



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

NÁVRH ROTAČNÍCH BRAN

CONCEPT OF THE ROTARY HARROW

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Moštěk

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Michal Moštěk
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, 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:

Návrh rotačních bran

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh rotačních bran pro zpracování a úpravu půdy. Rotační brány jsou agregovány s traktorem o výkonové řadě do 55 kW a je uvažováno se zavěšením v třibodovém závěsu.

Technické parametry zadání:

Výkon traktoru cca 55 kW.

Šířka záběru rotačních bran 2,5 m.

Zavěšení rotačních bran na třibodovém traktorovém nosiči třídy II.

V základním uspořádání přední i zadní srovnávací stavitelná lišta.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor technologie zpracování půdy a použití rotačních bran v kombinaci s dalšími technologiemi.

Rešeršní rozbor rotačních bran obdobné výkonové řady ostatních výrobců.

Rešeršní rozbor traktorů obdobné výkonové řady.

Koncepční návrh rotačních bran.

Funkční, rozměrové a silové výpočty.

Upřesnění konstrukce rotačních bran s návrhem dodavatelských komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy rotačních bran.

Podsestava svařence rámu.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

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

Bakalářská práce se zabývá návrhem rotační brány. V úvodu práce je sepsána krátká rešerše týkající se zpracování půdy. Dále jsou sepsány rotační brány a traktory v odpovídající výkonové řadě. V další části práce jsou popsány jednotlivé komponenty a je odůvodněn jejich výběr. Konstrukce jednotlivých komponent je popsána v samostatné kapitole. Rotační brána je navržena s třibodovým závěsem kat. 2N/2. V poslední části práce je proveden pevnostní výpočet ozubených kol, základní trvanlivost ložisek rotorů a kontrola hřídele ložisek. Výpočty jsou provedeny dle standardů. Práce obsahuje výkresovou dokumentaci a obrázky 3D modelu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zpracování půdy, předset'ová příprava půdy, rotační brána, traktor, třibodový závěs

ABSTRACT

Tillage, pre-sowing soil preparation, rotary harrow, tractor, three-point hitch

KEYWORDS

The bachelor's thesis deals with the design of a rotary harrow. In the beginning of the thesis, a short research is written regarding soil cultivation. Rotary harrows and tractors in the corresponding power series are listed in the next chapter. In the next part of the work, individual components are described and their selection is justified. The construction of individual components is described in a separate chapter. The rotary gate is designed with a three-point hinge cat. 2N/2. In the last part of the work, the strength calculation of the gears, the basic durability of the rotor bearings and the inspection of the shaft of the bearings is carried out. Calculations are made according to standards. The work includes drawing documentation and images of the 3D model.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MOŠTĚK, M. Návrh rotační brány. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148752>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2023

.....

Michal Moštěk



PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat svému vedoucímu panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi Ph.D. za jeho pomoc, ochotu a čas, který mi poskytl při vypracování bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Pavlu Fajkusovi, za pomoc a cenné rady v odvětví zemědělské techniky. V poslední řadě bych chtěl poděkovat mým rodičům, za to že mi umožnili studovat a podporu během studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Zpracování půdy	12
1.1 Zpracování půdy rotačními branami	13
1.2 Kombinace rotačních bran se secími stroji	13
2 Přehled výrobců na trhu	14
2.1 Rotační brány dostupné na trhu v obdobné výkonnostní kategorii.....	15
2.2 Traktory pro agregaci v dané výkonové kategorii	17
2.3 Třibodový závěs.....	19
3 Koncepční varianty konstrukce.....	21
3.1 Varianta 1.....	21
3.2 Varianta 2.....	21
3.3 Varianta 3.....	22
3.4 Varianta 4.....	22
3.5 Hlavní komponenty	23
3.5.1 Rotory s noži.....	23
3.5.2 Vana.....	24
3.5.3 Převodovka	24
3.5.4 Smyková lišta.....	24
3.5.5 Pěchy.....	25
3.5.6 Boční clona	25
3.5.7 Třibodové zavěšení	25
3.6 Přídavné příslušenství	25
3.6.1 Kypřič stop.....	25
3.6.2 Znamenáky	26
3.6.3 Hydraulické ovládání hloubky záběru	26
4 Koncepční návrh – konstrukce zvolených komponent.....	27
4.1 Třibodový závěs.....	27
4.2 Převodovka.....	28
4.3 Vana	29
4.4 Rotory s noži	30
4.5 Zadní pěch.....	32
4.6 Bočnice.....	32
4.7 Zadní smyk.....	33
4.8 Kypřič stop.....	33
4.9 Přední smyk.....	34
5 Kontrolní výpočet vybraných konstrukčních uzlů	35
5.1 Převodovka – výpočet ozubeného soukolí 1–2.....	35
5.1.1 Geometrické parametry ozubeného soukolí	35
5.1.2 Kontrola špičatosti zubů	38
5.1.3 Výpočet celkového součinitele záběru pro soukolí	40
5.1.4 Pevnostní kontrola ozubení v dotyku pro soukolí	40
5.1.5 Pevnostní kontrola ozubení v ohybu.....	54

5.2	Převodovka – kuželové soukolí 3-4	58
5.2.1	Výpočet geometrických parametrů kuželového soukolí	58
5.2.2	Výpočet geometrických parametrů virtuální soukolí	61
5.2.3	Volba materiálu kuželového soukolí	63
5.2.4	Kontrola únosnosti zubu v dotyku	65
5.2.5	Kontrola kuželového soukolí na ohyb v patě zubu	71
5.2.6	Výpočet bezpečnosti v ohybu	75
5.3	Výpočet ozubeného soukolí 5-6	75
5.3.1	Geometrické parametry ozubeného soukolí 5-6	76
5.3.2	Kontrola špičatosti zubů	77
5.3.3	Výpočet celkového součinitele záběru pro soukolí 5-6	77
5.3.4	Pevnostní kontrola ozubení v dotyku pro soukolí 5-6	78
5.3.5	Volba materiálu soukolí 5-6	78
5.3.6	Výpočet kontroly napětí v dotyku ozubeného soukolí 5-6	79
5.3.7	Výpočet kontroly napětí v ohybu ozubeného soukolí 5-6	80
5.4	Řezný odpor elementárního svislého nože	81
5.5	Výpočet reakcí ve vazbách	82
5.5.1	Radiální síla působící v místě uložení ozubeného kola	82
5.6	Výpočet trvanlivosti ložisek	84
5.7	Výpočet kontroly hřídele	85
5.7.1	Kontrola bezpečnosti v místech koncentrátorů napětí	88
Závěr	99
Použité informační zdroje	100
Seznam použitých zkratek a symbolů	103
Seznam příloh	110

ÚVOD

Rotační brány jsou zemědělské stroje nejčastěji používané při poslední operaci před setím plodiny, tedy k předseťové přípravě. Často jsou kombinované se secími stoji pro zmenšení počtu přejezdů po poli. Rotační brány jsou nesené traktorem pomocí třibodového závěsu.

Tato práce se zabývá návrhem rotační brány dle zadaných parametrů, pro agregaci s traktorem o zadaném výkonu.

V první části bakalářské práce je zhotovena rešerše zabývající se zpracováním půdy a konstrukčním řešením obdobných rotačních bran na trhu. Dále jsou zhotoveny návrhy variant možného konstrukčního řešení rotačních bran. V praktické části je vybrána jedna varianta návrhu, která splňuje zadání. Tato varianta je zhotovena jako 3D model, podložený výpočty a výkresovou dokumentací.

1 ZPRACOVÁNÍ PŮDY

Správně provedené zpracování půdy je základem pro kvalitní výnosy plodin. S ohledem na zpřisňující se předpisy o hnojení a zvyšující se důraz na omezení používání pesticidů nabývá znovu na důležitosti orba zejména mělká orba a z hlediska ochrany půdy před erozí také Strip-Till.

Při pásovém zpracování půdy nebo také technologii Strip-Till se půda nezpracovává na celé ploše pole, ale pouze v úzkých pásích (max. šířka zpracované půdy 30 cm na max. 40 % plochy pole), kde se bude vysévat plodina (viz Obr. 1). Mezitím zůstává nezpracovaná půda, která je chráněná rostlinnými zbytky po předešlé plodině. Díky tomu, že není zpracována celá plocha pole, ale jenom dílčí části, je mnohem menší pravděpodobnost eroze. Pásové zpracování půdy je vhodné i pro oblasti s minimem srážek. [1]



Obr. 1 Pásové zpracování půdy – metoda Strip-Till [2]

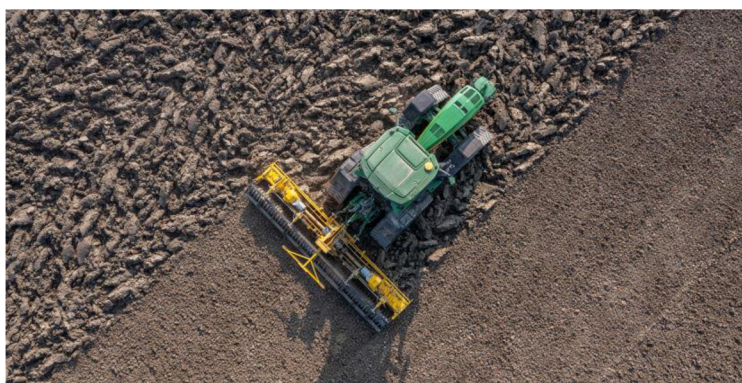
Technologie Strip-Till je tedy velkým přínosem pro moderní zemědělství. Technologie velmi výrazně snižuje výpar z půdy, větrnou a vodní erozi a zvyšuje retenční schopnosti půdy. V důsledku zpracovávání pouhých 40 % záběru stroje, tato metoda přináší ekonomické úspory. Stroj zpracovává menší plochu, a tak má nižší tahový odpor. To vede k menším nárokům na výkon traktoru a úspoře pohonných hmot. [3]

Konvenční zpracování půdy pro následnou plodinu zahrnuje podle účelu a hloubky zpracování půdy podmítka (tedy zpracování stmiště po sklizni předplodiny), orbu a předseťovou přípravu. Podmítka stmiště má za cíl stimulovat klíčení semen předplodiny, přerušit růst plevelů, narušit kapilární zdvih a rovnoměrně rozprostřít posklizňové zbytky předplodiny. Oproti tomu orba je základním zpracováním půdy, které připravuje půdu k tomu, aby umožnila nerušený růst kořenům následné plodiny a příjem živin z půdního profilu. Předseťová příprava zajišťuje srovnání půdního povrchu a vytvoření seťového lůžka. [4]

1.1 ZPRACOVÁNÍ PŮDY ROTAČNÍMI BRANAMI

Rotační brány se používají zejména na předset'ovou přípravu po orbě pro vytvoření set'ového lůžka. Jedná se o konečnou přípravu půdy před setím.

Úkolem této fáze agrotechniky je optimálně připravit podmínky pro kvalitní setí a následné vyrovnání klíčení a vzcházení rostlin, příp. zničit vzešlé plevely nebo zapravit agrochemikálie. Podle plodiny a podmínek se zvolí sled pracovních operací, při kterých je povrch půdy urovnán a prokypřen tak, aby v profilu ornice vynikla zřetelná hranice mezi ulehlou a nakypřenou vrstvou (Obr.2). Pokud je povrch hrudovitý, je nutné použít vhodnou techniku (hrudořezy, rýhované válce ap.), aby se hroudy rozmělnily. U velmi nakypřené půdy je vhodné povrch uválet. [6]



Obr. 2 Rotační brána Bednar KATOR KN PROFI [5]

Rotační brány se hodí hlavně do těžkých, tvrdých a suchých půd. Jejich výhodou jsou aktivní pracovní orgány, které intenzivně mísí a drobí půdu do hloubky až 30 centimetrů. Zajistí tak rovnoměrné zpracování set'ového lůžka v nastavené pracovní hloubce. Půdu navíc provzdušní. Díky tomu vykazuje dostatečně velkou pórovitost jednotlivých půdních částic. [7]

1.2 KOMBINACE ROTAČNÍCH BRAN SE SECÍMI STROJI

Hlavní myšlenkou kombinace secího stroje a rotační brány (viz Obr. 3) bylo snížení počtu přejezdů po poli a úspora pohonných hmot. Dále bylo taky zamýšleno, že spojení těchto operací dojde k úspoře času, není to však pravidlem. Stav pole je ovlivněn aktuálními a dlouhodobými podmínkami. Aktuálními podmínkami se rozumí povětrnostní situace (děšť, sucho), dlouhodobými se rozumí jarní nebo podzimní příprava. [10]



Obr.3 Kombinace rotační brány KUHN HR 4040 a pneumatického secího stroje VENTA NC 4000 [9]

2 PŘEHLED VÝROBCŮ NA TRHU

Rotační brány jsou na trhu zastoupeny v celé škále výkonnostních kategorií a pracovních záběrů. Pracovní záběr se odvíjí od potřebného výkonu agregovaného stroje. Na trhu se můžeme setkat s pracovními záběry od 0,6 až do 8 m.

Ty nejmenší rotační brány s pracovním záběrem 0,6 – 1,5 m jsou agregovatelná za jednoosé malotraktory (Obr.4) [11] nebo za malotraktory (Obr.5) [12]. Tyto rotační brány jsou využívány zejména při přípravě travních ploch před výsevem a zpracování půdy mezi řádky vinné révy.



Obr. 4 Rotační brána LIPCO 100060 [11]



Obr. 5 Rotační brána KUHN HRB 102 [12]

Se zvyšujícími nároky na zvýšení efektivity zpracování půdy jsou výrobci nuceni vyvíjet větší a výkonnější rotační brány. Dnes se na trhu setkáme v rotačními branami s pracovním záběrem až 8 m. Na rozdíl od rotačních bran s pracovním záběrem do 3 m se konstrukce musí pozměnit zejména z důvodu bezpečné přepravy. Dochází tak k rozdělení rotační brány na dvě části, které se před přemístěním z bodu A do bodu B sklopí do svislé polohy (viz Obr. 6). Z tohoto důvodu se tyto rotační brány kategorizují jako sklopné rotační brány.

Rozdělení rotační brány na dvě části má výhodu nejen pro zjednodušení přepravy, ale také při zpracování půdy například využití mobility jednotlivých polovin k lepšímu kopírování terénu.

Rotační brány od výrobce Pöttinger, díky integrovanému tlakovému akumulátoru v obou polovinách stroje lze rotační brány příčně vyklyvnout dolů až o 15 cm (Obr. 7) a neomezeně směrem nahoru (Obr. 6). Obě poloviny stroje se mohou optimálně přizpůsobit půdním nerovnostem. Optimální příprava seťového lůžka je zajištěna i v těch nejnáročnějších podmínkách. [13]



Obr.7 Sklopná rotační brána Pöttinger LION 1002 C [13]



Obr.6 Sklopná rotační brána Pöttinger LION 1002 C [13]

Porovnání nejznámějších výrobců na evropském trhu podle velikosti pracovního záběru a potřebného výkonu agregovaného stroje viz Tab.1.

Tab. 1 Dostupní výrobci na trhu rotačních bran

	Potřebný výkon P	Pracovní záběr Z	Země
Výrobce	[Hp min-max]	[m min-max]	[-]
Bednar	90-430	3-8	Česká republika
Lemken	60-408	2,5-6	Německo
Amazone	150-400	2,5-6	Německo
Lipco	6,5-41	0,6-1,5	Německo
Maschio	30-550	1,3-8	Itálie
Alpego	40-500	1,6-8	Itálie
Kubota	70-300	2,5-6	Austrálie
Pöttinger	75-500	2,5-6	Rakousko
Kuhn	25-500	1,2-8	Francie

2.1 ROTAČNÍ BRÁNY DOSTUPNÉ NA TRHU V OBDOBNÉ VÝKONNOSTNÍ KATEGORII

Na trhu najdeme velké množství výrobců rotačních bran zejména pro větší výkonnostní kategorie, jednak z důvodu zefektivnění zemědělství a jednak s vyššími nároky na agregovaný traktor. Rotační brány pro kategorii traktoru do 75 Hp jsou na trhu v menším zastoupení a někteří výrobci od této kategorie úplně upustili.

Do této výkonové kategorie spadají rotační brány od výrobce Lemken. Model Zirkon 8/250 jsou rotační brány pro traktory o výkonu 60 až 175 hp. Různé doplňkové vybavení umožňuje přizpůsobit rotační brány pro získání optimálních podmínek pro přípravu secího lůžka. Velkou předností modelu Zirkon 8/250 je DUAL-Shift převodovka, která umožňuje jednoduchou změnu směru otáčení a umístění rotačních bran do přední části traktoru (Obr.8).

Rotační brány Lion 253 Classic od výrobce Pöttinger se vyznačuje velmi dobrou polohou těžiště při kombinaci se secím strojem, aby nedocházelo k nežádoucímu odlehčení přední nápravy. Rovněž je rotační brána dobře agregovatelná s širokou škálou geometrií traktorů, a to za pomoci nastavením spodních ramen tříbodového závěsu. Docílí se tím nízký úhel zalomení hřídele.

