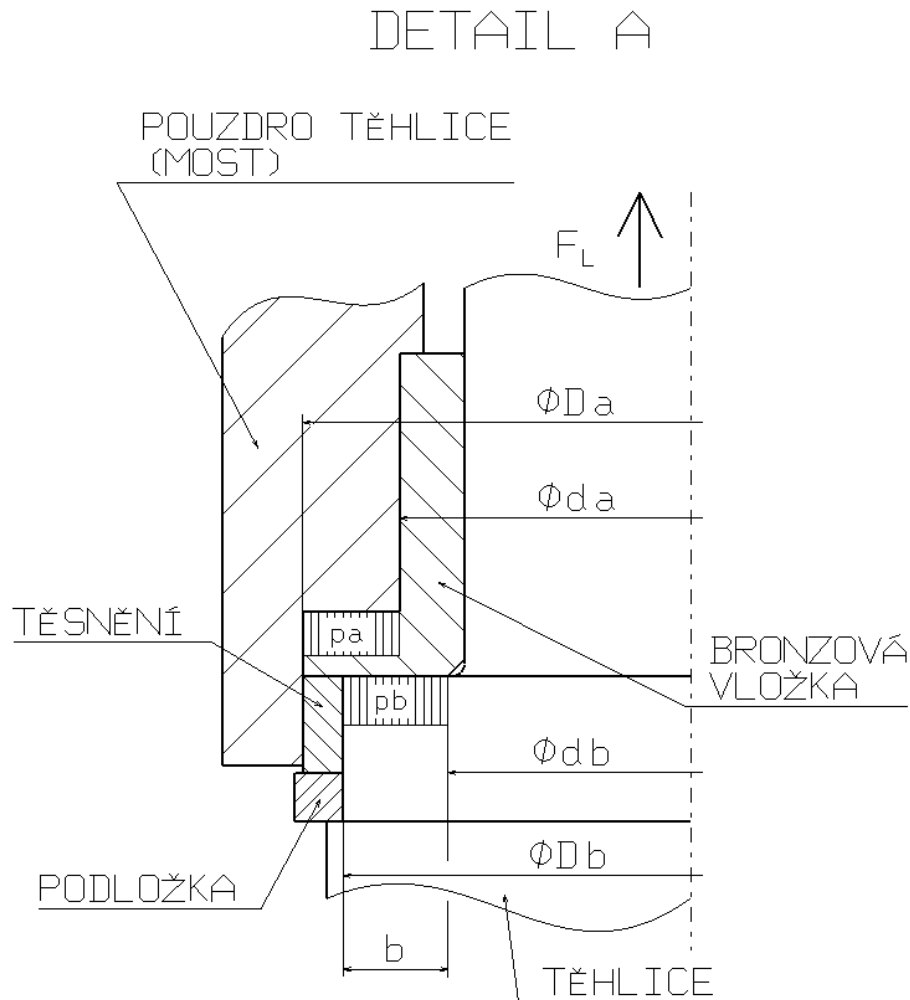
Je potřeba zajistit rotační uložení těhlic vůči pouzdrům těhlic, která jsou přivařena k mostu nápravy. K tomuto typu uložení budou využity opět bronzové vložky mazané pomocí mazacích drážek rozvedených v těhlici. Mazivo je do těhlice přiváděno maznicí. Schéma tohoto uložení je na obr. 3.13. Kontrola drážkových spojů pák řídicího mechanismu s těhlicemi bude provedena v kapitole 5.3.

Důležitá bude opět kontrola bronzové vložky na otláčení, a to jak v kontaktu s mostem nápravy (tlak p_a), tak v kontaktu s těhlicí (tlak p_b), viz obr. 3.14.



Obrázek 3.13: Uložení těhlíce v mostu nápravy

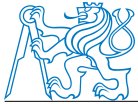
3.2.1 Kontrola spoje na otláčení



Obrázek 3.14: Kontrola otláčení bronzové vložky

Při kontrole na otláčení budeme opět vycházet ze zatěžující síly $F_{P_{max}}$, respektive $F_{P_{max}}/2$ připadající na jedno kolo, viz kapitola 2.1. Jelikož těhlice nsvírají s mostem nápravy pravý úhel, ale jsou odkloněny o úhel β , je třeba spočítat zatěžující sílu F_L , viz obr. 3.14.

$$F_L = \frac{F_{P_{max}}}{2} \cdot \cos \beta \quad (3.37)$$



kde $\beta = 7^\circ$

po dosazení tedy:

$$F_L = \frac{46031}{2} \cdot \cos 7^\circ \quad (3.38)$$

$$F_L = 22844,1 \text{ N} \quad (3.39)$$

1. Kontrola kontaktu bronzové vložky s mostem nápravy (p_a)

Dovolený tlak v kontaktu těchto dvou dílů je $p_{DBRONZ} = 16 \text{ MPa}$. Pro výpočet tlaku sestavíme dle schématu 3.14 vzorec:

$$p_a = \frac{F_L}{S_a} \quad (3.40)$$

kde S_a je velikost kontaktní plochy mezi pouzdem těhlice a vložkou. Tato plocha se vypočítá ze vztahu:

$$S_a = \frac{\pi \cdot (D_a^2 - d_a^2)}{4} \quad (3.41)$$

kde $D_a = 69 \text{ mm}$

$d_a = 53 \text{ mm}$

po dosazení:

$$S_a = \frac{\pi \cdot (69^2 - 53^2)}{4} \quad (3.42)$$

$$S_a = 1533,1 \text{ mm}^2 \quad (3.43)$$

Výsledný tlak tedy bude:

$$p_a = \frac{22844,1}{1533,1} \quad (3.44)$$

$$p_a = 14,9 \text{ MPa} \quad (3.45)$$

$p_a < p_{DBRONZ} \dots$ kontrolovaný spoj z hlediska otlačení vyhovuje.

2. Kontrola kontaktu bronzové vložky s těhlicí (p_b)

Dovolený tlak v místě tohoto styku je opět $p_{DBRONZ} = 16 \text{ MPa}$. Výpočet skutečného tlaku opět podle obr. 3.14:



$$p_b = \frac{F_L}{S_b} \quad (3.46)$$

$$S_b = \frac{\pi \cdot (D_b^2 - d_b^2)}{4} \quad (3.47)$$

kde $D_b = 68 \text{ mm}$

$d_b = 47 \text{ mm}$

$$S_b = \frac{\pi \cdot (68^2 - 47^2)}{4} \quad (3.48)$$

$$S_b = 1896,7 \text{ mm}^2 \quad (3.49)$$

$$p_b = \frac{22844,1}{1896,7} \quad (3.50)$$

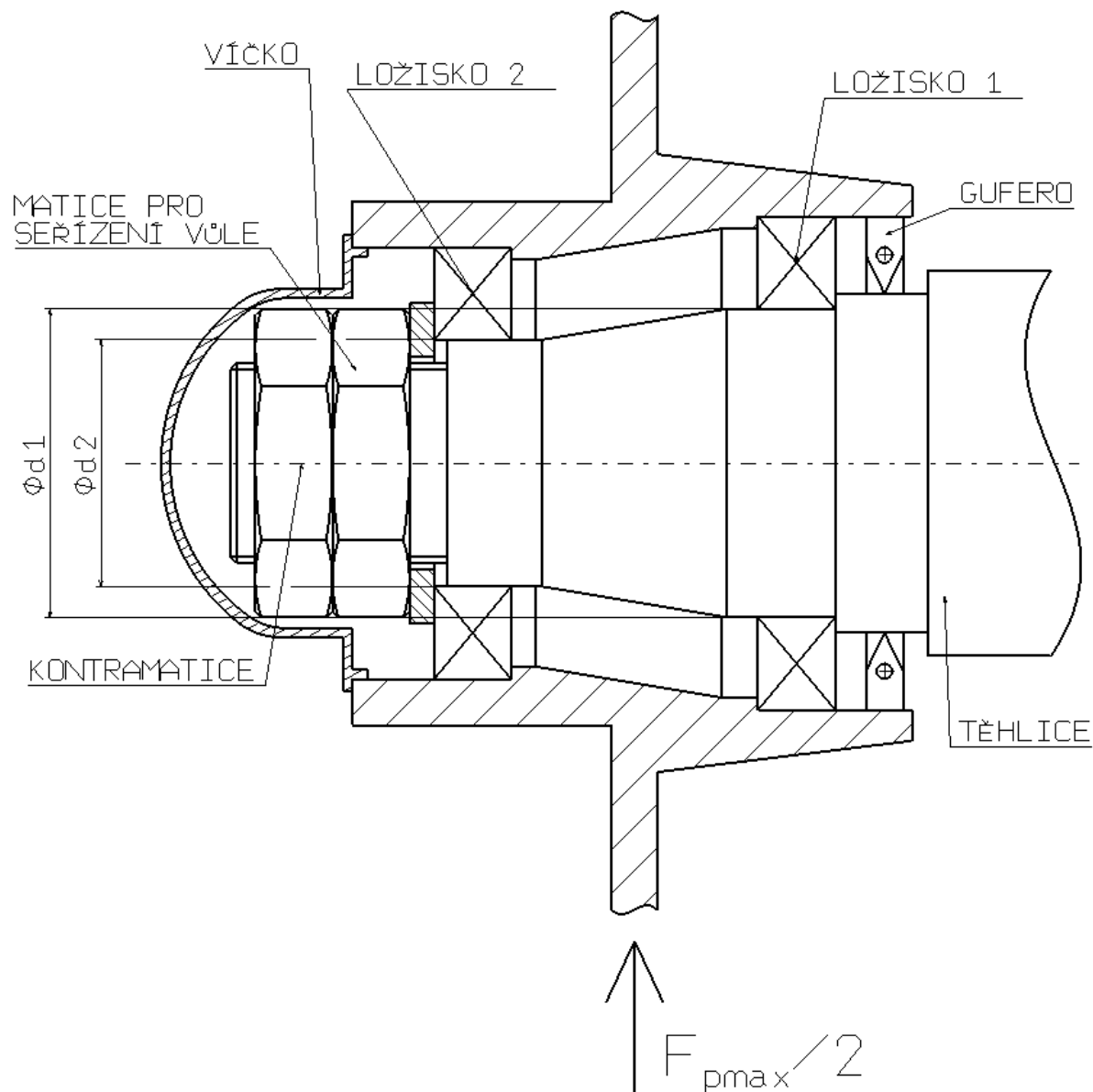
$$p_b = 12 \text{ MPa} \quad (3.51)$$

$p_b < p_{D_{BRONZ}}$... kontrolovaný spoj z hlediska otláčení vyhovuje.

3.3 Uložení kol

Vzhledem k tomu, že navrhovaná náprava je nepoháněná, náboje kol budou uloženy pomocí dvojice kuželíkových ložisek uspořádaných do „O“ (viz obr. 3.15), kde otočné budou vnější kroužky ložisek, viz kapitola 1.3. Toto uspořádání kuželíkových ložisek je také označováno „back to back“.

Výběr ložisek pro první návrh vychází z průměrů těhlice v místech uložení obou ložisek. Jsou to průměry d_1 a d_2 vyznačené na obrázku 3.15. Pro tyto průměry byla vybrána z internetového katalogu firmy SKF ložiska popsaná v kapitole 4.



Obrázek 3.15: Uložení kol



4 Výpočet trvanlivosti ložisek

Existují dva hlavní mechanismy poškození ložisek. Prvním z nich je jednorázové přetížení ložiska, kdy dojde k trvalé deformaci na funkčních plochách ložiska. Druhým, běžnějším případem je únava materiálu, kdy dochází k postupné kumulaci poškození, která vyústí v úplné zničení ložiska. S ohledem na oba tyto mechanismy se také musejí ložiska při návrhu kontrolovat. Jedná se o statickou kontrolu, kdy porovnáváme jednorázové špičkové zatížení ložiska s jeho maximální statickou únosností. Druhá, dynamická kontrola je však o něco složitější. Je potřeba odhadnout jízdní režimy vozidla, ve kterých bude provozováno, a vypočítat zatížení působící na ložiska v těchto režimech. Dále je třeba provést odhad využití jednotlivých jízdních režimů. To se však může značně lišit, zvláště u typu vozidla, jakým je traktor. Je třeba pokusit se najít nejhorší případ pro dynamické zatížení ložisek, avšak takový, aby ložiska nebyla zbytečně předimenzována.

