



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TRIPLE BOGIE NÁPRAVA PRO LESNÍ STROJE

TRIPLE BOGIE AXLE FOR FORESTRY MACHINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Kubiš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Václav Mergl, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Michal Kubiš**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Václav Mergl, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Triple bogie náprava pro lesní stroje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření konstrukce nápravy s 3 poháněnými koly.
Tvorba 3D modelů možných řešení konstrukce.
Návrh systému přenosu trakčních sil v rámci konstrukce.
Výpočet výkonu potřebného pro pohon trakčního systému.
Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Cíle bakalářské práce:

Tvorba konstrukce bogie nápravy osazené třemi koly, přičemž všechna kola jsou poháněna. Součástí práce je analýza konstrukčních prvků lesních těžebních strojů schopných tuto nápravu využít v dané technologii.

Seznam doporučené literatury:

VÁGNER, Tomáš. Metodika stanovení provozního součinitele pro převodovky s ozubenými koly: autoreferát disertační práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2078-1.

KLIMEŠ, Pavel. Části a mechanismy strojů: ročníkový projekt I : konstrukční návrh převodovky. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2420-6.

PAVLÍK, Jan. Metodika stanovení modifikací ozubení podle zátěžných podmínek převodovky: Methodology for the calculation of gearing modifications according to gearbox loading. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2020. ISBN 978-80-248-4403-9.

NERUDA, Jindřich, ed. Determination of damage to soil and root systems of forest trees by the operation of logging machines: monograph. Brno: Tribun EU, 2008. Knihovnicka.cz. ISBN 978-80-7375-251-4.

NERUDA, Jindřich. Harvestorové technologie lesní těžby. V Brně: Mendelova univerzita, 2013.
ISBN 978-80-7375-842-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem triple bogie nápravy pro lesní stroje. V práci obsahuje: popis výhod použití triple bogie nápravy, určení stroje a jeho podmínky používání, konstrukční řešení nápravy a návrh převodu trakční síly. Výpočtová část se zabývá základními pevnostními výpočty v převodovém ústrojí jako jsou čepy, hřídele a drážkování.

KLÍČOVÁ SLOVA

trojkolová náprava, triple bogie náprava, převody ozubenými koly, Forwarder

ABSTRACT

This bachelor's thesis focuses on the design of a triple bogie axle for forestry machines. The thesis includes the following aspects: a description of the advantages of using a triple bogie axle, determination of the machine and its operating conditions, the design solution of the axle, and the design of the traction force transmission. The computational parts deals with basic strength calculations of the transmission components such as pins, shaft and shaft splines.

KEYWORDS

Three-axle suspension, triple bogie axle, gear transmission, forwarder

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUBIŠ, M. *Triple bogie náprava pro lesní stroje*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Ing. Václav Mergl Ph.D. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148100>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Václava Mergla, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26.května 2023

.....

Michal Kubiš

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych vyjádřil vděk Ing. Václavu Merglovi, Ph.D. za vedení bakalářské práce a za rady, které mi poskytl.

OBSAH

Úvod	9
1 Těžebně-dopravní stroje	10
2 Vstupní podmínky	13
2.1 Parametry stroje	13
2.2 parametry pneumatiky	13
2.3 Jízdní podmínky	14
3 Výpočet výkonu pro pohyb stroje	15
3.1 Výpočtové předpoklady	15
3.2 Výkon potřebný pro pohyb po zpevněné komunikaci, po rovině	16
3.2.1 Valivý odpor dle Omeljanova $R_{v,ZK}$:	16
3.2.2 Odpor proti zrychlení	16
3.2.3 Výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti	18
3.2.4 Celkový výkon pro pohyb v daném jízdním režimu $P_{t,ZK}$:	18
3.2.5 Výkon přenášený jedním kolem $P_{tk,ZK}$:	18
3.3 Výkon potřebný pro pohyb po zpevněné komunikaci, ve svahu	18
3.3.1 Valivý odpor	19
3.3.2 Odpor proti zrychlení	19
3.3.3 Výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti	20
3.3.4 Celkový výkon pro pohyb v daném jízdním režimu $P_{t,ZK,s}$:	20
3.3.5 Výkon přenášený jedním kolem $P_{tk,ZK,s}$:	20
3.4 Výkon potřebný pro pohyb po nezpevněné komunikaci, po rovině	21
3.4.1 Valivý odpor	21
3.4.2 Odpor proti zrychlení	21
3.4.3 Výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti	22
3.4.4 Celkový výkon pro pohyb v daném jízdním režimu $P_{t,T}$:	22
3.4.5 Výkon přenášený jedním kolem $P_{tk,T}$:	22
3.5 Výkon potřebný pro pohyb po nezpevněné komunikaci, ve svahu	23
3.5.1 Valivý odpor	23
3.5.2 Odpor proti zrychlení	23
3.5.3 Výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti	24
3.5.4 Celkový výkon pro pohyb v daném jízdním režimu $P_{t,T,s}$:	25
3.5.5 Výkon přenášený jedním kolem $P_{tk,T,s}$:	25
3.5.6 Shrnutí výsledků	26
4 Návrh koncového převodu	27
5 Návrh ozubených kol bogie nápravy	29
6 Pevnostní výpočty vybraných konstrukčních uzlů	33
6.1 Návrh hřídele pastorku	36
6.1.1 Síla od kola $D2_1$	36
6.1.2 Síla od kola $D2_2$	37
6.1.3 Složky sil	37
6.1.4 Výsledná síla působící na hřídel pastorku.	38
6.1.5 Návrh průměru hřídele pastorku	38

6.1.6	Zvolený minimální průměr hřídele pastorku d_{h1}	40
6.1.7	Návrh drážkování hřídele pastorku, drážkování pro diferenciál	40
6.1.8	Návrh drážkování hřídele pastorku, drážkování pro pastorek	42
6.2	Návrh čepu ozubeného kola	44
6.2.1	Zvolený minimální průměr čepu ozubeného kola d_h :	46
6.3	Návrh hřídele pro ozubené kolo D_{22} a $D_{22,2}$:	46
6.3.1	Síla od kola D_1	47
6.3.2	Síla od kola D_{32}	48
6.3.3	Výsledná síla působící na hřídel H_2 od kola D_{22}	49
6.3.4	Síla od kola D_{13}	50
6.3.5	Výsledná síla působící na hřídel H_2 od kola $D_{22,2}$	51
6.3.6	Výpočet napětí hřídele H_{22}	52
6.3.7	Výpočet reakční síly v bode A $F_{R,A}$:	54
6.3.8	Zvolený minimální průměr hřídele ozubeného kola D_{22} a $D_{22,2}$:.....	55
6.3.9	Návrh hřídele ozubeného kola D_{22} a $D_{22,2}$:	55
6.4	Návrh koncového hřídele	57
6.4.1	Namáhání krutem $M_{k,h}$:	57
6.4.2	Zvolený minimální průměr hřídele ozubeného kola D_{22} a $D_{22,2}$:.....	58
6.4.3	Návrh drážkování výstupního hřídele:	58
7	Konstrukce nápravy	60
7.1	skříň	60
7.2	Ozubená kola D_{71} , D_{72} a D_{13}	61
7.3	Propojovací kus skříň-HUB	61
Závěr	62
8	Použité informační zdroje	63
Seznam použitých zkratk a symbolů	65
Seznam příloh	68

ÚVOD

Bogie náprava je strojní součást používaná nejen v lesním průmyslu ale například i pro zemědělská vozidla a stavební stroje. Náprava, běžně dvoukolová, má poháněná obě kola jedním vstupním hřídelem. Přenos síly v rámci bogie nápravy je řešen nejčastěji ozubenými koly. Pohon více kol zároveň zlepšuje trakční vlastnosti stroje, jízdní stabilitu a hlavně snižuje tlak, kterým vozidlo působí na půdu.

Poslední uvedený fakt zlepšuje právě triple bogie náprava, ta narozdíl od konvenčních, dvoukolových náprav má tři poháněná kola. Vzhledem k jejím větším rozměrům a vyšší hmotnosti je vhodná pro velké a střední stroje. Dopravní stroje, vybaveny touto nápravou tak mohou být zatíženy více než stroje s dvoukolovou bogie nápravou, při zachování stejného tlaku působícího na půdu. Tím se zvýší produktivita práce.

1 TĚŽEBNĚ-DOPRAVNÍ STROJE

Těžebně dopravní stroj je typ strojního zařízení snižující podíl lidské práce. V tomto případě při lesní těžbě. [1] Dále je uvedeno jejich rozdělení a popis Forwarderů, a jejich podvozkových prvků.

JEDNOOPERAČNÍ STROJE:

- káceče
- odvětvovače
- přibližovací prostředky
- štěpkovače

VÍCEOPERAČNÍ STROJE:

- procesory
- harvestory

Nejčastěji se vyskytující těžební dopravní stroje jsou stroje víceoperační. Mezi těžebními stroji je nevíce zastoupen harvestor, který umožňuje provádět samotnou těžbu dřeva, jeho třídění a ukládání. Mezi více operační procesory je nejčastěji zastoupen vyvážecí traktor neboli forwarder. Vykonává stejné funkce jako harvestor s tím rozdílem, že neprovádí kácení. [1]

FORWARDERY

Řadí se mezi víceoperační stroje. Mezi prováděné úkony patří přesun vytěženého dříví na odvozní místo. Jelikož tyto stroje nejsou schopny samostatné těžby, často pracují ve dvojici s harvestorem. Převážené dříví je většinou do rozměru 6 m délky. K jejich výhodám patří vysoká produktivita daná velkou ložnou plochou a dobrou průchodností terénu. Základní konstrukce forwarderů je podobná s harvestory a dle jejich základních technických parametrů je lze rozdělit do tří tříd. [1]

Tab. 1 rozdělení forwarderů do výkonnostních tříd [1]

Technické parametry	jednotka	I. malé	II. střední	III. velké
Nosnost	t	3-9	9-13	13-20
Výkon motoru	kW	20-110	110-150	150-210
Šířka	cm	180-230	230-280	280-320
Dosah jeřábu	m	4,5-8	7-10	7-10
Hmotnost	t	3-10	10-16	16-25

PŘENOS HNACÍ SÍLY

Mechanický přenos hnací síly patří mezi ty nejjednodušší a cenově nejpříznivější. Zřídka kdy je použit u forwarderů první třídy, viz: Tab. 1.

Většina forwarderů používá přenos hydrostaticko-mechanický, který je podobný pohonu harvesterů. Přenosová soustava se skládá ze tří částí: mechanické, hydrostatické a elektrické. Mechanická část je tvořena převodovkou, diferenciály a kloubovými hřídeli. Hydrostatická část je uzavřený obvod skládající se z hydrogenerátoru a hydromotoru, které jsou nejčastěji axiální pístové. Hydrogenerátor je ovládáno elektrickými proporcionálními ventily umožňující plynulou regulaci a změnu směru pohybu stroje vpřed nebo vzad. Hydromotor je spojený s dvojrychlostní převodovkou, která je napojena na přední a zadní diferenciál. Z diferenciálu je poté síla přenášena do náprav. Mezi výhody patří oddělení primárního pohonu od výstupu, což zmenšuje zástavbové prostory pro pohon pojezdu, dále velký točivý moment při nízkých otáčkách a bezpečnost proti přetížení. [1]

Další možností pohonu je umístění hydromotoru do každé tandemové nápravy. Dané uspořádání umožňuje regulovat otáčky kola nezávisle na ostatních. Použitím tohoto systému také dosáhneme snížení spotřeby pohonných hmot. [1]

PODVOZEK

Podvozek se skládá ze dvou celků spojených zalamovacím kloubem, který umožňuje rotaci v podélné i svislé ose. Natáčení podvozku vůči sobě je realizováno přímočarými hydromotory. Podvozek je možno „zalomit“ běžně do 45°. Vzájemný torní pohyb podvozku zle zablokovat za účelem zvýšení příčné stability stoje [1]. Mezi další možnosti způsoby zatažení, kromě již popsaného zalamování, je natáčení kol. Kola se mohou natáčet na jedné nápravě nebo na obou nápravách a to buď stejným směrem (pohyb stroje tzv psí chodem) nebo opačným směrem (pohyb po kružnici) [2].

KOLOVÝ PODVOZEK

Kolový podvozek v porovnání s ostatními způsoby pohybu stroje v lesním hospodářství má největší mobilitu. Stoje s kolovými podvozky mohou přejíždět i po veřejných komunikacích po vlastní ose. Přejezd bývá zpravidla do 30 km [1]. Pneumatiky při přejezdech členitým terénem také tlumí vibrace. Pneumatiky se běžně skládají z kordových vláken, pryžového pletiva a patkových drátků. Obvod pneumatiky je pokryt měkčí pryží. [2]

PÁSOVÝ PODVOZEK

Pásové podvozky jsou výhodné zejména pro použití v bažinatém terénu a půdách s nižší únosností, jelikož dosahují vyšší trakce a nízkého měrného tlaku na půdu. Při použití pásového podvozku lze využít plný výkon motoru bez toho aniž by pás nadměrně prokluzoval, protože součinitel adheze může být >1 . Další výhodou je vysoká stabilita a svahová dostupnost. Mezi nevýhody patří poškození půdy při zatažení a nemožnost pojezdu strojem po veřejné komunikaci. [1]

KRÁČIVÝ PODVOZEK

Používá se ve složitém terénu nebo podmínkách. Skládá se z nezávisle ovládaných hydraulických ramen. [1] Konstrukce podvozku se dělí podle dvou přístupů. Klasický se

čtyřmi rameny, dvě z nich jsou osazeny pneumatikami a dvě mají na konci opěrnou plochu. U této konstrukce je pohyb diskontinuální. Stroj se sám přitahuje pomocí rypadla. Výhody daného řešení jsou: práce ve členitých terénech s velkým sklonem, až 90%. Druhým konstrukčním řešením je více hydraulických ramen, které souží k pohybu stroje. Pohyb je v tomto případě kontinuální. Podvozky tohoto typu jsou pouze ve stádiu prototypu. [2]

BOGIE NÁPRAVA

Tandemová bogie náprava slouží ke zmenšení tlaku vyvíjeného na půdu, zlepšení trakčních vlastností a stability stroje. Použitím nápravy se také zvyšuje průjezdnost stroje. Hnací síla je ze vstupního hřídele rozváděna pomocí ozubených kol nebo řetězového převodu na výstupní kola. Řetězový převod je oproti převodu ozubenými koly levnější ale není bezúdržbový a je nutné udržovat řetěz stále napnutý. [1]

TRIPLE BOGIE NÁPRAVA

První prototyp triple bogie (dále jen TB) nápravy byl představen v roce 2019 výrobcem HSM. Jednalo se o 10 kolový stroj osazený TB nápravami, 4kola na přední polovině rámu, 6 v druhé, ložné polovině rámu stroje. Studie provedená v Sazku, zkoumající přínosy desetikolového řešení určila, že půda byla ovlivněna stejně jako stojí osmi kolovými, které mají nasazené kolopásky. Desetikolové řešení by umožnilo snížení tlaku v pneumatikách. [3]

2 VSTUPNÍ PODMÍNKY

Při stanovení přesnějších podmínek bylo s vedoucím bakalářské práce stanoveno, že triple bogie náprava bude koncipována hmotnostně a výkonnostně pro lesní vyvážecí stroj (forwarder) Ponsse Buffalo. Jedná se o vyvážedku střední třídy, která je dle výrobce globálně nejvíce prodávanou vyvážedkou. [4]

2.1 PARAMETRY STROJE

Parametry zvoleného stroje Ponsse Buffalo, převzaty z katalogu výrobce [4]. Uvedené hodnoty jsou uvedeny pro další, výpočtovou část práce.

Hmotnost stroje: $m_s=19\,800$ kg

Hmotnost nákladu: $m_n=14\,000$ kg

Rychlost stroje: 0 až $20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Výkon motoru: 210 kW

Světlost: 680 mm

2.2 PARAMETRY PNEUMATIKY

Pneumatika byla zvolena na základě rozměru ráfku daného stroje: 26,5" [5], dle katalogu náhradních dílů [6]:

710/45-26.5 20 168A8/175A2 NOKIAN TYRES FOREST KING TRS 2 SF TT [7]

Průměr pneumatiky: $D=1\,345$ mm

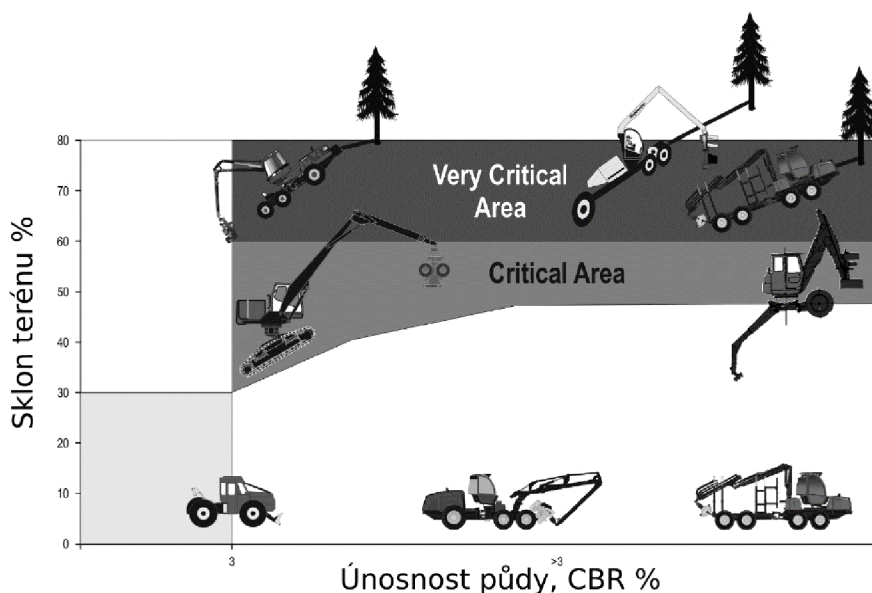
Dynamický rádius pneumatiky: $r_d=653$ mm

Šířka pneumatiky: $s_p=700$ mm

2.3 JÍZDNÍ PODMÍNKY

Tyto zátěžové stavy je nutné znát proto, aby byl určen výkon potřebný pro provozování stroje. Z vypočtených hodnot se dále v závěrečné práci určí konstrukce nápravy. Při stanovení přesnějších jízdních podmínek byly dohodnuty čtyři následující jízdní režimy, ve kterých se může stroj pohybovat

- Jízda po zpevněné komunikaci:
 - na rovině maximální rychlostí ($20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) [5]
 - do svahu nižší rychlostí ($5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). [4]
- Pohyb na nezpevněné komunikaci:
 - na rovině ($5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)
 - do svahu s maximálním možným stoupáním pro forwarder 45% (viz Obr. 1) a rychlostí ($2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)



Obr. 1 Závislost stoupání lesních strojů na únosnosti půdy [21]

Tab. 2 Zvolené stoupání a rychlosti stoje v daném jízdním režimu

Typ vozovky	Stoupání [%]	Rychlost [km/h]
Zpevněná vozovka	0	20
	10	5
Nezpevněná vozovka	0	5
	45	2

3 VÝPOČET VÝKONU PRO POHYB STROJE

Výpočet výkonu potřebného pro pohyb v každém ze zvolených jízdních režimů je nezbytné určit jízdní odpory, které působí na stroj při pohybu. Celkový odpor se skládá ze tří uvažovaných odporů: odpor valivý, odpor proti zrychlení, odpor stoupání. Ve výpočtech nebude uvažován odpor vzduchu, neboť se stroj pohybuje malými rychlostmi.