U modelu Lion 253 Classic je vyřešeno nebezpečí vzniklé vniknutím kamene mezi rotory nožů, anebo namotání zbytku rostlin kolem hřídele nože, zapuštěním unašeče nožů do tělesa převodové vany. Vznikla tak minimální vzdálenost mezi vanou a noži pro zamezení průchodu půdy a eliminaci poruchy. (obr.9)



Obr. 8 Rotační brána LEMKEN Zirkon 8 [14]



Obr. 9 Pöttinger Lion 253 Classic [15]

Výrobce Alpego distribuuje dva modely, které spadají do této kategorie. Jedná se o modely řady Rotodent BE-250 (Obr. 10) a Rotodent BF-250 (Obr. 11). Model řady BE se vyrábí pro traktory o výkonu 65 až 120 hp a robustnější model řady BF se vyrábí pro traktory o výkonu 64 až 140 hp. Rotační brány modelové řady BF mají možnost přední agregace k traktoru. Oproti výrobci Pöttinger používá Alpego u svých rotačních bran kryty mezi rotory, které zabraňují vniknutí kamenu mezi rotory a následné poškození



Obr. 10 Rotační brána Alpego Rotodent BE-250 [16]



Obr. 11 Rotační brána Alpego Rotodent BF-250 [17]

Výrobce Maschio má na trhu model Delfino DL SUPER (viz Obr.12), který je navržený pro traktory o výkonu 70 až 120 hp. Klade velký důraz na velkou trvanlivost a odolnost nožů. Pro získání těchto vlastností používají vysoce kvalitní oceli zušlechťované bórem.

Středně velké rotační brány PH1251 od výrobce Kubota jsou určeny pro těžké podmínky s potřebným výkonem 70 až 140 hp. Na rozdíl od zmíněných rotačních bran, které využívají jednořadá ložiska, Kubota využívá dvouřadá kuželíková ložiska. V kombinaci s konstrukčním řešením umístění ložisek, v maximální vzdálenosti dle zástavbových možností, dosahují velmi dobrou odolnost vůči radiální síle. (viz Obr.13)



Obr. 13 Rotační brána Kubota PH1251 [19] Obr. 12 Rotační brána Maschio Delfino DL SUPER [18]

Rotační brány dostupné na trhu v obdobné výkonové kategorii jsou porovnány v tabulce 2 a tabulce 3.

Tab. 2 Technické parametry rotační brány Lemken, Pöttinger a Maschio

		Lemken Zirkon 8/250	Pöttinger Lion 253 Classic	Maschio Delfino DL SUPER
Pracovní šířka – Z	[m]	2,5	2,5	2,5
Potřebný výkon – P	[Hp min-max]	60-175	75-140	70-120
Váha – m_l	[Kg]	701	908	818
Počet rotorů - n_R	[Ks]	10	8	10
Pracovní hloubka – H	[mm]	320	280	280

Tab.3 Technické parametry rotační brány Alpego a Kubota

		Alpego Rotodent BE-250	Alpego Rotodent BF-250	Kubota PH1251
Pracovní šířka – Z	[m]	2,5	2,5	2,5
Potřebný výkon – P	[Hp min-max]	65-120	64-140	70-140
Váha – m_l	[Kg]	960	1015	1300
Počet rotorů - n_R	[Ks]	10	10	10
Pracovní hloubka – H	[mm]	250	250	230

2.2 TRAKTORY PRO AGREGACI V DANÉ VÝKONOVÉ KATEGORII

Pro zajištění správné funkce rotačních bran je důležité mít tažné zařízení odpovídajícího výkonu, v našem případě traktoru. V dnešní době se klade velký důraz na to, aby bylo

zemědělství efektivní = neekonomičtější. Traktory v zadané kategorii nebudou využívány u velkoplošného zemědělství, ale u soukromých zemědělců pro obdělávání menších polí, luk, v chmelnicích, vinohradech anebo v terénech špatně přístupných pro velký traktor. Výhodou těchto traktorů je jejich obratnost díky malému poloměru otáčení

Při výběru traktoru je důležité si uvědomit pro co bude traktor využíván a jaké možnosti agregace se zemědělskými stroji nám nabízí. Taky musíme brát v potaz kategorii třibodového závěsu a celkovou nosnost.

Jedním z tuzemských zástupců je traktor Zetor MAJOR CL80 (Obr. 15). Model MAJOR CL80 využívá hydrauliku s mechanickou regulací. Vnitřní okruh hydrauliky ovládá zvedání zadního třibodového závěsu. Vyznačuje se přiměřenou zvedací silou a plynulou regulací citlivosti a rychlosti spouštění, včetně aretace pro transport náradí. Vnější okruh hydrauliky dodává tlakový olej pro přípojná zařízení. Traktor je vybaven jednosekčním či dvousekčním přidavným rozvaděčem se zpětnou sekcí [21]. Model MAJOR CL80 lze na vyžádání výrobce také vybavit předním vývodovým hřídelem a čelním nakladačem.



Obr. 14 Traktor John Deere 5075E [22]



Obr. 15 Traktor Zetor MAJOR CL80 [20]

John Deere 5075E (Obr. 14) využívá tříválcový motor John Deere PowerTech E. Motor s technologií Diesel Only kombinuje systém vstřikování paliva common rail s elektrickým řízením a plní emisní normu Stage V. Model lze vybavit čelním nakladačem. Traktor disponuje dvěma vnějšími hydraulickými okruhy.

Výrobce New Holland vyrábí model T4.75 S (Obr. 16), který jako již zmíněné modely také nabízí možnost instalace předního nakladače. New Holland využívá dva nezávislé hydraulické okruhy napájené dvěma čerpadly. Jeden okruh je využíván pro mazání, řízení a ovládání a druhý je pro vnější hydraulické okruhy.

Výrobce značky Massey Ferguson přišel s multifunkčním modelem MF 3707 AL (Obr. 17). Jendů z předností získává traktor možností přidání čelního nakladače, který je poháněn výkonným hydraulickým okruhem, kterým je traktor vybaven. Traktor MF 3700 AL získává svoji variabilitu předním vývodovým hřídelem a volitelného předního závěsu.



Obr. 16 Traktor New Holland T4.75 S [23] Obr. 17 Traktor Massey Ferguson MF 3707 AL [24]

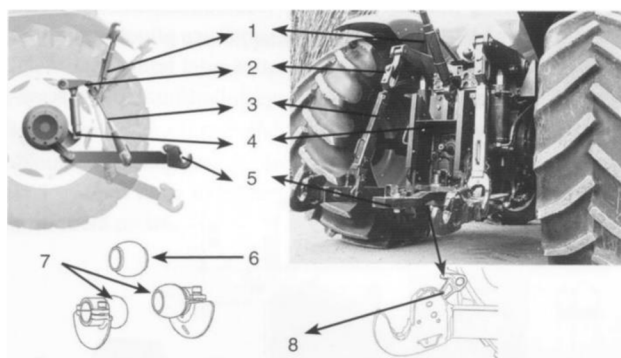
Zmíněné traktory jsou porovnány na základě technických parametrů v tabulce 4.

Tab. 4 Technické parametry traktorů New Holland, Massey, Zetor a John Deere

		New Holland T4.75 S	Massey Ferguson MF 3707 AL	Zetor MAJOR CL80	John Deere 5075E
Maximální výkon	[kW/HP]	55/75	55/75	55,3/75,3	55/74,7
Max. točivý moment	[Nm]	341	320	300	304
Hmotnost traktoru Bez závaží	[kg]	2800	3355	2960	3320
Max. zatížení tříbodového závěsu	[kg]	3000	3000	2700	2400
Typ tříbodového závěsu	[-]	Kat. II	Kat. II	Kat. II	Kat. II
Výkon hlavního hydraulického čerpadla	[l/min]	47,7	30	50	43,5
Zdvihový objem	[cm ³]	2930	3400	2925	2900

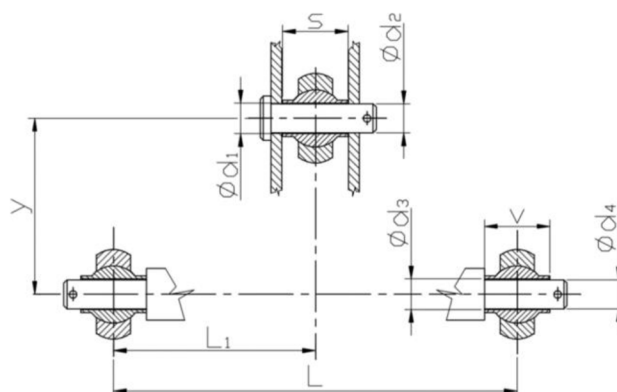
2.3 TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS

Traktor je víceúčelový stroj, ke kterému lze agregovat velké množství druhů návěsných a nesených strojů. Pro zajištění různých kombinací výrobců traktoru a návěsných nebo nesených strojů se využívá standardizovaný tříbodový závěsný systém. Hlavními částmi jsou dvě přípojovací ramena dole a jedno rameno nahoře (viz Obr.18). Body připojení vytvářejí tvar trojúhelníku.



Obr. 18 Třibodový závěs traktoru; 1 – horní táhlo, 2 – ramena zvedacího ústrojí, 3 – zvedací táhla, 4 – přímočarý hydromotor, 5 – dolní táhla, 6 – koule horního čepu nářadí, 7 – koule dolních čepů s vodítky, 8 – samo zajišťovací západka [25]

Na základě velikosti výkonu motoru měřený přes vývodový hřídel je přiřazena kategorie třibodového závěsu (Tab. 5). Pro udání kategorie se využívá mezinárodní norma ISO 789-1. Jednotlivé kategorie se od sebe liší pouze rozměry. Hlavní rozměry jsou tedy normalizovány a výrobci musí dodržovat normu ISO 730:2009 [27]. Tato norma udává hlavní rozměry třibodového závěsu jak u traktoru, tak i u návěsných a nesených strojů (Obr. 19).



Obr.19 Hlavní rozměry třibodového závěsu [26]

Tab. 5 Kategorie třibodového závěsu [27]

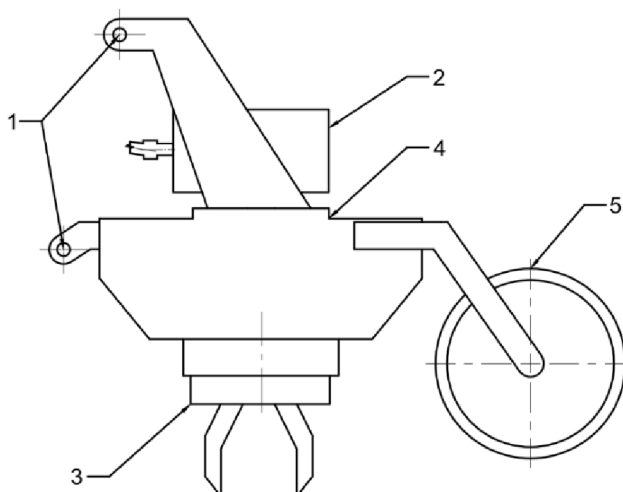
Kategorie závěsu	Výkon motoru měřený přes vývodový hřídel podle ISO 789-1 [kW]
1N	do 35
1	do 48
2N/2	30 až 92
3N/3	60 až 185
4N/4	110 až 350

3 KONCEPČNÍ VARIANTY KONSTRUKCE

3.1 VARIANTA 1.

Rotační brány v tomto provedení jsou složeny pouze základními prvky charakterizující tento předseťový stroj. Prvky jsou tříbodový závěs, převodovka, rotory s noži, vana, ve které jsou uloženy rotory s rozvodovým soukolím a zadní pěch (viz Obr. 20).

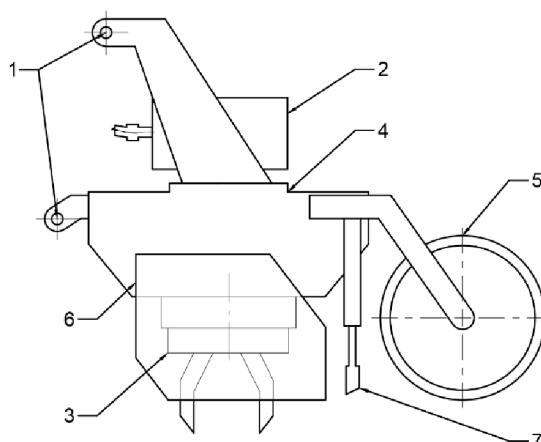
Ovládání pracovní hloubky je zde řešeno mechanicky pomocí přemísťovacího čepu a kulisy s dírami v několika úrovních z nichž každá určuje hloubku záběru.



Obr. 20 schéma konstrukčního řešení rotační brány varianty 1.; 1 – tříbodový závěs kategorie 2N/2, 2 – převodovka, 3 – rotory s noži, 4 – vana, 5 – zadní pěch

3.2 VARIANTA 2.

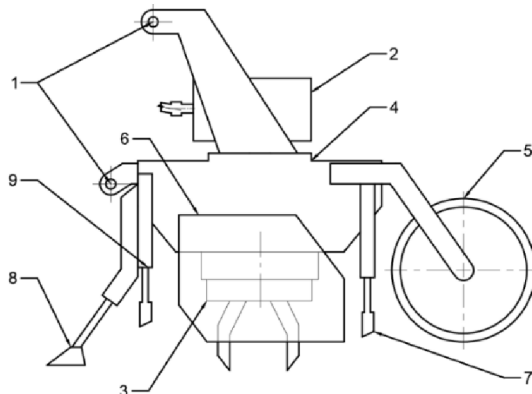
áJedná se o variantu korespondující s konstrukčním řešením stávajících výrobců na trhu. Na rozdíl od předchozí verze je tato verze navíc vybavena bočnicemi zabraňujícím rozhozu zpracovávané půdy mimo pracovní rozsah stroje a smykem urovnávající tuto půdu pro další zpracování zadním pěchem. (viz Obr. 21).



Obr.21 schéma konstrukčního řešení rotační brány varianty 2.; 1 – tříbodový závěs kategorie 2N/2, 2 – převodovka, 3 – rotory s noži, 4 – vana, 5 – zadní pěch, 6 – bočnice, 7 – smyk

3.3 VARIANTA 3.

Koncepční řešení rotační brány je zatím udané zadáním. Oproti předchozí variantě 1. jsou rotory vybaveny noži s rychloupínacím mechanismem. Navíc jsou zde přítomny kypřiče stop pro odlehčení půdy po přejezdu agregovaného traktoru a přední smyk pro hrubé srovnání půdy pro rovnoměrnější hloubku závěru. Natavení pracovní hloubky rotační brány a nastavení pracovní výšky zadního smyku je řešeno pomocí dvou přímočarých hydraulických motorů (viz Obr. 22).

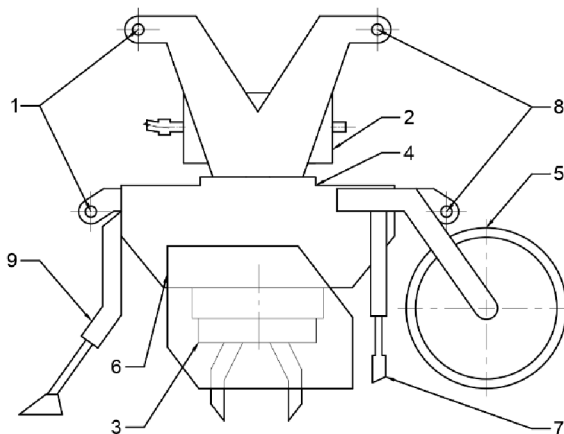


Obr. 22 schéma rotační brány varianty 3.; 1 – tříbodový závěs kategorie 2N/2, 2 – převodovka, 3 – rotory s noži, 4 – vana, 5 – zadní pěch, 6 – bočnice, 7 – zadní smyk, 8 – kypřič stop, 9 – přední smyk

3.4 VARIANTA 4.

Obslužnost stroje musí splňovat nejvyšší komfort, proto pro ovládání pracovní hloubky je pomocí hydraulického válce z pohodlí kabiny.

Při agregaci na přední část traktoru dochází ke kypření půdy před traktorem. Z tohoto důvodu kypřiče postrádají svou funkci a zbytečně zvyšují odpor půdy působící na soupravu. Při přední agregaci se zvednou mimo pracovní záběr (viz Obr. 23).



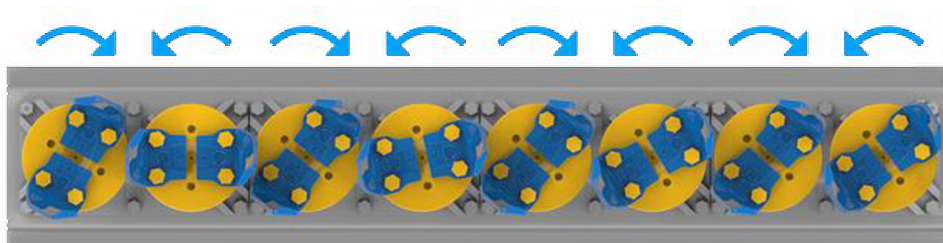
Obr. 23 schéma rotační brány varianty 4.; 1 – tříbodový závěs kategorie 2N/2, 2 – převodovka, 3 – rotory s noži, 4 – vana, 5 – zadní pěch, 6 – bočnice, 7 – smyk, 8 – přední tříbodový závěs, 9 – kypřič stop

3.5 HLAVNÍ KOMPONENTY

3.5.1 ROTORY S NOŽI

Abrazivní vlastností půdy značně opotřebovávají nože rotačních bran. Nože bývají mnohdy poničeny při kontaktu s kameny ukrytými v půdě. Z těchto důvodů výrobci vymysleli zjednodušený systém uchycení nožů, aby mohly být při poškození rychle vyměněny [13],[16] a [18]. Nože jsou proto upevněny na unašeče jedním až dvěma čepy a zajištěny závlačkou.