4.1 Dynamická kontrola ložisek

Pro výpočet dynamické životnosti ložiska je rozhodující jeho trvanlivost. Trvanlivostí ložiska rozumíme buď počet otáček nebo dobu chodu v provozních hodinách při dané frekvenci otáčení, které ložisko vykoná, než se objeví první známky únavy materiálu (vydrolení) na valivých tělesech nebo oběžných drahách. U ložisek stejného typu a velikosti však mohou být trvanlivosti, a to i při naprosto stejných podmínkách, rozdílné. Pro výpočet byla tedy určena tzv. základní trvanlivost, v souladu s doporučením ISO. Jedná se o trvanlivost, které dosáhne nebo ji překročí 90 % ložisek stejného typu při stejných podmínkách. Z ložiskových zkoušek vyplývá, že střední trvanlivost (kterou překročí 50 % zkoušených ložisek je přibližně pětkrát větší než trvanlivost základní, se kterou počítáme při výběru ložiska). [7]

Základní dynamická únosnost C je neproměnné zatížení, při němž dosáhne ložisko (alespoň 90 % z velkého počtu zkoušených vzorků – viz odstavec výše) jednoho milionu otáček.

Tabulka 4.1: Parametry kuželíkových ložisek

	ložisko 1	ložisko 2	jednotky	význam
označení	30210 J2/Q	30208 J2/Q		
d	50	40	mm	vnitřní průměr
D	90	80	mm	vnější průměr
B	20	19,8	mm	šířka
C_0	91500	68000	N	statická únosnost
C	76500	61600	N	základní dynamická únosnost
Y	1,4	1,6	–	axiální součinitel
e	0,43	0,37	–	mezní hodnota F_A/F_R

Rovnice trvanlivosti:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (4.1)$$

L je základní trvanlivost ložiska [10^6 ot.]

C je základní dynamická únosnost [N]

P je ekvivalentní zatížení ložiska [N]

p je mocnitél:

pro kuličková ložiska $p = 3$

pro válečková, jehlová, soudečková a kuželíková ložiska $p = 10/3$

Trvanlivost ložisek u vozidel, ať už silničních nebo kolejových, se zpravidla vyčísľuje v jízdních kilometrech.

$$L_{km} = \frac{\pi \cdot D}{1000} \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (4.2)$$

Přejdeme k výpočtu ekvivalentního zatížení ložisek P pro první jízdní režim popsany v kapitole 2.2. Jedná se o režim plně naloženého traktoru. Jelikož traktor nejedí jen rovně a zatížení ložisek při přímé jízdě a v zatáčkách se samozřejmě liší, je třeba každý jízdní režim rozdělit na další tři podskupiny:

a) přímá jízda

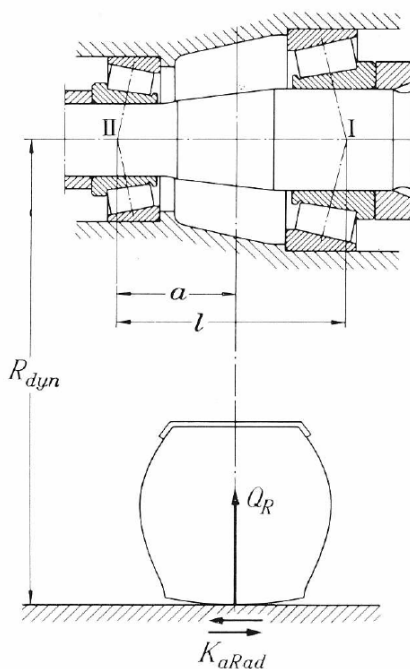
b) zatáčka, kontrolovaná ložiska na vnější straně

c) zatáčka, kontrolovaná ložiska na vnitřní straně

4.1.1 Jízdní režim č. 1, přímá jízda

Síla zatěžující přední nápravu, nazývaná též jako nápravový tlak, v tomto režimu vyšla $F_{P_n} = 14857 \text{ N}$. Zatížení jednoho kola tedy vychází:

$$Q_R = \frac{F_{P_n}}{2} = \frac{14857}{2} = 7428,5 \text{ N} \quad (4.3)$$



Obrázek 4.1: Zatížení jednoho kola

Z obrázku 4.1 je patrné, že abychom byli schopni spočítat zatížení na jedno ložisko, musíme znát geometrické rozměry a a l :

$$a = 30 \text{ mm}$$

$$l = 60 \text{ mm}$$

Síla Q_R zatěžující ložiska jednoho kola tedy působí přesně uprostřed mezi oběma ložisky.

Radiální zatížení ložiska 2 spočteme podle vzorce 4.4.

Tabulka 4.2: Součinitel přídatných sil f_m

Druh vozidla	f_m
osobní a dodávkové automobily	1,17
návěsy s jednoduchými ráfky	1,2
návěsy s dvojitými ráfky	1,23
autobusy a nákladní automobily	
jednoduché ráfky	1,2
dvojité ráfky	1,23
terénní vozy, jednoduché ráfky	1,3
terénní vozy, dvojité ráfky	1,36
traktory a příslušné vlečné vozy	1,45

$$Q_{R_{II}} = Q_R \cdot \frac{l - a}{l} \quad (4.4)$$

po dosazení:

$$Q_{R_{II}} = 7428,5 \cdot \frac{60 - 30}{60} = 3714,25 \text{ N} \quad (4.5)$$

Radiální zatížení ložiska 1:

$$Q_{R_I} = Q_R \cdot \frac{a}{l} \quad (4.6)$$

$$Q_{R_I} = 7428,5 \cdot \frac{30}{60} = 3714,25 \text{ N} \quad (4.7)$$

Kromě právě vypočtených radiálních sil jsou ložiska při jízdě zatěžována dalšími dynamickými silami, například od přejížděných nerovností. Z tohoto důvodu zavádíme součinitel přídatných sil, který se pro jednotlivé typy vozidel liší. Z tabulky 4.2 je patrné, že pro traktory je tento součinitel největší a je roven $f_m = 1,45$. To je dáno především nepříznivým terénem, ve kterém je tento typ stroje obvykle provozován.

Výsledné radiální zatížení po zohlednění součinitele přídatných sil tedy spočteme pro ložisko 1:

$$F_{R_I} = Q_{R_I} \cdot f_m \quad (4.8)$$

$$F_{R_I} = 3714,25 \cdot 1,45 = 5385,67 \text{ N} \quad (4.9)$$



Pro ložisko 2:

$$F_{R_{II}} = Q_{R_{II}} \cdot f_m \quad (4.10)$$

$$F_{R_{II}} = 3714,25 \cdot 1,45 = 5385,67 \text{ N} \quad (4.11)$$

Přestože při přímé jízdě nepůsobí na ložiska žádná vnější síla, tedy $K_a = 0$, uvnitř ložisek vznikají vzájemné axiální síly, nazývané vnitřní, způsobené typem konstrukce kuželíkových ložisek. S těmito silami se při návrhu ložisek musí také počítat. Postup jejich výpočtu je popsán na obrázku 4.2 a je závislý na poměrech velikostí radiálních sil působících na ložisko a jejich axiálních součinitelů. Naše ložisko 1 je na tomto obrázku značeno písmenem A , ložisko 2 pak písmenem B . Je tedy třeba tyto poměry spočítat:

$$\frac{F_{R_I}}{Y_I} = \frac{5385,67}{1,4} = 3846,9 \quad (4.12)$$

$$\frac{F_{R_{II}}}{Y_{II}} = \frac{5385,67}{1,6} = 3366 \quad (4.13)$$

Jelikož $\frac{F_{R_I}}{Y_I} > \frac{F_{R_{II}}}{Y_{II}}$ a $K_a = 0$, jedná se o případ $1a$ dle obrázku 4.2.

Velikosti jednotlivých axiálních sil tedy spočteme:

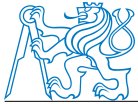
$$F_{A_I} = \frac{0,5 \cdot F_{R_{II}}}{Y_I} \quad (4.14)$$

$$F_{A_I} = \frac{0,5 \cdot 5385,67}{1,4} = 1923,5 \text{ N} \quad (4.15)$$

$$F_{A_{II}} = F_{A_I} + K_a \quad (4.16)$$

$$F_{A_{II}} = 1923,5 + 0 = 1923,5 \text{ N} \quad (4.17)$$

Nyní již známe všechny potřebné veličiny k výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení P . Smyslem ekvivalentního zatížení je přepočítání všech proměnných sil různého směru na myšlené, neproměnné zatížení, vyhovující podmínkám platným pro základní dynamickou únosnost a mající stejný vliv na trvanlivost ložiska jako skutečné zatížení. Při současném působení radiálního i axiálního zatížení platí pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení rovnice 4.18.



$$P = XF_R + YF_A \quad (4.18)$$

kde P je ekvivalentní dynamické zatížení [N]

F_R je radiální složka zatížení ložiska [N]

F_A je axiální složka zatížení ložiska [N]

X je radiální součinitel [-]

Y je axiální součinitel [-]

Součinitele X a Y jednotlivých typů a velikostí ložisek jsou různě velké, jejich hodnoty jsou uvedeny v katalozích ložisek. Obecně závisí na úhlu, pod kterým působí zatížení, tzn. na poměru F_A/F_R . Dále platí, že axiální zatížení F_A ovlivňuje velikost ekvivalentního dynamického zatížení P teprve tehdy, překročí-li poměr F_A/F_R určitou mezní hodnotu e . Tuto hodnotu lze opět odečíst z katalogu ložisek. Je tedy nutné spočítat jednotlivé poměry F_A/F_R a porovnat je s hodnotami e .

$$\frac{F_{AI}}{F_{RI}} = \frac{1923,5}{5385,67} = 0,357 \quad (4.19)$$

$$\frac{F_{AI}}{F_{RI}} < e_I \rightarrow X_I = 1, Y_I = 0 \quad (4.20)$$

$$\frac{F_{AII}}{F_{RII}} = \frac{1923,5}{5385,67} = 0,357 \quad (4.21)$$

$$\frac{F_{AII}}{F_{RII}} < e_{II} \rightarrow X_{II} = 1, Y_{II} = 0 \quad (4.22)$$