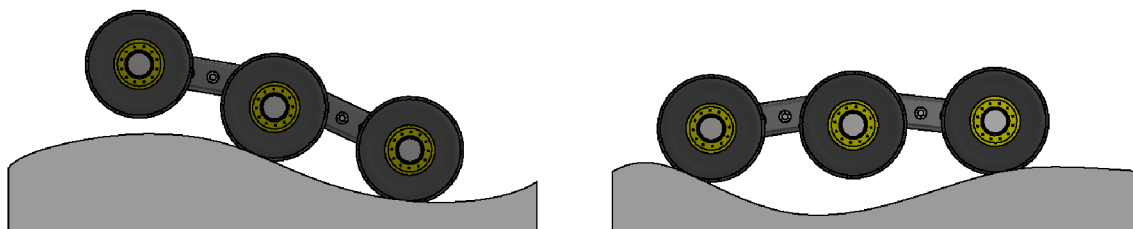
3.1 VÝPOČTOVÉ PŘEDPOKLADY

Při stanovení přesnějších hmotnostních předpokladů, bylo dohodnuto s vedoucím práce, že zadní náprava stroje bude uvažována při transportu nákladu na zatížení 70 % celkové hmotnosti stroje. Stroj se uvažuje zatížený na maximální ložný náklad, tj. 14 000 kg.

ZATÍŽENÍ ZADNÍ NÁPRAVY M_{zn} :

$$m_{zn} = (m_s + m_n) \cdot 0,7 = (19\,800 + 14\,000) \cdot 0,7 = 23\,660 \text{ kg}$$

Další návrhový předpoklad je, že zadní náprava stroje je v kontaktu se zemí pouze jejími čtyřmi koly ze šesti. Tento stav se může vyskytnout, když stroj bude přejíždět přes terénní nerovnosti. Výmoly, kdy budou zatížena krajní kola nápravy a přejezdy přes kopce. Tedy bude zatíženo prostředního a jednoho z krajních kol nápravy (viz Obr. 2)



Obr. 2 pohyb v terénu

ZATÍŽENÁ KOLA ZK:

$$zk=4 \text{ [-]}$$

HMOTNOST, KTEROU JE ZATÍŽENA JEDNA PNEUMATIKA ZADNÍ NÁPRAVY M_{zp} :

$$m_{zp} = \frac{m_{zn}}{zk} = \frac{23\,660}{4} = 5915 \text{ kg}$$

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ZATÍŽENOU PNEUMATIKU G_K :

$$G_K = m_{zp} \cdot g = 5915 \cdot 9,81 = 58\,026 \text{ N}$$

Maximální možné zatížení zvolené pneumatiky, při pohybu na nezpevněném vozovce, pro rychlost 10 km/h a hustičím tlaku 500 kPa je 6 900 kg dle katalogu výrobce [7]. Zvolená pneumatika tudíž vyhovuje pro dané zatížení a její minimální možný hustičím tlak je 400 kPa. [7]

ZVOLENÝ HUSTÍCÍ TLAK PNEUMATIKY PRO VÝPOČET P:

$$p=500\,000\text{ Pa}$$

3.2 VÝKON POTŘEBNÝ PRO POHYB PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI, PO ROVINĚ**3.2.1 VALIVÝ ODPOR DLE OMELJANOVA $R_{v,ZK}$:**

Při výpočet valivého odporu je součtem dvou odporů: deformace podloží a deformací pneumatiky. V případě pohybu na zpevněné komunikaci je uvažována nulová deformace podloží. Valivý odpor je tedy závislý na deformaci pneumatiky. [8]

$$\begin{aligned} R_{v,ZK} &= R_t + R_p = C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}} \\ &= 0,35 \cdot 58026 \cdot \sqrt[3]{\frac{500000}{\infty \cdot 1,345}} + 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{58026^4}{500000 \cdot 1,345^2}} \\ &= 1509,9\text{ N} \end{aligned}$$

Kde:

R_t [N] odpor vyvolaný deformací podloží;

R_p [N] odpor vyvolaný deformací pneumatiky;

$C_1=0,35$ [-] konstanta, doporučená hodnota $C_1=0,35$ až $0,5$; [8]

$C_2=0,065$ [-] konstanta, doporučená hodnota $C_2=0,065$; [8]

$D=1,345$ m průměr pneumatiky;

$\varepsilon=\infty\text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ (pro tvrdý povrch) součinitel vlivu objemového přetvoření podloží [8]

VÝKON PRO PŘEKONÁNÍ VALIVÉHO ODPORU $P_{TS,ZK}$:

Výpočet výkonu vychází ze vzorce: $P=F \cdot v$ [W] kde F je síla valivého odporu.

$$P_{TS,ZK} = R_{v,ZK} \cdot v_{ZK} = 1509,9 \cdot \frac{20}{3,6} = 8\,388,2\text{ W}$$

$v_{ZK}=20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ rychlost pohybu stroje na zpevněné komunikaci viz: Tab. 1;

3.2.2 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ

Odpor proti zrychlení je dán součtem setrvačných odporů proti urychlení posuvných a rotačních hmot stroje. Odpory od zrychlení rotačních částí je možno nahradit součinitelem vlivu rotačních částí [9]. Zrychlení stroje při daném jízdním režimu není známé. Určení je

možné z legislativního požadavku na brzdňý systém. Dráha zrychlení na zvolenou rychlost je uvažována jako dvojnásobek brzdňé dráhy. Vzorec pro brzdňou dráhu je pro blíže specifikovaný typ stroje, vychází z normy. [10]

BRZDŇÁ DRÁHA $s_{tB,ZK}$:

Brzdňá dráha je závislá na počáteční rychlosti. Vzorec pro brzdňou dráhu je pro blíže specifikovaný typ stroje. [10]

$$s_{tB,ZK} = 0,2 \cdot (v_{ZK} + 5) + \frac{v_{ZK}^2}{160} = 0,2 \cdot (20 + 5) + \frac{20^2}{160} = 7,5 \text{ m}$$

DRÁHA ZRYCHLENÍ $s_{tZ,ZK}$:

Dráha zrychlení uvažována jako dvojnásobek brzdňé dráhy.

$$s_{tZ,ZK} = 2 \cdot s_{tB,ZK} = 2 \cdot 7,5 = 15 \text{ m}$$

DOBA ROZJEZDU $t_{k,ZK}$:

Fyzikálním odvození z dráhy rovnoměrně zrychleného pohybu: $s=0,5 \cdot a \cdot t^2$

$$t_{k,ZK} = \frac{2 \cdot s_{tZ,ZK}}{v_{ZK}} = \frac{2 \cdot 15}{\frac{20}{3,6}} = 5,4 \text{ s}$$

NÁVRHOVÉ ZRYCHLENÍ a_{ZK} :

$$a_{ZK} = \frac{v_{ZK}}{t_{k,ZK}} = \frac{\frac{20}{3,6}}{5,4} = 1,028 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ $R_{d,ZK}$:

Výpočet odporu je možno zjednodušit pomocí součinitele vlivu rotačňích částí stroje. [9]

$$R_{d,ZK} = \vartheta \cdot m_{zn} \cdot a_{ZK} = 1,2 \cdot 23660 \cdot 1,028 = 29\,187 \text{ N}$$

$\vartheta=1,2$ součinitel vlivu rotačňích součástí; [9]

VÝKON PRO PŘEKONÁNÍ ODPORU PROTI ZRYCHLENÍ $P_{tD,ZK}$:

$$P_{tD,ZK} = R_{d,ZK} \cdot \frac{a_{ZK}}{t_{k,ZK}} = 29187 \cdot \frac{1,028}{5,4} = 5556,34 \text{ W}$$

3.2.3 VÝKON STROJE PRO PŘEKONÁNÍ SVAHOVÉ NEROVNOSTI

V daném jízdním režimu se stroj pohybuje po terénu s nulovým stoupáním. (Viz Tab. 2)

$$P_{tu,ZK} = 0 \text{ W}$$

3.2.4 CELKOVÝ VÝKON PRO POHYB V DANÉM JÍZDNÍM REŽIMU $P_{T,ZK}$:

Je dán součtem odporů působící proti pohybu. Statické odpory jsou jako jediné závislé na počtu kol, které jsou v kontaktu se zemí.

$$P_{T,ZK} = P_{tS,ZK} \cdot zk + P_{tD,ZK} + P_{tu,ZK} = 8\,388,2\,4 + 5712 + 0 = 39\,264,8 \text{ W}$$

3.2.5 VÝKON PŘENÁŠENÝ JEDNÍM KOLEM $P_{TK,ZK}$:

Výpočet je nezbytný pro návrh nápravy, kde je nutné určit moment a otáčky přenášené na jedno kolo. Pro návrh výstupního hřídele, ozubeného převodu, ...

$$P_{tk,ZK} = \frac{P_{T,ZK}}{zk} = \frac{39\,264,8}{4} = 9816,2 \text{ W}$$

ÚHLOVÁ RYCHLOST KOLA PŘI v_{ZK} :

$$\omega_{ZK} = \frac{v_{ZK}}{r_d} = \frac{\frac{20}{3,6}}{0,653} = 8,501 \frac{1}{s}$$

MOMENT NA KOLE PRO POHYB STROJE PŘI v_{ZK} :

$$M_{k.k.ZK} = \frac{P_{tk,ZK}}{\omega_{ZK}} = \frac{9816,2}{8,501} = 1154,7 \text{ Nm}$$

OTÁČKY KOLA

$$n_{ZK} = \frac{\omega_{ZK}}{2 \cdot \pi} = \frac{8,501}{2 \cdot \pi} = 1,28 \frac{1}{s}$$

3.3 VÝKON POTŘEBNÝ PRO POHYB PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI, VE SVAHU

Výpočet probíhal obdobně jako u výpočtu pohybu na zpevněné komunikaci po rovině (viz 16)

3.3.1 VALIVÝ ODPOR**VALIVÝ ODPOR DLE OMELJANOVA $R_{v,ZK,s}$:**

Valivý odpor je shodný s předchozím valivým odporem, stroj se pohybuje po zpevněné komunikaci (viz 16).

$$R_{v,ZK,s} = R_{v,ZK} = 1509,9 \text{ N}$$

VÝKON PRO PŘEKONÁNÍ VALIVÉHO ODPORU $P_{TS,ZK,s}$:

$$P_{TS,ZK,s} = R_{v,ZK,s} \cdot v_{ZK,s} = 1509,9 \cdot \frac{5}{3,6} = 2\,097,1 \text{ W}$$

3.3.2 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ**BRZDNÁ DRÁHA $s_{tB,ZK,s}$:**

$$s_{tB,ZK,s} = 0,2 \cdot (v_{ZK,s} + 5) + \frac{v_{ZK,s}^2}{160} = 0,2 \cdot (5 + 5) + \frac{5^2}{160} = 2,16 \text{ m}$$

$v_{ZK,s} = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ rychlost pohybu stroje na nezpevněné komunikaci (viz Tab. 2);

DRÁHA ZRYCHLENÍ $s_{tZ,ZK,s}$:

$$s_{tZ,ZK,s} = 2 \cdot s_{tB,ZK,s} = 2 \cdot 2,16 = 4,32 \text{ m}$$

DOBA ROZJEZDU $t_{k,ZK,s}$:

$$t_{k,ZK,s} = \frac{2 \cdot s_{tZ,ZK,s}}{v_{ZK,s}} = \frac{2 \cdot 4,32}{\frac{5}{3,6}} = 6,22 \text{ s}$$

NÁVRHOVÉ ZRYCHLENÍ $a_{ZK,s}$:

$$a_{ZK,s} = \frac{v_{ZK,s}}{t_{k,ZK,s}} = \frac{\frac{5}{3,6}}{6,22} = 0,22 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ $R_{d,ZK,s}$:

$$R_{d,ZK,s} = \vartheta \cdot m_{zn} \cdot a_{ZK,s} = 1,2 \cdot 23660 \cdot 0,22 = 6\,246,2 \text{ N}$$

VÝKON POTŘEBNÝ PRO ODPORU PROTI ZRYCHLENÍ $P_{TD,ZK,S}$:

$$P_{TD,ZK,S} = R_{d,ZK,S} \cdot \frac{a_{ZK,S}}{t_{k,ZK,S}} = 6246,2 \cdot \frac{0,22}{6,22} = 221 \text{ W}$$

3.3.3 VÝKON STROJE PRO PŘEKONÁNÍ SVAHOVÉ NEROVNOSTI

V daném jízdním režimu se stroj pohybuje po terénu 10% stoupáním. (Viz Tab. 2)

Stoupavost stroje: $s_{ZK,S}=10\%$

ÚHEL STOUPÁNÍ $\alpha_{s1,ZK,S}$:

$$\alpha_{s1,ZK,S} = \text{atan}\left(\frac{s_{ZK,S}}{100}\right) = \text{atan}\left(\frac{10}{100}\right) = 5,7^\circ$$

VÝKON STROJE PRO PŘEKONÁNÍ SVAHOVÉ NEROVNOSTI $P_{Tu,ZK,S}$:

Odvození vzorečku z pohybu na nakloněné rovině, kdy suma sil ve směru pohybu je rovna 0.

$$P_{tu,ZK,S} = m_{zn} \cdot g \cdot v_{ZK,S} \cdot \sin(\alpha_{s1,ZK,S}) = 23660 \cdot 9,81 \cdot \frac{5}{3,6} \cdot \sin(5,7) = 32\,017,5 \text{ W}$$

3.3.4 CELKOVÝ VÝKON PRO POHYB V DANÉM JÍZDNÍM REŽIMU $P_{T,ZK,S}$:

$$P_{t,ZK,S} = P_{tS,ZK,S} \cdot zk + P_{TD,ZK,S} + P_{tu,ZK,S} = 2\,097,1 \cdot 4 + 221 + 32\,017,5 \\ = 40\,626,9 \text{ W}$$

3.3.5 VÝKON PŘENÁŠENÝ JEDNÍM KOLEM $P_{Tk,ZK,S}$:

$$P_{tk,ZK,S} = \frac{P_{t,ZK,S}}{zk} = \frac{40\,626,9}{4} = 10\,156,7 \text{ W}$$

ÚHLOVÁ RYCHLOST KOLA PŘI $v_{ZK,S}$:

$$\omega_{ZK,S} = \frac{v_{ZK,S}}{r_d} = \frac{\frac{5}{3,6}}{0,653} = 2,13 \frac{1}{s}$$

MOMENT NA KOLE PRO POHYB STROJE PŘI $v_{ZK,s}$:

$$M_{k,k,ZK,s} = \frac{P_{tk,ZK,s}}{\omega_{ZK,s}} = \frac{10156,7}{2,13} = 4768,4 \text{ Nm}$$

OTÁČKY KOLA

$$n_{ZK,s} = \frac{\omega_{ZK,s}}{2 \cdot \pi} = \frac{2,13}{2 \cdot \pi} = 0,34 \frac{1}{s}$$

3.4 VÝKON POTŘEBNÝ PRO POHYB PO NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI, PO ROVINĚ

Výpočet probíhal obdobně jako u výpočtu pohybu na zpevněné komunikaci po rovině (viz: 16).

3.4.1 VALIVÝ ODPOR

V případě jízdy v terénu se deformuje i podloží, tudíž je nutné zahrnout tuto deformaci do výpočtu výkonu. Typ terénu byla zvolena oranice, jako možné podloží při pohybu stroje v lese, lesních cestách a podobně.

VALIVÝ ODPOR DLE OMELJANOVA $R_{v,T}$:

$$\begin{aligned} R_{v,T} = R_t + R_p &= C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon_T \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}} \\ &= 0,35 \cdot 58026 \cdot \sqrt[3]{\frac{500000}{4 \cdot 10^6 \cdot 1,345}} + 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{58026^4}{500000 \cdot 1,345^2}} \\ &= 10\,709 \text{ N} \end{aligned}$$

$\varepsilon_T = 4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ (pro oranici) součinitel vlivu objemového přetvoření podloží [8]

VÝKON PRO PŘEKONÁNÍ VALIVÉHO ODPORU $P_{TS,T}$:

$$P_{TS,T} = R_{v,T} \cdot v_T = 10709 \cdot \frac{5}{3,6} = 14\,873,6 \text{ W}$$

$v_T = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ rychlost pohybu stroje na nezpevněné komunikaci (viz Tab. 2)

3.4.2 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ

Stoj se pohybuje stejnou rychlostí jako při pohybu na zpevněné komunikaci ve svahu (viz Tab. 2), proto tomu odpovídá i brzdná dráha s ní spojené výpočty.