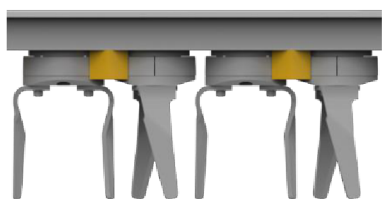
Rotace rotoru je zajištěn rozvodem ozubených kol. Tento rozvod zapříčiňuje, že vznikají dvojice rotorů s opačným směrem otáčení (viz Obr. 24). Dochází pak k tomu, že dvojice rotorů vhání zeminu mezi sebe a tím vzniká riziko vniknutí kamene do mezery mezi rotory a následné poškození nožů, unašeče, hřídele rotoru, ložisek nebo i samotného ozubeného převodu. Pro minimalizaci vzniku tohoto rizika, výrobci vyvinuli několik systémů ochrany.



Obr. 24 Sekvenční načasování polohy rotoru [17]

Jeden ze systémů využívá výrobce Pöttinger, který spoléhá na zapuštění velké části rotoru do vany rotační brány. Vznikne tak minimální prostor mezi vanou a noži (viz Obr. 25).

Další systém využívaný výrobcem Alpego. Rotory nemá zapuštěné do vany. Pro ochranu rotoru proto využívá kryt HALF-ROCK GUARD (viz Obr. 26), který nejen chrání rotor proti poškození, ale taky částečně zlepšuje stupeň drobitivosti půdy. Tento kryt ale nijak nezabraňuje poškození vniknutým kamenem mezi rotory. Tento problém vyřešili dalším krytem, který je připevněný mezi sbíhavé rotory a tím tak zabrání vniknutí kamene mezi ně (viz obr. 27).



Obr. 27 Řešení ochrany výrobce Alpego [17]



Obr. 25 Řešení ochrany výrobce Pöttinger [13]



Obr. 26 Řešení ochrany výrobce Alpego HALF-ROCK GUARD [17]

Důležité je taky zmínit pasivní ochranu rotační brány. Jednotlivé rotory, jsou sekvenčně načasovány (viz Obr. 24). Toto načasování zapříčiňuje postupné zarývání rotorů do půdy, což snižuje vibrace a snižuje špičkové zatížení hnacího ústrojí. Načasování rotorů má vliv na hladší provoz a nižší spotřebu paliva.

3.5.2 VANA

Funkci rámu zajišťuje vana, která je zhotovena z ohýbaného a následně svařovaného plechu. Vana musí splňovat několik kritérií, a to jsou dostatečnou tuhost konstrukce pro přesné uložení ozubeného převodu, těsnost pro olejovou náplň a odolnost proti poškození způsobené odletujícími kameny, případně nahodilými nárazy.

3.5.3 PŘEVODOVKA

Výrobce Maschio se využívá jedno rychlostní převodovku. Výrobci Lamken, Alpego a Kubota distribuují rotační brány s převodovkou, která má dva vývody (viz Obr. 28). Brány pak mají možnost agregace i v přední části traktoru. U těchto převodovek se rovněž mohou ovládat otáčky a směr otáčení.



Obr. 28 Převodovka s dvěma vývodovými hřídeli [14]

3.5.4 SMYKOVÁ LIŠTA

Přední smyk nahrubo srovnává povrch pro zpracování sekcí rotujících nožů, aby byla zajištěna co nejkonstantnější nastavená pracovní hloubka. Zadní smyk (viz Obr. 29) má za úkol srovnat nakypřenou půdu po pracovní sekci rotačních nožů, jelikož povrch půdy po zpracování noží rotorů je sice kyprý, ale ne zcela rovný. Zadní smyk tedy povrch srovná a následně připraví na další zpracování zadním pčhem.

Srovnávací smyk má využití zejména u jiných předseťových strojů například u předseťových kompaktorů



Obr. 29 Zadní smyková lišta – řešení výrobce Pöttinger [13]

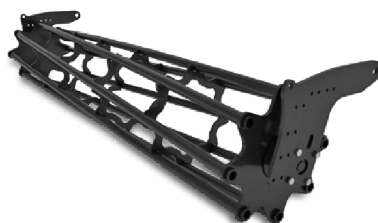
3.5.5 PĚCHY

Pěchy jsou nedílnou součástí rotačních bran. Jejich umístění je až na samotném konci konstrukce a vykonávají poslední operaci při zpracování půdy. Zadní pěchy neboli zadní válce slouží k ztuhnutí svrchní vrstvy secího lůžka, dále podporují zvýšení kapilárního vzestupu vody v půdním profilu a přispívají ke snížení hrudovitosti.

Každé pole obsahuje zeminu s odlišnými vlastnostmi a složením, a proto se využívá několik druhů zadních pěchů. U rotačních bran se nejčastěji využívají prutové (Obr. 30), trapézové (Obr. 31) a ostruhové pěchy (Obr. 32).



Obr. 31 Trapézový pěch od výrobce Bednar [5]



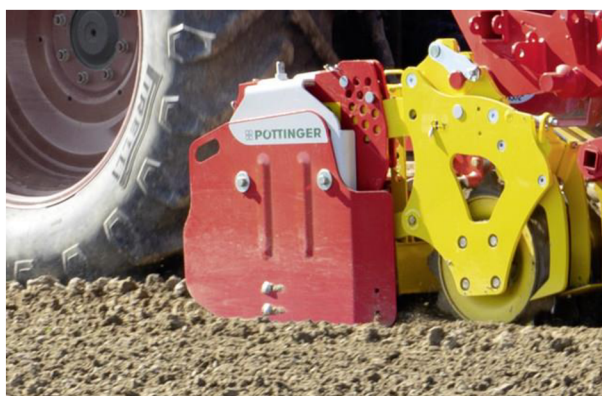
Obr. 30 Prutový pěch od výrobce Bednar [5]



Obr. 32 Ostruhový pěch od výrobce Bednar [5]

3.5.6 BOČNÍ CLONA

Byť malým, ale důležitým prvkem na rotačních branách jsou boční clony (Obr. 33). Funkcí boční clony je zamezení uniku nakypřené zeminy ze záběru stroje. Dochází tak k rovnému plynulému přechodu mezi jednotlivými přejezdy stroje.



Obr. 33 Boční clona od výrobce Pöttinger [13]

3.5.7 TŘÍBODOVÉ ZAVĚŠENÍ

Tříbodové zavěšení je důležité pro agregaci rotační brány na traktory. Proto je toto závěsní normalizované stejně jako u traktorů a spadá pod stejnou normu ISO 789-1 [27].

3.6 PŘÍDAVNÉ PŘÍSLUŠENSTVÍ

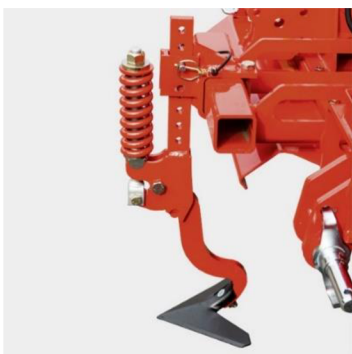
3.6.1 KYPŘIČ STOP

Kypřiče stop nebývají standartní výbavou rotačních bran. Tento prvek si ale mohou zákazníci zpravidla u výrobce objednat jako volitelnou výbavu. Kypřiče stop slouží k nakypření stop

vzniklým přejezdem tažného stroje. Pro rotační brány se nejčastěji využívají radličkový kypřič stop (Obr. 34).

3.6.2 ZNAMENÁKY

Znamenáky slouží pro vyznačení stopy pro následující jízdu. Pro samotnou přípravu nemají příliš velký význam, ale využívají se v kombinaci se secími stroji, kdy slouží u jednodušších strojů bez navigace pro relativně přesné zaznačení následující jízdy. (Obr. 35).



Obr. 34 Kypřiče stop od výrobce Pöttinger [13]

Obr. 35 znamenák od výrobce Pöttinger [13]

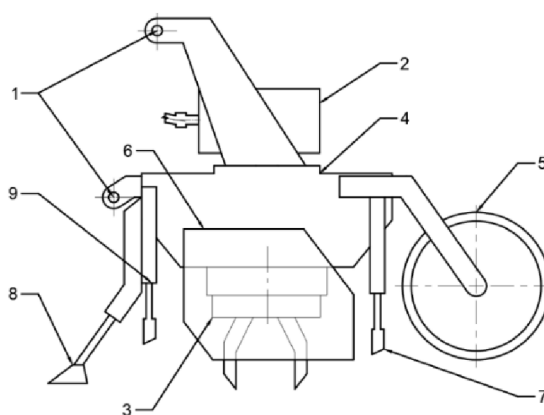
3.6.3 HYDRAULICKÉ OVLÁDÁNÍ HLOUBKY ZÁBĚRU

Pro zvýšení komfortu je možnost ovládat pracovní hloubku z pohodlí kabiny traktoru hydraulickým okruhem. Tento okruh využívá dvojici hydraulických pístů, které tuto hloubku nastavují skrze pozici zadního pčechu vůči rotujícím nožům. Pořizovací cena je však vyšší.

4 KONCEPČNÍ NÁVRH – KONSTRUKCE ZVOLENÝCH KOMPONENT

Rotační brána má stanovených několik charakteristických hodnot, a to jsou pracovní záběr 2,5 m a musí být agregovatelná s traktorem výkonnosti řady 55 kW. I přes tento stanovený výkon traktoru je rotační brána navržena na maximální výkon 140 k, odpovídající přibližně 103 kW, pro širokou škálu možností agregace. Vybrané koncepční řešení odpovídá rotační brána varianta č. 3.

Skládá se z devíti komponent, které jako celek utváří rotační bránu (viz Obr. 36). Funkce jednotlivých komponent jsou popsány v předchozí kapitole a v následujících podkapitolách je popsán výběr těchto komponent.

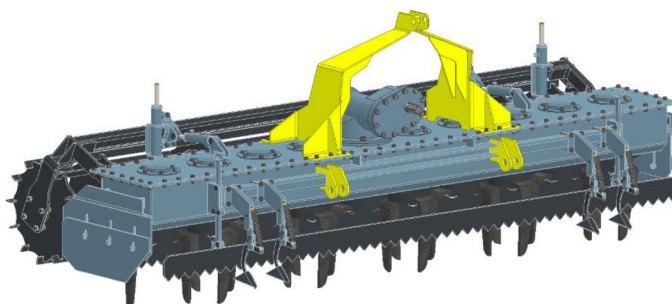


Obr. 36 schéma rotační brány vybraného návrhu; 1 – třibodový závěs kategorie 2N/2, 2 – převodovka, 3 – rotory s noži, 4 – vana, 5 – zadní pěch, 6 – bočnice, 7 – zadní smyk, 8 – kypřič stop, 9 – přední smyk

4.1 TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS

Ze zadání je určený výkon stroje 55 kW, za který budou rotační brány agregovány. Z tohoto parametru vychází kategorie třibodového zavěšení 2N/2, dle normy ISO 789-1 [27]. Funkční rozměry ukotvení na ramena třibodového závěsu traktoru jsou dány normou ISO 730:2009 [27].

Horní část třibodového závěsu je zhotoven z ohýbaných výpalků o tloušťce 6 mm, které jsou následně svařeny do požadovaného tvaru rámu. Tento rám je přišroubován 10 šrouby M10 k vaně rotační brány a krytu vany. Naopak dolní úchyty tvoří výpalky o tloušťce 10 mm, které jsou svařeny s vanou rotační brány (Obr. 37).

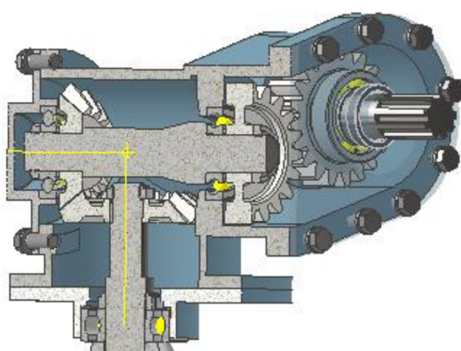


Obr. 37 Třibodový závěs rotační brány

4.2 PŘEVODOVKA

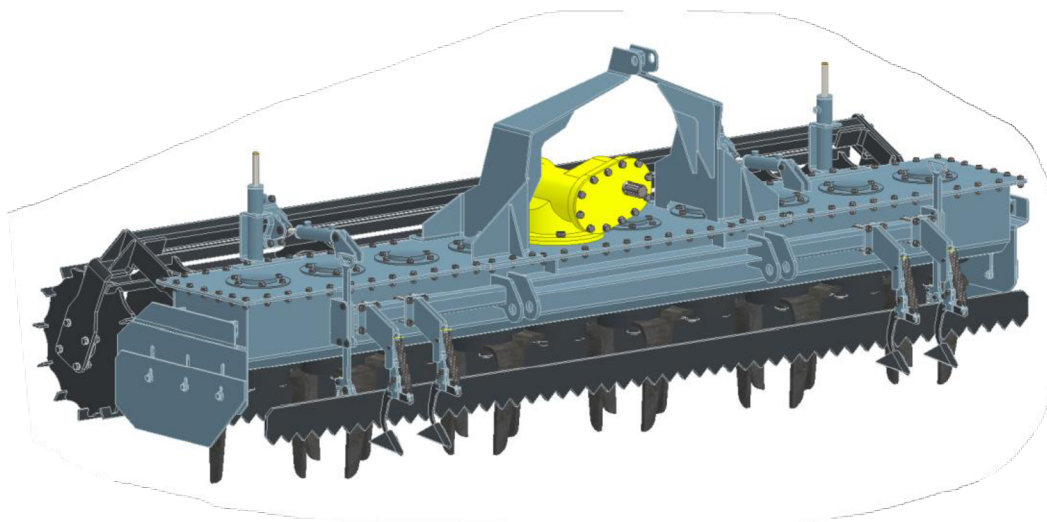
Pro zajištění agregace rotačních brán v širším výkonnostním spektru traktorů, převodovka bude navržena pro maximální dovolený výkon 105 kW (cca 140 koní) s jedním vývodovým hřídelem.

Převodovku je složena ze dvou soukolí. První soukolí je složeno z ozubených kol s čelními zuby s převodovým poměrem $i_1 = 1$. Toto soukolí je využito pouze pro vyrovnání os s vývodovým hřídelem traktoru a vstupem do vany rotační brány (Obr 38).



Obr.38 Převodovka rotační brány

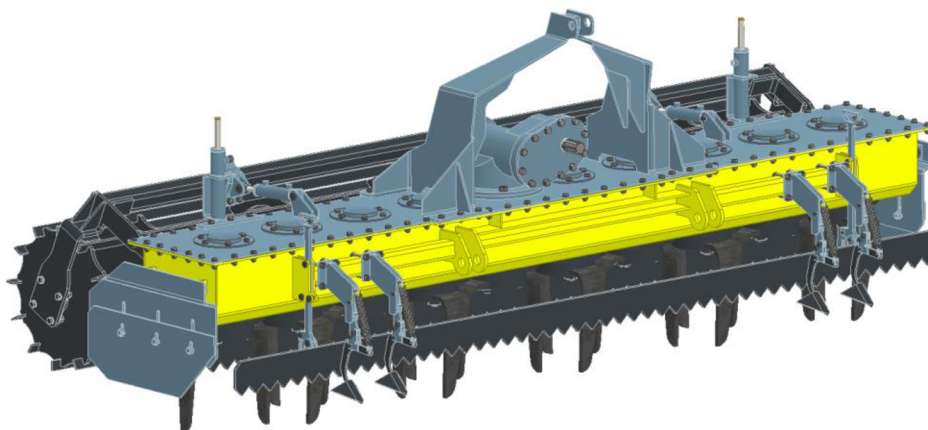
Aktivní orgány rotačních bran pracují se svislou osou rotace a vývodový hřídel traktoru naopak s vodorovnou osou rotace. Natočení osy otáčení je zajištěno kuželovým soukolím s přímými zuby. Toto soukolí pracuje s převodový poměr $i_2 = 1,4706$ (viz Obr. 38, 39).



Obr.39 Umístění převodovky na rotační bráně

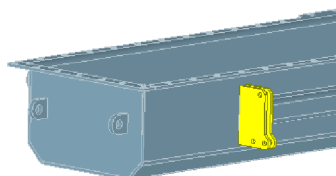
4.3 VANA

Konstrukce vany rotační brány je zhotovena z ohýbaných a následně svařovaných plechů (Obr. 40). Plech, spodní části bude tloušťky 6 mm. Tato tloušťka je zvolena pro vyšší odolnost při kontaktu s odlétávajícím kamením.

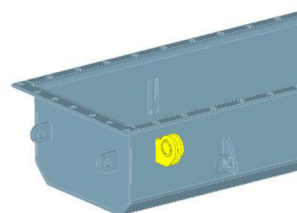


Obr. 40 Vana rotační brány

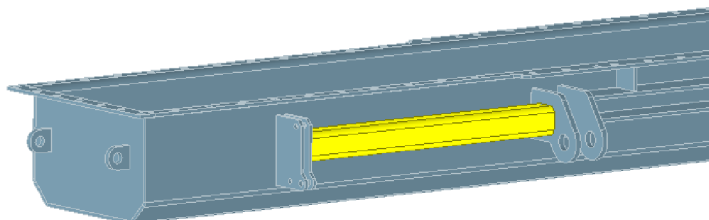
V konstrukčním řešení vana rotačních bran je hlavním nosným prvkem sestavy. Z těchto důvodů je na vanu přivařeno vedení předního smyku (Obr. 41), pouzdra čepů zadního pěchu (Obr. 42), úchyty určené pro připevnění bočnic (Obr. 43) a vedení pro uchycení kypřičů (Obr. 44).