Jednotlivá ekvivalentní zatížení pro plně naložený traktor jedoucí přímo jsou tedy pro ložisko 1:

$$P_I = X_I \cdot F_{RI} + Y_I \cdot F_{AI} \quad (4.23)$$

po dosazení:

$$P_I = 1 \cdot 5385,67 + 0 \cdot 1923,5 \quad (4.24)$$

$$P_I = 5385,67 \text{ N} \quad (4.25)$$



Pro ložisko 2:

$$P_{II} = X_{II} \cdot F_{R_{II}} + Y_{II} \cdot F_{A_{II}} \quad (4.26)$$

po dosazení:

$$P_{II} = 1 \cdot 5385,67 + 0 \cdot 1923,5 \quad (4.27)$$

$$P_{II} = 5385,67 \text{ N} \quad (4.28)$$

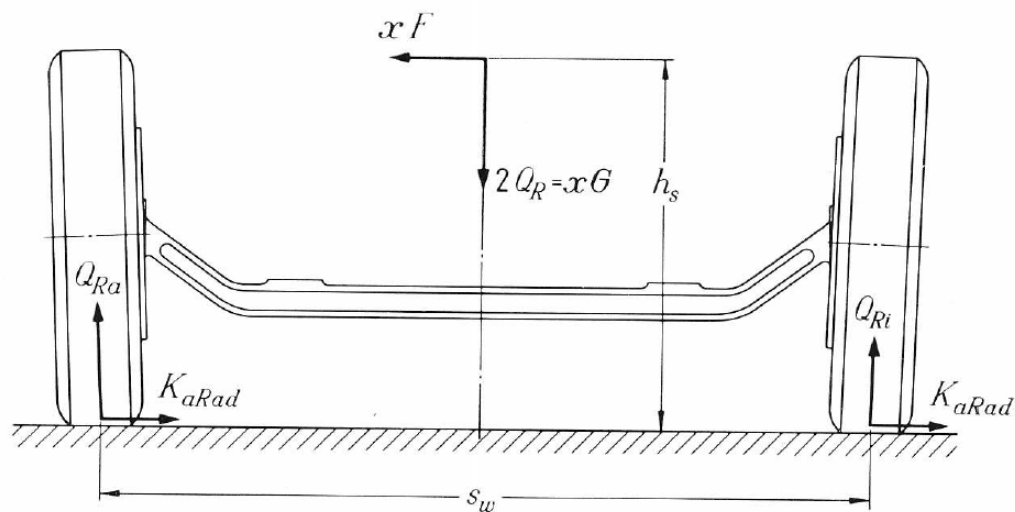
Axial loading of bearing arrangements incorporating two single row tapered roller bearings and/or bearing pairs in tandem

Bearing arrangement	Load case	Axial loads	
Case 1a			
<p>Back-to-back</p>	$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<hr/>		
Case 1b			
<p>Face-to-face</p>	$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<hr/>		
Case 1c			
<p>Face-to-face</p>	$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<hr/>		
Case 2a			
<p>Back-to-back</p>	$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_A}$
	<hr/>		
Case 2b			
<p>Face-to-face</p>	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<hr/>		
Case 2c			
<p>Face-to-face</p>	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$
	<hr/>		

Obrázek 4.2: Výpočet axiálních sil

4.1.2 Jízdní režim č. 1, zatáčka, vnější kolo

Při průjezdu zatáčkou je vždy jedno kolo přitěžováno a druhé odlehčováno. Pojdme se nejdříve zaměřit na první případ, tedy na vnější, přitěžované kolo, na které působí podle obrázku 4.3 radiální síla Q_{Ra} .



Obrázek 4.3: Působení sil při průjezdu zatáčkou

Nejdříve je třeba spočítat vnější axiální sílu vzniklou působením dostředivé síly na nápravu při průjezdu zatáčkou. Pro zjednodušení tohoto výpočtu byl sestaven vzorec:

$$K_a = Q_B \cdot k \quad (4.29)$$

kde součinitel k se spočítá:

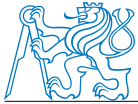
$$k = a \cdot \mu \quad (4.30)$$

kde $a = 0,5$ pro osobní automobily

$a = 0,412$ pro nákladní automobily

$\mu = 0,85$ pro suchý asfalt

Přestože nemáme součinitel a vyjádřený přímo pro traktory, budeme-li brát jeho hodnotu pro nákladní automobily, budeme s výpočtem vnější axiální síly na straně bezpečnosti.



$$K_a = Q_R \cdot a \cdot \mu \quad (4.31)$$

$$K_a = 7428,5 \cdot 0,412 \cdot 0,85 \quad (4.32)$$

$$K_a = 2601,5 \text{ N} \quad (4.33)$$

$$Q_{R_a} = 2 \cdot f_m \cdot Q_R \cdot \frac{0,5 \cdot s_w + k \cdot h_s}{s_w} \quad (4.34)$$

kde: s_w je rozchod přední nápravy viz obr. 4.3

h_s je výška těžiště viz obr. 4.3

$$Q_{R_a} = 2 \cdot 1,45 \cdot 7428,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 1580 + 0,35 \cdot 950}{1580} \quad (4.35)$$

$$Q_{R_a} = 15307,42 \text{ N} \quad (4.36)$$

Radiální zatížení ložiska 1:

$$F_{R_I} = Q_{R_a} \cdot \frac{a}{l} + K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{l} \quad (4.37)$$

kde význam veličin R_{dyn} , a a l je vysvětlen na obrázku 4.1, po dosazení:

$$F_{R_I} = 15307,42 \cdot \frac{30}{60} + 2601,46 \cdot \frac{380}{60} \quad (4.38)$$

$$F_{R_I} = 27424,81 \text{ N} \quad (4.39)$$

Radiální zatížení ložiska 2:

$$F_{R_{II}} = Q_{R_a} \cdot \frac{l - a}{l} - K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{l} \quad (4.40)$$

$$F_{R_{II}} = 15307,42 \cdot \frac{60 - 30}{60} - 2601,46 \cdot \frac{380}{60} \quad (4.41)$$

$$F_{R_{II}} = -12117,39 \text{ N} \quad (4.42)$$

$$\frac{F_{R_I}}{Y_I} = \frac{27424,81}{1,4} \quad (4.43)$$

$$\frac{F_{R_I}}{Y_I} = 19589,1 \quad (4.44)$$

$$\frac{F_{R_{II}}}{Y_{II}} = \frac{-12117,39}{1,6} \quad (4.45)$$



$$\frac{F_{R_{II}}}{Y_{II}} = -7573,4 \quad (4.46)$$

$\frac{F_{R_I}}{Y_I} > \frac{F_{R_{II}}}{Y_{II}}$, $Ka > 0$, jedná se o případ 1a dle obrázku 4.2.

Velikosti jednotlivých axiálních sil tedy spočteme:

$$F_{A_I} = \frac{0,5 \cdot |F_{R_{II}}|}{Y_I} \quad (4.47)$$

$$F_{A_I} = \frac{0,5 \cdot |-12117,39|}{1,4} = 4327,64 \text{ N} \quad (4.48)$$

$$F_{A_{II}} = F_{A_I} + K_a \quad (4.49)$$

$$F_{A_{II}} = 4327,64 + 2601,46 = 6929,1 \text{ N} \quad (4.50)$$

$$\frac{F_{A_I}}{F_{R_I}} = \frac{4327,64}{27424,81} = 0,158 \quad (4.51)$$

$$\frac{F_{A_I}}{F_{R_I}} < e_I \rightarrow X_I = 1, Y_I = 0 \quad (4.52)$$

$$\frac{F_{A_{II}}}{|F_{R_{II}}|} = \frac{6929,1}{12117,39} = 0,572 \quad (4.53)$$

$$\frac{F_{A_{II}}}{F_{R_{II}}} > e_{II} \rightarrow X_{II} = 0,4, Y_{II} = 1,6 \quad (4.54)$$

Ekvivalentní zatížení tedy budou:

$$P_I = X_I \cdot F_{R_I} + Y_I \cdot F_{A_I} \quad (4.55)$$

po dosazení:

$$P_I = 1 \cdot 27424,81 + 0 \cdot 1923,5 \quad (4.56)$$

$$P_I = 27424,81 \text{ N} \quad (4.57)$$

Pro ložisko 2:

$$P_{II} = X_{II} \cdot |F_{R_{II}}| + Y_{II} \cdot F_{A_{II}} \quad (4.58)$$

po dosazení:

$$P_{II} = 0,4 \cdot 12117,39 + 1,6 \cdot 6929,1 \quad (4.59)$$

$$P_{II} = 15933,52 \text{ N} \quad (4.60)$$



4.1.3 Jízdní režim č. 1, zatáčka, vnitřní kolo

Podle obrázku 4.3 působí na vnitřní kolo síla Q_{R_i} . Její velikost spočítáme pomocí vztahu:

$$Q_{R_i} = 2 \cdot f_m \cdot Q_R - Q_{R_a} \quad (4.61)$$

po dosazení:

$$Q_{R_i} = 2 \cdot 1,45 \cdot 7428,5 - 15307,42 \quad (4.62)$$

$$Q_{R_i} = 6235,23 \text{ N} \quad (4.63)$$

Radiální zatížení jednotlivých ložisek budou:

$$F_{R_I} = Q_{R_i} \cdot \frac{a}{l} - K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{l} \quad (4.64)$$

$$F_{R_I} = 6235,23 \cdot \frac{30}{60} - 2601,46 \cdot \frac{380}{60} \quad (4.65)$$

$$F_{R_I} = -16653,48 \text{ N} \quad (4.66)$$

$$F_{R_{II}} = Q_{R_i} \cdot \frac{l-a}{l} + K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{l} \quad (4.67)$$

$$F_{R_{II}} = 6235,23 \cdot \frac{60-30}{60} + 2601,46 \cdot \frac{380}{60} \quad (4.68)$$

$$F_{R_{II}} = 22888,72 \text{ N} \quad (4.69)$$

$\frac{F_{R_I}}{Y_I} < \frac{F_{R_{II}}}{Y_{II}}$, $K_a > 0$ – jedná se o případ 2a dle obrázku 4.2.

$$F_{A_{II}} = \frac{0,5 \cdot |F_{R_I}|}{Y_{II}} \quad (4.70)$$

$$F_{A_{II}} = \frac{0,5 \cdot |-16653,48|}{1,6} = 5204,21 \text{ N} \quad (4.71)$$

$$F_{A_I} = F_{A_{II}} + K_a \quad (4.72)$$

$$F_{A_I} = 5204,21 + 2601,46 = 7805,67 \text{ N} \quad (4.73)$$

$$\frac{F_{A_I}}{|F_{R_I}|} = \frac{7805,67}{|-16653,48|} = 0,469 \quad (4.74)$$



$$\frac{F_{A_I}}{F_{R_I}} > e_I \rightarrow X_I = 0,4, Y_I = 1,4 \quad (4.75)$$

$$\frac{F_{A_{II}}}{F_{R_{II}}} = \frac{5204,21}{22888,72} = 0,227 \quad (4.76)$$

$$\frac{F_{A_{II}}}{F_{R_{II}}} < e_{II} \rightarrow X_{II} = 1, Y_{II} = 0 \quad (4.77)$$

Výpočet ekvivalentních zatížení:

$$P_I = X_I \cdot |F_{R_I}| + Y_I \cdot F_{A_I} \quad (4.78)$$

po dosazení:

$$P_I = 0,4 \cdot |-16653,48| + 1,4 \cdot 7805,67 \quad (4.79)$$

$$P_I = 17589,34 \text{ N} \quad (4.80)$$

Pro ložisko 2:

$$P_{II} = X_{II} \cdot F_{R_{II}} + Y_{II} \cdot F_{A_{II}} \quad (4.81)$$

po dosazení:

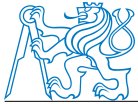
$$P_{II} = 1 \cdot 22888,72 + 0 \cdot 5204,21 \quad (4.82)$$

$$P_{II} = 22888,72 \text{ N} \quad (4.83)$$

Pro přehlednost jsou v tabulce 4.3 uvedeny hodnoty ekvivalentních zatížení pro jízdní režim 1, a to jak pro přímou jízdu, tak pro průjezdy zatáčkou. Tato ekvivalentní zatížení jsou zároveň podle vzorce 4.1 přepočtena na základní trvanlivost L a podle vzorce 4.2 na trvanlivost v kilometrech L_{km} .