BRZDNÁ DRÁHA $s_{TB,T}$:

$$s_{TB,T} = s_{TB,ZK,s} = 2,16 \text{ m}$$

DRÁHA ZRYCHLENÍ $s_{tR,ZK}$:

$$s_{tZ,T} = s_{tZ,ZK,S} = 4,32 \text{ m}$$

DOBA ROZJEZDU $t_{k,T}$:

$$t_{k,T} = t_{k,ZK,S} = 6,22 \text{ s}$$

NÁVRHOVÉ ZRYCHLENÍ a_T :

$$a_T = a_{ZK,S} = 0,22 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ $R_{d,T}$:

$$R_{d,T} = R_{d,ZK,S} = 6\,2452,2 \text{ N}$$

VÝKON POTŘEBNÝ PRO ODPORU PROTI ZRYCHLENÍ $P_{tD,T}$:

$$P_{tD,T} = P_{tD,ZK,S} = 221 \text{ W}$$

3.4.3 VÝKON STROJE PRO PŘEKONÁNÍ SVAHOVÉ NEROVNOSTI

V daném jízdním režimu se stroj pohybuje po terénu s nulovým stoupáním. Viz Tab. 2

$$P_{tu,T} = 0 \text{ W}$$

3.4.4 CELKOVÝ VÝKON PRO POHYB V DANÉM JÍZDNÍM REŽIMU $P_{t,T}$:

$$P_{t,T} = P_{tS,T} \cdot zk + P_{tD,T} + P_{tu,T} = 14873,6 \cdot 4 + 221 + 0 = 59\,715,4 \text{ W}$$

3.4.5 VÝKON PŘENÁŠENÝ JEDNÍM KOLEM $P_{tk,T}$:

$$P_{tk,T} = \frac{P_{t,T}}{zk} = \frac{59715,4}{4} = 14\,928,8 \text{ W}$$

ÚHLOVÁ RYCHLOST KOLA PŘI v_T :

Úhlová rychlost kola je stejná jako při pohybu na zpevněné komunikaci ve svahu, protože stroje se pohybují stejnou rychlostí (viz Tab. 2).

$$\omega_T = \omega_{ZK,S} = 2,13 \frac{rad}{s}$$

MOMENT NA KOLE PRO POHYB STROJE PŘI v_T :

$$M_{k.k.T} = \frac{P_{tk,T}}{\omega_T} = \frac{14928,8}{2,13} = 7008,8 \text{ Nm}$$

OTÁČKY KOLA

$$n_T = n_{ZK,S} = 0,34 \frac{1}{s}$$

3.5 VÝKON POTŘEBNÝ PRO POHYB PO NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI, VE SVAHU

Výpočet probíhal obdobně jako u výpočtu pohybu na zpevněné komunikaci po rovině (viz 16).

3.5.1 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor je shodný s předchozím valivým odporem, stroj se pohybuje po zpevněné komunikaci (viz 21).

VALIVÝ ODPOR DLE OMELJANOVA $R_{v,T,S}$:

Valivý odpor je shodný s valivým odporem pro nezpevněnou komunikaci.

$$R_{v,T,S} = R_{v,T} = 10\,709 \text{ N}$$

VÝKON PRO PŘEKONÁNÍ VALIVÉHO ODPORU $P_{TS,T,S}$:

$$P_{TS,T,S} = R_{v,T,S} \cdot v_{T,S} = 10709 \cdot \frac{2}{3,6} = 5949,4 \text{ W}$$

$v_{T,S} = 2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ rychlost pohybu stroje na nezpevněné komunikaci ve svahu (viz Tab. 2);

3.5.2 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ**BRZDNÁ DRÁHA $s_{tB,T,S}$:**

$$s_{tB,T,S} = 0,2 \cdot (v_{T,S} + 5) + \frac{v_{T,S}^2}{160} = 0,2 \cdot (2 + 5) + \frac{2^2}{160} = 1,43 \text{ m}$$

DRÁHA ZRYCHLENÍ $s_{tZ,T,s}$:

$$s_{tZ,T,s} = 2 \cdot s_{tB,T,s} = 2 \cdot 1,43 = 2,86 \text{ m}$$

DOBA ROZJEZDU $t_{k,T,s}$:

$$t_{k,T,s} = \frac{2 \cdot s_{tZ,T,s}}{v_{T,s}} = \frac{2 \cdot 2,86}{\frac{2}{3,6}} = 10,3 \text{ s}$$

NÁVRHOVÉ ZRYCHLENÍ $a_{T,s}$:

$$a_{ZK,s} = \frac{v_{T,s}}{t_{k,T,s}} = \frac{\frac{2}{3,6}}{10,3} = 0,054 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ $R_{D,T,s}$:

$$R_{d,T,s} = \vartheta \cdot m_{zn} \cdot a_{T,s} = 1,2 \cdot 23660 \cdot 0,054 = 1533,2 \text{ N}$$

VÝKON POTŘEBNÝ PRO ODPORU PROTI ZRYCHLENÍ $P_{TD,T,s}$:

$$P_{TD,ZK,s} = R_{d,ZK,s} \cdot \frac{a_{ZK,s}}{t_{k,ZK,s}} = 1533,2 \cdot \frac{0,054}{10,3} = 8 \text{ W}$$

3.5.3 VÝKON STROJE PRO PŘEKONÁNÍ SVAHOVÉ NEROVNOSTI

V daném jízdním režimu se stroj pohybuje po terénu 45% stoupáním (viz Tab. 2).

Stoupavost stroje: $s_{T,s}=45\%$

ÚHEL STOUPÁNÍ $\alpha_{s1,T,s}$:

$$\alpha_{s1,T,s} = \text{atan}\left(\frac{s_{T,s}}{100}\right) = \text{atan}\left(\frac{45}{100}\right) = 24^\circ$$

VÝKON STROJE PRO PŘEKONÁNÍ SVAHOVÉ NEROVNOSTI $P_{Tu,T,s}$:

$$P_{tu,T,s} = m_{zn} \cdot g \cdot v_{T,s} \cdot \sin(\alpha_{s1,T,s}) = 23660 \cdot 9,81 \cdot \frac{2}{3,6} \cdot \sin(24) = 52\,447,5 \text{ W}$$

3.5.4 CELKOVÝ VÝKON PRO POHYB V DANÉM JÍZDNÍM REŽIMU $P_{T,T,s}$:

$$P_{t,T,s} = P_{tS,T,s} \cdot zk + P_{tD,T,s} + P_{tu,T,s} = 5949,4 \cdot 4 + 8 + 52447,5 = 76\,253,1\,W$$

3.5.5 VÝKON PŘENÁŠENÝ JEDNÍM KOLEM $P_{Tk,T,s}$:

$$P_{tk,T,s} = \frac{P_{t,T,s}}{zk} = \frac{76253,1}{4} = 19\,063,3\,W$$

ÚHLOVÁ RYCHLOST KOLA PŘI $v_{T,s}$:

$$\omega_{T,s} = \frac{v_{T,s}}{r_d} = \frac{\frac{2}{3,6}}{0,653} = 0,85 \frac{rad}{s}$$

MOMENT NA KOLE PRO POHYB STROJE PŘI $v_{T,s}$:

$$M_{k,k,T,s} = \frac{P_{tk,T,s}}{\omega_{T,s}} = \frac{19063,3}{0,85} = 22\,427,4\,Nm$$

OTÁČKY KOLA

$$n_{T,s} = \frac{\omega_{T,s}}{2 \cdot \pi} = \frac{0,85}{2 \cdot \pi} = 0,135 \frac{1}{s}$$

3.5.6 SHRnutí VÝSLEDKŮ

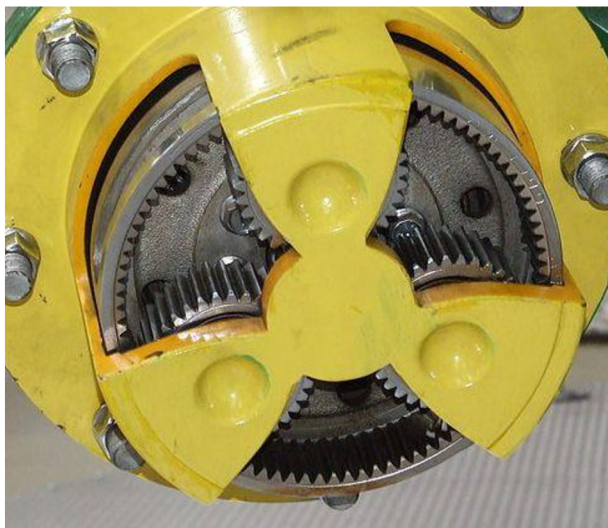
Výsledné hodnoty jsou uvedeny pro jedno kolo nápravy. Z výsledků je patrné, že nejvyšší potřebný moment i výkon je nutný pro pohyb stroje na nezpevněné vozovce ve stoupání. Ve výpočtech nápravy se dále bude uvažovat pouze tento stav, jelikož je stroj nejvíce namáhán.

Tab. 3 výsledné výkony, momenty, otáčky kola

Jízdní režim		Výkon [kW]	Moment [kNm]	Otáčky kola [s ⁻¹]
Zpevněná vozovka	Rovina	9,82	1,15	1,28
	Stoupání	10,16	4,77	0,34
Nezpevněná vozovka	Rovina	14,93	7,01	0,35
	Stoupání	19,06	22,43	0,135

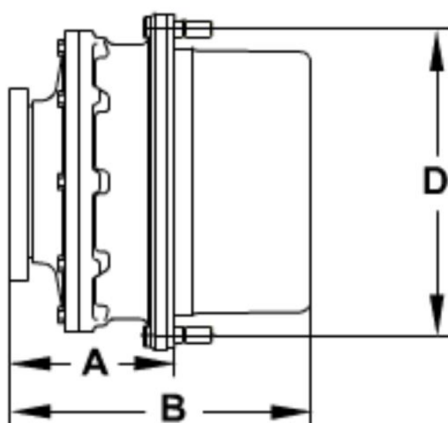
4 NÁVRH KONCOVÉHO PŘEVODU

Bogie nápravy používají jako koncový převod planetovou převodovku, takzvaný „planetary wheel hub“. Jedná se o planetovou převodovku, kdy se přivádí točivý moment na centrální ozubené kolo a odebírá se přes unašeč satelitů [11] [12]. Vlastnosti tohoto převodu vycházejí z charakteristik planetových převodovek. Koncový převod fungují jako reduktor, snižují otáčky a zvyšují točivý moment. [12]



Obr. 3 řez planetového převodu [12]

Za koncový převod (dále pouze: HUB) byla zvolena planetová převodovka od firmy NAF Neunkirchener Achsenfabrik AG. Vysoké převodové číslo umožňuje dimenzovat předchozí převody na menší točivý moment a tím pádem i úsporu výkonu při zrychlování rotačních částí převodové soukolí. Označení a vlastnosti důležité pro návrh nápravy získány ze stránek výrobce. [13]



Obr. 4 rozměry koncového převodu [13]

označení: PLG 7007.102

Převodové číslo: $i_{hub}=6,154$

Maximální vstupní moment: $M_{k,hub,max}=11\ 000\ Nm$

Maximální vstupní otáčky: $n_{hub,max}=980\ rpm$

Rozměry:

- $A=569,5\ mm$
- $B=555\ mm$
- D neuvedeno

HODNOTY VSTUPJÍCÍ DO HUBU

Minimální hodnoty momentu a otáček vstupující do HUBu. Jejich výpočet je z důvodu určení převodu nápravy a pohonu.

POŽADOVANÝ MINIMÁLNÍ MOMENT VSTUPJÍCÍ DO HUBU $M_{K,HUB,IN,MIN}$:

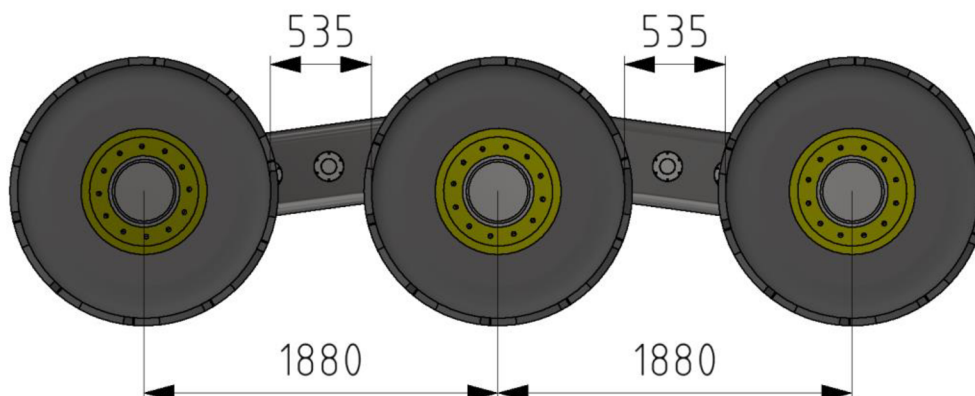
$$M_{k,hub,in,min} = \frac{M_{k,k,T,S}}{i_{hub}} = \frac{22430}{6,154} = 3\ 645\ Nm$$

POŽADOVANÉ MINIMÁLNÍ OTÁČKY VSTUPJÍCÍ DO HUBU $n_{HUB,IN,MIN}$:

$$n_{hub,in,min} = n_{T,S} \cdot i_{hub} = 0,135 \cdot 6,154 = 0,831\ s^{-1}$$

5 NÁVRH OZUBENÝCH KOL BOOGIE NÁPRAVY

Dle použitých pneumatik byla předpokládána rozteč kol 1500 mm. Na začátek byl zvolen odhadovaný modul a počet zubů. Postupnou modifikací ozubených kol, úpravou počtu zubů a modulu v programu Inventor Professional 2023 firmy Autodesk, bylo dosaženo toho, aby se všechna tři kola otáčela stejným směrem a ozubená kola nebyla velkých rozměrů. Dále bylo dosaženo rozteče kol 1880 mm a mezery mezi pneumatikami 535 mm (viz Obr. 5). Výpočet ozubených kol po dohodě s vedoucím práce nebyl prováděn.



Obr. 5 rozteče kol

Moment se přivádí do nápravy přes drážkovanou vstupní hřídel pastorku D1 a poté se soustavou ozubených kol převede přes výstupní hřídele do HUBu. Ozubená kola v záběru s pastorkem mají 27 zubů a na ně navazují ozubená kola s počtem zubů 28. Tím dosáhneme rovnoměrného opotřebení každého zubu ozubeného kola. [14]

PARAMETRY OZUBENÝCH KOL:

- modul: $m=12$ [15]
- úhel záběru: $\alpha=20^\circ$ [15]
- počet zubů 17: D1
- počet zubů 27: D2₁, D4₁, D6₁, D2₂, D2_{2_2}, D4₂, D6₂
- počet zubů 28: D3₁, D5₁, D7₁, D3₂, D1₃, D5₂, D7₂

PŘÍKLAD VÝPOČTU ROZTEČNÉ KRUŽNICE:

Rozměr roztečných kružnic pro jednotlivá ozubená kola, tabulkově s uvedením vzorce. [14]

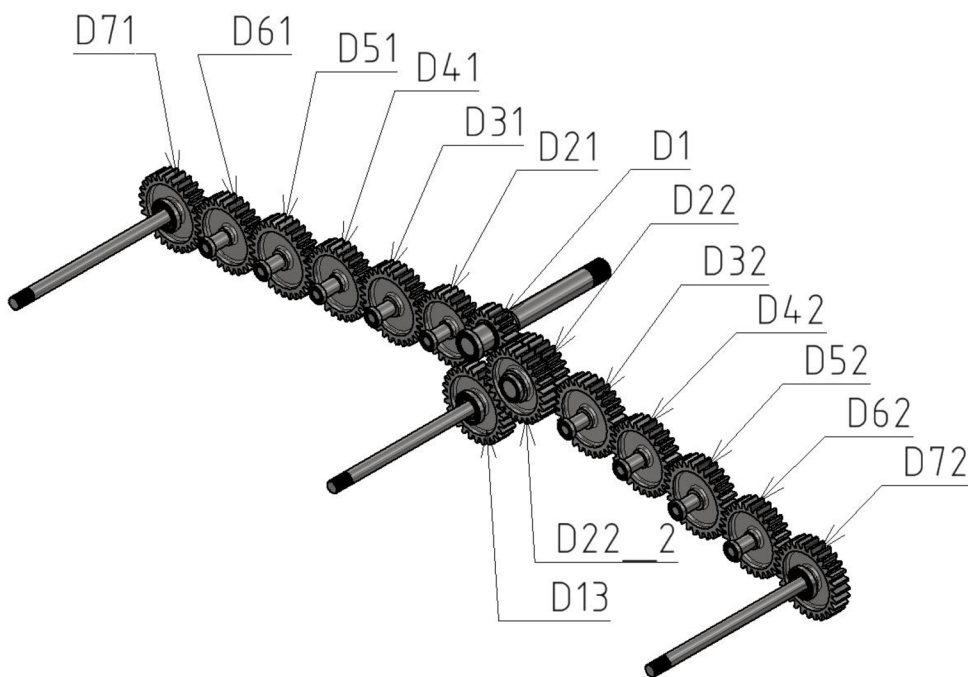
$$D_x = m \cdot z_x$$

m [mm] modul ozubení;

z_x [-] počet zubů jednotlivého kola;

Tab. 4 roztečné kružnice ozubených kol

Ozubené kolo	Průměr roztečné kružnice [mm]
D ₁	204
D ₂₁	324
D ₃₁	336



Obr. 6 rozložení ozubených kol v nápravě

SOUČINITEL DOBY ZÁBĚRU MEZI OZUBENÝMI KOLY D₁ A D₂₁

součinitel záběru je kvantitativní charakteristika, kterou hodnotíme záběrový poměr zubů v záběru. Také nám určuje průměrný počet párů zubů v záběru. Doporučuje se navrhovat ozubený převod tak, aby součinitel záběru byl větší než 1,2. Nižší hodnoty by mohly způsobit rázy a tím i zvýšení hlučnosti soukolí. [14]

PŘÍKLAD VÝPOČTU PRŮMĚRU HLAVOVÉ KRUŽNICE PASTORKU

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 204 + 2 \cdot 12 = 228 \text{ mm}$$

$d_1=204$ mm průměr hlavové kružnice pastorku, (viz Tab. 4)

$h_a=m=12$ mm výška hlavy zubu [14]

PŘÍKLAD VÝPOČTU PRŮMĚRU PATNÍ KRUŽNICE PASTORKU

$$d_{b1} = d_1 - 2 \cdot h_a = 204 - 2 \cdot 12 = 174 \text{ mm}$$

HLAVOVÁ KRUŽNICE KOLA D2₁

$$d_{a21} = 348 \text{ mm}$$

PATNÍ KRUŽNICE KOLA D2₁

$$d_{b21} = 294 \text{ mm}$$

ROZTEČNÁ OSOVÁ VZDÁLENOST OZUBENÝCH KOL D₁ A D2₁

Výpočet je nutný pro zjištění osové vzdálenosti ozubených kol a pro výpočet součinitele doby záběru.

$$a_{D1-D21} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{204 + 324}{2} = 264 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha, D1-D21} &= \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a21}^2 - d_{b21}^2} - 2a \sin(\alpha)}{2\pi m \cos(\alpha)} \\ &= \frac{\sqrt{228^2 - 174^2} + \sqrt{348^2 - 294^2} - 2 \cdot 264 \cdot \sin(20)}{2\pi \cdot 12 \cdot \cos(20)} = 2,159 \end{aligned}$$

SOUČINITEL DOBY ZÁBĚRU MEZI OZUBENÝMI KOLY D2₁ A D3₁

výpočet součinitele doby záběru ozubených kol D2₁ a D3₁ je obdobný výpočtu kol D2₁ a D3₁.