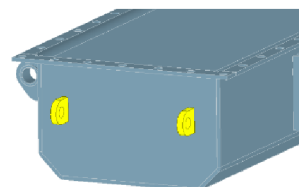
Obr. 41 Vedení předního smyku



Obr. 42 Pouzdra čepů zadního pěchu

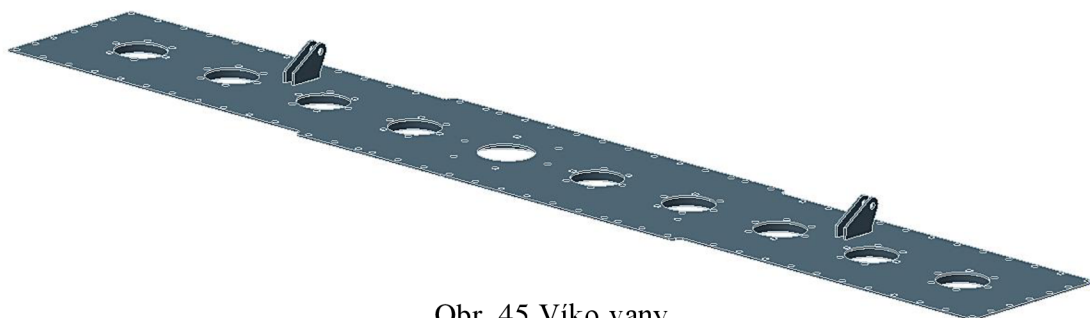


Obr. 44 Vedení pro uchycení kypřičů stop



Obr. 43 Úchyty pro připevnění bočnic

Plech horního krytu je zhotovený z tloušťky 4 mm (Obr. 45). Součásti krytu jsou úchyty, pro upevnění hydraulického válce pro nastavení pracovní hloubky. Ve spodní části krytu jsou přivařeny příruby s vyřezanými závity.

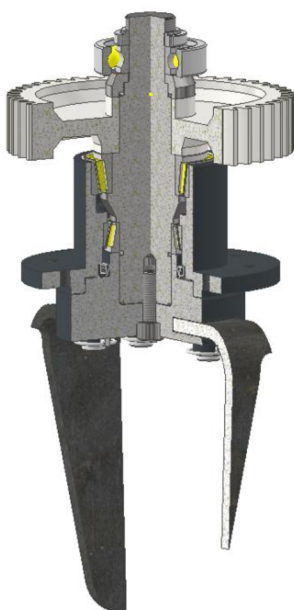


Obr. 45 Víko vany

4.4 ROTORY S NOŽI

Pracovní záběr rotační brány je 2,5 m. Pro pokrytí tohoto pracovního záběru jsou rotační brány vybaveny 10 rotory s roztečí nožů na rotoru 250 mm.

Rotory jsou velmi namáhané části rotačních bran. Pro jejich správnou funkci je důležité zajistit tuhost a stabilitu uložení, proto je hřídel rotoru uložena do 3 ložisek (Obr. 46). V konstrukčním návrhu jsou použity dvě kuželíková ložiska a jedno kuličkové ložisko. Pro zajištění co možná nejvyšší stability jsou ložiska uloženy v maximální vzdálenosti dle zástavbových možností. Samotný rotor je upevněn v obráběném pouzdře.



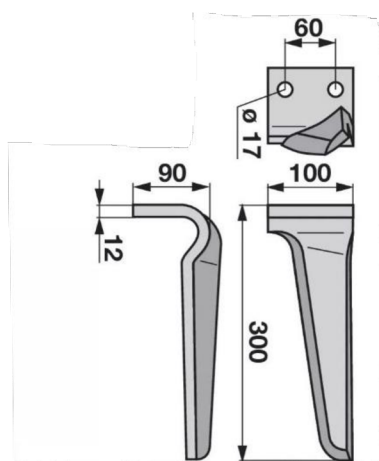
Obr. 46 Rotor rotační brány – částečný řez

Největšímu opotřebení, popřípadě poškození podléhají nože, jednak abrazivním opotřebením anebo kontaktem s kamenem nebo jiným předmětem. Často k této poruše dochází v průběhu práce, proto výměna nožů musí být jednoduchá a časově nenáročná, aby nedocházelo ke zbytečným prostojům na poli. Proto jsou nože uchyceny na jednotlivé unašeče rotoru jednoduchým čepovým spojem a zajištěny kolíky (Obr. 47).



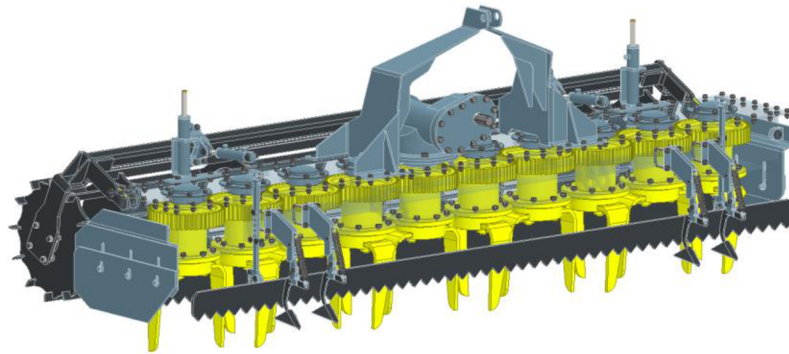
Obr. 47 Uchycení nožů rotační brány v unašech

Rotory rotačních bran tvoří sbíhavé a rozbíhavé dvojce. Z tohoto důvodu jsou použity pravý a levý nůž. Nože rotační brány jsou zakoupeny od výrobce Maschio, konkrétně se jedná o: Nůž rotačních bran MASCHIO, KVERNELAND Pravý 27100210 a Nůž rotačních bran MASCHIO, KVERNELAND Levý 27100209 (Obr.48). [28]



Obr. 48 Nůž rotační brány [28]

Jednotlivé rotory jsou poháněny ozubeným rozvodem vedeným od převodovky a vzájemně pootočený o 90° (Obr. 49). Převodový poměr mezi ozubenými koly jednotlivých rotorů $i_{56} = 1$, pro docílení stejných otáček na všech rotorech.

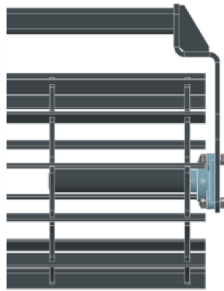


Obr. 49 Rotory rotační brány

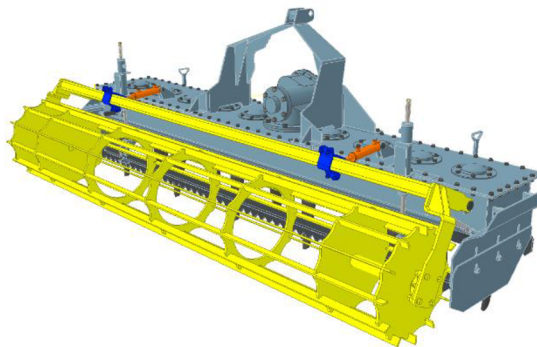
4.5 ZADNÍ PĚCH

Volba zadního pěchu závisí na typu půdy a způsobu jejího utužení. Pro naši koncepci je použit lištový válec, skrze který je nastavována pracovní hloubka rotačních bran (Obr. 50). Nastavení pracovní hloubky je zajištěno dvěma hydraulickými válci ZH2 od výrobce Hydraulics.

Uložení lištového pěchu na rám zajišťují dvě ložiskové jednotky s čtvercovou přírubou F4B 103-FM od firmy SKF [29] (Obr. 51).



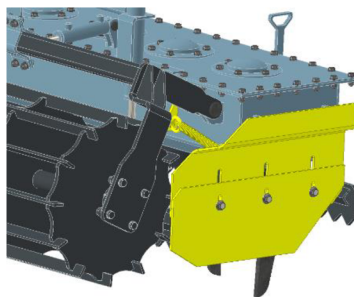
Obr.51 Uložení lištového válce



Obr. 50 Lištový válec

4.6 BOČNICE

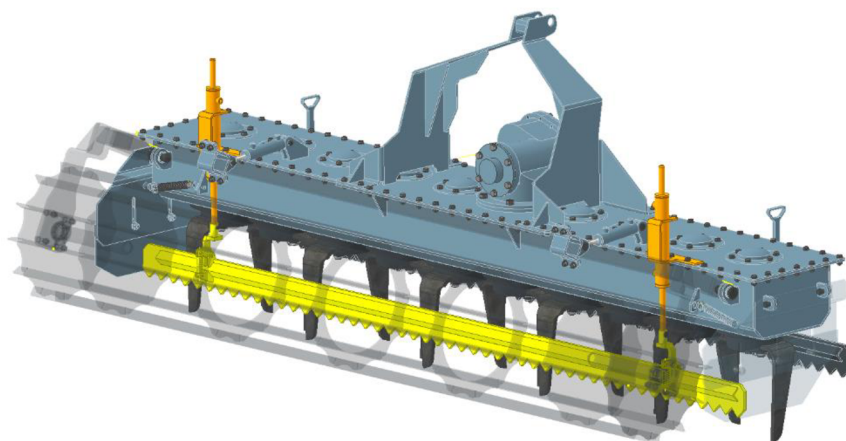
Bočnice se zhotovena z výpalků o tloušťce 6 mm. Mezi rotorem a bočnicí vzniká prostor, ve kterém se může zaseknout kámen nebo jiný předmět. Pro minimalizaci tohoto rizika je bočnice uložena na dvou čepech, které zajišťují potřebné vyklopení bočnice při zaseknutí předmětu. Poloha bočnice jsou zajištěny tažnou pružinou. Optimální nastavení pracovní výšky bočnic zajišťují oválné otvory (Obr. 52).



Obr. 52 Bočnice rotační brány

4.7 ZADNÍ SMYK

Nastavení pracovní výšky zadního smyku je řešen průchozím hydraulickým válcem ZH1/2 (Obr. 53) od výrobce Hydraulics. Smyk je vhodné vybavit pasivní ochranou před poškozením při kontaktu s kamenem nebo jiným předmětem. Pro jednoduchý mechanismus budou použity tlačné pružiny, které případný náraz absorbují (Obr. 54). Smyk je zhotoven z výpalků o tloušťce 10 mm.



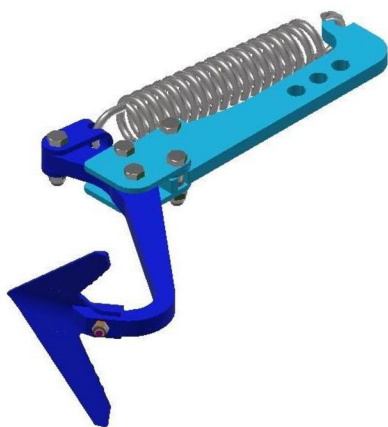
Obr. 53 Zadní smyk



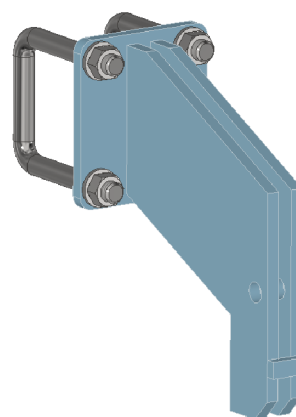
Obr.54 Pasivní ochrana zadního smyku

4.8 KYPŘIČ STOP

Rotační brána je vybavena čtyřmi kypříči stop, které jsou zakoupeny od výrobce Farnet konkrétně se jedná od typ: Kypříč stop CA/K-MAX/P25 [30] (Obr. 55).

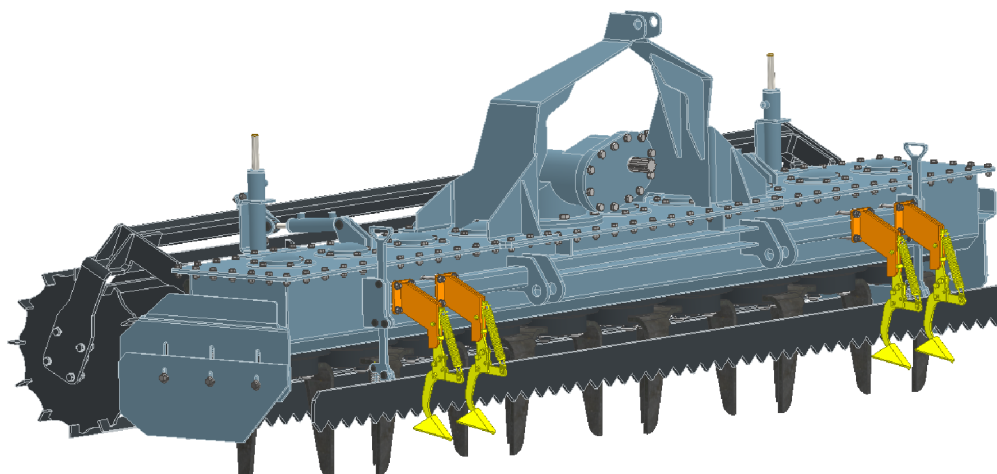


Obr. 55 Kypříč stop od výrobce Farnet [30]



Obr.56 Kulisa pro uchycení kypříče

Pro uchycení kypříče na rotační bránu je zhotoven svařenec potřebného tvaru tvořící kulisu pro zakoupený kypříč (Obr. 56). Kulisa je přišroubována na čtvercový profil o rozměrech 50x50x5 mm pomocí dvou spojovacích tyčí tvaru U (Obr. 57).



Obr.57 Kypřiče stop uchycené na rotační bráně

4.9 PŘEDNÍ SMYK

Pro hrubé srovnání nerovného povrchu po orbě je na konstrukci aplikován přední smyk. Nastavení pracovní výšky smyku je řešeno posunutí čepů v kulise smyku. Konstrukce je stejná jako u zadního smyku.

5 KONTROLNÍ VÝPOČET VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

Další částí bakalářské práce jsou kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů. Kontrolní výpočet se zabývá kontroly zubů ozubených kol na otláčení a ohyb. Dále jsou vypočítány reakce v podporách hřídele rotorů. Dalším výpočtem je určení řezného odporu nože rotačních bran. V poslední řadě je vypočítána základní trvanlivost ložisek rotoru.

5.1 PŘEVODOVKA – VÝPOČET OZUBENÉHO SOUKOLÍ 1–2

Maximální vstupní výkon je daný agregovaným traktorem tedy $P = 105 \text{ kW}$. Vývodový hřídel traktoru pracuje se dvěma převody, z kterých jsou odvozeny otáčky $n_1 = 540 \text{ min}^{-1}$ a $n_2 = 1000 \text{ min}^{-1}$. Z těchto vstupních parametrů je vypočítán maximální vstupní kroutící moment, který působí na rozvodovou soustavu rotační brány.

Celý výpočet ozubeného soukolí 1-2 bude postupovat dle [31]. Ve výpočtu jsou obsaženy normy ČSN ISO 6336-1 až 6:2006 [32] a ČSN ISO 01 4686 [33].

Výpočtem rovnice (1) vyjde vstupní kroutící moment:

$$M_{ki} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_i} \text{ [Nm]}$$

$$M_{k1} = \frac{105000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 540} = 1856,808 \text{ Nm} \quad (1)$$

$$M_{k2} = \frac{105000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = 1002,676 \text{ Nm}$$

Z výsledků rovnic (1) je zjištěno, že na rotační bránu působí větší kroutící moment při menších otáčkách n_1 , dále je tedy počítáno se vstupním kroutícím momentem $M_{k1} = 1856,808 \text{ Nm}$.

5.1.1 GEOMETRICKÉ PARAMETRY OZUBENÉHO SOUKOLÍ

Je zvolen počet zubů kola 1 $z_1 = 36$. Převodový poměr mezi kolem 1 a kolem 2 $i_1 = 1$, tedy počet zubů kola 2 $z_2 = 36$. Dále je zvolen modul ozubení z řady 1 dle normy ČSN 01 4608.

Normální modul pro všechna ozubená kola soukolí:

$$m_{n1} = m_1 = 6 \text{ mm} \quad (2)$$

Z důvodu volby přímých zubů je úhel sklonu zubu $\beta = 0^\circ$.

Čelní modul ozubeného kola je vypočítán rovnicí (3):

$$m_{t1} = \frac{m_{n1}}{\cos(\beta)} \text{ [mm]}$$

$$m_{t1} = \frac{6}{\cos(0)} = 6 \text{ mm} \quad (3)$$

Průřez roztečené kružnice ozubeného kola 1 a 2 je vypočítán z rovnice (4):

$$D_i = m_i \cdot z_i \text{ [mm]}$$

$$D_1 = 6 \cdot 36 = 216 \text{ mm} \quad (4)$$

$$D_2 = 6 \cdot 36 = 216 \text{ mm}$$

Dle rovnice (5) je vypočítána osová vzdálenost mezi kolem 1 a kolem 2:

$$a_{12} = \frac{D_1 + D_2}{2} \text{ [mm]}$$

$$a_{12} = \frac{216 + 216}{2} = 216 \text{ mm} \quad (5)$$

Volba koeficientu ψ mezi hodnotami 9 až 14:

$$\psi = 10$$

Dle rovnice (6) je vypočten teoretická šířka ozubení pro kolo 1 a 2:

$$b_{teor} = \psi \cdot m_1 \text{ [mm]} \quad (6)$$

$$b_{teor} = 10 \cdot 6 = 60 \text{ mm}$$

Šířka ozubení je zvolena $b = 98 \text{ mm}$

Dle rovnic (7) až (22) je proveden výpočet základních parametrů ozubeného soukolí 1 a 2:

Normální rozteč mezi kolem 1 a 2:

$$p_{n12} = \pi \cdot m_1 \text{ [mm]} \quad (7)$$

$$p_{n12} = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu:

$$s_{12} = \frac{p_{n12}}{2} \text{ [mm]} \quad (8)$$

$$s_{12} = \frac{18,85}{2} = 9,425 \text{ mm}$$

Úhel záběru v normálové rovině je roven $\alpha_{n12_st} = 20^\circ$. Pro následující výpočet je nutné převést úhel záběru ze stupňů na radiány a proto $\alpha_{n12} = 0,34907 \text{ rad}$.