Tabulka 4.3: Hodnoty ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 1

	přímá jízda		zatáčka, vnější kolo		zatáčka, vnitřní kolo	
	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II
P [N]	5385,7	5385,7	27424,8	15933,5	17589,3	22888,7
L [10^6 ot.]	6941,0	3371,0	30,6	90,7	134,3	27,1
L_{km} [10^3 km]	16563,5	8045,4	72,9	216,4	320,5	64,7



4.1.4 Jízdní režim č. 1, celková životnost

Abychom mohli vyhodnotit celkovou životnost ložisek v jízdním režimu č. 1, je třeba odhadnout a procentuálně vyjádřit poměr přímé jízdy a jízdy v zatáčkách. Pro režim plně naloženého traktoru předpokládejme, že 60 % jízdy bude tvořit přímá jízda, 20 % levotočivá a 20 % pravotočivá zatáčka. Podle vzorce tedy můžeme spočítat celkovou životnost:

$$L_{C_{REZIM\ 1}} = \frac{1}{\frac{I}{L^I} + \frac{II}{L^{II}} + \frac{III}{L^{III}}} \quad (4.84)$$

kde I je dráhové využití přímé jízdy [%]

II je dráhové využití levotočivé zatáčky [%]

III je dráhové využití pravotočivé zatáčky [%]

L^I , L^{II} , L^{III} jsou odpovídající trvanlivosti [10^6 ot.]

po dosazení dostaneme pro ložisko 1:

$$L_{C_{REZIM\ 1}}^I = \frac{1}{\frac{0,6}{6941} + \frac{0,2}{30,6} + \frac{0,2}{134,3}} \quad (4.85)$$

$$L_{C_{REZIM\ 1}}^I = 123 \cdot 10^6 \text{ ot.} \quad (4.86)$$

Přepočteno na trvanlivost v kilometrech podle vzorce 4.2:

$$L_{C_{REZIM\ 1\ km}}^I = 293,8 \cdot 10^3 \text{ km} \quad (4.87)$$

Pro ložisko 2:

$$L_{C_{REZIM\ 1}}^{II} = \frac{1}{\frac{0,6}{3371} + \frac{0,2}{90,7} + \frac{0,2}{27,1}} \quad (4.88)$$

$$L_{C_{REZIM\ 1}}^{II} = 102 \cdot 10^6 \text{ ot.} \quad (4.89)$$

$$L_{C_{REZIM\ 1\ km}}^{II} = 244,5 \cdot 10^3 \text{ km} \quad (4.90)$$

Pro přehlednost výsledky uvedeny v tabulce 4.4.



Tabulka 4.4: Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 1

Druh jízdy	Využití [%]	
přímá jízda	60	
zatáčka, vnější kolo	20	
zatáčka, vnitřní kolo	20	
Celková trvanlivost	ložisko 1	ložisko 2
L_C [10^6 ot.]	123	102
$L_{C_{km}}$ [10^3 km]	293,8	244,5

4.1.5 Ostatní jízdní režimy

Výpočet trvanlivosti ložisek pro ostatní jízdní režimy bude obdobný jako výpočet režimu 1 detailně popsany v kapitolách 4.1.1 – 4.1.4. Z hlediska obsáhlosti výpočtů budou uvedeny v tabulkách 4.5 – 4.10 pouze hodnoty dílčích výpočtů, ekvivalentních zatížení a trvanlivostí, včetně jejich kombinací do celkové trvanlivosti ložisek pro daný jízdní režim.

Tabulka 4.5: Hodnoty zatížení, ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 2

	přímá jízda		zatačka, vnější kolo		zatačka, vnitřní kolo	
	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II
F_R [N]	7066,0	7066,0	36242,3	-16159,1	-22110,4	30291,0
F_A [N]	2523,6	2523,6	5771,1	9218,5	10357,0	6909,5
K_a [N]	0		3447,5		3447,5	
P [N]	7066,0	7066,0	36242,3	21213,3	23343,9	30291,0
L [10^6 ot.]	2807,4	1363,6	12,1	34,9	52,3	10,7
L_{km} [10^3 km]	6699,5	3254,2	28,8	83,4	124,7	25,4

Tabulka 4.6: Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 2

Druh jízdy	Vyžití [%]	
přímá jízda	50	
zatačka, vnější kolo	25	
zatačka, vnitřní kolo	25	
Celková trvanlivost	ložisko 1	ložisko 2
L_C [10^6 ot.]	39	32
$L_{C_{km}}$ [10^3 km]	92,9	77,0

Tabulka 4.7: Hodnoty zatížení, ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 3

	přímá jízda		zatačka, vnější kolo		zatačka, vnitřní kolo	
	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II
F_R [N]	2103,0	2103,0	10970,0	-4992,7	-6764,0	9198,7
F_A [N]	751,1	751,1	1783,1	2833,3	3163,9	2113,8
K_a [N]	0		1050,2		1050,2	
P [N]	2103,0	2103,0	10970,0	6530,4	7135,1	9198,7
L [10^6 ot.]	159490,1	77469,6	647,9	1773,4	2717,7	566,0
L_{km} [10^3 km]	380607,1	184873,4	1546,2	4232,1	6485,6	1350,8

Tabulka 4.8: Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 3

Druh jízdy	Využití [%]	
přímá jízda	80	
zatáčka, vnější kolo	10	
zatáčka, vnitřní kolo	10	
Celková trvanlivost	ložisko 1	ložisko 2
L_C [10^6 ot.]	5098	4109
$L_{C_{km}}$ [10^3 km]	12166,0	9805,1

Tabulka 4.9: Hodnoty zatížení, ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 4

	přímá jízda		zatáčka, vnější kolo		zatáčka, vnitřní kolo	
	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II	ložisko I	ložisko II
F_R [N]	3806,3	3806,3	19643,6	-8825,1	-12031,0	16437,7
F_A [N]	1359,4	1359,4	3151,8	5024,8	5632,6	3759,7
K_a [N]	0		1872,9		1872,9	
P [N]	3806,3	3806,3	19643,6	11569,6	12698,1	16437,7
L [10^6 ot.]	22072,6	10721,4	92,9	263,6	397,9	81,7
L_{km} [10^3 km]	52674,1	25585,5	221,8	628,9	949,5	195,1

Tabulka 4.10: Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 4

Druh jízdy	Využití [%]	
přímá jízda	80	
zatáčka, vnější kolo	10	
zatáčka, vnitřní kolo	10	
Celková trvanlivost	ložisko 1	ložisko 2
L_C [10^6 ot.]	733	596
$L_{C_{km}}$ [10^3 km]	1749,9	1422,7



4.1.6 Kombinace jízdních režimů

Stejně jako je součástí každého jízdního režimu kombinace trvanlivostí pro přímou jízdu a obě zatáčky, je třeba provést kombinaci trvanlivostí jednotlivých jízdních režimů. Těchto kombinací je nekonečně mnoho a procentuální odhad využití jednotlivých jízdních režimů je stěžejní pro rozumné výstupní hodnoty z této kapitoly. Nebudu se zde zabývat sáhodlouhým popisem všemožných kombinací jízdních režimů, ale budu se snažit zachytit pouze nejméně příznivý případ z hlediska životnosti ložisek. Z tabulek 4.4 – 4.10 je jasně patrné, že ložiska jsou nejvíce namáhána v případě, že traktor má plně naloženou pouze přední radlici, tedy při jízdním režimu č. 2. Je to smysluplné, jelikož nápravový tlak je při tomto zátěžném stavu největší. V následující kombinaci jízdních režimů se tedy budu snažit zachytit případ, kdy traktor bude sloužit po celou dobu své životnosti jako nakladač. Tomu odpovídají hodnoty procentuálního využití jízdních režimů podle tabulky 4.11.

Výpočet celkových trvanlivostí obou ložisek L_C proběhl podle vzorce 4.91. Přepočet na trvanlivost v kilometrech pak podle vzorce 4.2.

$$L_C = \frac{1}{\frac{1}{L^1} + \frac{2}{L^2} + \frac{3}{L^3} + \frac{4}{L^4}} \quad (4.91)$$

kde 1 je využití jízdního režimu č. 1 [%]

2 je využití jízdního režimu č. 2 [%]

3 je využití jízdního režimu č. 3 [%]

4 je využití jízdního režimu č. 4 [%]

L^1, L^2, L^3, L^4 jsou odpovídající trvanlivosti [10^6 ot.]

Tabulka 4.11: Celková trvanlivost ložisek

Jízdní režim	Využití [%]	
1. plně naložený traktor	10	
2. naložená pouze radlice	70	
3. naložen pouze tříbodový závěs	0	
4. pohotovostní hmotnost	20	
Celková trvanlivost	ložisko 1	ložisko 2
L_C [10^6 ot.]	52	43
$L_{C_{km}}$ [10^3 km]	125,2	103,7

Přestože se podle tabulky 4.12 může zdát, že navržená ložiska jsou předdimenzována, je třeba říci, že aby byly dodrženy podmínky pro správnou funkci ložisek, musíme dbát na několik dalších skutečností. Především jsou to průměry těhlice, na kterou jsou ložiska montována. Tyto průměry jsou dimenzovány nejen z hlediska maximálního napětí, ale také z hlediska přípustné deformace, právě kvůli dodržení podmínek pro optimální chod ložisek. Pro tyto průměry těhlice byla vybrána ložiska s nejmenší nosností a zároveň ložiska nejlevnější. Z hlediska dynamické kontroly tedy tato ložiska vyhovují.

Tabulka 4.12: Doporučené hodnoty základní trvanlivosti L

Vozidlo	L [km]
nákladní automobily, autobusy	250000
osobní, dodávkové automobily	100000
automobily pro místní dopravu	70000
traktory pro lehkou a rychlou dopravu	40000
traktory pro těžší a pomalejší dopravu	25000



4.2 Statická kontrola ložisek

Při výpočtu statické životnosti ložisek budeme opět vycházet z maximální statické zatěžující síly $F_{P_{max}} = 46031,2 \text{ N}$, jejíž výpočet je popsán v kapitole 2.1. Dále následuje výpočet zatížení jednoho kola:

$$Q_R = \frac{F_{P_{max}}}{2} = \frac{46031,2}{2} = 23015,6 \text{ N} \quad (4.92)$$

Radiální zatížení ložisek spočteme viz obr. 4.1:

$$F_{R_{II}} = Q_R \cdot \frac{l - a}{l} = 23015,6 \cdot \frac{60 - 30}{60} = 11507,8 \text{ N} \quad (4.93)$$

$$F_{R_I} = Q_R \cdot \frac{a}{l} = 23015,6 \cdot \frac{30}{60} = 11507,8 \text{ N} \quad (4.94)$$

Jelikož $F_{R_I} > F_{R_{II}}$, jedná se o případ výpočtu $1a$ dle obrázku 4.2. Vnitřní axiální síly tedy spočteme:

$$F_{A_I} = \frac{0,5 \cdot F_{R_{II}}}{Y_{0_I}} = \frac{0,5 \cdot 11507,8}{0,8} = 7192,4 \text{ NN} \quad (4.95)$$

$$F_{A_{II}} = F_{A_I} + K_a = 7192,4 + 0 = 7192,4 \text{ N} \quad (4.96)$$

Ekvivalentní zatížení spočteme podle vzorce 4.18, kde pro statický případ radiální součinitel $X_0 = 1$, axiální součinitel Y_0 odečteme opět z katalogu:

$$P_{0_I} = X_0 \cdot F_{R_I} + Y_{0_I} \cdot F_{A_I} = 1 \cdot 11507,8 + 0,8 \cdot 7192,4 = 17261,7 \text{ N} \quad (4.97)$$

$$P_{0_{II}} = X_0 \cdot F_{R_{II}} + Y_{0_{II}} \cdot F_{A_{II}} = 1 \cdot 11507,8 + 0,9 \cdot 7192,4 = 17981,0 \text{ N} \quad (4.98)$$

Statická bezpečnost vyjde pro ložisko 1:

$$k_{0_I} = \frac{C_{0_I}}{P_{0_I}} = \frac{91500}{17261,7} = 5,3 \quad (4.99)$$

pro ložisko 2:

$$k_{0_{II}} = \frac{C_{0_{II}}}{P_{0_{II}}} = \frac{68000}{17981,0} = 3,8 \quad (4.100)$$

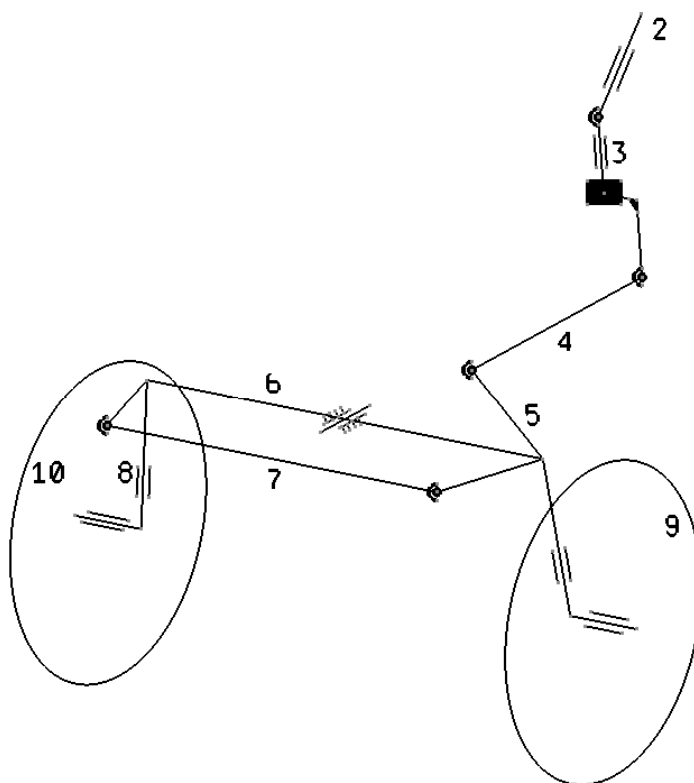
Z hlediska statické kontroly obě ložiska vyhovují.