HLAVOVÁ KRUŽNICE KOLA D3₁

$$d_{a31} = 360 \text{ mm}$$

PATNÍ KRUŽNICE KOLA D3₁

$$d_{b31} = 306 \text{ mm}$$

ROZTEČNÁ OSOVÁ VZDÁLENOST OZUBENÝCH KOL D₂₁ A D₃₁

$$a_{D_{21}-D_{31}} = \frac{d_{21} + d_{31}}{2} = \frac{324 + 336}{2} = 330 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha, D_{21}-D_{31}} &= \frac{\sqrt{d_{a21}^2 - d_{b21}^2} + \sqrt{d_{a31}^2 - d_{b31}^2} - 2a \sin(\alpha)}{2\pi m \cos(\alpha)} \\ &= \frac{\sqrt{348^2 - 294^2} + \sqrt{348^2 - 294^2} - 2 \cdot 330 \cdot \sin(20)}{2\pi \cdot 12 \cdot \cos(20)} = 2,118 \end{aligned}$$

Součinitel doby záběru pro převod mezi ozubenými koly D₁ a D₂₁, D₂₁ a D₂₂ je větší než jeho minimální hodnota. Převod by tudíž měl mít klidný chod.

PŘEVODOVÉ ČÍSLO BOOGIE NÁPRAVY I_b:

U sériově řazených ozubených kol se převod vypočítá jako podíl zubů kola vstupního (pastorku) ku výstupnímu. [16]

$$i_b = \frac{\text{výstupní počet zubů}}{\text{vstupní počet zubů}} = \frac{28}{17} = 1,647$$

POŽADOVANÝ MINIMÁLNÍ MOMENT NA VSTUPU DO NÁPRAVY M_{K,NÁP,IN,MIN}:

Vypočtený moment je minimálním momentem, který je nutno přivést z diferenciálu do nápravy. M_{k,hub,in} je vynásoben dvěma, jelikož jsou zatíženy dvě kola jedné nápravy, tudíž je nutno přivést moment, který tyto dvě kola roztočí.

$$M_{k,náp,in,min} = \frac{2 \cdot M_{k,hub,in,min}}{i_b} = \frac{2 \cdot 3,645}{1,647} = 4,426 \text{ kNm}$$

POŽADOVANÉ MINIMÁLNÍ OTÁČKY NA VSTUPU DO NÁPRAVY N_{NÁP,IN,MIN}:

$$n_{náp,in,min} = n_{hub,in,min} \cdot i_b = 0,831 \cdot 1,647 = 1,368 \text{ s}^{-1}$$

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

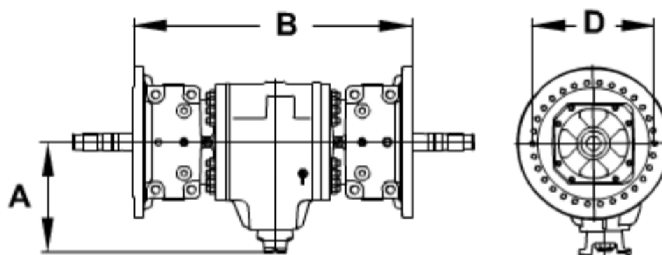
Zvolenými konstrukčními uzly pro pevnostní výpočet jsou:

- Vstupní hřídel
- Čepy ozubených kol
- Hřídel ozubených kol D_{2_2} a $D_{2_2_2}$.
- Výstupní hřídele
- Drážkování

Dle navržené koncepce viz Obr. 8 Obr. 8, kdy je hydromotor přímo připojen na samosvorný diferenciál. Dané zapojení bylo domluveno s vedoucím BP. Rozdělení výkonu je pro zjednodušení výpočtu rozděleno v poměru 50/50 na dvě výstupní hřídele diferenciálu. [17]

DIFERENCIÁL:

Zvolený samosvorný diferenciál od firmy NAF Neunkirchener Achsenfabrik AG. Zvolen pro jeho vysoký maximální vstupní moment a vhodné převodové číslo. [18]



Obr. 7 rozměry diferenciálu [18]

označení: DG 0600.111

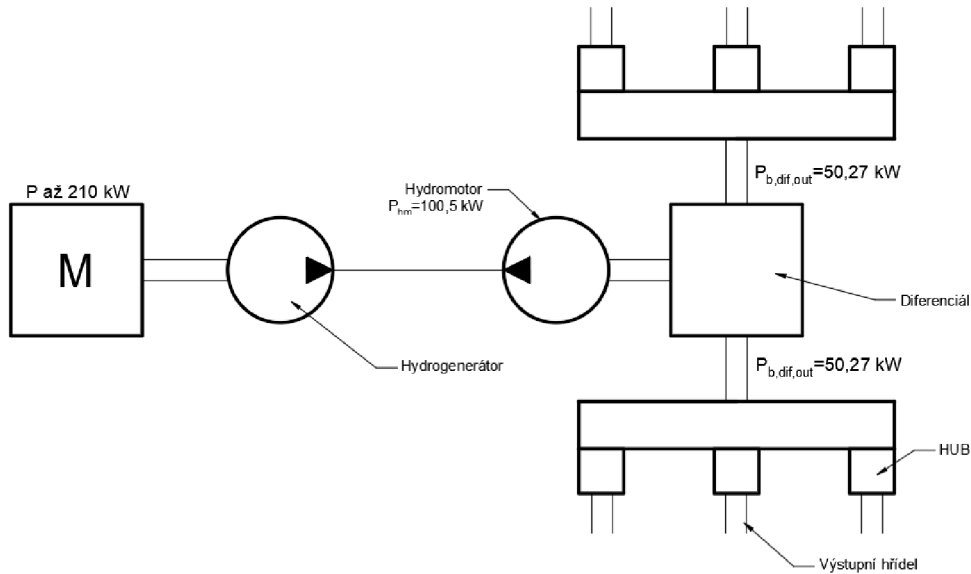
Převodové číslo: $i_{dif}=3,875$

Maximální vstupní moment: $M_{k,dif,max}=4100 \text{ Nm}$

Maximální vstupní otáčky: $n_{dif,max}=3600 \text{ rpm}$

Rozměry:

- $A=361 \text{ mm}$
- $B=486 \text{ mm}$
- $D=408 \text{ mm}$

Hydromotor:


Obr. 8 návrh koncepce pohonu

Točivý moment a otáčky hydromotoru byly zvoleny na základě předchozí volby diferenciálu, převodového poměru nápravy a koncového převodu. Nebyl zvolen konkrétní hydromotor ale jeho požadované vlastnosti, hlavně minimální točivý moment, který by byl schopen dodat. Neměl by být ale vyšší než je moment $M_{k,dif,max}$. Vhodný typ hydromotoru: axiální pístový.

Točivý moment: $M_{k,hm}=3000 \text{ Nm}$

Otáčky: $n_{hm}= 320 \text{ min}^{-1}$

VÝKON HYDROMOTORU P_{HM} :

$$P_{hm} = M_{k,hm} \cdot 2\pi \cdot n_{hm} = 3000 \cdot 2\pi \cdot \frac{320}{60} = 100\,531 \text{ W}$$

MOMENT VYSTUPUJÍCÍ Z DIFERENCIÁLU $M_{k,DIF,OUT}$:

Moment vystupující z diferenciálu je větší než minimální moment, který je nutno přivést do bogie nápravy pro pohyb.

$$M_{k,dif,out} = 0,5 \cdot M_{hm} \cdot i_{dif} = 0,5 \cdot 3000 \cdot 3,875 = 5\,812,5 \text{ Nm}$$

$$M_{k,dif,out} > M_{k,náp,in,min}$$

OTÁČKY VYSTUPUJÍCÍ Z DIFERENCIÁLU $n_{DIF,OUT}$:

Otáčky vystupující z diferenciálu jsou větší než minimální otáčky, které je nutno přivést do bogie nápravy pro pohyb zvolenou rychlostí.

$$n_{dif,out} = \frac{n_{hm}}{i_{dif}} = \frac{\frac{320}{60}}{3,875} = 1,376 \text{ s}^{-1}$$

$$n_{dif,out} > n_{náp,in,min}$$

MOMENT VYSTUPUJÍCÍ Z BOGIE NÁPRAVY $M_{K,B,OUT}$:

Moment pro pohyb se přenáší 4 koly zadní nápravy viz.: Výpočtové předpoklady (2 kola každé bogie nápravy). Moment vstupující do nápravy se rozdělí na dvě kola, na každé kolo polovinu vstupního momentu. Moment je ponížěn o účinnost ozubeného převodu. Pro krajní kola bude vyšší ztráta, jelikož se moment přenáší přes 6 převodů. Na prostředním kole bude ztráta menší, moment se přenáší přes 2 převody. Účinnost převodu s přímými zuby má účinnost 98% dle [16].

VÝPOČET VÝSTUPNÍHO MOMENTU NA KRAJNÍM KOLU $M_{K,B,OUT}$:

$$M_{k,b,out} = 0,5 \cdot i_b \cdot M_{k,dif,out} \cdot \eta^6 = 0,5 \cdot 1,647 \cdot 5812,5 \cdot 0,98^6 = 4\,240,2 \text{ Nm}$$

$$M_{k,b,out} > M_{k,náp,in,min}$$

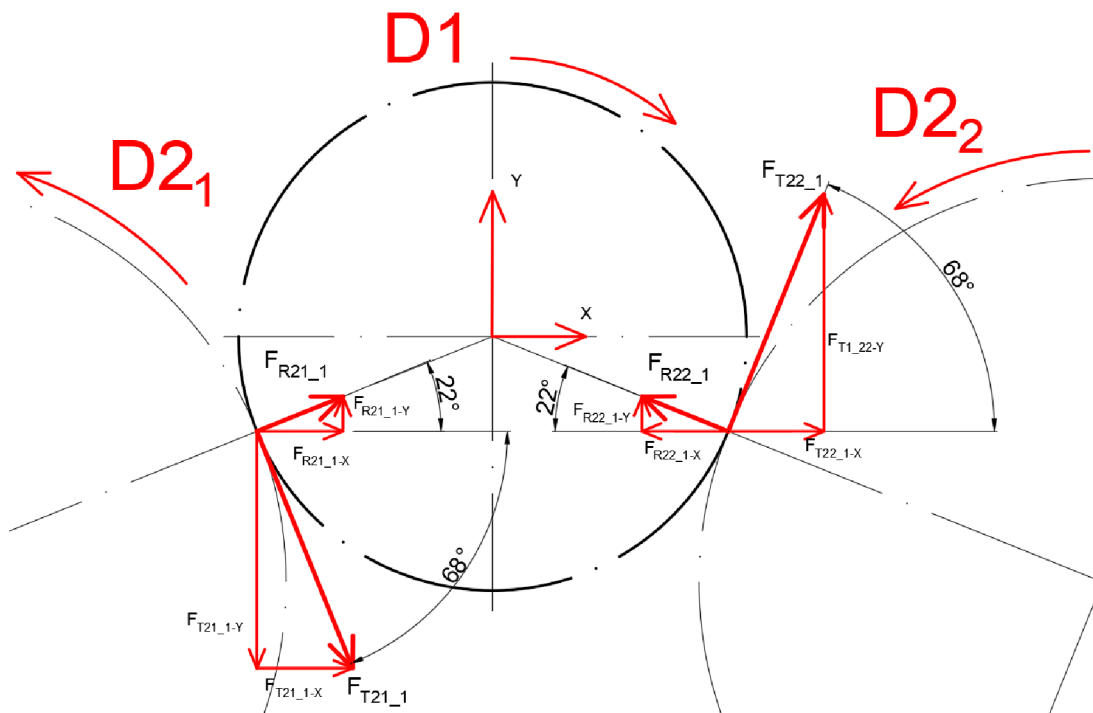
Výpočet výstupního momentu na prostředním kole $M_{k,b,out,pk}$:

$$M_{k,b,out,pk} = 0,5 \cdot i_b \cdot M_{k,dif,out} \cdot \eta^3 = 0,5 \cdot 1,647 \cdot 5812,5 \cdot 0,98^2 = 4\,597 \text{ Nm}$$

Momenty vystupující z nápravy do HUBu, jsou větší než minimální moment nutný pro pohyb v jízdním režimu, zvolené minimální parametry hydromotoru splňují zaručení pohyblivosti.

6.1 NÁVRH HŘÍDELE PASTORKU

Na hřídel pastorku je přiváděn točivý moment $M_{k,b,in}$. Ten odebírají ozubená kola D_{21} a D_{22} . Reakce od spolu zabírajících kol leží na přímce záběru s působišťem ve valivém bodě. Přímka záběru je vychýlena od tečny na roztečné kružnici o úhel záběru α . Reakce působí proti smyslu točení pastorku a jsou dány velikostí momentu přenášeného na kola. Výslednice sil je zachytávána v ložiscích hřídele pastorku. Hřídel pastorku je namáhaná na krut a ohyb od sil v ozubení. [14]



Obr. 9 rozložení sil působící na hřídel pastorku

6.1.1 SÍLA OD KOLA D_{21}

NA PŘÍMCE ZÁBĚRU

$$F_{21_1} = \frac{M_{k,b,in}}{D_1} = \frac{5\,812,5}{204} = 28\,469 \text{ N}$$

TEČNÁ SÍLA

$$F_{T21_1} = F_{21_1} \cdot \cos\alpha = 28469 \cdot \cos(20) = 26\,774 \text{ N}$$

RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_{R21_1} = F_{21_1} \cdot \sin\alpha = 28469 \cdot \sin(20) = 9\,745 \text{ N}$$

6.1.2 SÍLA OD KOLA D₂

NA PŘÍMCE ZÁBĚRU

$$F_{22,1} = \frac{M_{k,b,in}}{D_1} = \frac{5\,812,5}{204} = 28\,469\,N$$

TEČNÁ SÍLA

$$F_{T22,1} = F_{21,2} \cdot \cos\alpha = 28469 \cdot \cos(20) = 26\,774\,N$$

RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_{R22,1} = F_{21,2} \cdot \sin\alpha = 28469 \cdot \sin(20) = 9\,745\,N$$

6.1.3 SLOŽKY SIL

Součet složek sil tečné a radiální v jednotlivých osách.