Čelní úhel záběru v normálové rovině na stupni 1–2 je vypočítán rovnicí (9):

$$\alpha_{t12} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_{n12})}{\cos(\beta)} \right) [\text{rad}] \quad (9)$$

$$\alpha_{t12} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg}(0,34907)}{\cos(0)} \right) = 0,34907 \text{ rad}$$

Úhel záběru v čelní rovině na valivé kružnici na stupni 1–2 je vypočítán rovnicí (10):

$$\alpha_{tw12} = \alpha_{t12} = 0,34907 \text{ rad} \quad (10)$$

Čelní rozteč zubu na stupni 1-2 je vypočítán rovnicí (11):

$$p_{t12} = \pi \cdot m_{t1} [\text{mm}] \quad (11)$$

$$p_{t12} = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ mm}$$

Základní rozteč na stupni 1-2 je vypočítán rovnicí (12):

$$p_{tb12} = \pi \cdot m_{t1} \cdot \cos(\alpha_{n12}) [\text{mm}] \quad (12)$$

$$p_{tb12} = \pi \cdot 6 \cdot \cos(0,34907) = 17,713 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice je vypočítán rovnicí (13):

$$D_{bi} = D_i \cdot \cos(\alpha_{n12}) [\text{mm}]$$

$$D_{b1} = 216 \cdot \cos(0,34907) = 202,974 \text{ mm} \quad (13)$$

$$D_{b2} = 216 \cdot \cos(0,34907) = 202,974 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu je vypočítána rovnicí (14):

$$h_{a12} = m = 6 \text{ mm} \quad (14)$$

Výška paty zubu je vypočítána rovnicí (15):

$$h_{f12} = 1,25 \cdot m_1 [\text{mm}] \quad (15)$$

$$h_{f12} = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ mm}$$

Výška zubu je vypočítána rovnicí (16):

$$h_{12} = h_{a12} + h_{f12} [\text{mm}] \quad (16)$$

$$h_{12} = 6 + 7,5 = 13,5 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice je vypočítán rovnicí (17):

$$D_{ai} = D_i + 2 \cdot m_1 [\text{mm}] \quad (17)$$

$$D_{a1} = 216 + 2 \cdot 6 = 228 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = 216 + 2 \cdot 6 = 228 \text{ mm}$$

Hlavová vůle je vypočítán rovnicí (18):

$$c_{12} = 0,25 \cdot m_1 \text{ [mm]} \tag{18}$$

$$c_{12} = 0,25 \cdot 6 = 1,5 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice je vypočítán rovnicí (19):

$$D_{fi} = D_i - 2 \cdot (m_1 + c_{12}) \text{ [mm]} \tag{19}$$

$$D_{f1} = 216 - 2 \cdot (6 + 1,5) = 201 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = 216 - 2 \cdot (6 + 1,5) = 201 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice je vypočítán rovnicí (20):

$$D_{wi} = D_i \text{ [mm]} \tag{20}$$

$$D_{w1} = D_1 = 216 \text{ mm}$$

$$D_{w2} = D_2 = 216 \text{ mm}$$

Valivá osová vzdálenost je vypočítána rovnicí (21):

$$a_{w12} = \frac{D_{w2} + D_{w1}}{2} \text{ [mm]} \tag{21}$$

$$a_{w12} = \frac{216 + 216}{2} = 216 \text{ mm}$$

Z důvodu volby nekorigovaného soukolí je jednotkové posunutí kola 1 i 2 rovna $x_1 = 0$, $x_2 = 0$.

5.1.2 KONTROLA ŠPIČATOSTI ZUBŮ

Úhel záběru v čelní rovině na hlavové kružnici pastorku je vypočítán rovnicí (22):

$$\alpha_{tai} = \arccos\left(\frac{D_i \cdot \cos(\alpha_{n12})}{D_{ai}}\right) \text{ [rad]} \tag{22}$$

$$\alpha_{ta1} = \arccos\left(\frac{216 \cdot \cos(0,34907)}{228}\right) = 0,473 \text{ rad}$$

$$\alpha_{ta2} = \arccos\left(\frac{216 \cdot \cos(0,34907)}{228}\right) = 0,473 \text{ rad}$$

Tloušťka zubu na hlavové kružnici v čelní rovině je vypočítána rovnicí (23):

$$s_{tai} = D_{ai} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_1} + \frac{2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n12})}{z_1} + (\operatorname{tg}(\alpha_{n12}) - \alpha_{n12}) - (\operatorname{tg}(\alpha_{t12}) - \alpha_{t12}) \right)$$

$$s_{ta1} = 4,516 \text{ mm} \quad (23)$$

$$s_{ta2} = s_{ta1} = 4,516 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubu v normálové rovině na hlavové kružnici je vypočítán rovnicí (24):

$$\beta_{ai} = \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg}(\beta) \cdot \frac{D_{ai}}{D_i} \right) [\text{rad}]$$

$$\beta_{a1} = \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg}(0) \cdot \frac{228}{216} \right) = 0 \text{ rad} \quad (24)$$

$$\beta_{a2} = \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg}(0) \cdot \frac{228}{216} \right) = 0 \text{ rad}$$

Tloušťka zubu na hlavové kružnici v normálové rovině je vypočítána rovnicí (25):

$$s_{nai} = s_{tai} \cdot \cos(\beta) [\text{mm}]$$

$$s_{na1} = 4,516 \cdot \cos(0) = 4,516 \text{ mm} \quad (25)$$

$$s_{na2} = 4,516 \cdot \cos(0) = 4,516 \text{ mm}$$

Mezní hodnota tloušťky zubu pro obě kola je vypočítána rovnicí (26):

$$m_h = 0,4 \cdot m_1 [\text{mm}] \quad (26)$$

$$m_h = 0,4 \cdot 6 = 2,4 \text{ mm}$$

Podmínka, zda dojde ke špičatosti zubů $s_{nai} > m_h$:

$$s_{na1} > m_h$$

$$s_{na2} > m_h$$

$4,516 > 2,4$ podmínka je splněna, a tedy nedojde ke špičatosti zubů.

5.1.3 VÝPOČET CELKOVÉHO SOUČiniteLE ZÁBĚRU PRO SOUKOLÍ

Dle rovnice (27) je vypočítán součinitel záběru profilu – průměrný počet párů zubů v záběru:

$$\varepsilon_{\alpha 12} = \frac{\sqrt{D_{a1}^2 - D_{b1}^2} + \sqrt{D_{a2}^2 - D_{b2}^2} - 2 \cdot a_{12} \cdot \sin(\alpha_{n12})}{2 \cdot \pi \cdot m_1 \cdot \cos(\alpha_{n12})} [-] \quad (27)$$

$$\varepsilon_{\alpha 12} = \frac{\sqrt{228^2 - 202,974^2} + \sqrt{228^2 - 202,974^2} - 2 \cdot 216 \cdot \sin(20^\circ)}{2 \cdot \pi \cdot 6 \cdot \cos(20^\circ)} = 1,69$$

Součinitel záběru kroku. Z důvodu volby přímého ozubené je $\varepsilon_{\beta 12} = 0$.

Celkový součinitel záběru je vypočítán rovnicí (28):

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha 12} + \varepsilon_{\beta 12} [-] \quad (28)$$

$$\varepsilon_{\gamma} = 1,69 + 0 = 1,69$$

5.1.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUBENÍ V DOTYKU PRO SOUKOLÍ

Jako první krok je zapotřebí zjistit obvodovou rychlost na roztečné kružnici v dle rovnice (29). Dále je vypočítána obvodová síla F_{t1} dle rovnice (30), která působí na soukolí. Z této síly je pomocí rovnice (31) vypočítána radiální síla F_{r1} . Následně po výpočtu těchto dvou sil je vypočítána celková síla F_1 , která působí na soukolí pomocí rovnice (32).

$$v = \pi \cdot \frac{n_1}{60} \cdot D_1 [m \cdot s^{-1}] \quad (29)$$

$$v = \pi \cdot \frac{540}{60} \cdot 0,216 = 6,107 m \cdot s^{-1}$$

$$F_{t1} = \frac{P}{v} [N] \quad (30)$$

$$F_{t1} = \frac{105000}{6,107} = 17192,664 N$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n12}) [N] \quad (31)$$

$$F_{r1} = 17192,664 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 6257,618 N$$

$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} [N]$$

$$F_1 = \sqrt{17192,664^2 + 6257,618^2} = 18296,05 N \quad (32)$$

5.1.4.1 VOLBA MATERIÁLU OZUBENÝCH KOL

Volba materiálu a jeho základní charakteristiky podléhají normě ČSN ISO 6336-5. Dovolené napětí v dotyku a ohybu je vypočítáno pomocí rovnic (33,34).

Z obrázku 58 je zvolen materiál se stupněm kvality ME s pořadovým číslem 58–64. Konkrétně je vybrána tvářená nitridovaná ocel C45E. Tento materiál je použit pro obě kola soukolí.

Charakteristiky materiálů pro ozubená kola a konstanty A a B pro výpočet mezí únavy v dotyku σ_{Hlim} a v ohybu σ_{Flim} z rovnice $\sigma_{Hlim} = AH + B$, resp. $\sigma_{Flim} = AH + B$, pro počet cyklů $5 \cdot 10^7$ až 10^9 pro dotyk a $3 \cdot 10^6$ cyklů pro ohyb. (Výběr z ISO 6336-5:2003)

poř. čís.	materiál	typ	zkratka	typ napětí	stupnice tvrdosti	tvrdost povrchu H		konstanty		stupeň kvality	σ_{Hlim} (MPa)		σ_{Flim} (MPa)		
						min.	max.	A	B		min.	max.	min.	max.	
56	tvářené nitridované oceli, nitridované oceli k zušlechťování	nitridační oceli	NT (nitr.)		HV	650	900	0,000	1 125	ML	1125	1125			
57						650	900	0,000	1 250	MQ	1250	1250			
58			v dotyku			650	900	0,000	1 450	ME	1450	1450			
59						450	650	0,000	788	ML	788	788			
60		oceli k zušlechťování	NV (nitr.)		HV	450	650	0,000	998	MQ	998	998			
61						450	650	0,000	1 217	ME	1217	1217			
62						HV	650	900	0,000	270	ML		270	270	
63							650	900	0,000	420	MQ		420	420	
64					v ohybu	HV	650	900	0,000	468	ME		468	468	
65							450	650	0,000	258	ML		258	258	
66		oceli k zušlechťování	NV (nitr.)		HV	450	650	0,000	363	MQ		363	363		
67						450	650	0,000	432	ME		432	432		
68		tvářené karbonitridované oceli	oceli k zušlechťování	NV (nitroceem.)	v dotyku	HV	300	650	0,000	650	ML	650	650		
69							300	450	1,167	425	MQ/ME	775	950		
70	450		650	0,000	950		950	950							
71				v ohybu	HV	300	650	0,000	224	ML		224	224		
72						300	450	0,653	94	MQ/ME		290	388		
73	450		650	0,000	388		388	388							

Obr. 58 Charakteristika materiálu pro ozubená kola [31]

Z důvodu převodového poměru $i = 1$ jsou obě kola stejné není potřeba volit větší tvrdost pro pastorek, který v tomto soukolí odpadá.

Tvrdost pastorku dle Vickerse pro kolo 1 $H_{v1} = 850$ a kolo 2 $H_{v2} = 850$. Dále jsou zvoleny konstanty pro dotyk $A_1 = 0 MPa$, $B_1 = 1450 MPa$ a konstanty pro ohyb $A_2 = 0 MPa$, $B_2 = 468 MPa$ (Obr. 56). Dále je udáno jmenovité napětí v dotyku $\sigma_{HLim} = 1450 MPa$ a jmenovité napětí v ohybu paty zubu $\sigma_{FLim} = 468 MPa$. Modul pružnosti v tahu je zvolen dle materiálu a tedy $E = 2,6 \cdot 10^5 MPa$.

Pro výpočet dovoleného napětí v dotyku je použita rovnice (33):

$$\begin{aligned}\sigma_{HLimi} &= A_1 \cdot H_{v1} + B_1 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{HLim1} &= 0 \cdot 850 + 1450 = 1450 \text{ MPa} \\ \sigma_{HLim2} &= 0 \cdot 850 + 1450 = 1450 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{33}$$

Splnění podmínky. Dovolené napětí v dotyku musí být v menší nebo rovno jmenovitému napětí v dotyku. Tato podmínka **je splněna**.

$$\sigma_{HLim1} \leq \sigma_{HLim}$$

$$\sigma_{HLim2} \leq \sigma_{HLim}$$

Pro výpočet dovoleného napětí v ohybu je použita rovnice (34):

$$\begin{aligned}\sigma_{FLimi} &= A_2 \cdot H_{v1} + B_2 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{FLim1} &= 0 \cdot 850 + 468 = 468 \text{ MPa} \\ \sigma_{FLim2} &= 0 \cdot 850 + 468 = 468 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{34}$$

Splnění podmínky. Dovolené napětí v dotyku musí být v menší nebo rovno jmenovitému napětí v dotyku. Tato podmínka **je splněna**.

$$\sigma_{FLim1} \leq \sigma_{FLim}$$

$$\sigma_{FLim2} \leq \sigma_{FLim}$$

5.1.4.2 VÝPOČET NOMINÁLNÍHO NAPĚTÍ V DOTYKU

Nominální napětí v dotyku je vypočítáno dle rovnice (35):

$$\begin{aligned}\sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot D_1} \cdot \frac{i_1 + 1}{i_1}} \text{ [MPa]} \\ \sigma_{H0} &= 189,8 \cdot 2,495 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{17192,664}{98 \cdot 216} \cdot \frac{1 + 1}{1}} = 603,447 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{35}$$

Kde:

Součinitel mechanických vlastností materiálu. Ozubené soukolí je zhotoveno z oceli a tedy $Z_E = 189,8 \cdot \sqrt{\text{MPa}}$.

Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů Z_H , vyjadřuje vliv křivosti profilu zubů ve valivém bodě. Tento součinitel je vypočítán dle vzorce (36):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(\beta)}{(\cos(\alpha_{t12}))^2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{tw12})}} \quad [-] \quad (36)$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(0)}{(\cos(20^\circ))^2 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}} = 2,495$$

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε . Pokud je splněna podmínka pro čelní ozubená soukolí s přímými zuby, která mají součinitel záběru $\varepsilon_\alpha < 2$ se může zvolit $Z_\varepsilon = 1$.

V tomto případě je $\varepsilon_{\alpha 12} = 1,6924$ a proto je zvolen součinitel $Z_\varepsilon = 1$.

Součinitel sklonu zubu je vypočten dle rovnice (37)

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta)} \quad [-] \quad (37)$$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(0)} = 1$$

Po dosazení do rovnice (35) je vypočteno nominální napětí v o dotyku $\sigma_{H0} = 603,447 \text{ MPa}$.

Výpočet napětí v dotyku ozubeného kola 1 σ_{H1} a kola 2 σ_{H2} je vypočítáno dle rovnice (38,39):

$$\sigma_{Hi} = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$\sigma_{H1} = 1,00273 \cdot 603,447 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,21515 \cdot 1,8693 \cdot 1} = 1206,41963 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2} = 1,00273 \cdot 603,447 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,21515 \cdot 1,8693 \cdot 1} = 1206,41963 \text{ MPa}$$

Kde:

Pomocné součinitele M_1 a M_2 jsou určeny podle rovnice (39), pro určení součinitele jednopárového záběru kola 1 Z_B a kola 2 Z_D .

$$M_1 = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{tw12})}{\left(\sqrt{\frac{D_{a1}^2}{D_{b1}^2} - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_1}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{D_{a2}^2}{D_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_{\alpha 12} - 1) - \frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right)} \quad [-] \quad (39)$$

$$M_1 = \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\left(\sqrt{\frac{228^2}{202,974^2} - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{36}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{228^2}{202,974^2} - 1} - (1,69 - 1) - \frac{2 \cdot \pi}{36}\right)} = 1,003$$

$$M_2 = M_1 = 1,003$$

Z normy ČSN ISO 6336-2 pro ozubené soukolí s přímými zuby je dáno $Z_B = M_1$ je-li $M_1 > 1$ a $Z_D = M_2$ je-li $M_2 > 1$. Z podmínky je dáno $Z_B = 1,00273$ a $Z_D = 1,00273$.

Součinitel vnějších dynamických sil K_A je určen viz obrázek 59.

Součinitel vnějších dynamických sil K_A^a . (Výběr z ISO 6336-1:1996[E])

zatěžování převodu hnačím strojem	plynulé	součinitel vnějších dynamických sil K_A (1) zatěžování převodu hnaným (pracovním) strojem		
		s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,00	1,25	1,50	1,75
s malou nerovnoměrností	1,10	1,35	1,60	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,00
s velkou nerovnoměrností	1,50	1,75	2,00	2,25 a více

* Tabulka platí pro reduktory. Pro rychloběžné pohony se hodnoty v tabulce zvyšují o $0,01(z_2/z_1)^2$.