5 Mechanismus řízení

Pro navrhovaný malotraktor bylo vybráno řízení využívající šnekový mechanismus, jehož funkce včetně schématu je popsána v kapitole 1.2.

5.1 Kinematické schéma, počet stupňů volnosti

Kinematické schéma je znázorněno na obrázku 5.1. Počet stupňů volnosti spočítáme podle



Obrázek 5.1: Kinematické schéma řídicího mechanismu

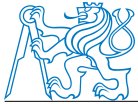
následujícího vztahu:

$$n = 6N - 5R - 3S - 1O - 1PR \quad (5.1)$$

kde n je počet stupňů volnosti vyšetřovaného mechanismu

N je počet prvků mechanismu

R je počet rotačních vazeb



S je počet sférických vazeb

O je počet obecných vazeb

PR je počet parazitních rotací

po dosazení dostaneme:

$$n = 6 \cdot 9 - 5 \cdot 7 - 3 \cdot 4 - 1 \cdot 1 - 1 \cdot 2 = 4^\circ \text{ volnosti} \quad (5.2)$$

V tomto počtu stupňů volnosti jsou zahrnuty i rotace obou kol uložených pomocí ložisek v těhlicích. V kinematickém schématu jsou tyto rotační vazby znázorněny mezi tělesy s označením 8,10 a 5,9. Po odečtení těchto dvou stupňů volnosti tedy dostáváme výsledné dva stupně volnosti symbolizující naklápění mostu nápravy kolem centrálního čepu a otáčení volantu, které se pomocí řídicího mechanismu přenáší až na natáčení kol.

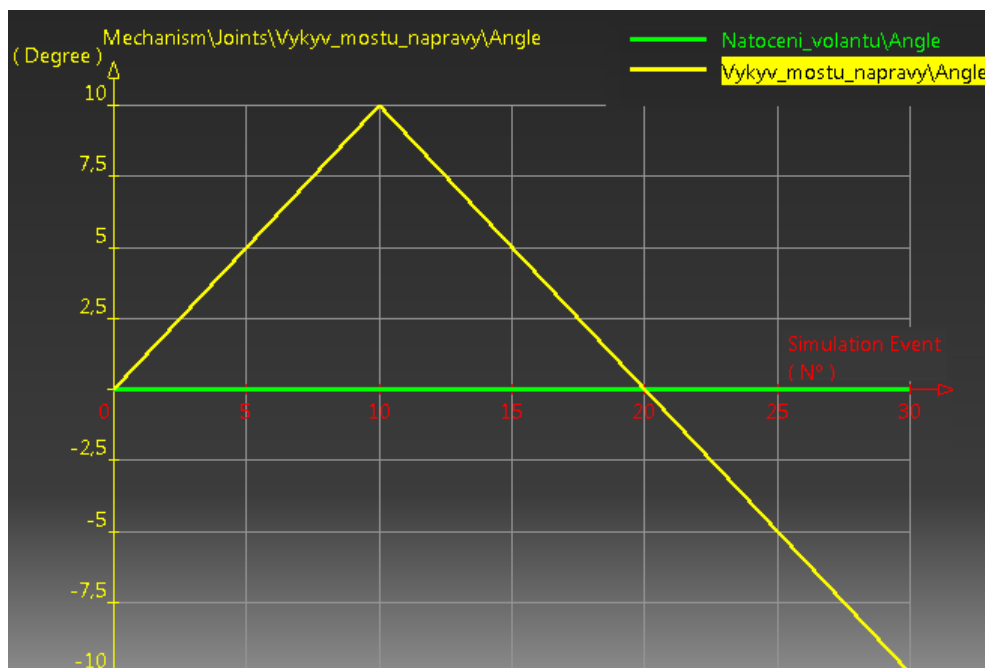
5.2 Konstrukce mechanismu řízení v programu Catia V5 R21

Aby bylo možné dobře vyšetřit rozsah a obálky pohybů řídicího mechanismu, využijeme pro konstrukci mechanismu prostředí v programu *Catia* k tomu určené, tedy *DMU Kinematics*. Nejprve byl vytvořen skeleton, odpovídající kinematickému schématu (obr. 5.1). Celý skeleton je snadno modifikovatelný pomocí tabulky *MS Excel*, kde jsou jednotlivé body popsány souřadnicemi. Tato tabulka je propojena s programem *Catia* pomocí funkce *Design Table*, pouhým přepsáním souřadnice a po provedení update modelu se skeleton automaticky přepočítá na nové rozměry. Tato jednoduchá modifikovatelnost je stěžejní hlavně v prvních fázích návrhu, kdy dochází k častým změnám rozměrů jednotlivých dílů.

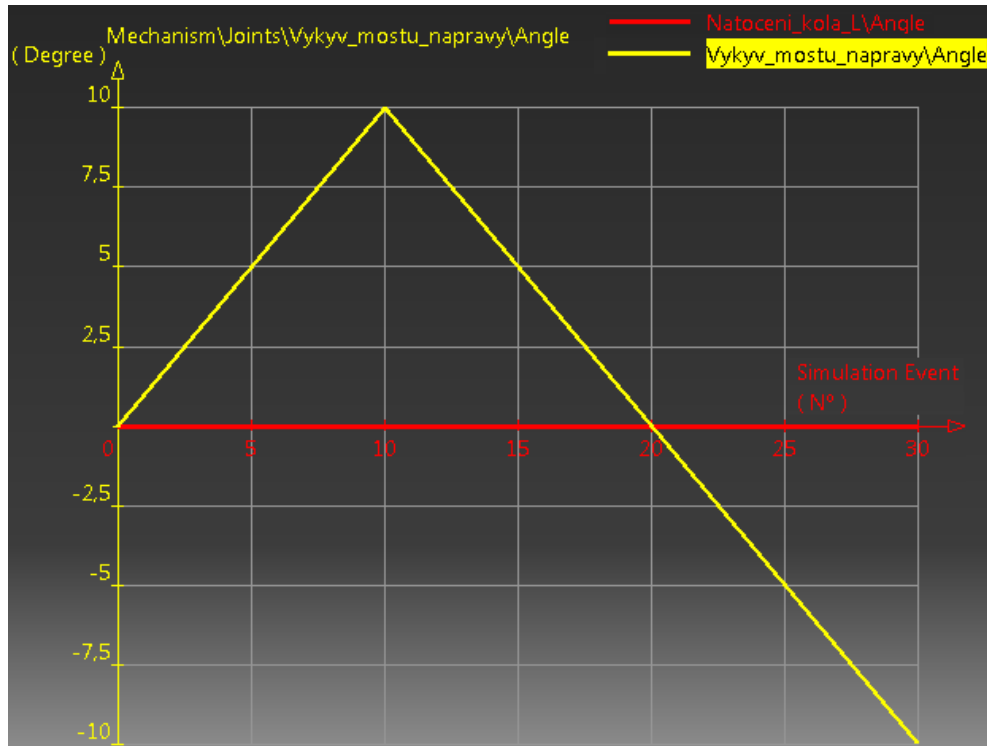
Poté byly jednotlivé části skeletonu publikovány a přes příkaz *Paste as result with link* zkopírovány jako externí reference do odpovídajících dílů. Následně byly mezi těmito díly vytvořené kinematické vazby respektující pohyb mechanismu ve všech stupních volnosti a dvě říditelné vazby odpovídající natočení volantu, potažmo kol a naklápění mostu nápravy kolem centrálního čepu. Po zhotovení funkčního kinematického modelu byly navrženy 3D modely jednotlivých dílů nápravy, přes vazby na externí reference rovněž respektující

pohyb mechanismu. Jedná se o běžný postup při návrhu přední nápravy, snadno lze totiž vyšetřit trajektorie jednotlivých bodů, krajní polohy mechanismu, nebo získat obálky jednotlivých pohybů. Je samozřejmostí, že kompletní kinematický model spolu se všemi 3D modely můžeme nalézt v elektronické příloze této práce.

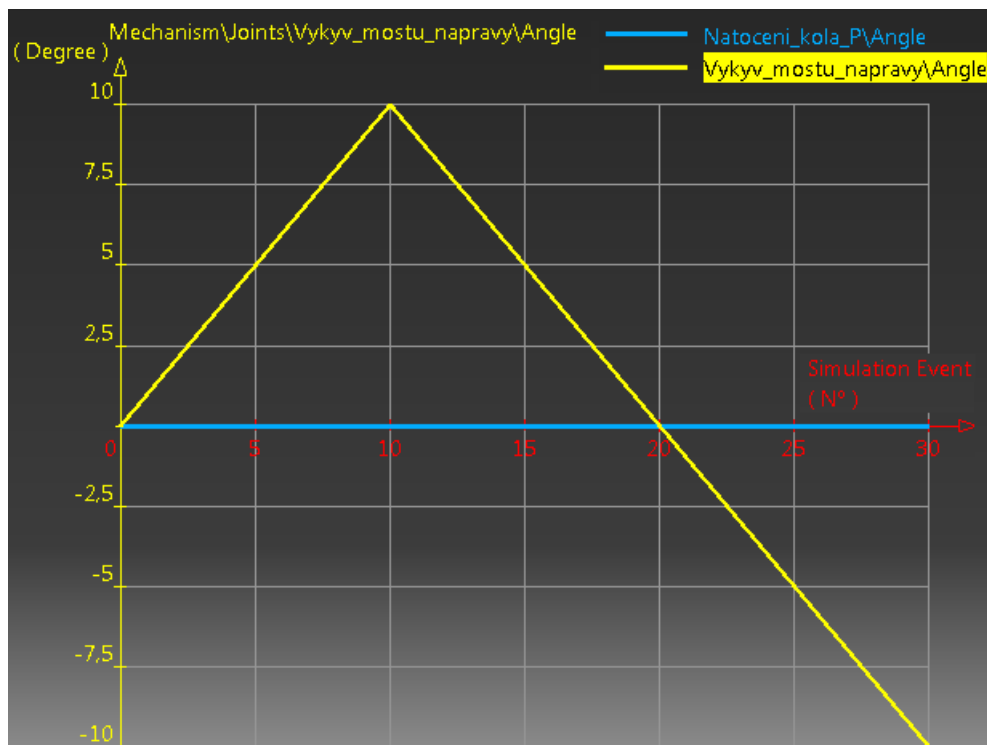
Pro správnou funkci řízení je třeba zajistit, aby při kývavém pohybu mostu nápravy kolem centrálního čepu nedocházelo k samovolnému natočení volantu nebo kol. Prostředí *DMU Kinematics* umožňuje snadno ověřit splnění této podmínky, závislosti úhlu natočení volantu a obou kol na výkyvu nápravy je vyneseno v grafech 5.2 – 5.4. Z grafů je patrné, že společně s kýváním nápravy nedochází ani k jednomu z nežádoucích pohybů popsaných v tomto odstavci. Podmínka je tedy splněna.