OSA X

$$F_{X_{21,1}} = F_{R21,1} \cdot \cos(22) + F_{T21,1} \cdot \cos(68) = 9745 \cdot \cos(22) + 26774 \cdot \cos(68) \\ = 19\,065\,N$$

$$F_{X_{22,1}} = -F_{R22,1} \cdot \cos(22) + F_{T22,1} \cdot \cos(68) = 9745 \cdot \cos(22) + 26774 \cdot \cos(68) \\ = 994\,N$$

VÝSLEDNÁ SÍLA V OSE X

$$F_{X_1} = F_{X_{21,1}} + F_{X_{22,1}} = 19065 + 994 = 20\,059\,N$$

OSA Y

$$F_{Y_{21,1}} = F_{R21,1} \cdot \sin(22) - F_{T21,1} \cdot \sin(68) = 9745 \cdot \sin(22) + 26774 \cdot \sin(68) \\ = -21\,174\,N$$

$$F_{Y_{22,1}} = F_{R22,1} \cdot \sin(22) + F_{T22,1} \cdot \sin(68) = 9745 \cdot \sin(22) + 26774 \cdot \sin(68) \\ = 28\,475\,N$$

VÝSLEDNÁ SÍLA V OSE Y

$$F_{Y_1} = F_{Y_{21_1}} + F_{Y_{22_1}} = -21174 + 28475 = 7301 \text{ N}$$

6.1.4 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL PASTORKU.

$$F_{V_1} = \sqrt{F_{X_1}^2 + F_{Y_1}^2} = \sqrt{20059^2 + 7301^2} = 21\,346,4 \text{ N}$$

6.1.5 NÁVRH PRŮMĚRU HŘÍDELE PASTORKU

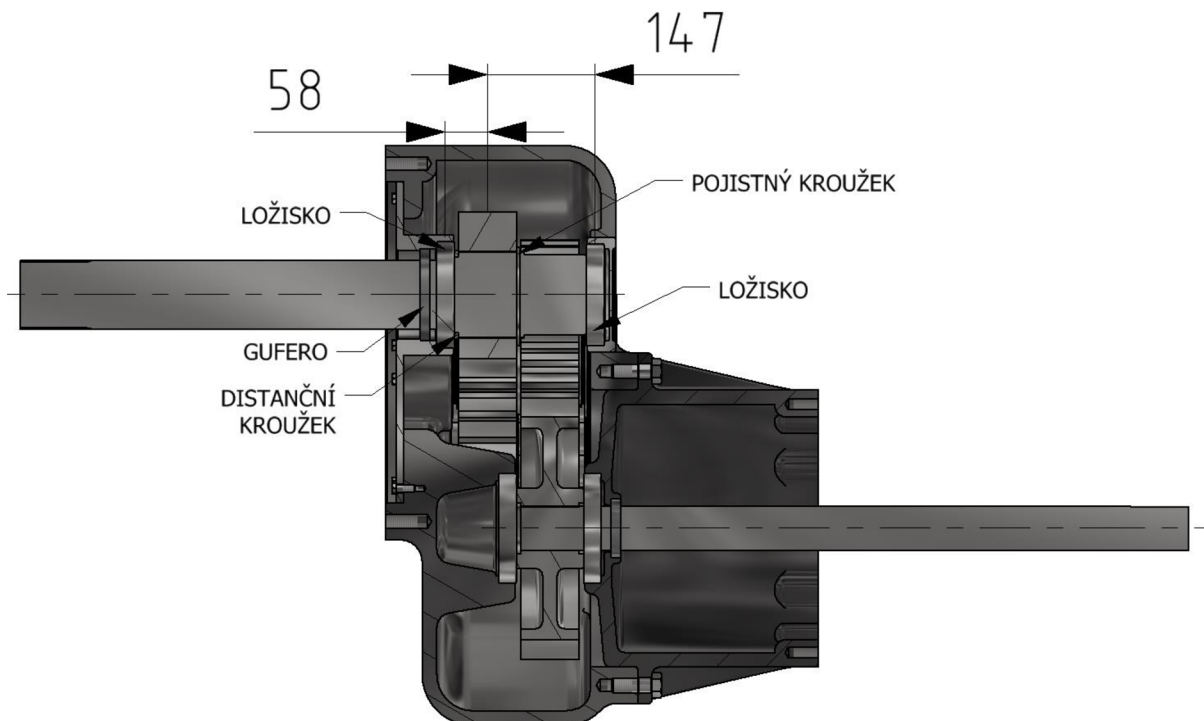
Hřídel pastorku přenáší točivý moment z diferenciálu a je zatěžována ohybovým momentem vzniklým od sil v ozubení.

Navržený materiál hřídele: 12 060.1 (méně namáhané klikové a vačkové hřídele automobilů, turbokompresorů, ozubená kola, ..) [15]

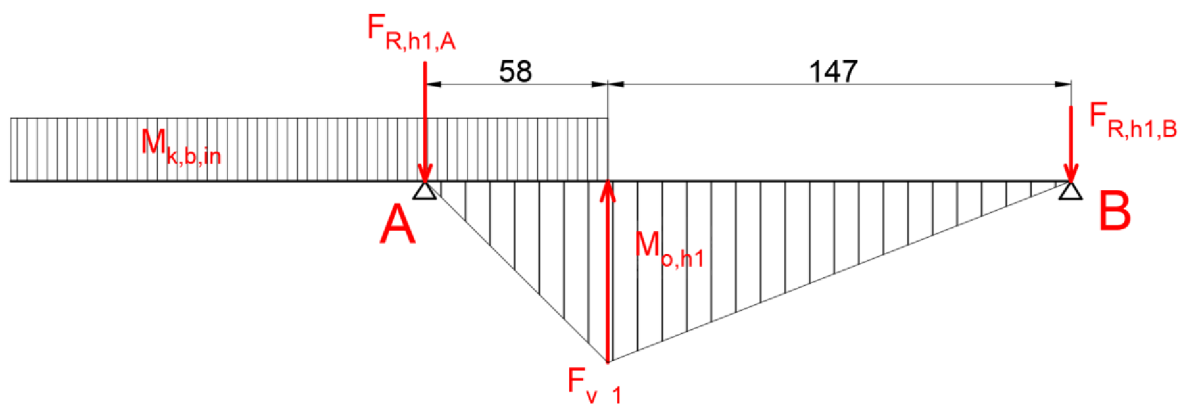
Mez kluzu v tahu: $R_{e,h1}=345 \text{ MPa}$ [15]

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{dov,t}$ [14]:

$$R_{e,h1} \cdot 0,45 \leq \sigma_{dov,t,h1} \leq R_{e,h1} \cdot 0,6 \rightarrow \sigma_{dov,t,h1} = R_{e,h1} \cdot 0,6 = 345 \cdot 0,6 = 207 \text{ MPa}$$



Obr. 10 řez hřídelí pastorku



Obr. 11 VVU hřídele pastorku

VÝPOČET SÍLY $F_{R,h1,A}$:

Výpočet odvozen na základně rovnice momentové rovnováhy k bodu B (viz Obr. 11).

$$F_{R,h1,A} = \frac{F_{V_1} \cdot 147}{58 + 147} = \frac{21346,4 \cdot 147}{58 + 147} = 15\,307,4 \text{ N}$$

VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELE PRO KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ DLE MAXT $D_{\min,h1}$:

Výpočet odvozen z rovnice pro redukované napětí:

$$\begin{aligned} d_{\min,h1} &= \sqrt[6]{\frac{(32 \cdot F_{R,h1,A} \cdot 58)^2 + 4 \cdot (16 \cdot M_{k,b,in})^2}{6^2 d_{\text{dov},t,h1}^2 \cdot \pi^2}} \\ &= \sqrt[6]{\frac{(32 \cdot 15307,4 \cdot 58)^2 + 4 \cdot (16 \cdot 5812,5)^2}{207^2 \cdot \pi^2}} = 66,14 \text{ mm} \end{aligned}$$

6.1.6 ZVOLENÝ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR HŘÍDELE PASTORKU D_{H1} :

Minimální průměr hřídele je na průměru patní kružnice drážkování určené pro diferenciál (viz: Obr. 12) a je větší než vypočtený minimální průměr hřídele. Průměry $\phi 90$ a $\phi 95$ mm jsou určeny pro ložiska.

$$d_{h1}=87,9 \text{ mm [19]}$$



Obr. 12 hřídel pastorku

6.1.7 NÁVRH DRÁŽKOVÁNÍ HŘÍDELE PASTORKU, DRÁŽKOVÁNÍ PRO DIFERENCIÁL

Návrh evolventního drážkování se středěním na boky zubů probíhal kontrolním způsobem. Kontrola na tlak pomocí zjednodušených vzorců dle ČSN 01 4950:1962. Spojení byl uvažováno jako neposuvné, se středními pracovními podmínkami pro netvrzené boky zubů. Pro daný typ spojení je dovolené tlak $p_D=6$ až $10 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}$ [19].

$$\text{Zvolený dovolený tlak na bocích zubů: } p_D=10 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}=10\cdot 9,81=98,1 \text{ Mpa}$$

Parametry zvoleného drážkování [19]:

Zvolená šířka drážkování: $b_2=90 \text{ mm}$

Modul drážkování: $m_d=3 \text{ mm}$

Počet zubů: $z=30$ [-]

Posunutí základního profilu: $x\cdot m=1,5 \text{ mm}$

Průměr drážkování: $D_d=85 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice hřídele: $D_{f1}=87,8 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice hřídele: $D_{a1}=94,3 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice náboje: $D_{a2}=89 \text{ mm}$

VÝPOČET ROZTEČNÉ KRUŽNICE D:

$$D = m_D \cdot z + 2 \cdot x m = 3 \cdot 30 + 2 \cdot 1,5 = 93 \text{ mm}$$

VÝPOČET RADIÁLNÍ SLOŽKY SRAŽENÍ HRAN HLAVY ZUBU A:

$$a = 0,1 \cdot m_D + 0,05 = 0,1 \cdot 3 + 0,05 = 0,35 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU HŘÍDELE H_{A1}:

$$h_{a1} = 0,5 \cdot (D_{a1} - D) = 0,5 \cdot (94,3 - 93) = 0,65 \text{ mm}$$

VÝŠKA ZUBU HŘÍDELE H₁:

$$h_1 = 0,5 \cdot (D_{a1} - D_{f1}) = 0,5 \cdot (94,3 - 87,8) = 3,25 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU NÁBOJE H_{A2}:

$$h_{a2} = 0,5 \cdot (D - D_{a2}) = 0,5 \cdot (93 - 89) = 2 \text{ mm}$$

NOSNÁ VÝŠKA DRÁŽKOVÁNÍ H_N:

$$h_n = h_{a1} + h_{a2} - a = 0,65 + 2 - 0,35 = 2,3 \text{ mm}$$

SOUČINITEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU H₁ A MODULEM M_D:

$$\xi = \frac{h_1}{m_d} = \frac{3,25}{3} = 1,0833 [-]$$

SOUČINITEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU H_N A MODULEM M_D:

$$\psi = \frac{h_n}{m_d} = \frac{2,3}{3} = 0,766 [-]$$

KONTROLA ŠÍŘKY DRÁŽKOVÁNÍ:

$$M_{k,b,in} \leq \frac{0,2}{\xi} \cdot b_2 \cdot D^2 \cdot \sigma_{do}$$

$$5812,5 \leq \frac{0,2}{1,0833} \cdot 90 \cdot 93^2 \cdot 10 \cdot 9,18$$

$$5812,5 \text{ Nm} \leq 29\,747,2 \text{ Nm}$$

TLAK V DRÁŽKOVÁNÍ

Tlak v drážkování vyhovuje dovolenému tlaku spoje. Navržené drážkování vyhovuje.

$$p_{h1} = \frac{4 \cdot M_{k,b,in}}{\psi \cdot b_2 \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 5812,5}{0,766 \cdot 90 \cdot 93} = 38,959 \text{ MPa}$$

$$p_{h1} \leq p_D$$

6.1.8 NÁVRH DRÁŽKOVÁNÍ HŘÍDELE PASTORKU, DRÁŽKOVÁNÍ PRO PASTOREK

Návrh evolventního drážkování se středěním na boky zubů probíhal kontrolním způsobem. Kontrola na tlak pomocí zjednodušených vzorců dle ČSN 01 4950:1962. Spojení byl uvažováno jako neposuvné, se středními pracovními podmínkami pro netvrzené boky zubů. Pro daný typ spojení je dovolené tlak $p_D=6$ až $10 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}$ [19].

Zvolený dovolený tlak na bocích zubů: $p_D=10 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}=10\cdot9,81=98,1 \text{ Mpa}$

PARAMETRY ZVOLENÉHO DRÁŽKOVÁNÍ [19]:

Zvolená šířka drážkování: $b_2=80 \text{ mm}$

Modul drážkování: $m_d=3 \text{ mm}$

Počet zubů: $z=38$ [-]

Posunutí základního profilu: $x\cdot m=1,5 \text{ mm}$

Průměr drážkování: $D_d=120 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice hřídele: $D_{f1}=112,8 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice hřídele: $D_{a1}=119,3 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice náboje: $D_{a2}=114 \text{ mm}$

VÝPOČET ROZTEČNÉ KRUŽNICE D:

$$D = m_D \cdot z + 2 \cdot xm = 3 \cdot 38 + 2 \cdot 1,5 = 117 \text{ mm}$$

VÝPOČET RADIÁLNÍ SLOŽKY SRAŽENÍ HRAN HLAVY ZUBU A:

$$a = 0,1 \cdot m_D + 0,05 = 0,1 \cdot 3 + 0,05 = 0,35 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU HŘÍDELE H_{A1} :

$$h_{a1} = 0,5 \cdot (D_{a1} - D) = 0,5 \cdot (119,3 - 117) = 1,15 \text{ mm}$$

VÝŠKA ZUBU HŘÍDELE H_1 :

$$h_1 = 0,5 \cdot (D_{a1} - D_{f1}) = 0,5 \cdot (119,3 - 112,8) = 3,25 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU NÁBOJE H_{A2} :

$$h_{a2} = 0,5 \cdot (D - D_{a2}) = 0,5 \cdot (117 - 114) = 1,5 \text{ mm}$$

NOSNÁ VÝŠKA DRÁŽKOVÁNÍ H_N :

$$h_n = h_{a1} + h_{a2} - a = 1,15 + 1,5 - 0,35 = 2,3 \text{ mm}$$

SOUČINITEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU H_1 A MODULEM m_D :

$$\xi = \frac{h_1}{m_d} = \frac{3,25}{3} = 1,0833 \text{ [-]}$$

SOUČINITEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU h_n A MODULEM m_d :

$$\psi = \frac{h_n}{m_d} = \frac{2,3}{3} = 0,766 [-]$$

KONTROLA ŠÍŘKY DRÁŽKOVÁNÍ:

$$M_{k,b,in} \leq \frac{0,2}{\xi} \cdot b_2 \cdot D^2 \cdot \sigma_{do}$$

$$5812,5 \leq \frac{0,2}{1,0833} \cdot 80 \cdot 117^2 \cdot 10 \cdot 9,18$$

$$5812,5 \text{ Nm} \leq 41\,850,4 \text{ Nm}$$

TLAK V DRÁŽKOVÁNÍ

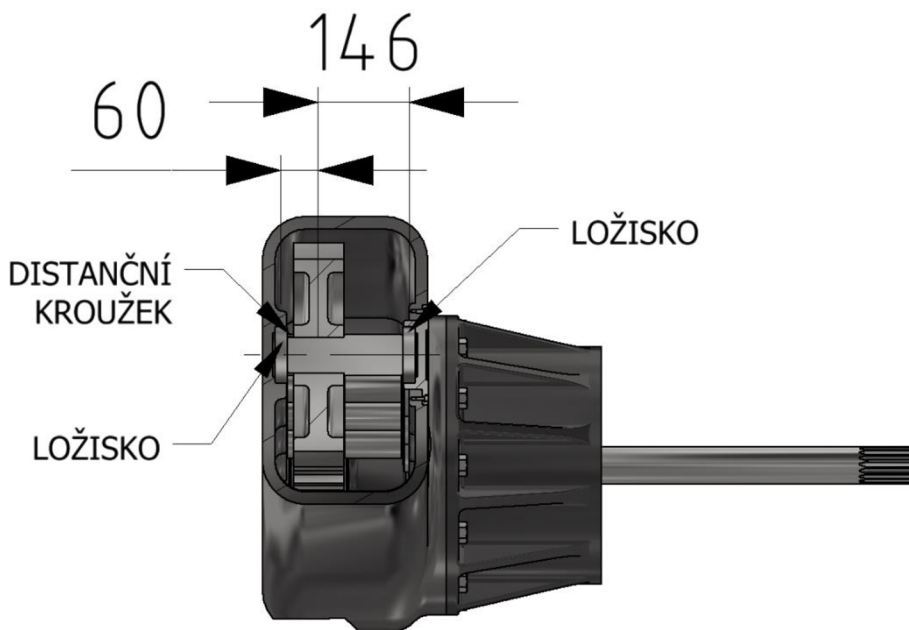
Tlak v drážkování vyhovuje dovolenému tlaku spoje. Navržené drážkování vyhovuje.

$$p_{h1} = \frac{4 \cdot M_{k,b,in}}{\psi \cdot b_2 \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 5812,5}{0,766 \cdot 80 \cdot 117^2} = 27,67 \text{ MPa}$$

$$p_{h1} \leq p_D$$

6.2 NÁVRH ČEPU OZUBENÉHO KOLA

Ozubená kola jsou D₂₁ až D₆₁ a kola D₃₂ až D₆₂ jsou nalisovány na čepy, které jsou uloženy v ložiscích skříňě nápravy (viz Obr. 13). Čepy nepřenášejí kroutící moment, jsou namáhány na ohyb od sil v ozubení. Výpočtový moment přenášený ozubenými koly, bude uvažovaný moment výstupní, neponížený o účinnost.



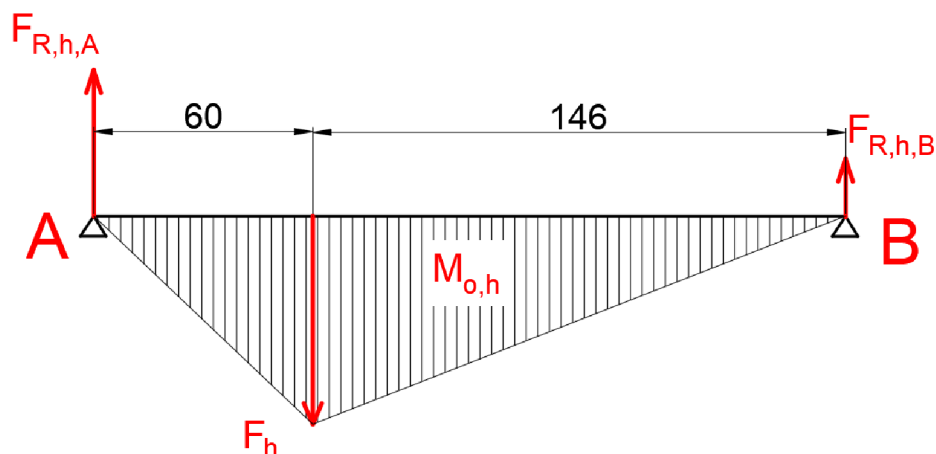
Obr. 13 řez čepem hřídele

Navržený materiál hřídele: 11 600 (tavná svařitelnost obtížná, NŽ. Jako ocel 11 500, ale pro vyšší namáhání. Kované a lisované součásti vystavené velkému tlaku (klíny, čepy, ...)).