Obr. 59 Součinitel vnějších dynamických sil K_A [31]

Součinitel je tedy roven $K_A = 1,75$

Určení součinitele dynamických sil K_V podle dle rovnice (40):

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot \frac{v}{m \cdot s^{-1}}}}{A} \right)^B \quad [-] \quad (40)$$

$$K_V = \left(\frac{76,87883 + \sqrt{200 \cdot \frac{6,107}{m \cdot s^{-1}}}}{76,87883} \right)^{0,52} = 1,21515$$

Kde:

Stupně přesnosti dle ČSN ISO 1328-1 má 13 stupňů (0 je nevyšší, 12 je nejnižší stupeň přesnosti). Pro výpočet je zvolen stupeň přesnosti $Q_{ISO} = 7$.

Proměnná A je vypočítána dle vztahu (41):

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \quad [-] \quad (41)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,52) = 76,8788$$

Kde:

$$B = 0,25 \cdot (Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} [-] \quad (42)$$

$$B = 0,25 \cdot (7 - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,52$$

Přípustná maximální obvodová rychlost na roztečné kružnici je vypočítána dle vztahu (43):

$$v_{max} = \frac{(A + 13 - Q_{ISO})^2}{200} [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_{max} = \frac{(76,87883 + 13 - 7)^2}{200} = 34,3445 m \cdot s^{-1} \quad (43)$$

Po dosazení do rovnice (40) je součinitel vnitřních dynamických sil $K_V = 1,21515$.

Střední obvodová síla je vypočítána vztahem (44):

$$F_m = F_{t1} \cdot K_A \cdot K_V [N] \quad (44)$$

$$F_m = 17192,664 \cdot 1,75 \cdot 1,21515 = 36560,45525 N$$

Dle rovnice (45) je vypočteno napětí v dotyku pro kolo 1 a dle rovnice (46) napětí v dotyku pro kolo 2:

$$\sigma_{H1} = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} [MPa] \quad (45)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} [MPa] \quad (46)$$

Kde:

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$ je vypočten dle rovnice (47):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta\gamma} \cdot c_\gamma}{2 \cdot F_{m,b}} [-] \quad (47)$$

Pomocná výpočtová veličina dle rovnice (46):

$$\frac{F_m}{b} = \frac{36560,45525}{98} = 373,06587 \frac{N}{mm} \quad (48)$$

Když poměr $\frac{F_m}{b} < 100 \frac{N}{mm}$ tak $F_{m_b} = 100 \frac{N}{mm}$. V tomto případě je poměr větší než 100. Z tohoto důvodu je $F_{m_b} = \frac{F_m}{b}$ tedy $F_{m_b} = 373,06587 \frac{N}{mm}$.

Dále je zapotřebí vypočítat celkovou úchytku dotykové křivky $F_{\beta\gamma}$ dle vztahu (49):

$$F_{\beta\gamma} = F_{\beta x} - Y_{\beta} [\mu m] \tag{49}$$

Úchytko dotykové křivky způsobenou deformací hřídelů a kol od jednotkového zatížení je vypočítána dle rovnice (51):

$$f_{sh0} = \left(0,23 \cdot \left(0,7 + K' \cdot l \cdot l_s \cdot \frac{D_1^2}{D_s^4} \right) + 0,3 \right) \cdot \left(\frac{b}{D_1} \right)^2 [\mu m \cdot mm \cdot N^{-1}]$$

$$f_{sh0} = \left(0,23 \cdot \left(0,7 + 0,48 \cdot 123 \cdot 0 \cdot \frac{216^2}{65^4} \right) + 0,3 \right) \cdot \left(\frac{98}{216} \right)^2 \tag{50}$$

$$f_{sh0} = 0,0311 \mu m \cdot mm \cdot N^{-1}$$

Kde:

Součinitel polohy pastorku vůči ložiskům K' je zjištěn z obrázku (Obr. 60). Je volen součinitel s navýšením tuhosti. Konstrukce uložení provedena jako varianta (a) tedy ozubené kolo je umístěno do středu hřídele mezi ložiska.

Pomocný součinitel polohy pastorku vůči ložiskům K' (výběr = ISO 6336-1:1996[E])

součinitel polohy pastorku vůči ložiskům K' (1)		označení	provedení	
s navýšením tuhosti	bez navýšení tuhosti			
0,48	0,80	(a)		pro $l_g/l < 0,3$
-0,48	-0,80	(b)		pro $l_g/l < 0,3$
1,33	1,33	(c)		pro $l_g/l < 0,5$
-0,36	-0,60	(d)		pro $l_g/l < 0,3$
-0,36	-1,00	(e)		pro $l_g/l < 0,3$

Obr.60 Pomocný součinitel polohy pastorku vůči ložiskům K' [31]

Vzdálenost ozubeného kola od středu hřídele $l_s = 0 \text{ mm}$, vzdálenost mezi ložisky je rovna $l = 123 \text{ mm}$. Poměr $\frac{l_s}{l} = 0$. Z těchto faktorů je určen $K' = 0,48$. D_s je průměr ocelové hřídele v místě ozubeného kola.

$$f_{sh} = f_{sh0} \cdot \frac{F_m}{b} \text{ [m]} \quad (51)$$

$$f_{sh} = 0,0311 \cdot \frac{36560,45525}{98} = 11,602 \text{ [}\mu\text{m]}$$

Úchylka sklonu zubu ozubeného kola $f_{H\beta} = 25 \text{ }\mu\text{m}$ je určena z obrázku (Obr. 61). Tato úchylka slouží pro určení výrobní úchylky dotykové křivky f_{ma} . Tuto úchylku je možno položit rovnu $f_{ma} = f_{H\beta} = 25 \text{ }\mu\text{m}$.

Mezní úchylka úhlu sklonu zubu čelních ozubených kol $f_{H\beta}$. (Výběr z ČSN ISO 1328-1)

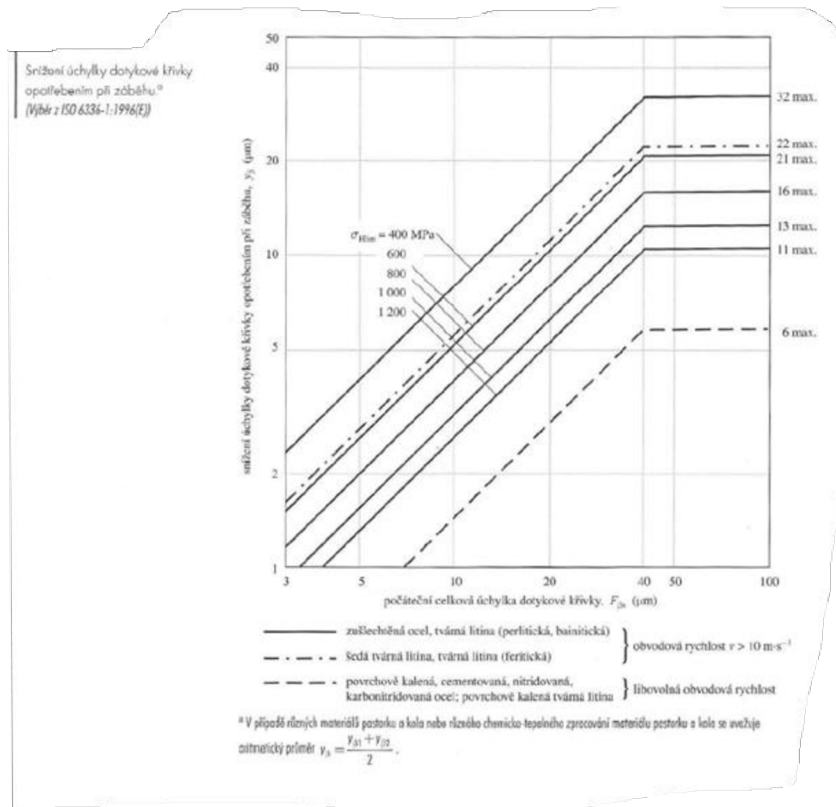
vztažný průměr d (mm)	šířka ozubení b (mm)	stupeň přesnosti Q_{160}						
		4	5	6	7	8	9	10
		$\pm f_{H\beta}$ (μm)						
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	3,1	4,4	6,0	8,5	12,0	17,0	25,0
	$10 < b \leq 20$	3,5	4,9	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0
	$20 < b \leq 40$	4,0	5,5	8,0	11,0	16,0	22,0	32,0
	$40 < b \leq 80$	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	26,0	37,0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	3,2	4,5	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0
	$10 < b \leq 20$	3,6	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	29,0
	$20 < b \leq 40$	4,1	6,0	8,0	12,0	16,0	23,0	33,0
	$40 < b \leq 80$	4,8	7,0	9,5	14,0	19,0	27,0	38,0
$50 < d \leq 125$	$80 < b \leq 160$	6,0	8,0	12,0	16,0	23,0	33,0	46,0
	$4 \leq b \leq 10$	3,4	4,8	6,5	9,5	13,0	19,0	27,0
	$10 < b \leq 20$	3,8	5,5	7,5	11,0	15,0	21,0	30,0
	$20 < b \leq 40$	4,3	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0
$125 < d \leq 280$	$40 < b \leq 80$	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0
	$80 < b \leq 160$	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0	48,0
	$160 < b \leq 250$	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0	56,0
	$4 \leq b \leq 10$	3,6	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	29,0
$280 < d \leq 560$	$10 < b \leq 20$	4,0	5,5	8,0	11,0	16,0	23,0	32,0
	$20 < b \leq 40$	4,5	6,5	9,0	13,0	18,0	25,0	36,0
	$40 < b \leq 80$	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0	42,0
	$80 < b \leq 160$	6,0	8,5	12,0	17,0	25,0	35,0	49,0
$560 < d \leq 1120$	$160 < b \leq 250$	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0	41,0	58,0
	$10 \leq b \leq 20$	4,3	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0
	$20 < b \leq 40$	4,8	7,0	9,5	14,0	19,0	27,0	38,0
	$40 < b \leq 80$	5,5	8,0	11,0	16,0	22,0	31,0	44,0
$1120 < d \leq 2240$	$80 < b \leq 160$	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0	37,0	52,0
	$160 < b \leq 250$	7,5	11,0	15,0	22,0	30,0	43,0	61,0

Obr.61 Mezní úchylka úhlu sklonu zubů čelních ozubených kol $f_{H\beta}$ [31]

Po dosazení do rovnice (52) je vypočtena počáteční celková úchylka dotykové křivky, která je důležitá pro určení snížení úchylky křivky opotřebení při záběru Y_β . Tato veličina je zjištěn z obrázku (Obr. 62) a je rovna $Y_\beta = 8 \text{ }\mu\text{m}$:

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma} \text{ [}\mu\text{m]} \quad (52)$$

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot 11,602 + 25 = 40,431 \text{ }\mu\text{m}$$

Obr. 62 Snížení úchytky dotykové křivky opotřebením při záběru Y_{β} [31]

Po dosazení do rovnice (49) je vypočtena celková úchytka dotykové křivky $F_{\beta\gamma}$:

$$F_{\beta\gamma} = 40,4311 - 8 = 32,431 \mu\text{m}$$

c_{γ} je střední měrná tuhost zubů (nejčastěji v rozmezí 13 až $30 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}\cdot\mu\text{m}^{-1}$). Pro tento případ je zvolen $c_{\gamma} = 20 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}\cdot\mu\text{m}^{-1}$.

Nyní jsou určeny všechny veličiny a je možné je dosadit od vztahu (47):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{32,4311 \cdot 20}{2 \cdot 373,06587} = 1,8693$$

Dále je zapotřebí vypočítat součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v dotyku $K_{H\alpha}$. Tento součinitel podmíněn podmínkami na straně 802 viz Shigley [31].

Nejprve je nutné určit návrhový součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v dotyku $K_{H\alpha_navrh}$ dle vztahu (56) a následně je možné určit z podmínek výslednou hodnotu součinitele $K_{H\alpha}$.

Z obrázku (Obr. 63) je určena mezní úchylka čelní rozteče čelních ozubených kol pro dané parametry. Spolu zabírající kola jsou navařena s převodovým poměrem $i_{12} = 1$ a tedy $D_1 = D_2 = 216 \text{ mm}$. Modul ozubení soukolí $m_1 = 6 \text{ mm}$. Z těchto parametrů je určena úchylka f_{pti} . Pro tento případ vychází úchylky pro obě kola stejně $f_{pt1} = f_{pt2} = 14 \text{ } \mu\text{m}$.

Mezní úchylka čelní rozteče čelních ozubených kol f_{pt} . (Výběr z CSN ISO 1328-1)

vztažný průměr d (mm)	modul b (mm)	stupeň přesnosti Q_{ISO}						
		4	5	6	7	8	9	10
$5 < d \leq 20$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,3	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	26,0
	$2 < m \leq 3,5$	3,7	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0
$20 < d \leq 50$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,5	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0
	$2 < m \leq 3,5$	3,9	5,5	7,5	11,0	15,0	22,0	31,0
	$3,5 \leq m \leq 6$	4,3	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0
	$6 < m \leq 10$	4,9	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0
$50 < d \leq 125$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,8	5,5	7,5	11,0	15,0	21,0	30,0
	$2 < m \leq 3,5$	4,1	6,0	8,5	12,0	17,0	23,0	33,0
	$3,5 \leq m \leq 6$	4,6	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0	36,0
	$6 < m \leq 10$	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	30,0	42,0
$125 < d \leq 280$	$10 < m \leq 16$	6,5	9,0	13,0	18,0	25,0	35,0	50,0
	$0,5 \leq m \leq 2$	4,2	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0
	$2 < m \leq 3,5$	4,6	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0	36,0
	$3,5 \leq m \leq 6$	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0
	$6 < m \leq 10$	5,5	8,0	11,0	16,0	23,0	32,0	45,0
	$10 < m \leq 16$	6,5	9,5	13,0	19,0	27,0	38,0	53,0
	$0,5 \leq m \leq 2$	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	27,0	38,0

Obr. 63 Mezní úchylka čelní rozteče čelních ozubených kol f_{pt} [31]

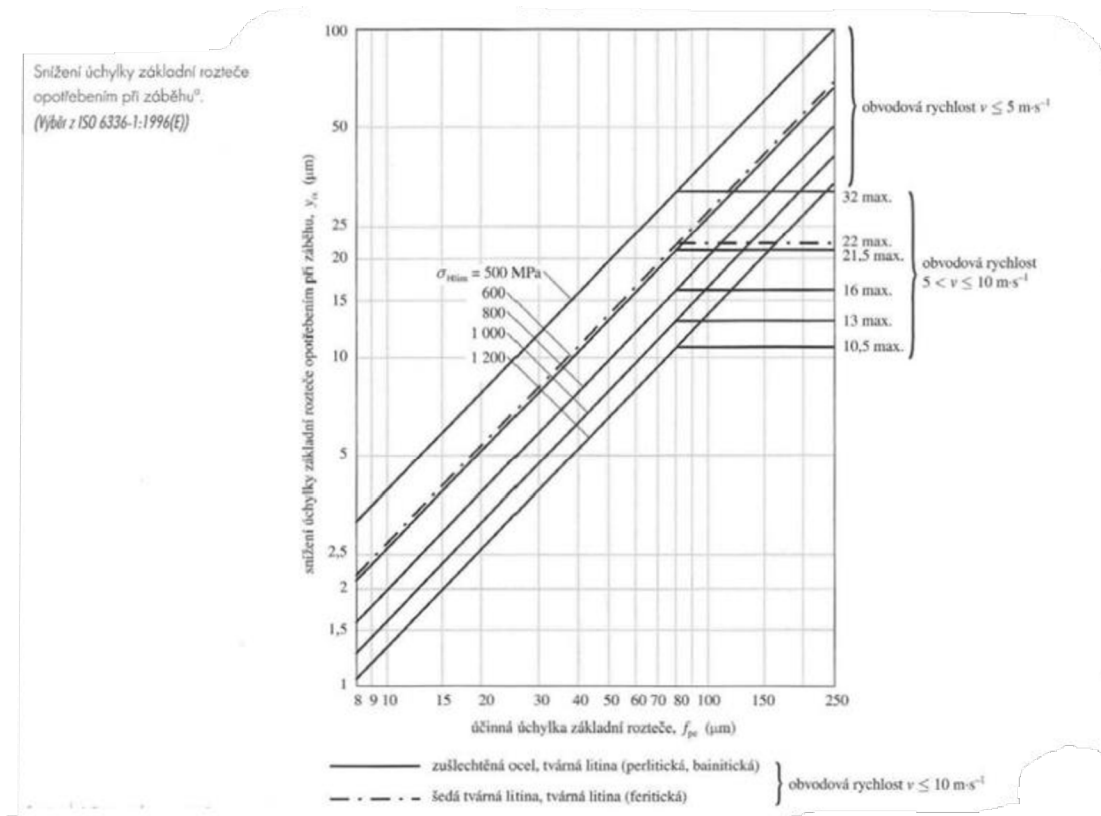
Dále je vypočítána mezní úchylka základní rozteče kola 1 a kola 2 dle vztahu (53):

$$f_{pb1} = f_{pt1} \cdot \cos(\alpha_{t12}) [\mu\text{m}]$$

$$f_{pb1} = 14 \cdot \cos(20) = 13,1557 \text{ } \mu\text{m} \quad (53)$$

$$f_{pb2} = f_{pb1} = 13,1557 \text{ } \mu\text{m}$$

Účinná úchylka základní rozteče f_{pe} je rovna mezní úchylce základní rozteče $f_{pb2} = f_{pb1}$ tedy $f_{pe} = 13,1557 \text{ } \mu\text{m}$. Dále pomocí úchylky f_{pe} z obrázku (Obr. 64) určíme snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběru $\gamma_\alpha = 1,5 \text{ } \mu\text{m}$.