Obrázek 5.2: Závislost natočení volantu na výkyvu mostu nápravy

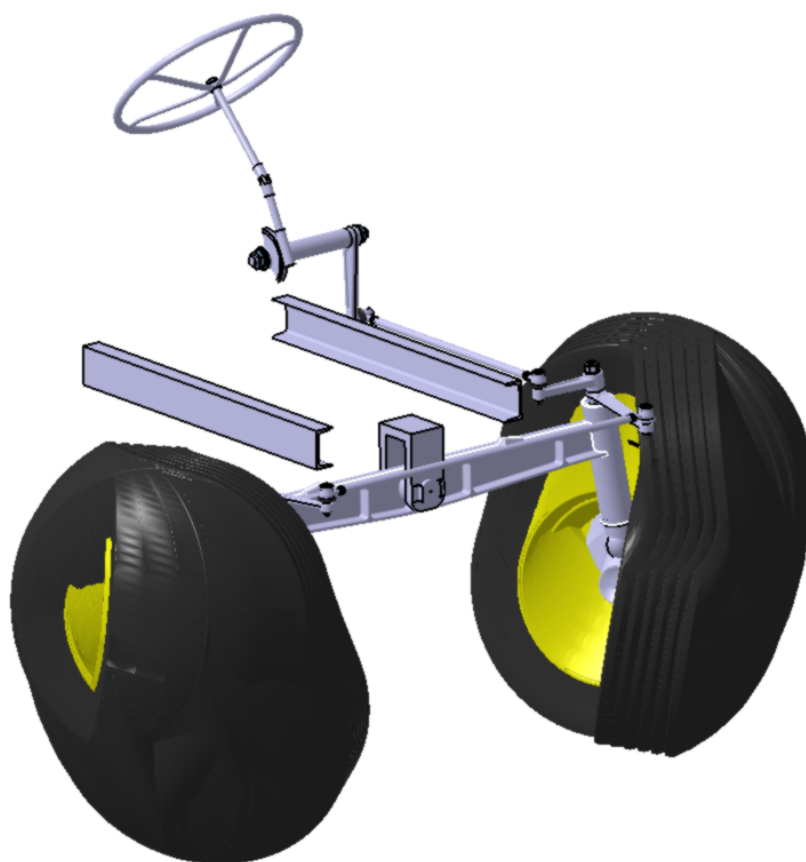


Obrázek 5.3: Závislost natočení levého kola na výkyvu mostu nápravy



Obrázek 5.4: Závislost natočení pravého kola na výkyvu mostu nápravy

Dalším výstupem získaným díky konstrukci v programu *Catia* jsou pohyby obou kol, viz obr. . Jsou získány z provedené simulace kývání mostu nápravy a natáčení kol. Tyto obálky je nezbytné pro další konstrukci, zejména rámu a dalšího příslušenství malotraktoru. Žádný komponent nesmí zasahovat do prostoru obálek, aby nedošlo ke kolizi jednotlivých dílů. Obě tyto obálky jsou v elektronické příloze diplomové práce ve formátu *.cgr*.

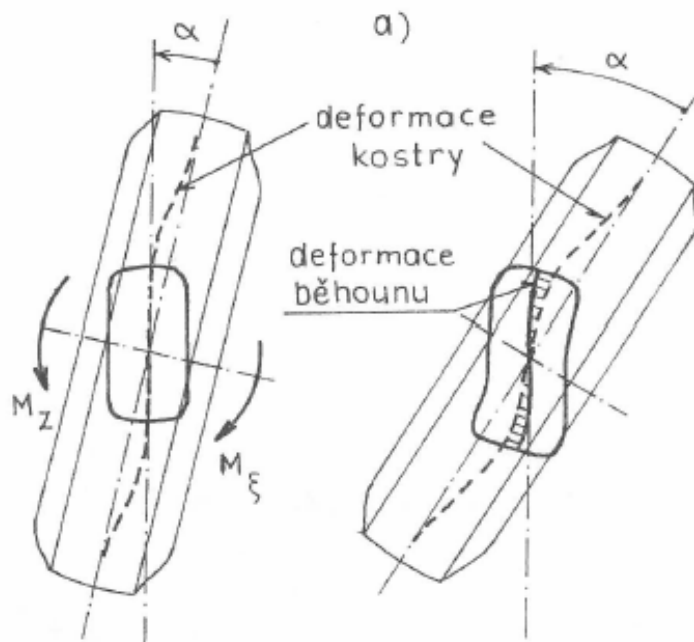


Obrázek 5.5: Obálky kol

5.3 Silové poměry v řídicím mechanismu

Abychom byli schopni zkontrolovat všechna spojení v řídicím mechanismu, je nutné nejprve spočítat síly působící v jednotlivých spojích. Základem je vyšetření maximálního momentu, kterým na těhlice musíme působit pro zatočení kol na místě. Působíme-li na ne-

rotující pneumatiku řídicím momentem M_ξ , vzniká v dotykové ploše pneumatiky reakční moment M_Z . Jeho působením se zdeformuje střednice kostry do tvaru S viz obr. 5.6. Na obrázku 5.7 pak můžeme vidět závislost reakčního momentu M_Z na úhlu natočení kol α . [2]



Obrázek 5.6: Deformace kostry a běhounu při natáčení kol

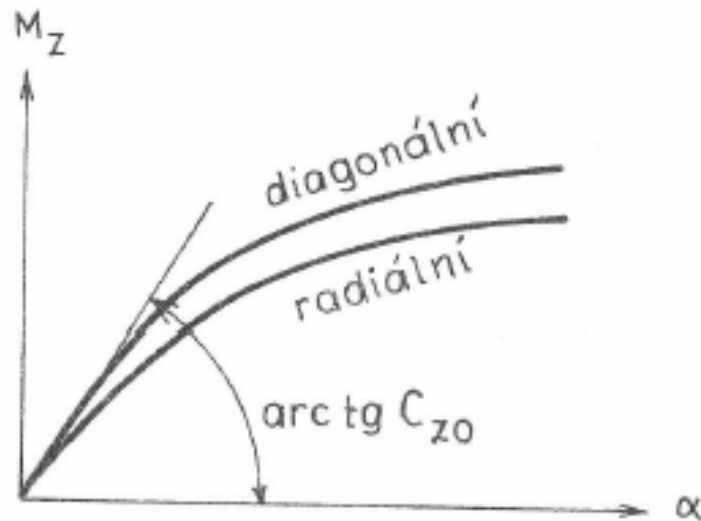
Velikost vratného momentu M_Z spočítáme podle vztahu:

$$M_Z = C_{Z0}\alpha (= -M_\xi) \quad (5.3)$$

kde C_{Z0} je vratná tuhost stojící pneumatiky. Hodnota C_{Z0} se běžně pohybuje v rozmezí 2000 až 3000 Nm/rad. Pro náš výpočet budeme uvažovat horní hranici tohoto rozmezí, tzn. $C_{Z0} = 3000$ Nm/rad. [2]

Vratná tuhost definovaná vztahem 5.3 je však směrnice tečny v bodě $[0, 0]$. Vratnou tuhost lze obecně brát za přímkovou pouze pro hodnoty $\alpha < 4^\circ$. Uvažujme tedy, že maximální vratná tuhost pneumatiky je při hodnotě $\alpha = 8^\circ$. Tuto hodnotu dosadíme do vztahu 5.3:

$$M_{Zmax} = 3000 \cdot 8 \cdot \frac{2\pi}{360} = 418,85 \text{ Nm} \quad (5.4)$$

Obrázek 5.7: Závislost M_Z na úhlu natočení kol α

Jedná se tedy o velikost momentu, jejímž musí být řídicí mechanismus schopen ovládat těhlice pro zatočení kol. Všechny součásti řídicího mechanismu budou dimenzovány právě na přenos tohoto momentu.

5.3.1 Kontrola drážkového spoje ovládacích pák těhlic

Pro spojení těhlic s ovládacími pákami bylo zvoleno spojení pomocí rovnobokého drážkování. Toto spojení bude dimenzováno z maximálního momentu $M_{Z_{max}}$, jehož výpočet je popsán v kapitole 5.3. Dovolný tlak v tomto spoji je pro ocel na odlitky a režim klidného zatížení $p_D = 120$ MPa. Parametry drážkového spoje:



Rovnoboké drážkování 6 x 28H7/g7 x 34H10/a11 x 7H9/f9

$M_{Z_{max}} = 418850 \text{ Nmm}$ krouticí moment

$d = 28 \text{ mm}$ vnitřní průměr

$D = 34 \text{ mm}$ vnější průměr

$D_S = 31 \text{ mm}$ střední průměr

$i = 6$ počet drážek

$B = 7 \text{ mm}$ šířka drážek

$h = 3 \text{ mm}$ výška drážek

$k = 0,75$ korekční součinitel

Minimální funkční osovou délku spoje vypočteme ze vztahu:

$$l_{min} = \frac{2 M_{Z_{max}}}{D_S h k i p_D} \quad (5.5)$$

$$l_{min} = \frac{2 \cdot 418850}{31 \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 6 \cdot 120} = 16,68 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Volím délku spoje $l_{skut} = 25 \text{ mm}$. Bezpečnost spoje vychází $k = 1,5$.

Dále je třeba zkontrolovat spojení páky která vede od řídicí tyče k levé těhlici. Moment ze kterého bude tento spoj dimenzován je dvojnásobný než v předchozím případě, jelikož tato páka otáčí přes spojovací tyč s oběma těhlicemi, tedy $2 \cdot M_{Z_{max}}$. Parametry spoje jsou:



Rovnoboké drážkování 6 x 28H7/g7 x 34H10/a11 x 7H9/f9

$$2 \cdot M_{Z_{max}} = 837700 \text{ Nmm} \quad \text{krouticí moment}$$

$$d = 28 \text{ mm} \quad \text{vnitřní průměr}$$

$$D = 34 \text{ mm} \quad \text{vnější průměr}$$

$$D_S = 31 \text{ mm} \quad \text{střední průměr}$$

$$i = 6 \quad \text{počet drážek}$$

$$B = 7 \text{ mm} \quad \text{šířka drážek}$$

$$h = 3 \text{ mm} \quad \text{výška drážek}$$

$$k = 0,75 \quad \text{korekční součinitel}$$

Minimální funkční osovou délku spoje vypočteme opět ze vztahu 5.6. Po dosazení:

$$l_{min} = \frac{2 \cdot 837700}{31 \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 6 \cdot 120} = 33,36 \text{ mm} \quad (5.7)$$

Volím délku spoje $l_{skut} = 42 \text{ mm}$. Bezpečnost spoje vychází $k = 1,26$.