Mez kluzu v tahu: $R_{e,h}=295 \text{ MPa}$ [15]

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{dov,o}$ [14]:

$$R_{e,h} \cdot 0,45 \leq \sigma_{dov,o,h} \leq R_{e,h} \cdot 0,75 \rightarrow \sigma_{dov,o,h} = R_{e,h} \cdot 0,6 = 295 \cdot 0,6 = 177 \text{ MPa}$$



Obr. 14 VVU čepu ozubeného kola

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ČEP OZUBENÉHO KOLA F_h :

$$F_h = \frac{M_{k,b,in} \cdot i_b}{D_{31}} = \frac{5812,5 \cdot 1,647}{0,336} = 28\,492,6 \text{ N}$$

VÝPOČET REAKCE $F_{R,h,A}$:

Výpočet odvozen na základě rovnice momentové rovnováhy k bodu B (viz Obr. 14).

$$F_{R,h,A} = \frac{F_h \cdot 146}{60 + 146} = \frac{28492,6 \cdot 146}{60 + 146} = 20\,193,8 \text{ N}$$

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU d_h :

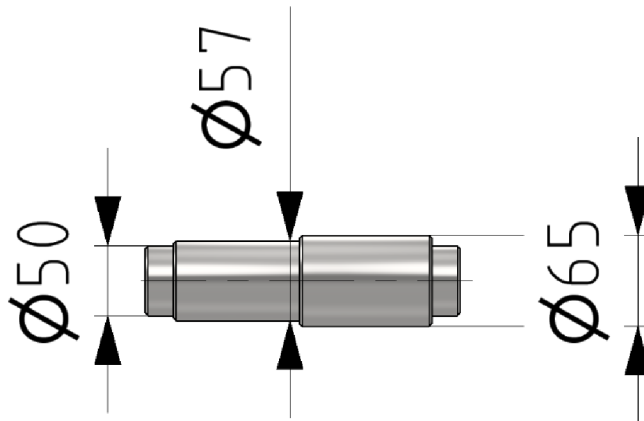
Výpočet odvozen z napětí v ohybu.

$$d_{h,min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{R,h,A} \cdot 60}{\sigma_{dov,o,h} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20193,8 \cdot 60}{177 \cdot \pi}} = 41,16 \text{ mm}$$

6.2.1 ZVOLENÝ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU OZUBENÉHO KOLA D_H :

Minimální průměr hřídele je určen pro uložení ložiska. Průměr $\phi 57$ je pro nalisování ozubeného kola. $\phi 57$ mm slouží pouze jako osazení (viz Obr. 15). Ozubené kolo je od ložiska odděleno distančním kroužkem viz příloha.

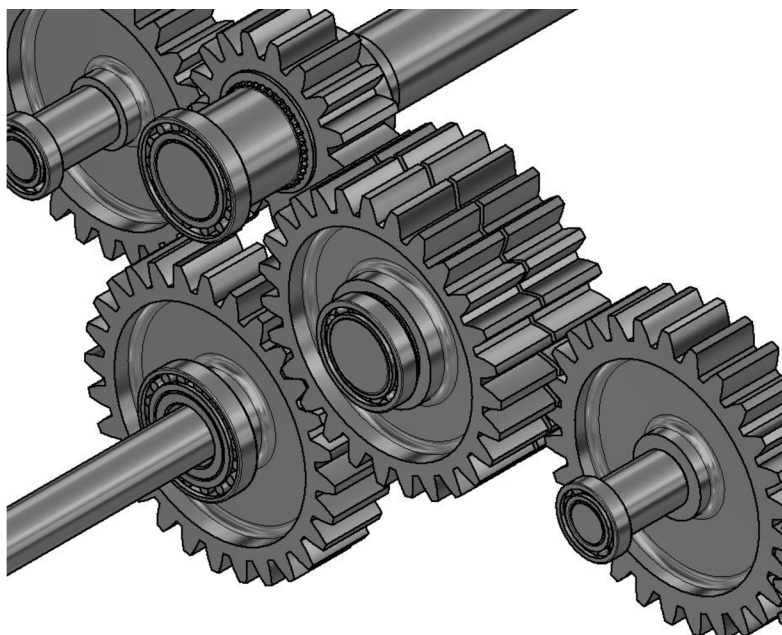
$$d_h = 50 \text{ mm}$$



Obr. 15 čep ozubeného kola

6.3 NÁVRH HŘÍDELE PRO OZUBENÉ KOLO D_{2_2} A $D_{2_2_2}$:

Při návrhu hřídele pro ozubená kola D_{2_2} a $D_{2_2_2}$ je uvažováno přejíždění přes horizont (viz Obr. 2), kdy jsou zatížena krajní a prostřední kolo nápravy. Přenos momentu při daném stavu se vykonává hřídelí h_{2_2} , která roztáčí krajní a prostřední kolo nápravy (viz Obr. 16).



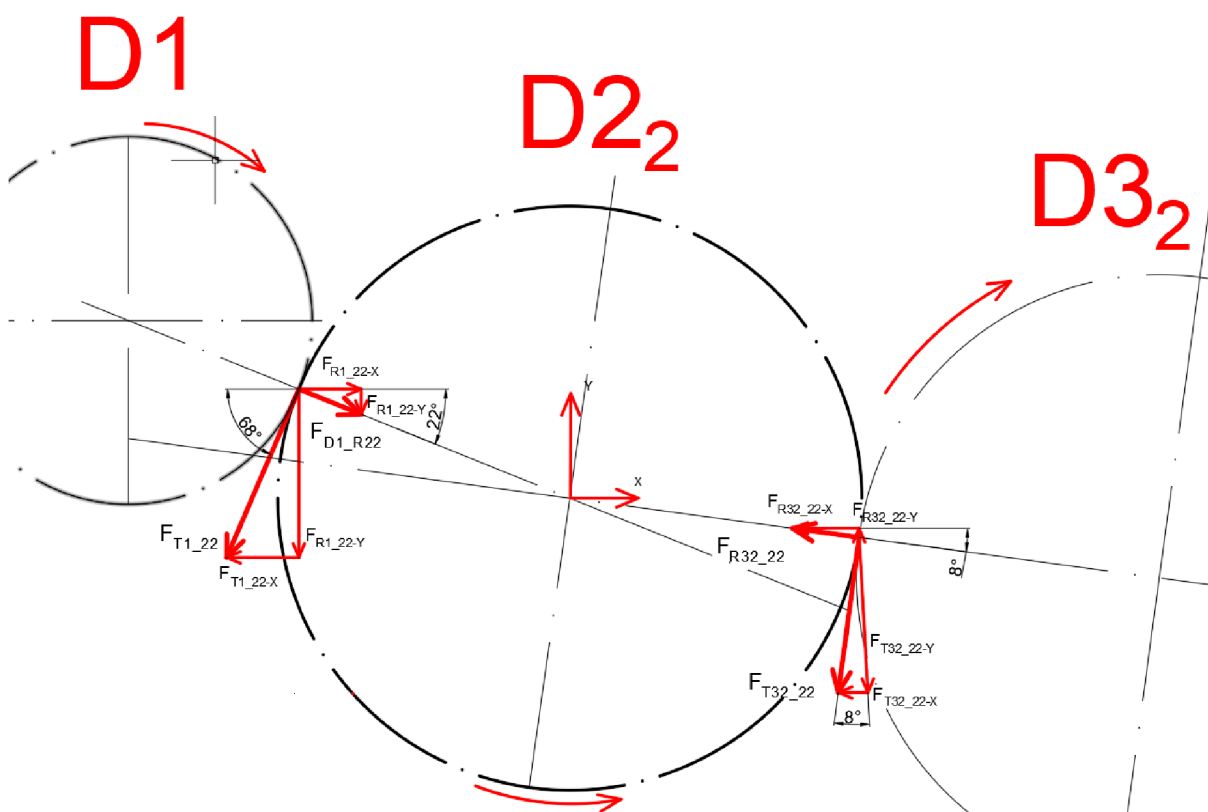
Obr. 16 detail hřídele h_{2_2}

VÝPOČET PŘEVODOVÉHO ČÍSLA MEZI KOLY D1 A D2₂

$$i_{1_22} = \frac{z_{22}}{z_1} = \frac{27}{17} = 1,588$$

VÝPOČET PŘEVODOVÉHO ČÍSLA MEZI KOLY D2₂ A D3₂

$$i_{22_32} = \frac{z_{32}}{z_{22}} = \frac{28}{27} = 1,037$$

Obr. 17 rozložení sil působící na ozubeném kole D2₂**6.3.1 SÍLA OD KOLA D1**

rozklad sil (viz Obr. 17).

NA PŘÍMCE ZÁBĚRU

$$F_{1_22} = \frac{M_{k,b,in} \cdot i_{1_22}}{D_{21} \cdot 0,5} = \frac{5\,812,5 \cdot 1,588}{0,324 \cdot 0,5} = 56\,985,3 \text{ N}$$

TEČNÁ SÍLA

$$F_{T1_22} = F_{1_22} \cdot \cos\alpha = 56985,3 \cdot \cos(20) = 53\,548,7 \text{ N}$$

RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_{R1_22} = F_{1_22} \cdot \sin\alpha = 56985,3 \cdot \sin(20) = 19\,490,1 \text{ N}$$

6.3.2 SÍLA OD KOLA D3₂

rozklad sil viz Obr. 17

NA PŘÍMCE ZÁBĚRU

$$F_{32_22} = \frac{M_{k,b,in} \cdot i_{1_22} \cdot i_{22_32}}{D_{32}} = \frac{5\,812,5 \cdot 1,588 \cdot 1,037}{0,336} = 28\,492,6 \text{ N}$$

TEČNÁ SÍLA

$$F_{T32_22} = F_{32_22} \cdot \cos\alpha = 28492,6 \cdot \cos(20) = 26\,774,3 \text{ N}$$

RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_{R32_22} = F_{32_22} \cdot \sin\alpha = 28492,6 \cdot \sin(20) = 9\,745,1 \text{ N}$$

OSA X

$$\begin{aligned} F_{X_1_22} &= F_{R1_22} \cdot \cos(22) - F_{T1_22} \cdot \cos(68) \\ &= 19490,1 \cdot \cos(22) - 53548,7 \cdot \cos(68) = -1\,988,8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{X_32_22} &= -F_{R32_22} \cdot \cos(8) - F_{T32_22} \cdot \sin(8) \\ &= -9745,1 \cdot \cos(8) - 26774,3 \cdot \sin(8) = -13\,376,5 \text{ N} \end{aligned}$$

VÝSLEDNÁ SÍLA V OSE X

$$F_{X_22} = F_{X_1_22} + F_{X_32_22} = -1988,8 - 13376,5 = -15\,365,2 \text{ N}$$

Osa Y

$$\begin{aligned} F_{Y_{1,22}} &= -F_{R1,22} \cdot \sin(22) - F_{T1,22} \cdot \sin(68) \\ &= -19490,1 \cdot \sin(22) - 53548,7 \cdot \sin(68) = -56\,950,6 \text{ N} \end{aligned}$$

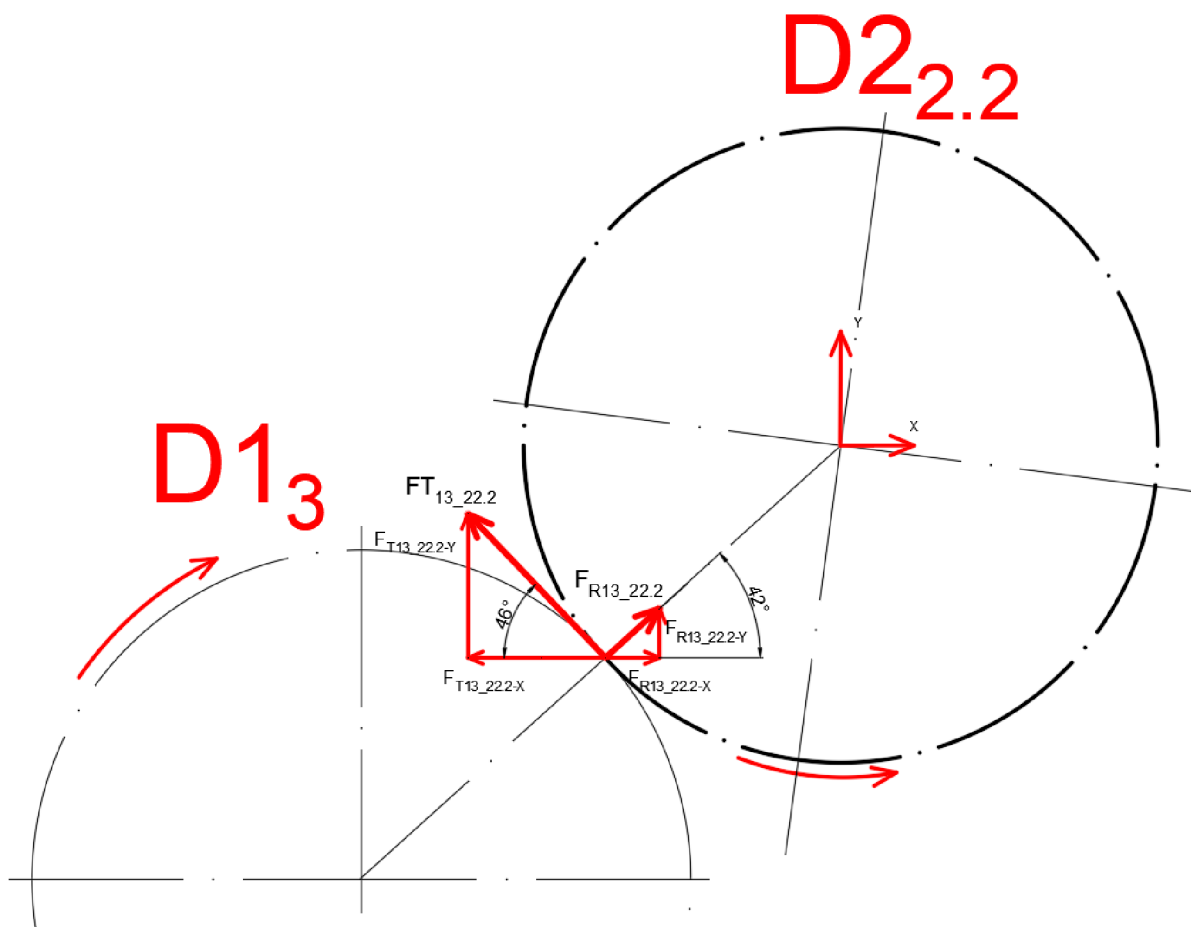
$$\begin{aligned} F_{Y_{32,22}} &= F_{R32,22} \cdot \sin(8) - F_{T32,22} \cdot \cos(8) = 9\,745,1 \cdot \sin(8) - 26774,3 \cdot \cos(8) \\ &= -25\,157,5 \text{ N} \end{aligned}$$

VÝSLEDNÁ SÍLA V OSE Y

$$F_{Y_{22}} = F_{Y_{1,22}} + F_{Y_{32,22}} = -56950,6 - 25157,5 = -82\,108,1 \text{ N}$$

6.3.3 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL H₂ OD KOLA D₂

$$F_{V_{22}} = \sqrt{F_{X_{22}}^2 + F_{Y_{22}}^2} = \sqrt{(-15365,2)^2 + (-82108,1)^2} = 83\,533,4 \text{ N}$$


 Obr. 18 rozložení sil působící na ozubeném kole $D_{2,2}$

6.3.4 SÍLA OD KOLA D_{13}

rozklad sil (viz Obr. 18).

NA PŘÍMCE ZÁBĚRU

$$F_{13,22.2} = \frac{M_{k,b,in} \cdot i_{1,22} \cdot i_{22.2,13}}{D_{13}} = \frac{5\,812,5 \cdot 1,588 \cdot 1,037}{0,336} = 28\,249,6 \text{ N}$$

$$i_{22.2,13} = i_{22,32} = 1,037$$

TEČNÁ SÍLA

$$F_{T33,22.2} = F_{13,22.2} \cdot \cos \alpha = 28492,6 \cdot \cos(20) = 26\,774,3 \text{ N}$$

RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_{R33_{22.2}} = F_{13_{22.2}} \cdot \sin\alpha = 28492,6 \cdot \sin(20) = 9\,745,1 \text{ N}$$

Osa X

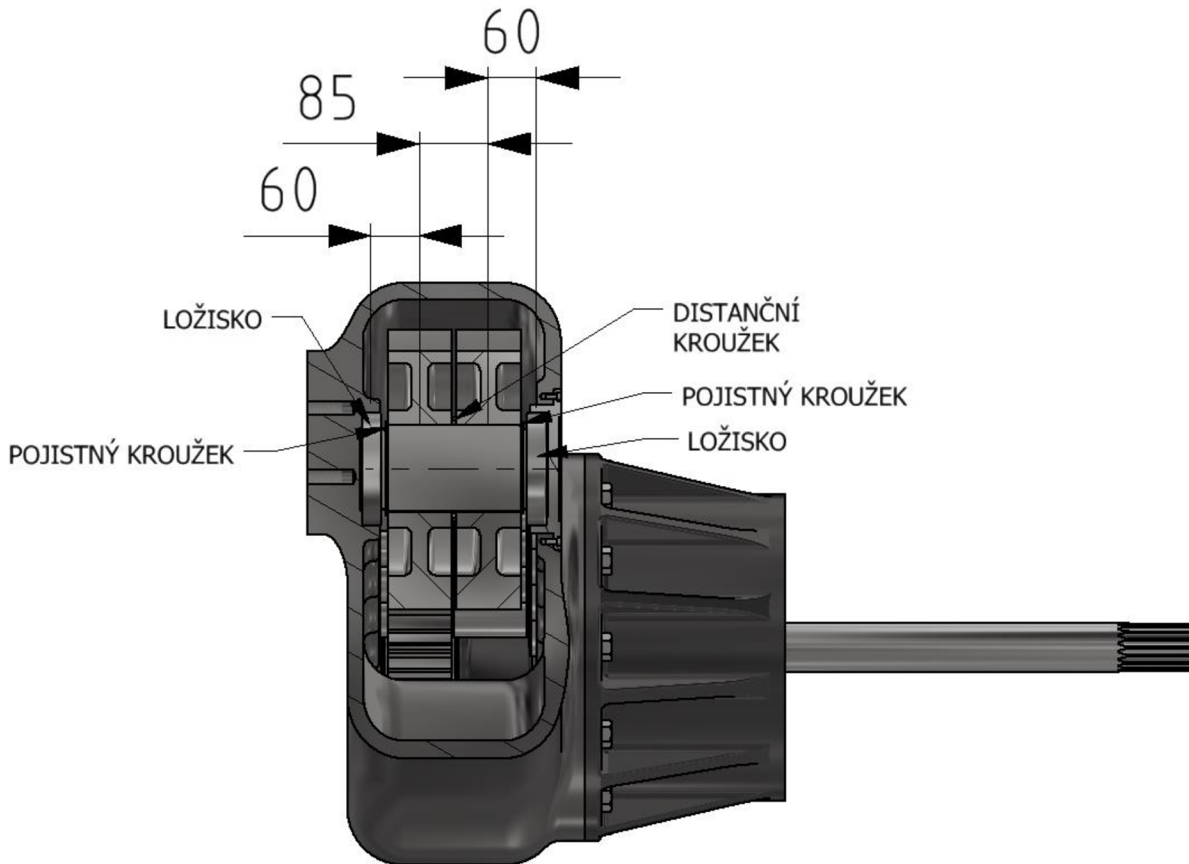
$$\begin{aligned} F_{X_{22.2}} &= F_{R33_{22.2}} \cdot \cos(42) - F_{T33_{22.2}} \cdot \cos(46) \\ &= 9\,745,1 \cdot \cos(22) - 26\,774,3 \cdot \cos(68) = -4\,115 \text{ N} \end{aligned}$$