5.3.2 Kontrola spojovací tyče na vzpěr

Jelikož je spojovací tyč dlouhá v poměru k jejímu průměru a je na obou koncích uložena v kulových čepích, je třeba tuto tyč zkontrolovat s ohledem na ztrátu stability. Pro případ, kdy je tyč na obou koncích uložena v rotačních podporách má vzorec pro výpočet kritické síly tvar:

$$F_{KR} = \frac{\pi E I_{min}}{l^2} \quad (5.8)$$

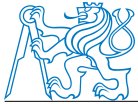
Modul pružnosti v tahu $E = 210000 \text{ MPa}$, kvadratický moment I_{min} tyče mezikruhového průřezu spočítáme ze vztahu:

$$I_{min} = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \quad (5.9)$$

kde D je vnější průměr [mm]

d je vnitřní průměr [mm]

$$I_{min} = \frac{\pi}{64} \cdot (20^4 - 12^4) = 6836,11 \text{ mm}^4 \quad (5.10)$$



po dosazení:

$$F_{KR} = \frac{\pi \cdot 210000 \cdot 6836,11}{1000^2} = 4510,01 \text{ N} \quad (5.11)$$

Skutečnou sílu přenášenou v ose spojovací tyče F_s spočítáme z maximálního momentu přenášeného těhlicí $F_{Z_{max}}$ a délky ovládací páky těhlice $l_p = 0,3 \text{ m}$:

$$F_s = \frac{M_{Z_{max}}}{l_p} = \frac{418,85}{0,3} = 1396,16 \text{ N} \quad (5.12)$$

Bezpečnost vůči ztrátě stability tedy vyjde:

$$k = \frac{F_{KR}}{F_s} = \frac{4510,01}{1396,16} = 3,23 \quad (5.13)$$

Spojovací tyč s ohledem na vzpěr vyhovuje.

5.3.3 Kontrola řídicí tyče na vzpěr

Stejně jako spojovací tyč je třeba s ohledem na ztrátu stability zkontrolovat i tyč řídicí. Pro obě tyče platí stejné okrajové podmínky, kritickou sílu tedy spočteme podle vzorce 5.8, kvadratický moment mezikruhového průřezu podle vzorce 5.9.

Parametry řídicí tyče:

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$D = 20 \text{ mm}$$

po dosazení:

$$I_{min} = \frac{\pi}{64} \cdot (20^4 - 12^4) = 6836,1 \text{ mm}^4 \quad (5.14)$$

$$F_{KR} = \frac{\pi \cdot 210000 \cdot 6836,11}{700^2} = 9204,1 \text{ N} \quad (5.15)$$

Skutečná síla přenášená v ose tyče $F_{\check{r}}$ vyjde z maximálního momentu na levé těhlici $2 \cdot M_{Z_{max}}$ a z délky ovládací páky spojující řídicí tyč s levou těhlicí $l_0 = 0,182 \text{ m}$:

$$F_{\check{r}} = \frac{2 \cdot M_{Z_{max}}}{l_0} = \frac{837,7}{0,182} = 4607,8 \text{ N} \quad (5.16)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k = \frac{F_{KR}}{F_{\check{r}}} = \frac{9204,1}{4607,8} = 2,0 \quad (5.17)$$

Řídicí tyč s ohledem na vzpěr vyhovuje.



5.4 Návrh převodky řízení

Vzhledem k tomu, že pro řízení malotraktoru byl vybrán mechanismus využívající šnekového převodu (schéma viz obr. 1.5), je nutné navrhnout vhodný převodový poměr a rozměry šneku a šnekového kola. Ze šnekového kola bude v mechanismu použit jen jeho výřez, nazývaný šnekový segment.

Maximální dovolená síla k ovládní volantu je $F_{ov_{max}} = 250 \text{ N}$, hodnoty běžných převodových poměrů jsou pro osobní automobily $12 : 1 - 25 : 1$, pro nákladní automobily $20 : 1 - 35 : 1$.

Nejprve je třeba spočítat maximální krouticí moment potřebný na šnekovém kole a maximální moment, který je řidič schopný na šnek pomocí volantu vyvinout. Z těchto dvou hodnot bude následně navržen převod šnekového soukolí.

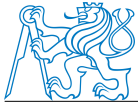
Výpočet požadovaného krouticího momentu na šnekovém kole

V kapitole 5.3.3 byl popsán výpočet maximální síly v ose řídicí tyče potřebné k zatočení kol $F_{\check{r}}$. Z této síly a ze znalosti délky hlavní ovládací páky l_{hop} můžeme snadno spočítat požadovaný krouticí moment na šnekovém kole:

$$M_{\check{sk}_{max}} = F_{\check{r}} \cdot l_{hop} = 4607,8 \cdot 184,8 = 851520 \text{ Nmm} \quad (5.18)$$

Výpočet maximálního krouticího momentu na šneku

Nejdříve spočtíme maximální moment vyvozený řidičem pomocí volantu na hřídel volantu:



$$M_v = F_{ov_{max}} \cdot r_v = 250 \cdot 250 = 62500 \text{ Nmm} \quad (5.19)$$

kde $r_v = 250 \text{ mm}$ je poloměr volantu

Jelikož hřídel volantu je s hřídelí šneku spojena pomocí kardanova kloubu, je třeba při výpočtu maximálního krouticího momentu na šneku počítat s účinností kardanova kloubu. Tu uvažujeme $\eta_k = 0,9$. Výsledný moment tedy spočteme:

$$M_{\check{s}_{max}} = M_v \cdot \eta_k = 62500 \cdot 0,9 = 56250 \text{ Nmm} \quad (5.20)$$

Výpočet parametrů šnekového převodu

Počet zubů (chodů) šneku volíme $z_1 = 2$. Jelikož známe vstupní i výstupní krouticí moment šnekového převodu, můžeme počítat požadovaný převodový poměr:

$$i = \frac{M_{\check{s}k_{max}}}{M_{\check{s}_{max}} \cdot \eta} = \frac{851520}{56250 \cdot 0,8} = 18,92 \quad (5.21)$$

kde $\eta = 0,8$ je účinnost šnekového převodu pro počet zubů (chodů) šneku $z_1 = 2$

Počet zubů šnekového kola z_2 spočítáme ze vztahu:

$$z_2 = i \cdot z_1 = 18,92 \cdot 2 = 37,84 \quad (5.22)$$

Jelikož počet zubů šnekového kola musí být celé číslo, po zaokrouhlení:

$$z_2 = 38 \quad (5.23)$$

Nyní můžeme spočítat předběžný průměr šnekového kola:

$$\bar{d}_2 = \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M \cdot Z_H}{\sigma_{H_D}}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot K_H \cdot M_{\check{s}k_{max}} \cdot i}{\bar{\Psi}_D}} \quad (5.24)$$

kde $Z_M = 155 \text{ MPa}^{1/2}$ je pomocný součinitel

$$Z_H = \sqrt{\frac{\sin \bar{\gamma}}{\sin 2\alpha_n}} = 0,866 \text{ je pomocný součinitel}$$

$\bar{\gamma} = 11^\circ$ je předběžný úhel stoupání

$\alpha_n = 15^\circ$ je úhel profilu

Tabulka 5.1: Doporučené hodnoty modulu ozubení, odpovídající součinitel q

mn	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
q	16	12,5	11,2	9	9	9	8	8	8	8

$K_H = 1$ je součinitel zatížení

$\bar{\Psi}_D = 0,9$

$\sigma_{HD} = 200 \text{ MPa}$ je dovolené napětí pro hliníkové bronzы s ohledem na zadírání

po dosazení:

$$\bar{d}_2 = \sqrt[3]{\left(\frac{155 \cdot 0,866}{200}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 851,5 \cdot 18,92}{0,9}} = 253 \text{ mm} \quad (5.25)$$

Výpočet modulu:

$$\bar{m}_n = \frac{\bar{d}_2}{z_2} \cdot \cos \bar{\gamma} = \frac{253}{38} \cdot \cos 11^\circ = 6,54 \quad (5.26)$$

Jako skutečný modul zvolíme nejbližší hodnotu vypočtenému modulu z tabulky doporučených modulů pro šnekové soukolí 5.1. V našem případě volíme skutečný modul $m_n = 6,3$.

Nyní můžeme spočítat průměr šneku d_1 :

$$d_1 = q \cdot m_n = 9 \cdot 6,3 = 56,7 \text{ mm} \quad (5.27)$$

kde součinitel q odečteme z tabulky 5.1.

Délka šneku:

$$l_1 = (11 + 0,06 z_2) m_n = (11 + 0,06 \cdot 38) \cdot 6,3 = 83,7 \text{ mm} \quad (5.28)$$

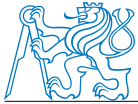
Skutečný úhel stoupání šroubovice:

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{9} = 0,222 \quad (5.29)$$

$$\gamma = 12,83^\circ \quad (5.30)$$

Roztečný průměr šnekového kola:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = \frac{6,3}{\cos 12,83^\circ} \cdot 38 = 245,5 \text{ mm} \quad (5.31)$$



5.4.1 Kontrola drážkového spoje šnekového segmentu s hřídelí

Šnekový segment je s hřídelí spojen pomocí rovnobokého drážkování. Je tedy opět nezbytné provést kontrolu tohoto spoje. Maximální krouticí moment $M_{\check{s}k_{max}}$ přenášený ze šnekového segmentu na hřídel je vypočítán v kapitole 5.4. Parametry drážkového spoje jsou:

Rovnoboké drážkování 6 x 28H7/g7 x 34H10/a11 x 7H9/f9

$M_{\check{s}k_{max}} = 851520 \text{ Nmm}$ krouticí moment

$d = 32 \text{ mm}$ vnitřní průměr

$D = 38 \text{ mm}$ vnější průměr

$D_S = 35 \text{ mm}$ střední průměr

$i = 8$ počet drážek

$B = 6 \text{ mm}$ šířka drážek

$h = 3 \text{ mm}$ výška drážek

$k = 0,75$ korekční součinitel

$$l_{min} = \frac{2 M_{\check{s}k_{max}}}{D_S h k i p_D} = \frac{2 \cdot 851520}{35 \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 8 \cdot 120} = 22,53 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Volím délku spoje $l_{skut} = 30 \text{ mm}$.

Bezpečnost spoje vychází:

$$k = \frac{l_{skut}}{l_{min}} = \frac{30}{22,53} = 1,33 \quad (5.33)$$

5.4.2 Návrh průměrů hřídelí řídicího mechanismu

1. Hřídel volantu

Materiálem hřídele volantu je ocel 11 600 dle ČSN 41 1600. Dovolené napětí uvažujeme $\tau_D = 120 \text{ MPa}$ Maximální moment na hřídeli volantu byl spočítán ve vztahu 5.19 a je roven $M_v = 62500 \text{ Nmm}$. Minimální průměr hřídele volantu spočteme ze vztahu:

$$d_{v_{min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_v}{\pi \tau_D}} = \frac{16 \cdot 62500}{\pi \cdot 120} = 13,8 \text{ mm} \quad (5.34)$$



Průměr hřídele volím $d_v = 20 \text{ mm}$.

Bezpečnost:

$$k = \frac{d_v}{d_{v_{min}}} = \frac{20}{13,8} = 1,45 \quad (5.35)$$

2. Hřídel šneku

Hřídel šneku je navržena ze stejného materiálu jako pro hřídel volantu, dovolené napětí je tedy stejné $\tau_D = 120 \text{ MPa}$. Maximální moment zatěžující hřídel šneku je $M_{\check{s}_{max}} = 56250 \text{ Nmm}$ viz vztah 5.20. Minimální průměr tedy vyjde:

$$d_{\check{s}_{min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\check{s}_{max}}}{\pi \tau_D}} = \frac{16 \cdot 56250}{\pi \cdot 120} = 13,4 \text{ mm} \quad (5.36)$$

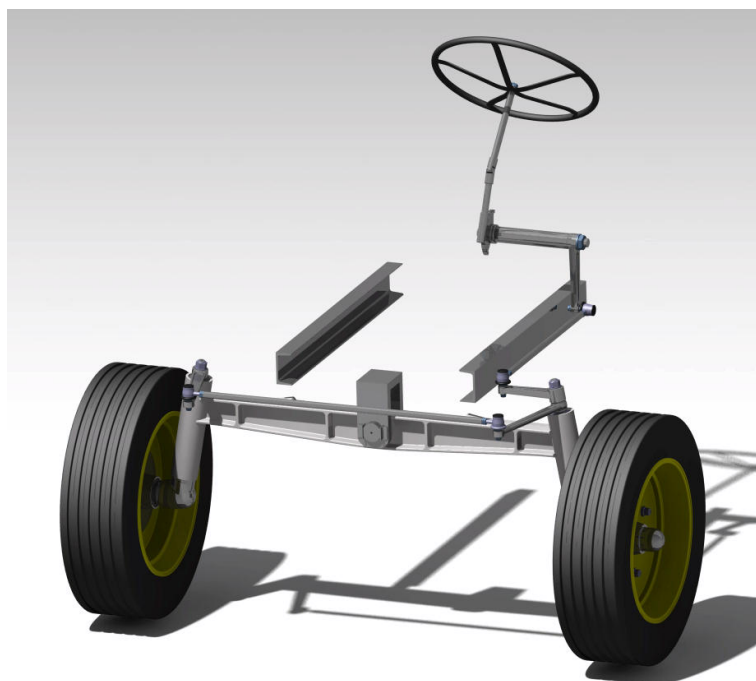
Průměr hřídele volím opět $d_{\check{s}} = 20 \text{ mm}$.