Osa Y

$$\begin{aligned} F_{Y_{1_{22}}} &= F_{R33_{22.2}} \cdot \sin(42) - F_{T33_{22.2}} \cdot \sin(68) \\ &= 9\,745,1 \cdot \sin(22) + 26\,774,3 \cdot \sin(68) = 31\,345,4 \text{ N} \end{aligned}$$

6.3.5 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL H₂ OD KOLA D_{2.2}

$$F_{V_{22.2}} = \sqrt{F_{X_{22.2}}^2 + F_{Y_{1_{22}}}^2} = \sqrt{(-4\,115)^2 + 31\,345,4^2} = 31\,614,4 \text{ N}$$

6.3.6 VÝPOČET NAPĚTÍ HŘÍDELE H₂₂

 Obr. 19 řez hřídelí h₂₂
NAMÁHÁNÍ KRUTEM M_{K,H22}:

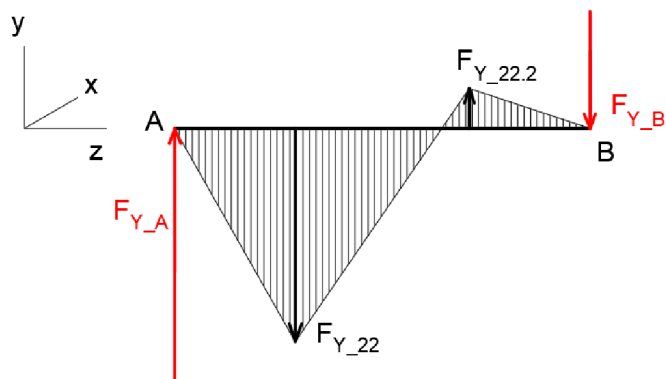
$$M_{k,h22} = 0,5 \cdot M_{k,b,in} \cdot i_{1,22} = 0,5 \cdot 5812,5 \cdot 1,588 = 4\,615,8 \text{ Nm}$$

NAMÁHÁNÍ NA OHYB V ROVINĚ Y-Z

$$\begin{aligned} F_{YB} &= \frac{-F_{Y22} \cdot 0,06 + F_{Y22.2} \cdot (0,06 + 0,085)}{0,06 + 0,085 + 0,06} \\ &= \frac{-(-82108,1) \cdot 0,06 + 31345,4 \cdot (0,06 + 0,085)}{0,06 + 0,085 + 0,06} = 46\,202,8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{YA} &= -(F_{Y22}) - F_{Y22.2} + F_{YB} = -(-82108,1) - 31345,4 + 46202,8 \\ &= 96\,965,5 \text{ N} \end{aligned}$$

ROVINA Y-Z



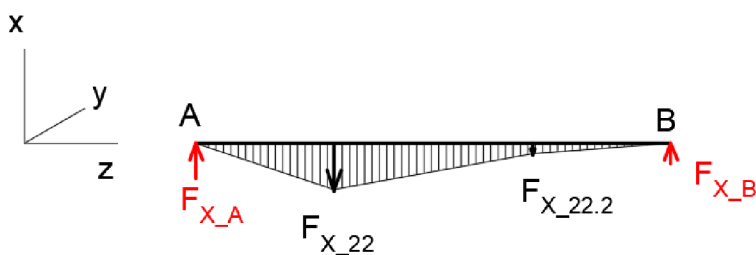
Obr. 20 VVU v rovině Y-Z, hřídele h22

NAMÁHÁNÍ NA OHYB V ROVINĚ X-Z

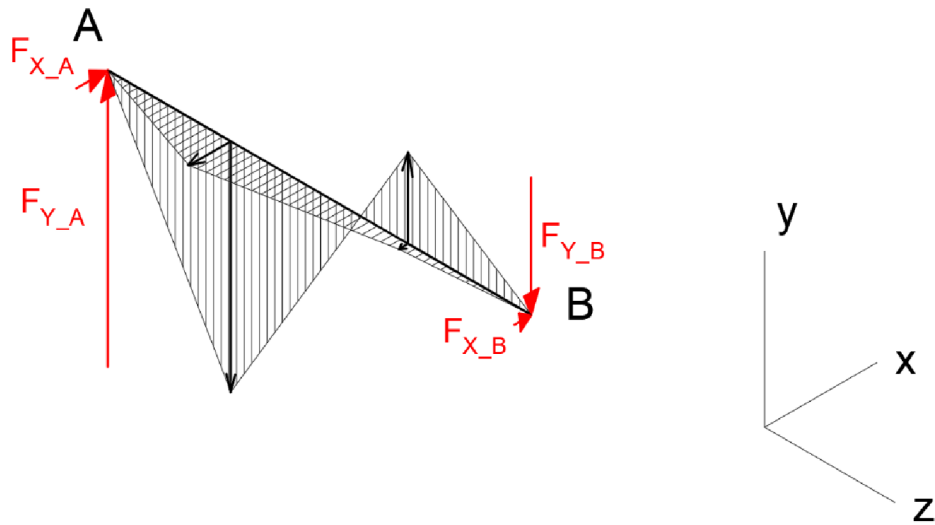
$$F_{X_B} = \frac{-F_{X_{22}} \cdot 0,06 - F_{X_{22.2}} \cdot (0,06 + 0,085)}{0,06 + 0,085 + 0,06} = \frac{-(-15365,2) \cdot 0,06 - (-4115) \cdot (0,06 + 0,085)}{0,06 + 0,085 + 0,06} = 7\,407,8 \text{ N}$$

$$F_{X_A} = -F_{X_{22}} - F_{X_{22.2}} - F_{X_B} = -(-15365,2) - (-4115) - 7407,8 = 12\,072,5 \text{ N}$$

ROVINA X-Z



Obr. 21 VVU v rovině X-Z, hřídele h22


 Obr. 22 3D zobrazení působících sil na hřídel h₂₂

Dle Obr. 22 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** a z výpočtů vyplývá, že maximální síla, způsobující ohybový moment na hřídeli je reakce v bodě A.

6.3.7 VÝPOČET REAKČNÍ SÍLY V BODE A F_{R_A} :

$$F_{RA} = \sqrt{F_{XA}^2 + F_{YA}^2} = \sqrt{12072,5^2 + 96965,5^2} = 97\,714,1\,N$$

Navržený materiál hřídele: 12 060.1 (méně namáhané klikové a vačkové hřídele automobilů, turbokompresorů, ozubená kola, ..)

Mez kluzu v tahu: $R_{e,h1}=345\,MPa$ [15]

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{dov,t}$:

Dovolené napětí v ohybu je stejné jako pro hřídel pastorku, neboť se jedná o stejný materiál.

$$\sigma_{dov,t,h22} = \sigma_{dov,t,h1} = 207\,MPa$$

VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELE PRO KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ DLE MAXT D_{MIN,H22}:

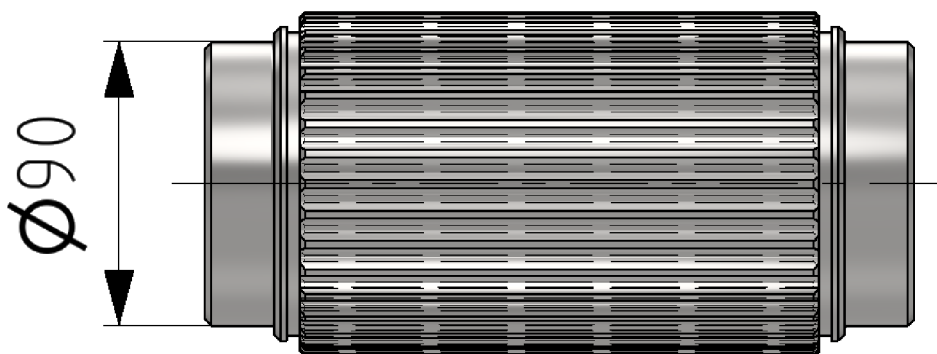
Výpočet odvozen z rovnice pro redukované napětí [14]:

$$\begin{aligned} d_{\min,h22} &= \sqrt[6]{\frac{(32 \cdot F_{RA} \cdot 60)^2 + 4 \cdot (16 \cdot M_{k,h22})^2}{\sigma_{dov,t,h22}^2 \cdot \pi^2}} \\ &= \sqrt[6]{\frac{(32 \cdot 97\,714,1 \cdot 58)^2 + 4 \cdot (16 \cdot 4\,615,8)^2}{207^2 \cdot \pi^2}} = 71,6\,mm \end{aligned}$$

6.3.8 ZVOLENÝ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR HŘÍDELE OZUBENÉHO KOLA D2₂ A D2_{2.2}:

Minimální průměr hřídele, $\phi 90$ mm viz Obr. 23 je určen pro uložení ložiska.

$d_{h22}=90$ mm



Obr. 23 hřídel ozubeného kola D2₂ a D2_{2.2}

6.3.9 NÁVRH HŘÍDELE OZUBENÉHO KOLA D2₂ A D2_{2.2}:

Návrh drážkování probíhal kontrolním způsobem. Kontrola na tlak pomocí zjednodušených vzorců dle ČSN 01 4950:1962. Spojení bylo uvažováno jako neposuvné, se středními pracovními podmínkami pro netvrzené boky zubů. Pro daný typ spojení je dovolený tlak $p_D=6$ až $10 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}$ [19].

Zvolený dovolený tlak na bocích zubů: $p_D=10 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}=10\cdot9,81=98,1 \text{ Mpa}$

PARAMETRY ZVOLENÉHO DRÁŽKOVÁNÍ [19]:

Zvolená šířka drážkování: $b_2=80$ mm

Modul drážkování: $m_d=3$ mm

Počet zubů: $z=28$ [-]

Posunutí základního profilu: $x\cdot m=-1$ mm

Průměr drážkování: $D_d=85$ mm

Průměr patní kružnice hřídele: $D_{f1}=77,8$ mm

Průměr hlavové kružnice hřídele: $D_{a1}=84,4$ mm

Průměr hlavové kružnice náboje: $D_{a2}=79$ mm

VÝPOČET ROZTEČNÉ KRUŽNICE D:

$$D = m_D \cdot z + 2 \cdot x m = 3 \cdot 28 + 2 \cdot (-1) = 82 \text{ mm}$$

VÝPOČET RADIÁLNÍ SLOŽKY SRAŽENÍ HRAN HLAVY ZUBU A:

$$a = 0,1 \cdot m_D + 0,05 = 0,1 \cdot 3 + 0,05 = 0,35 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU HŘÍDELE H_{A1}:

$$h_{a1} = 0,5 \cdot (D_{a1} - D) = 0,5 \cdot (84,4 - 82) = 1,2 \text{ mm}$$

VÝŠKA ZUBU HŘÍDELE H₁:

$$h_1 = 0,5 \cdot (D_{a1} - D_{f1}) = 0,5 \cdot (84,4 - 77,8) = 3,3 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU NÁBOJE H_{A2}:

$$h_{a2} = 0,5 \cdot (D - D_{a2}) = 0,5 \cdot (82 - 79) = 1,5 \text{ mm}$$

NOSNÁ VÝŠKA DRÁŽKOVÁNÍ H_N:

$$h_n = h_{a1} + h_{a2} - a = 1,2 + 1,5 - 0,35 = 2,35 \text{ mm}$$

SOUČINTEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU H₁ A MODULEM M_D:

$$\xi = \frac{h_1}{m_d} = \frac{3,3}{3} = 1,1 [-]$$

SOUČINTEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU H_N A MODULEM M_D:

$$\psi = \frac{h_n}{m_d} = \frac{2,35}{3} = 0,7833 [-]$$

KONTROLA ŠÍŘKY DRÁŽKOVÁNÍ:

$$M_{k,h22} \leq \frac{0,2}{\xi} \cdot b_2 \cdot D^2 \cdot \sigma_{do}$$

$$4615,8 \leq \frac{0,2}{1,1} \cdot 80 \cdot 83^2 \cdot 10 \cdot 9,18$$

$$4615,8 \text{ Nm} \leq 20245,4 \text{ Nm}$$

TLAK V DRÁŽKOVÁNÍ

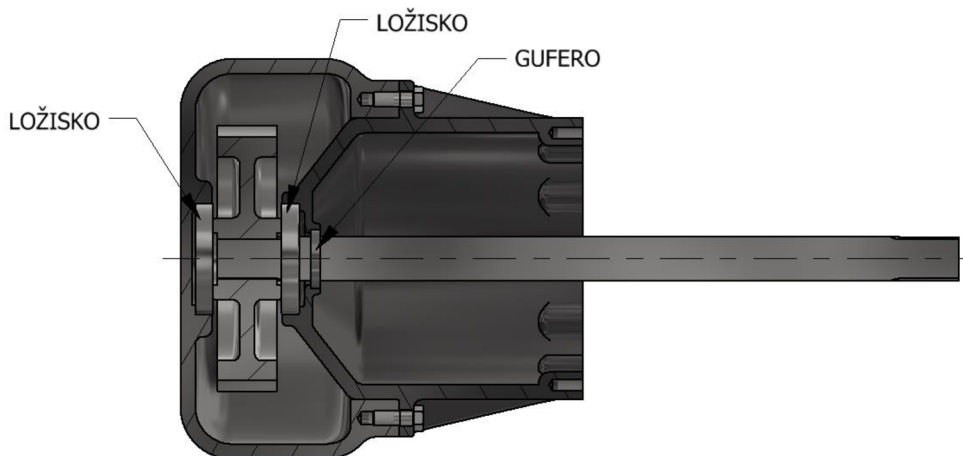
Tlak v drážkování vyhovuje dovolenému tlaku spoje [19]

$$p_{h1} = \frac{4 \cdot M_{k,b,in}}{\psi \cdot b_2 \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 4615,8}{0,7833 \cdot 80 \cdot 83^2} = 43,64 \text{ MPa}$$

$$p_{h1} \leq p_D$$

6.4 NÁVRH KONCOVÉHO HŘÍDELE

Navrhovaný hřídel přenáší točivý moment z nápravy do HUBu. Hřídel je namáhán pouze na krut. Je vsunut do drážkování krajního ozubeného kola. Na druhý konec bude nasazen HUB (viz Obr. 24 a Obr. 28).



Obr. 24 řez koncovým hřídelem

6.4.1 NAMÁHÁNÍ KRUTEM $M_{k,H}$:

Koncový hřídel pro prostření kolo je namáhán největším točivým momentem, viz.: strana 35. Proto bude počítáno právě s ním.

$$M_{k,b,out,pk} = 4\,597\, Nm$$

Navržený materiál hřídele: 15 230.7 (Dobrá svařitelnost i obrobitelnost, vhodná k zušlechťování, nitridování, povrchovému kalení. Pro bezešvé trubky, velmi namáhané svařované konstrukce součástí strojů, např.: klikové hřídele, ojnice, ...) [15]

Mez kluzu v tahu: $R_{e,vh}=835\, MPa$ [15]

DOVOLENÉ NAPĚTÍ V OHYBU $\tau_{Dov,k\,vh}$ [14]:

$$\tau_{dov,k\,vh} = 0,4 \cdot R_{e,vh} = 0,4 \cdot 835 = 334\, MPa$$

VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELE PRO NAMÁHÁNÍ KRUTEM $D_{min,vh}$:

Výpočet odvozen z rovnice pro napětí v krutu [14]:

$$d_{min,vh} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k,b,out,pk}}{\pi \cdot \tau_{dov,k\,vh}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4597}{\pi \cdot 334}} = 41,23\, mm$$

6.4.2 ZVOLENÝ MINIMÁLNÍ PRŮMĚR HŘÍDELE OZUBENÉHO KOLA D_{2.2} A D_{2.2.2}:

Minimální průměr hřídele $\phi 52,8$ mm, který je na průměru patní kružnice drážkování (viz Obr. 25). Zvolený průměr je větší než minimální, vypočtený průměr. Hřídel vyhovuje.

$$d_{h\text{ vh}}=52,8 \text{ mm [19]}$$



Obr. 25 výstupní hřídel

6.4.3 NÁVRH DRÁŽKOVÁNÍ VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE:

Návrh drážkování probíhal kontrolním způsobem. Kontrola na tlak pomocí zjednodušených vzorců dle ČSN 01 4950:1962. Spojení byl uvažováno jako neposuvné, se středními pracovními podmínkami pro tvrzené boky zubů. Pro daný typ spojení je dovolené tlak $p_D=6$ až $10 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}$ [19].