Bezpečnost:

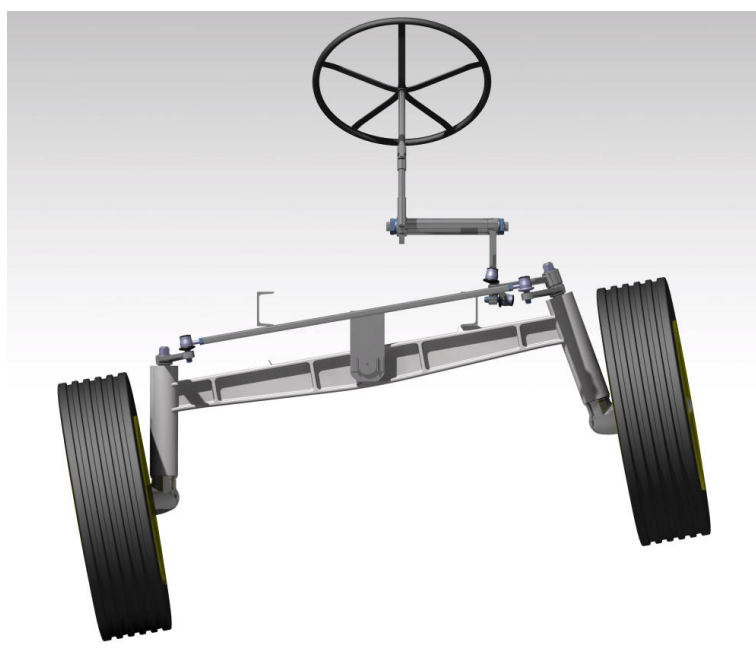
$$k = \frac{d_{\check{s}}}{d_{\check{s}_{min}}} = \frac{20}{13,8} = 1,5 \quad (5.37)$$

6 Sestava nápravy

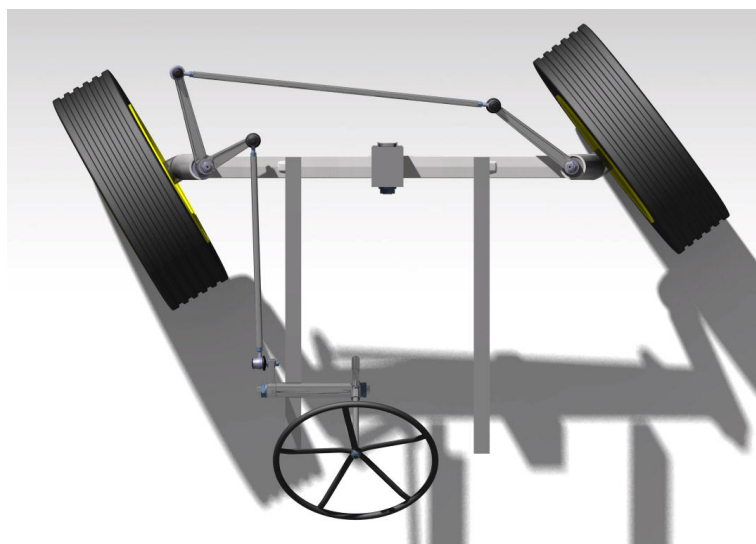
Sestava nápravy v nativním formátu programu *Catia V5 R21* je součástí elektronické přílohy. Hlavní sestava nápravy, soubor programu *CATIA*, je pojmenován *TOP_Kinematics*. K diplomové práci je rovněž přiložen výkres sestavy, který lze nalézt opět v elektronické podobě na přiloženém CD. Pro představu čtenáře, přikládám alespoň několik obrázků (6.1 – 6.3).



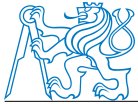
Obrázek 6.1: Sestava nápravy



Obrázek 6.2: Maximální výkyv mostu nápravy



Obrázek 6.3: Maximální natočení kol



Závěr

V rešeršní části této práce je popsán současný stav problematiky hlavně předních náprav a řízení traktorů a malotraktorů. Dále se tato práce věnuje návrhu konceptu malotraktoru, rozložení hmotnosti a popisu jednotlivých jízdních režimů malotraktoru. Navazující kapitola se zabývá výpočtem trvanlivosti kuželíkových ložisek. Jedná se o složitou problematiku, založenou na poměrně velkém počtu odhadů. Je těžké dopředu odhadnout rozložení hmotnosti malotraktoru, jelikož je tato práce první ve sledu několika diplomových prací ústící v návrh celého stroje. Dalším problémem je neznalost využití jednotlivých jízdních režimů. Snaha tedy byla odhadnout nejméně příznivý případ z hlediska zatížení ložisek a pro ten vypočítat výslednou trvanlivost ložisek. Opravdovou trvanlivost ložisek nicméně prověří až skutečný provoz malotraktoru a pravděpodobně bude vyšší než trvanlivost spočítaná v této práci.

Co se týče nápravy, byl proveden návrh hlavních konstrukčních uzlů, včetně všech potřebných výpočtů a kontrol. Součástí práce je také návrh řízení malotraktoru, využívajícího šnekový mechanismus, včetně výpočtu základních parametrů šnekového převodu. Kompletní sestava nápravy a řízení, včetně krajních poloh mechanismu je zobrazena na přiloženém výkresu.



Seznam použité literatury

- [1] BAUER František; SEDLÁK Pavel; ŠMERDA Tomáš. *Traktory*, Praha: Profi Press, 2006.
- [2] SVOBODA Jiří. *Teorie dopravních prostředků*, Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.
- [3] THIERRY Adolf. *Traktor Škoda 30*, Praha: Roh, 1951.
- [4] BLUMENTHAL Reinhard. *Technisches Handbuch Traktoren*, Berlin: VEB Verlag Technik Berlin, 1983.
- [5] GREČENKO Alexandr. *Kolové a pásové traktory*, Praha: Státní zemědělské nakladatelství, 1963.
- [6] OBŮRKA Stanislav. *Traktory*, Brno: Ediční středisko VUT, 1990.
- [7] KOLEKTIV PRACOVNÍKŮ FIRMY ZKL. *Valivá ložiska, katalog 1973*, Žilina: SNTL, 1973.
- [8] CELJAK Ivo. *Dopravní zařízení v zemědělské výrobě – vozidla pro přepravu malých nákladů.*, *Zemědělec* 16, 2011, příloha Téma týdne, s. 11 – 22, ISSN 1211 – 3816.
- [9] TOLKNER Martin. *Posouzení malé mechanizace pro přepravu a manipulaci s materiálem dle zvolených exploatačních ukazatelů*, České Budějovice, 2012. Bakalářská práce. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, Zemědělská fakulta.
- [10] VODÁK Lubomír. *Návrh okruhu HSŘ traktoru Maxterra*, Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [11] <http://zemedelec.cz/traktory-a-jejich-specificke-vyuziti/>
- [12] <http://www.gbfoot.co.uk/downloadfolder/Terraglide.pdf>
- [13] http://agriculture.newholland.com/au/en/WNH/nhexcellence/Pages/Su_detail

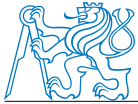


Seznam obrázků

1.1	Neodpružená náprava	15
1.2	Odpružená náprava	16
1.3	Nezávislé zavěšení kol	17
1.4	Systém Super Steer	18
1.5	Schéma šnekového řízení	19
1.6	Schéma kuličkového řízení	21
1.7	Hydrostatické řízení	23
1.8	Varianty uložení	24
1.9	Uložení letmo	25
1.10	Uložení pololetmo	26
1.11	Rozdíl v uložení poháněného a nepoháněného kola	26
2.1	Základní rozměry	27
2.2	Motor Lombardini LDW 1603	28
2.3	Statická rovnováha sil působících na traktor	30
3.1	Uchycení mostu nápravy k rámu pomocí centrálního čepu	36
3.2	Zamezení protáčení centrálního čepu vůči rámu	37
3.3	Kontrolované oblasti spoje z hlediska otláčení	38
3.4	Tlaky v kontaktu mostu, bronzové vložky a centrálního čepu	39
3.5	Tlak v kontaktu centrálního čepu s rámem	40
3.6	Centrální čep	42
3.7	Ohybové namáhání centrálního čepu	43
3.8	Most nápravy – odlitek	44
3.9	Maximální napětí v mostu nápravy	45
3.10	Most nápravy – svařenec	45
3.11	Průřez mostu	46
3.12	Zatížení mostu	47
3.13	Uložení těhlice v mostu nápravy	48
3.14	Kontrola otláčení bronzové vložky	49



3.15	Uložení kol	52
4.1	Zatížení jednoho kola	55
4.2	Výpočet axiálních sil	60
4.3	Působení sil při průjezdu zatáčkou	61
5.1	Kinematické schéma řídicího mechanismu	73
5.2	Závislost natočení volantu na výkyvu mostu nápravy	75
5.3	Závislost natočení levého kola na výkyvu mostu nápravy	76
5.4	Závislost natočení pravého kola na výkyvu mostu nápravy	76
5.5	Obálky kol	77
5.6	Deformace kostry a běhounu při natáčení kol	78
5.7	Závislost M_Z na úhlu natočení kol α	79
6.1	Sestava nápravy	88
6.2	Maximální výkyv mostu nápravy	88
6.3	Maximální natočení kol	89



Seznam tabulek

2.1	Hmotnosti, souřadnice (x) jednotlivých komponent malotraktoru	29
2.2	Jízdní režim č. 1 - plně naložený traktor	34
2.3	Jízdní režim č. 2 - naložená pouze radlice	34
2.4	Jízdní režim č. 3 - naložený pouze tříbodový závěs	34
2.5	Jízdní režim č. 4 - prázdná radlice i tříbodový závěs	35
4.1	Parametry kuželíkových ložisek	54
4.2	Součinitel přídatných sil f_m	56
4.3	Hodnoty ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 1	65
4.4	Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 1	67
4.5	Hodnoty zatížení, ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 2	68
4.6	Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 2	68
4.7	Hodnoty zatížení, ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 3	68
4.8	Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 3	69
4.9	Hodnoty zatížení, ekvivalentních zatížení a trvanlivostí pro jízdní režim č. 4	69
4.10	Celková trvanlivost ložisek pro jízdní režim č. 4	69
4.11	Celková trvanlivost ložisek	71
4.12	Doporučené hodnoty základní trvanlivosti L	71
5.1	Doporučené hodnoty modulu ozubení, odpovídající součinitel q	85

Seznam příloh

- Výkres sestavy nápravy: NP01
- Výkres sestavy – kusovník: NP01–K
- Komplettní sestava programu *CATIA* včetně funkčního mechanismu– pouze elektronická příloha
- Veškeré výpočty v *MS Excel*: *Vypocty.xlsx* – pouze elektronická příloha