Zvolený dovolený tlak na bocích zubů: $p_D=14 \text{ kp}\cdot\text{mm}^{-2}=14\cdot 9,81=137,34 \text{ Mpa}$

PARAMETRY ZVOLENÉHO DRÁŽKOVÁNÍ [19]:

Zvolená šířka drážkování: $b_2=80 \text{ mm}$

Modul drážkování: $m_d=3 \text{ mm}$

Počet zubů: $z=18$ [-]

Posunutí základního profilu: $x\cdot m=1,5 \text{ mm}$

Průměr drážkování: $D_d=60 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice hřídele: $D_{f1}=52,8 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice hřídele: $D_{a1}=59,3 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice náboje: $D_{a2}=54 \text{ mm}$

VÝPOČET ROZTEČNÉ KRUŽNICE D:

$$D = m_D \cdot z + 2 \cdot xm = 3 \cdot 18 + 2 \cdot 1,5 = 57 \text{ mm}$$

VÝPOČET RADIÁLNÍ SLOŽKY SRAŽENÍ HRAN HLAVY ZUBU A:

$$a = 0,1 \cdot m_D + 0,05 = 0,1 \cdot 3 + 0,05 = 0,35 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU HŘÍDELE H_{A1} :

$$h_{a1} = 0,5 \cdot (D_{a1} - D) = 0,5 \cdot (59,3 - 57) = 1,15 \text{ mm}$$

VÝŠKA ZUBU HŘÍDELE H_1 :

$$h_1 = 0,5 \cdot (D_{a1} - D_{f1}) = 0,5 \cdot (59,3 - 52,8) = 3,25 \text{ mm}$$

VÝŠKA HLAVY ZUBU NÁBOJE H_{A2} :

$$h_{a2} = 0,5 \cdot (D - D_{a2}) = 0,5 \cdot (57 - 54) = 1,5 \text{ mm}$$

NOSNÁ VÝŠKA DRÁŽKOVÁNÍ H_N :

$$h_n = h_{a1} + h_{a2} - a = 1,15 + 1,5 - 0,35 = 2,3 \text{ mm}$$

SOUČINITEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU H_1 A MODULEM M_D :

$$\xi = \frac{h_1}{m_d} = \frac{3,25}{3} = 1,0833 [-]$$

SOUČINITEL UDÁVAJÍCÍ POMĚR MEZI VÝŠKOU ZUBU H_N A MODULEM M_D :

$$\psi = \frac{h_n}{m_d} = \frac{2,3}{3} = 0,7667 [-]$$

KONTROLA ŠÍŘKY DRÁŽKOVÁNÍ:

$$M_{k,b,out,pk} \leq \frac{0,2}{\xi} \cdot b_2 \cdot D^2 \cdot \sigma_{do}$$

$$4597 \leq \frac{0,2}{1,1} \cdot 80 \cdot 83^2 \cdot 10 \cdot 9,18$$

$$4597 \text{ Nm} \leq 20245,4 \text{ Nm}$$

TLAK V DRÁŽKOVÁNÍ

Tlak v drážkování vyhovuje dovolenému tlaku spoje. Navržené drážkování vyhovuje.

$$p_{h1} = \frac{4 \cdot M_{k,b,out,pk}}{\psi \cdot b_2 \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 4597}{0,7667 \cdot 80 \cdot 57^2} = 92,28 \text{ MPa}$$

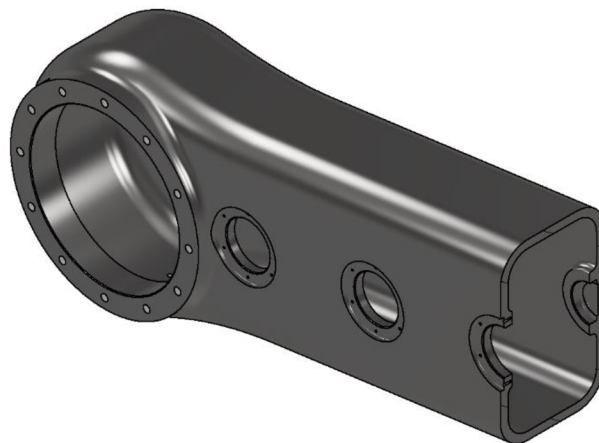
$$p_{h1} \leq p_D$$

7 KONSTRUKCE NÁPRAVY

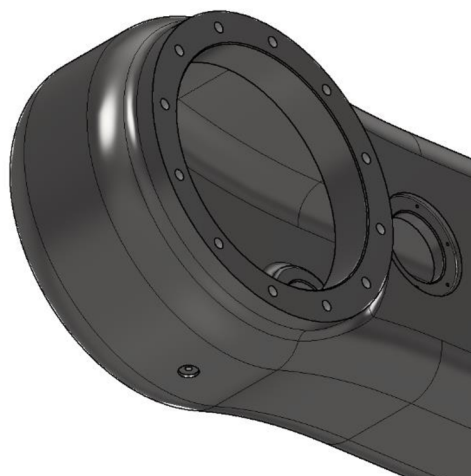
Kapitola obsahuje popis vybraných konstrukčních částí nápravy, které nebyly navrhovány ve výpočtové části ale vyskytují se v modelu (viz příloha)

7.1 SKŘÍŇ

Jako nosný prvek nápravy byl zvolen skříňový odlitek o tloušťce stěny 20 mm. V místech uložení ložisek je skříň zesílená. Po obrobení se do zesílených částí uloží ložiska (viz Obr. 26). Skříň se na diferenciál přišroubuje přes vymezovací kroužek, který není součástí návrhu, neboť nejsou známe rozteče šroubů zvoleného diferenciálu. Montáž ozubených kol probíhá vkládáním přes otvory vstupní a výstupní hřídelů. Přes díry na výstupní straně nápravy se nalisují čepy ozubených kol [20]. Mazání ozubených kol je zajištěno broděním v oleji. Doplnění olejové náplně probíhá na zadní straně nápravy. Napouštěcí otvor M12 je v takové výšce, že nejnižší položená ozubená kola budou 120 mm ponořené v olejové lázni. Skříň má na spodní části, pod každou výstupní hřídelí, vypustný otvor stejného rozměru jako otvor napouštěcí (viz Obr. 27).



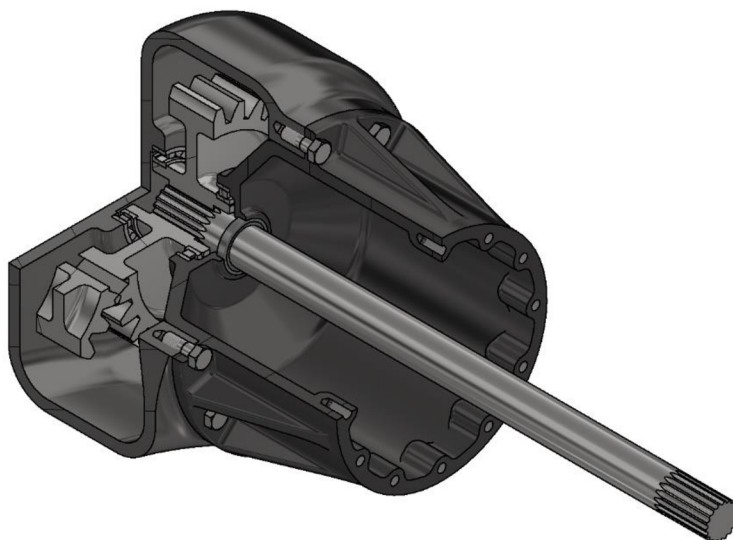
Obr. 26 řez skříňe v uložení ložiska



Obr. 27 výpust' olejové náplně

7.2 OZUBENÁ KOLA $D7_1$, $D7_2$ A $D1_3$

Ozubená kola jsou uložena na vnitřním kroužku ložiska (viz Obr. 28), kde jedno ložisko je vnějším kroužkem uloženo ve skříní nápravy a druhé v propojovací součásti mezi skříní a HUBem. Dané uložení umožňuje demontáž výstupní hřídele bez kolapsu ozubených kol po demontování výstupní hřídele.



Obr. 28 tříčtvrteční řez uložením koncového hřídele

7.3 PROPOJOVACÍ KUS SKŘÍŇ-HUB

Propojovací kus skříně s HUBem je samostatným prvkem nápravy přišroubovaný do zesílené části skříně nápravy. Je to žebrovaný odlitek s tloušťkou 20 mm. V součásti je také zakomponovaný těsnící kroužek neboli gufero, oddělující meziprostor mezi HUBem a vnitřkem skříně (viz Obr. 28). Samostatnost tohoto prodloužení umožňuje jednodušší montáž ozubených kol do nápravy a jistou modifikovatelnost, kdyby byla požadována změna rozměru mezery mezi kolem a skříní nápravy. Poté je možné součást zaměnit za jinou.

ZÁVĚR

Cílem bylo vytvoření konstrukce nápravy se třemi poháněnými koly pro vyvážecí stroj, forwarder. Návrhu nápravy předcházela rešerše pojednávající o forwarderech a podvozcích které mohou tyto stroje používat. Dále byly popsány výhody trojkolové nápravy.

Byl zvolen stroj, na který bude náprava navržena. Bylo zvoleno zatížení stroje a jeho čtyři jízdní režimy pro které byl spočítán výkon. Po výpočtu výkonu následovala volba komponentů pohonného systému stroje a návrh převodu nápravy.

Pro navržené komponenty a převod byly pomocí výpočtů navrženy vstupní a výstupní hřídele, čepy, hřídel zdvojeného kola a drážkování hřídelů. Navržené rozměry těchto součástí nejsou poddimenzovány. Nicméně ve výpočtech není zahrnut vliv vrubů a únavového lomu.

V příloze práce je zhotovený model nápravy

8 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NERUDA, Jindřich. *Harvestorové technologie lesní těžby*. V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN 978-80-7375-842-4.
- [2] NERUDA, Jindřich. *Technika a technologie v lesnictví: učební text pro předměty Technika a technologie v lesnictví, Základní procesy těžby a dopravy dříví, Technika a technologie lesní těžby a Technika a technologie dopravy dříví*. 2., přeprac. vyd. V Brně: Mendelova univerzita, 2015. ISBN 978-80-7509-191-8.
- [3] DERRON, Cédric, Felix HEUBAUM, Felix STARKE a Martin ZIESAK. *Rut Depth Evaluation of a Triple-Bogie System for Forwarders—Field Trials with TLS Data Support* [online]. 16 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: doi:10.3390/su12166412
- [4] Product brochures: Ponssee Buffalo. In: *Ponsse* [online]. 2022 [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://pim.ponsse.com/media/ponsse-pim-api/api/content/getfile/19180659.pdf>
- [5] BUFFALO TECHNICAL DETAILS. In: *PONSSE* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: https://www.ponsse.com/en/products/forwarders/product/-/p/buffalo_8w#/
- [6] PONSSE Service Catalogue 2020 ENG. In: *Issuu* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: https://issuu.com/ponsseplc/docs/pdf/res_ponsse_service_catalogue_2020_engpdf
- [7] NOKIAN TYRES FOREST KING TRS 2: 710/45-26.5 20 168A8/175A2... In: *NokianTYRES* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.nokiantyres.com/heavy/tires/forestry/nokian-tyres-forest-king-trs-2/>
- [8] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983.
- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [10] ČSN EN ISO 3450. *Stroje pro zemní práce - Kolové nebo pásové stroje s rychloběžnými pryžovými pásy - Technické požadavky a zkušební postupy pro brzdové systémy*. Praha: UNMZ, 2012.
- [11] BOOGIE AXLES. In: *NAF- MODULAR MINDED AXLES* [online]. Neunkirchen am Brand [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.nafaxles.com/wp-content/uploads/2023/02/NAF_2021017_BRO_Bogie_engl_web.pdf
- [12] Planetová převodovka. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2021 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Planetov%C3%A1_p%C5%99evodovka

- [13] Product Overview Planetary Hubs. In: *NAF* [online]. Neunkirchen am Brand [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <http://62.91.7.23/en/products/components/planetary-hubs/planetary-hubs-technical-data.html>
- [14] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Martin HARTL, Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [15] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [16] KLAPKA, Milan. *Ozubená kola* [online]. In: . s. 178 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/about/projekty/enazp/projekty/02_Silnicni-vozidla_4-6/5_MMP/004_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf
- [17] Diferenciál (mechanika). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2021 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l_\(mechanika\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l_(mechanika))
- [18] Product Overview Differential Gears. In: *NAF* [online]. Neunkirchen am Brand [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <http://62.91.7.23/en/products/components/differential-gears/differential-gears-technical-data.html>
- [19] ČSN 01 4950. *Evolventní drážkování*. 27.6.1962. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, Praha, 1962.
- [20] BERG, Michael J. Ponsse Buffalo Axle Seal Teardown! Please Subscribe!. In: *YouTube* [online]. 2018 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=UTlgLddPbSg&ab_channel=MichaelJBerg
- [21] VISSER, Rien a Karl STAMPFER. Expanding ground-based harvesting onto steep terrain: Croatian Journal of Forest Engineering. In: *Journal for Theory and Application of Forestry Engineering* [online]. 36.2. s. 321-331 [cit. 2023-05-21].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

m_{zn}	[kg]	zatížení zadní nápravy
g	[$m \cdot s^{-2}$]	gravitační zrychlení
m_{zp}	[kg]	hmotnost zatěžující jednu pneumatiku ³
$s_{tB,ZK}$	[m]	brzdná dráha
ϑ	[-]	součinitel vlivu rotačních součástí
a_{zk}	[$m \cdot s^{-2}$]	návrhové zrychlení na zpevněné komunikaci
$P_{tS,ZK}$	[W]	výkon pro překonání valivého odporu na zpevněné komunikaci
$P_{tD,ZK}$	[W]	výkon pro překonání odporu zrychlení na zpevněné komunikaci
$P_{tu,ZK}$	[W]	výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti na zpevněné komunikaci
$P_{t,ZK}$	[W]	Celkový výkon pro pohyb na zpevněné komunikaci
z_k	[-]	zatížená kola zadní nápravy; ,
r_d	[m]	dynamický rádius pneumatiky
$v_{ZK,s}$	[$km \cdot h^{-1}$]	rychlost pohybu stroje na zpevněné komunikaci ve svahu
$s_{tR,ZK,s}$	[m]	dráha zrychlení na zpevněné komunikaci ve svahu
$a_{ZK,s}$	[$m \cdot s^{-2}$]	návrhové zrychlení na zpevněné komunikaci ve svahu
$t_{k,ZK,s}$	[s]	doba zrychlení na zpevněné komunikaci ve svahu
$R_{d,ZK,s}$	[N]	odpor proti zrychlení na zpevněné komunikaci ve svahu
$S_{ZK,s}$	[%]	Stoupavost stroje na zpevněné komunikaci ve svahu
ϵ_T	[$N \cdot m^{-3}$]	součinitel vlivu objemového přetvoření podloží (pro oranici)
$P_{tu,ZK,s}$	[W]	výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti na zpevněné komunikaci ve svahu
$P_{tD,ZK,s}$	[W]	výkon pro překonání odporu zrychlení na zpevněné komunikaci ve svahu
$P_{tS,ZK,s}$	[W]	výkon pro překonání valivého odporu na zpevněné komunikaci ve svahu
$P_{t,ZK,s}$	[W]	Celkový výkon pro pohyb na zpevněné komunikaci ve svahu

$P_{tk,ZK,s}$ [W] svahu	výkon přenášený jedním kolem na zpevněné komunikaci ve svahu
v_T [km·h ⁻¹]	rychlost pohybu stroje na nezpevněné komunikaci
$R_{v,T}$ [N]	valivý odpor dle Omeljanova na nezpevněné komunikaci
$P_{tS,T}$ [W]	výkon pro překonání valivého odporu na nezpevněné komunikaci
$P_{tD,T}$ [W] komunikaci	výkon pro překonání odporu zrychlení na nezpevněné komunikaci
$P_{tu,T}$ [W] komunikaci	výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti na nezpevněné komunikaci
$P_{t,T}$ [W]	celkový výkon pro na nezpevněné komunikaci
ω_T [s ⁻¹]	úhlová rychlost kola při v_T
$R_{v,T,s}$ [N]	valivý odpor dle Omeljanova;
$v_{T,s}$ [km·h ⁻¹]	rychlost pohybu stroje na nezpevněné komunikaci ve svahu;
$a_{T,s}$ [m·s ⁻²]	návrhové zrychlení na nezpevněné komunikaci ve svahu
$R_{d,T,s}$ [N]	odpor proti zrychlení na nezpevněné komunikaci ve svahu
$t_{k,T,s}$ [s]	doba zrychlení na nezpevněné komunikaci ve svahu
ST_s [%]	stoupavost stroje na nezpevněné komunikaci ve svahu
$\alpha_{s1,T,s}$ [°]	úhel stoupání na nezpevněné komunikaci ve svahu
$P_{tS,T,s}$ [W] komunikaci ve svahu	výkon pro překonání valivého odporu na nezpevněné komunikaci ve svahu
$P_{tD,T,s}$ [W] komunikaci ve svahu	výkon pro překonání odporu zrychlení na nezpevněné komunikaci ve svahu
$P_{tu,T,s}$ [W] komunikaci ve svahu	výkon stroje pro překonání svahové nerovnosti na nezpevněné komunikaci ve svahu
$P_{t,T,s}$ [W]	celkový výkon pro pohyb na nezpevněné komunikaci ve svahu
$P_{tk,T,s}$ [W] svahu	výkon přenášený jedním kolem na nezpevněné komunikaci ve svahu
$\omega_{T,s}$ [s ⁻¹]	úhlová rychlost při $v_{T,s}$;
i_{hub} [-]	převodové číslo hubu
$M_{k,hub,max}$ [Nm]	Maximální vstupní moment hubu

$n_{\text{hub,max}}$ [Nm]	Maximální vstupní otáčky hubu
$M_{k,hm}$ [Nm]	točivý moment hydromotoru
n_{hm} [min^{-1}]	otáčky hydromotoru
i_{dif} [-]	převodové číslo diferenciálu



SEZNAM PŘÍLOH

- I. Model sestavy