Obr. 64 Snížení úchytky základní rozteče opotřebením při záběru f_{pe} [31]

Dále pro určení pomocného součinitele q_α je nutné vypočítat směrodatnou obvodovou sílu čelní roviny F_{tH} dle rovnice (54). Pomocný součinitel q_α je vypočten ze vztahu (55):

$$F_{tH} = F_{t1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \quad [N] \quad (54)$$

$$F_{tH} = 17192,664 \cdot 1,75 \cdot 1,21515 \cdot 1,8693 = 68342,956 \text{ N}$$

$$q_\alpha = \frac{c_\gamma \cdot (f_{pe} - \gamma_\alpha)}{\frac{F_{tH}}{b}} \quad [-] \quad (55)$$

$$q_\alpha = \frac{20 \cdot (13,1557 - 1,5)}{\frac{68342,623}{98}} = 0,33427$$

Po dosazení do rovnice (56) vychází návrhový součinitel $K_{H\alpha_navrh}$.

$$K_{H\alpha_navrh} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \cdot q_\alpha) \quad [-] \quad (56)$$

$$K_{H\alpha_navrh} = \frac{1,69}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \cdot 0,33427) = 0,87475$$

Z uvedených podmínek je zjištěno, že $K_{H\alpha_navrh} < 1$ a proto $K_{H\alpha} = 1$.

Nyní jsou vypočteny všechny veličiny potřebné pro výpočet napětí v dotyku pro kolo 1 a kolo 2. ty to veličiny jsou dosazeny do rovnice (45,46)

$$\sigma_{H1} = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \text{ [MPa]} \quad (45)$$

$$\sigma_{H1} = 1,00273 \cdot 603,447 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,21515 \cdot 1,8693 \cdot 1} = 1206,41963 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \text{ [MPa]} \quad (46)$$

$$\sigma_{H2} = 1,00273 \cdot 603,447 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,21515 \cdot 1,8693 \cdot 1} = 1206,41963 \text{ MPa}$$

5.1.4.3 VÝPOČET PŘÍPUSTNÉHO NAPĚTÍ V DOTYKU

Pro výpočet přípustného napětí v dotyku je počítáno s tvrdostí materiálu dle Brinella. Tvrdosti materiálu byly převedeny z tvrdosti dle Vickerse na požadovanou tvrdost dle Brinella. Tvrdost kola 1 $H_{B1} = 791 \text{ HB}$ a tvrdost kola 2 $H_{B2} = 791 \text{ HB}$.

Přípustné napětí v dotyku je vypočítáno dle vztahu (57,58):

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{HLim1} \cdot Z_{NT1}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X \text{ [MPa]} \quad (57)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{HLim2} \cdot Z_{NT2}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X \text{ [MPa]} \quad (58)$$

Kde:

Součinitel tvrdosti Z_W je určen pomocí podmínky: $H > 470 \text{ HB}$ pak je $Z_W = 1$. Zvolený materiál má minimální tvrdost $H = 791 \text{ HB}$ a proto je podmínka splněna.

Dále pro stanovení součinitele Z_{LVR} je potřeba vypočítat průměrnou výšku prvků profilu boku zubů kola 1 Rz_{ISO1} a kola 2 Rz_{ISO2} je vypočítána dle vztahů (59,60) dále poloměr křivosti kola 1 ρ_1 a kola 2 ρ_2 ve valivém bodě z rovnic (61,62) a z těchto hodnot následně redukován poloměr křivosti ρ_{red} ze vztahu (63) následovně je vypočítána průměrná relativní výška prvku profilu boku zubů soukolí Rz_{10} ze vztahu (64):

Z obrázku (Obr. 65) je určena drsnost boku zubů kola 1 $Ra_1 = 0,8 \mu\text{m}$ a kola 2 $Ra_2 = 0,8 \mu\text{m}$.

Stupeň přesnosti podle ČSN 01 4682		4	5	6	7	8	9	10	11
Max. drsnost povrchu R_a (μm)		0,1 až 0,2	0,2 až 0,4	0,4 až 0,8	0,8 až 1,6	1,6	1,6 až 3,2	3,2 až 6,3	6,3 až 12,5
Obvodová rychlost $m \cdot s^{-1}$	zuby přímé	libovolná	60	35	15	8	5	3	< 3
	zuby šikmé	libovolná	80	50	30	12	8	5	< 3
Způsob výroby	kola netvrzená			frézovaná na speciálních odvalovacích frézách		ševingovaná	obrážena	obrážena, frézovaná dělicím způsobem	
	kola tvrzená	broušená na nej přesnějších bruskách	broušená na odvalovacích bruskách		lapovaná	frézovaná			
Použití		kontrolní kola pro stupeň přesnosti 8 až 10		rychloběžné převodovky	průmyslové převodovky	pohony rotačních pecí			
		měřicí přístroje			lehké lodní motory	Válcovací stolice, těžké lodní motory, lokomotivy, traktory			
		reduktory turbin	osobní automobily		zdvihadla a stavební stroje				
		obráběcí stroje					zemědělské stroje		
		letecké motory		nákladní automobily		textilní stroje			

Obr.65 Stupeň přesnosti R_a [31]

$$R_{Z_{ISO1}} = 6 \cdot R_{a_1} \quad [\mu m] \quad (59)$$

$$R_{Z_{ISO1}} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \quad \mu m$$

$$R_{Z_{ISO2}} = 6 \cdot R_{a_2} \quad [\mu m] \quad (60)$$

$$R_{Z_{ISO2}} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \quad \mu m$$

$$\rho_1 = 0,5 \cdot D_{b1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{tw12}) \quad [mm] \quad (61)$$

$$\rho_1 = 0,5 \cdot 202,974 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 36,93818 \quad mm$$

$$\rho_2 = 0,5 \cdot D_{b2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{tw12}) \quad [mm] \quad (62)$$

$$\rho_2 = 0,5 \cdot 202,974 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 36,93818 \quad mm$$

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad [mm] \quad (63)$$

$$\rho_{red} = \frac{36,93818 \cdot 36,93818}{36,93818 + 36,93818} = 18,46909 \quad mm$$

$$Rz_{10} = \frac{Rz_{ISO1} + Rz_{ISO2}}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} [\mu m] \quad (64)$$

$$Rz_{10} = \frac{4,8 + 4,8}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{18,46909}} = 3,91225 \mu m$$

Je-li $Rz_{10} \leq 4 \mu m$ pak $Z_{LVR} = 1$. Součinitel $Rz_{10} = 3,91$ a proto platí podmínka a součinitel $Z_{LVR} = 1$.

Součinitel velikosti Z_X je daný normou ČSN ISO 10300-3 a je roven $Z_X = 1$ [34].

Součinitel počtu cyklů je daný normou ČSN ISO 10300-3 $Z_{NT1} = Z_{NT2} = 1$ [34].

Nyní lze dosadit do rovnice (56, 57) a vypočítat přípustné napětí v dotyku kola 1 a kola 2:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{HLim1} \cdot Z_{NT1}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X [MPa] \quad (56)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1450 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1208,333 MPa$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{HLim2} \cdot Z_{NT2}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X [MPa] \quad (57)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{1450 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1208,333 MPa$$

Bezpečnost v dotyku kola 1 a kola 2 je vypočítána vztahy (65,66):

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HLim1} \cdot Z_{NT1}}{\sigma_{H1}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X [-] \quad (65)$$

$$S_{H1} = \frac{1450 \cdot 1}{1206,41963} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,2019$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HLim2} \cdot Z_{NT2}}{\sigma_{H2}} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W \cdot Z_X [-] \quad (66)$$

$$S_{H2} = \frac{1450 \cdot 1}{1206,41963} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,2019$$

5.1.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUBENÍ V OHYBU

Prvním krokem ve výpočtu kontroly ozubení v ohybu je výpočet nominálního napětí v ohybu kola 1 a kola 2. Toto napětí se vypočítá dle vztahu (67).

$$\sigma_{F01} = \frac{F_{t1}}{b \cdot m_1} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad [MPa] \quad (67)$$

Kde:

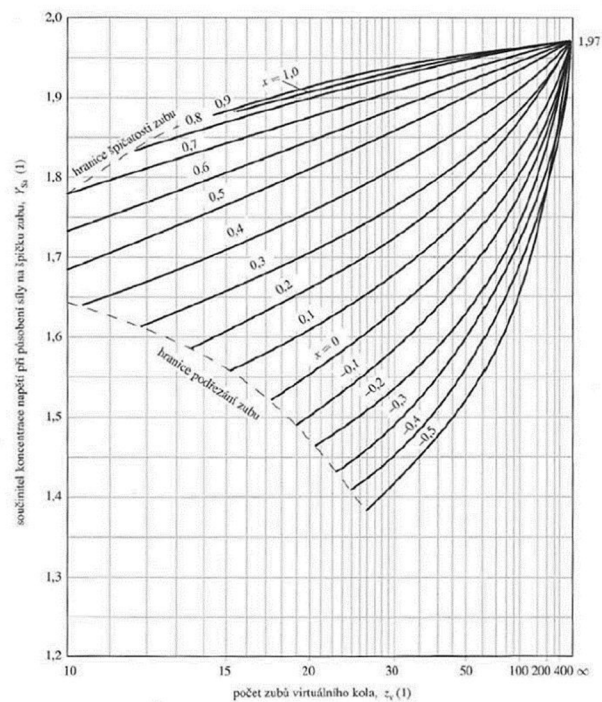
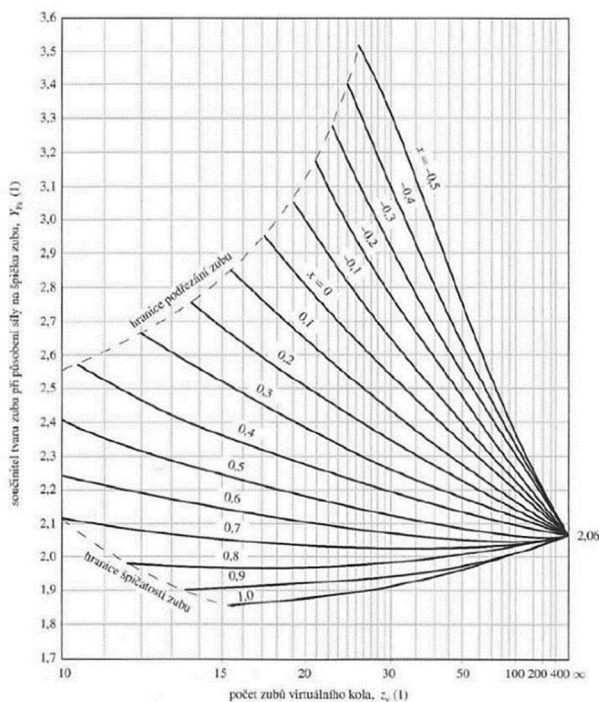
Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu Y_{Fa1} je určen dle obrázku (Obr. 66). Dále je potřeba určit součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu Y_{Sa1} dle obrázku (Obr. 67). Pro určení hodnot zmíněných součinitelů je zapotřebí vypočítat počet zubů virtuálního kola 1 a kola 2 dle rovnice (68,69).

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\beta)^3} \quad [-] \quad (68)$$

$$z_{v1} = \frac{36}{\cos(0)^3} = 36$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\beta)^3} \quad [-] \quad (69)$$

$$z_{v2} = \frac{36}{\cos(0)^3} = 36$$



Obr. 66 Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu Y_{Fa} [31] Obr.67 Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu Y_{Sa} [32]

Hodnoty součinitelů jsou závislost počtu zubů virtuální soukolí z_v na jednotkovém posunutí x . Určené hodnoty jsou zaznamenány v tabulce 6.

Tab. 6 Tabulka součinitele tvaru zubu Y_{Fa} a součinitele koncentrace napětí Y_{Sa} .

	Ozubené kolo 1	Ozubené kolo 2
Počet zubů virtuálního kola z_v	36	36
Jednotkové posunutí x	0	0
Součinitel tvaru zubu Y_{Fa}	2,79	2,79
Součinitel koncentrace napětí Y_{Sa}	1,56	1,56

Dále je vypočítám součinitel vlivu záběru zubu Y_ε dle rovnice (70):

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha 12}} \cdot \cos(\beta)^2 [-] \quad (70)$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{1,69} \cdot \cos(0)^2 = 0,69315$$

Posledním potřebným součinitelem pro výpočet nominálního napětí v ohybu je součinitel sklonu zubů Y_β . Tento součinitel je vypočítán vztahem (71).

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_{\beta 12} \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 \quad (71)$$

Všechny veličiny jsou zjištěny a je možné dosadit do rovnice (67) a vypočítat nominální napětí v ohybu.

$$\sigma_{F01} = \frac{17192,664}{98 \cdot 6} \cdot 2,79 \cdot 1,56 \cdot 0,69315 \cdot 1 = 88,21025 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$\sigma_{F02} = \frac{17192,664}{98 \cdot 6} \cdot 2,79 \cdot 1,56 \cdot 0,69315 \cdot 1 = 88,21025 \text{ MPa} \quad (67)$$

Dále je vypočítáno napětí v ohybu v patě zubu pro kolo 1 a kolo 2 dle rovnice (72,73):

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} [\text{MPa}] \quad (72)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} [\text{MPa}] \quad (73)$$

Kde:

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb $K_{F\beta}$ je vypočítán empirickým vztahem (74). Pro výpočet tohoto součinitele je potřeba vypočítat exponent N_F dle vztahu (75).

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} [-] \quad (74)$$

$$N_F = \frac{\left(\frac{b}{h_{12}}\right)^2}{1 + \frac{b}{h_{12}} + \left(\frac{b}{h_{12}}\right)^2} [-] \quad (75)$$

$$N_F = \frac{\left(\frac{98}{13,5}\right)^2}{1 + \frac{98}{13,5} + \left(\frac{98}{13,5}\right)^2} = 0,8645$$

Po dosazení do vztahu (74) je možno vypočítat součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb.

$$K_{F\beta} = 1,869^{0,8645} = 1,7174 \quad (74)$$

Určení návrhového součinitele podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb je postupováno stejně jako u určení $K_{H\alpha_{navrh}}$. Je potřeba splnit podmínku na straně 802 viz Shigley [31].

Jelikož je postupováno stejně tak součinitel $K_{F\alpha_{navrh}} = K_{H\alpha_{navrh}} = 0,87475$. Součinitel $K_{F\alpha_{navrh}}$ je tedy menší než 1 a proto se součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb $K_{F\alpha} = 1$.

Nyní lze dosadit do rovnic (72,73) a je možné vypočítat napětí v ohybu v patě zubu.

$$\sigma_{F1} = 88,21025 \cdot 1,75 \cdot 1,21515 \cdot 1,7174 \cdot 1 = 322,1499 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$\sigma_{F2} = 88,21025 \cdot 1,75 \cdot 1,21515 \cdot 1,7174 \cdot 1 = 322,1499 \text{ MPa} \quad (77)$$

Připustné napětí v ohybu je vypočítáno dle rovnice (78,79):

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{FE1} \cdot Y_{NT1}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X [\text{MPa}] \quad (78)$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{FE2} \cdot Y_{NT2}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X [\text{MPa}] \quad (79)$$

Kde:

Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola 1 a kola 2 je vypočítána vztahem (80,81), jako součin meze únavy referenčního ozubeného kola σ_{FLim1} a součinitele koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo Y_{ST} . Tento součinitel je roven $Y_{ST} = 2$.

$$\sigma_{FE1} = \sigma_{FLim1} \cdot Y_{ST} [MPa] \quad (80)$$

$$\sigma_{FE1} = 468 \cdot 2 = 936 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FE2} = \sigma_{FLim2} \cdot Y_{ST} [MPa] \quad (81)$$

$$\sigma_{FE2} = 468 \cdot 2 = 936 \text{ MPa}$$

Součinitel počtu cyklů je experimentálně určený dle ČSN ISO 10300-2:2001 [31] a je roven pro ozubené kolo 1 $Y_{NT1} = 1$ a ozubené kolo 2 $Y_{NT2} = 1$.

Součinitel velikosti Y_X je určený podmínkou na straně 830 viz Shigley [31]. Na základě zvoleného materiálu je určena metoda a) který obsahuje podmínku pro výpočet součinitele. Návrhový modul pro ozubená kola $m_n = 6 \text{ mm}$ se nachází v intervalu $5 \text{ mm} < m_n < 30 \text{ mm}$ a proto součinitel Y_X je vypočítaný dle vztahu (82).

$$Y_X = 1,03 - 0,006 \cdot m_1 [mm] \quad (82)$$

$$Y_X = 1,03 - 0,006 \cdot 6 = 0,994 \text{ mm}$$

Poměrný součinitel vrubové citlivosti $Y_{\delta relT}$ je dán podmínkou na straně 829 viz Shigley [31]. Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu $Y_{Sa1} = 1,56$, takže poměrný součinitel vrubové citlivosti $Y_{\delta relT} = 1$.

Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu Y_{RrelT} je dán jako poměrná hodnota vůči hodnotě odpovídající referenčnímu ozubenému kolu $R_{ZISO1} = 4,8 \mu m$ viz Shigley strana 829 [31], proto se součinitel $Y_{RrelT} = 1$

Nyní lze dosadit hodnoty do vztahu (78,79) a vypočítat přípustné napětí v ohybu v patě zubu ozubeného kola 1 a kola 2.

$$\sigma_{FP1} = \frac{936 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,994 = 756,6 \text{ MPa} \quad (78)$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{936 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,994 = 756,6 \text{ MPa} \quad (79)$$

Posledním krokem výpočtu kontroly ozubených kol 1 a 2 na ohyb je výpočet bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu dle vztahu (83,84).

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FE1} \cdot Y_{NT1}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X [-] \quad (83)$$

$$S_{F1} = \frac{936 \cdot 1}{322,1499} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,994 = 2,81832$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FE2} \cdot Y_{NT2}}{\sigma_{F2}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X [-]$$

$$S_{F1} = \frac{936 \cdot 1}{322,1499} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,994 = 2,81832$$
(84)

5.2 PŘEVODOVKA – KUŽELOVÉ SOUKOLÍ 3-4

Kuželové soukolí v převodovce rotační brány zaujímá funkci transformace kroutícího momentu z horizontální osy do osy vertikální. Úhel natočení os ozubených kol $\Sigma = 90^\circ$. Modul ozubení soukolí je zvolen $m_{34} = 10 \text{ mm}$. Úhel záběru zubů je zvolen $\alpha = 20^\circ$.

Celý výpočet ozubeného soukolí 3-4 bude postupovat dle [31]. Ve výpočtu jsou obsaženy normy ČSN ISO 6336-5:2006 [32], ČSN ISO 01 4686-1 až 5 [33] a ČSN ISO 10300-1 až 3:2001[34],

Převodový poměr i_2 je vyjádřen vztahem (85):

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} [-]$$

$$i_2 = \frac{25}{17} = 1,4706$$
(85)

Teoretický počet zubů pastorku je vypočítán vztahem (86):

$$z_{3tmin} = \frac{2}{(\sin(\alpha))^2} [-]$$

$$z_{3tmin} = \frac{2}{(\sin(20))^2} = 17$$
(86)

Teoretický počet zubů ozubeného kola je vypočítán vztahem (87):

$$z_{4tmin} = z_{3tmin} \cdot i_2 [-]$$

$$z_{4tmin} = 17 \cdot 1,4706 = 25$$
(87)

Počet zubů pastorku je tedy zvolen $z_3 = 17$ a počet zubů ozubeného kola $z_4 = 25$.

5.2.1 VÝPOČET GEOMETRICKÝCH PARAMETRŮ KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Vnější rozteč roztečné kružnice pastorku je vypočítána dle vztahu (88):

$$d_{e3} = z_3 \cdot m_{34} [mm]$$

$$d_{e3} = 17 \cdot 10 = 170 \text{ mm}$$
(88)

Vnější rozteč roztečné kružnice kola je vypočítána vztahem (89):

$$d_{e4} = z_4 \cdot m_{34} \text{ [mm]} \quad (89)$$

$$d_{e4} = 25 \cdot 10 = 250 \text{ mm}$$

Převodové číslo je vypočítáno dle rovnice (90):

$$u = \frac{z_4}{z_3} \text{ [-]} \quad (90)$$

$$u = \frac{25}{17} = 1,4706$$

Úhel roztečné kružnice pastorku je vypočítán dle vztahu (91):

$$\delta_3 = \operatorname{arctg}\left(\frac{1}{u}\right) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (91)$$

$$\delta_3 = \operatorname{arctg}\left(\frac{1}{1,4706}\right) = 34,2157^\circ$$

Úhel roztečné kružnice ozubeného kola je vypočítán dle vztahu (92):

$$\delta_4 = \operatorname{arctg}(u) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (92)$$

$$\delta_4 = \operatorname{arctg}(1,4706) = 55,7843^\circ$$

Vnější délka povrchy roztečného kužele je vypočítána dle rovnice (93)

$$R_e = 0,5 \cdot \frac{d_{e3}}{\sin(\delta_3)} \text{ [mm]} \quad (93)$$

$$R_e = 0,5 \cdot \frac{170}{\sin(34,2157)} = 151,1622 \text{ mm}$$

Teoretická šířka ozubení kuželového soukolí je vypočítána dle vztahu (94):

$$b_{teor34} = \frac{R_e}{3} \text{ [mm]} \quad (94)$$

$$b_{t34} = \frac{151,1622}{3} = 50,4 \text{ [mm]}$$

Šířka ozubení kuželového soukolí je zvolena $b_{34} = 60 \text{ mm}$.

Střední délka povrchy roztečného kužele je vypočítána dle vztahu (95):

$$R_m = R_e - \frac{b_{34}}{2} \text{ [mm]} \quad (95)$$

$$R_m = 151,1622 - \frac{60}{2} = 121,1622 \text{ mm}$$

Vnitřní délka površky roztečného kužele je vypočítána dle rovnice (96):

$$R_i = R_e - b_{34} \text{ [mm]} \quad (96)$$

$$R_i = 151,1622 - 60 = 91,1622 \text{ mm}$$

Vnější čelní modul ozubení je vypočítán dle vztahu (97):

$$m_{et} = \frac{d_{e3}}{z_3} \text{ [mm]} \quad (97)$$

$$m_{et} = \frac{170}{17} = 10 \text{ mm}$$

Střední čelní modul ozubení je vypočítán dle vztahu (95):

$$m_{mt} = \frac{R_m}{R_e} \cdot m_{et} \text{ [mm]} \quad (98)$$

$$m_{mt} = \frac{121,1622}{151,1622} \cdot 10 = 8,0154 \text{ mm}$$

Ozubené kola kuželového převodu jsou zvolena s přímým ozubením, a tedy úhel ozubení $\beta_m = 0^\circ$.

Výpočet středního normálového modulu kuželového soukolí dle vztahu (99):

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos(\beta_m) \text{ [mm]} \quad (99)$$

$$m_{mn} = 10 \cdot \cos(0) = 8,0154 \text{ mm}$$

Střední roztečný průměr pastorku je vypočítán dle rovnice (100):

$$d_{m3} = d_{e3} - b \cdot \sin(\delta_3) \text{ [mm]} \quad (100)$$

$$d_{m3} = 170 - 60 \cdot \sin(34,2157) = 136,2614 \text{ mm}$$

Střední roztečný průměr ozubeného kola je vypočítán dle rovnice (101):

$$d_{m4} = d_{e4} - b \cdot \sin(\delta_4) \text{ [mm]} \quad (101)$$

$$d_{m4} = 250 - 60 \cdot \sin(55,7843) = 200,3844 \text{ mm}$$

5.2.2 VÝPOČET GEOMETRICKÝCH PARAMETRŮ VIRTUÁLNÍ SOUKOLÍ

Geometrické parametry kuželové soukolí jsou vypočítány. Dále je zapotřebí vypočítat geometrické parametry virtuálního soukolí pro následující výpočet kontroly únosnosti zubů v dotyku a ohybu. Úhel záběru virtuálního soukolí je roven úhlu záběru kuželového soukolí tedy $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$

Výpočet počtu zubů pastorku virtuální soukolí dle rovnice (102):

$$z_{v3} = z_3 \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} [-] \quad (102)$$

$$z_{v3} = 17 \cdot \frac{\sqrt{1,4706^2 + 1}}{1,4706} = 20,5581$$

Výpočet počtu zubů ozubeného kola virtuální soukolí dle rovnice (103):

$$z_{v4} = z_4 \cdot \sqrt{u^2 + 1} [-] \quad (103)$$

$$z_{v4} = 25 \cdot \sqrt{1,4706^2 + 1} = 44,4595$$

Převodové číslo virtuální soukolí je vypočítáno dle rovnice (104):

$$u_v = \left(\frac{z_4}{z_3}\right)^2 [-] \quad (104)$$

$$u_v = \left(\frac{25}{17}\right)^2 = 2,1526$$

Převodový poměr a převodové číslo si je rovno a proto platí, že $i_v = u_v$.

Průměr roztečné kružnice pastorku virtuálního soukolí je dán výpočtem (105):

$$d_{v3} = d_{m3} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} [mm] \quad (105)$$

$$d_{v3} = 136,2614 \cdot \frac{\sqrt{1,4706^2 + 1}}{1,4706} = 164,7805 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice ozubeného kola virtuálního soukolí je dán výpočtem (106):

$$d_{v4} = d_{v3} \cdot u^2 [mm] \quad (106)$$

$$d_{v4} = 164,7805 \cdot 1,4706^2 = 356,3593 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost virtuálního soukolí je vypočtena dle vztahu (107):

$$a_v = \frac{d_{v3} + d_{v4}}{2} [mm] \quad (107)$$

$$a_v = \frac{164,7805 + 356,3593}{2} = 260,599 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice virtuálního pastorku je vypočtena dle rovnice (108):

$$d_{va3} = d_{v3} + 2 \cdot m_{mt} [mm] \quad (108)$$

$$d_{va3} = 170 + 2 \cdot 8,0154 = 180,8113 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice virtuálního ozubeného kola je vypočtena dle rovnice (109):

$$d_{va4} = d_{v4} + 2 \cdot m_{mt} [mm] \quad (109)$$

$$d_{va4} = 250 + 2 \cdot 8,0154 = 372,3901 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice virtuálního pastorku je vypočítána dle rovnice (110):

$$d_{vb3} = d_{v3} \cdot \cos(\alpha_t) [mm] \quad (110)$$

$$d_{vb3} = 170 \cdot \cos(20^\circ) = 154,8431 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice virtuálního ozubeného kola je vypočítána dle rovnice (111):

$$d_{vb4} = d_{v4} \cdot \cos(\alpha_t) [mm] \quad (111)$$

$$d_{vb4} = 250 \cdot \cos(20^\circ) = 334,8682 \text{ mm}$$

Dráha záběru virtuálního soukolí je vypočtena dle vztahu (112):

$$g_{v\alpha} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{va3}^2 - d_{vb3}^2} + \sqrt{d_{va4}^2 - d_{vb4}^2} \right) - a_v \cdot \sin(\alpha_t) [mm] \quad (112)$$

$$g_{v\alpha} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{180,8113^2 - 154,8431^2} + \sqrt{372,39 - 334,868} \right) - 260,56 \cdot \sin(20)$$

$$g_{v\alpha} = 39,0124 \text{ mm}$$

Součinitel záběru profilu je vypočten dle vztahu (113):

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha} \cdot \cos(\beta_m)}{m_{mn} \cdot \pi \cdot \cos(\alpha_t)} [-] \quad (113)$$

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{39,0124 \cdot \cos(0)}{8,0154 \cdot \pi \cdot \cos(20)} = 1,6487$$

Součinitel záběru kroku je vypočten dle vtahu (114):

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin(\beta_m)}{m_{mn} \cdot \pi} [-] \quad (114)$$

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{60 \cdot \sin(0)}{8,0154 \cdot \pi} = 0$$

Součinitel záběru je vypočten vztahem (115):

$$\varepsilon_{v\gamma} = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2} [-] \quad (115)$$

$$\varepsilon_{v\gamma} = \sqrt{1,6487^2 + 0^2} = 1,6487$$

5.2.3 VOLBA MATERIÁLU KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Volba materiálu a jeho základní charakteristiky podléhají normě ČSN ISO 6336-5 [32]. Dovolené napětí v dotyku a ohybu je vypočítáno pomocí rovnic (116,117).

Z obrázku (Obr. 68) je zvolen materiál se stupněm kvality ME s pořadovým číslem 43-48. Konkrétně je vybrána cementovaná tvářená ocel C45E. Tento materiál je použit pro obě kola soukolí.

Charakteristiky materiálů pro ozubená kola a konstanty A a B pro výpočet meze únavy v dotyku σ_{Hlim} a v ohybu σ_{Flim} z rovnice $\sigma_{Hlim} = AH + B$, resp. $\sigma_{Flim} = AH + B$, pro počet cyklů $5 \cdot 10^7$ až 10^9 pro dotyk a $3 \cdot 10^8$ cyklů pro ohyb. (Výběr z ISO 6336-5:2003)

poř. čís.	materiál	typ	zkratka	typ napětí	stupnice tvrdosti	tvrdost povrchu H		konstanty		stupeň kvality	σ_{Hlim} (MPa)		σ_{Flim} (MPa)	
						min.	max.	A	B		min.	max.	min.	max.
41	cementovaná tvářená ocel	tvrdost jádra:	Eh	v dotyku	HV	600	800	0,000	1 300	ML	1300	1300		
42						660	800	0,000	1 500		MQ	1500	1500	
43						660	800	0,000	1 650		ME	1650	1650	
44						600	800	0,000	312		ML		312	312
45		≥ 25 HRC	Eh	v ohybu	HV	660	800	0,000	425	MQ			425	425
46		dolní ≥ 25 HRC				660	800	0,000	461		461	461		
47		horní ≥ 30 HRC				660	800	0,000	500		500	500		
48		660				800	0,000	525	ME			525	525	
49	plamenem nebo indukčně povrchově kalená tvářená litá ocel	IF	v dotyku	HV	485	615	0,740	602	ML	961	1057			
50					500	615	0,541	882		MQ	1152	1215		
51					500	615	0,505	1 013		ME	1265	1324		
52					485	615	0,305	76		ML		224	264	
53					500	570	0,138	290		MQ		359	369	
54					570	615	0,000	369				369	369	
55					500	615	0,271	237		ME		372	404	

(pokračování)

Obr. 68 Charakteristika materiálu pro ozubená kola [31]

Tvrdość pastorku dle Vickerse pro kolo 1 $H_{v3} = 750$ a kolo 2 $H_{v4} = 700$. Tvrdość pastorku je zvolena vyšší z důvodu většího opotřebení. Dále jsou z obrázku (Obr. 71) zvoleny konstanty pro dotyk $A_3 = 0 \text{ MPa}$, $B_3 = 1650 \text{ MPa}$ a konstanty pro ohyb $A_4 = 0 \text{ MPa}$, $B_4 = 525 \text{ MPa}$.

Dále je udané jmenovité napětí v dotyku $\sigma_{HLim} = 1650 \text{ MPa}$ a jmenovité napětí v ohybu paty zubu $\sigma_{FLim} = 525 \text{ MPa}$. Modul pružnosti v tahu je zvolen dle materiálu a tedy $E = 2,6 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ a Poissonovo číslo $\mu = 0,3$.

Pro výpočet dovoleného napětí v dotyku pro pastorek je použita rovnice (116):

$$\begin{aligned}\sigma_{HLim3} &= A_3 \cdot H_{v3} + B_3 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{HLim3} &= 0 \cdot 750 + 1650 = 1650 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{116}$$

Pro výpočet dovoleného napětí v ohybu pro ozubené kolo je použita rovnice (117):

$$\begin{aligned}\sigma_{HLim4} &= A_3 \cdot H_{v4} + B_3 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{HLim4} &= 0 \cdot 700 + 1650 = 1650 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{117}$$

Splnění podmínky. Dovolené napětí v dotyku musí být v menší nebo rovno jmenovitému napětí v dotyku.

$$\sigma_{HLim3} \leq \sigma_{HLim}$$

$$\sigma_{HLim4} \leq \sigma_{HLim}$$

Tato podmínka **je splněna**.

Pro výpočet dovoleného napětí v ohybu pro pastorek je použita rovnice (118):

$$\begin{aligned}\sigma_{FLim3} &= A_4 \cdot H_{v3} + B_4 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{FLim3} &= 0 \cdot 750 + 525 = 525 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{118}$$

Pro výpočet dovoleného napětí v ohybu pro ozubené kolo je použita rovnice (119):

$$\begin{aligned}\sigma_{FLim4} &= A_4 \cdot H_{v4} + B_4 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{FLim4} &= 0 \cdot 700 + 525 = 525 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{119}$$

Splnění podmínky. Dovolené napětí v dotyku musí být v menší nebo rovno jmenovitému napětí v dotyku.

$$\sigma_{FLim3} \leq \sigma_{FLim}$$

$$\sigma_{FLim4} \leq \sigma_{FLim}$$

Tato podmínka **je splněna**.

5.2.4 KONTROLA ÚNOSNOSTI ZUBU V DOTYKU

Prvním bodem výpočtu únosnosti zubu v dotyku je výpočet nominálního napětí v dotyku pro pastorek dle rovnice (120):

$$\sigma_{H03} = Z_{MB} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v3} \cdot L_{bm}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \text{ [MPa]} \quad (120)$$

Kde:

Nominální obvodová síla je vypočítána vztahem (121):

$$F_{mt} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{m3}} \text{ [N]} \quad (121)$$

$$F_{mt} = \frac{2 \cdot 1856,8077}{0,13626} = 27253,6123 \text{ N}$$

Obvodová rychlost je vypočtena dle rovnice (122):

$$v_{mt} = d_{m3} \cdot \pi \cdot n \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (122)$$

$$v_{mt} = 136,2614 \cdot \pi \cdot \frac{540}{60} = 3,8527 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet délky střední úsečky stykové plochy soukolí dle vztahu (123):

$$l_{bm} = \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\cos(\beta)} \cdot \frac{\sqrt{\varepsilon_{v\gamma}^2 - ((2 - \varepsilon_{v\alpha}) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta}))^2}}{\varepsilon_{v\gamma}^2} \text{ [mm]} \quad (123)$$

$$l_{bm} = \frac{60 \cdot 1,6487}{\cos(0)} \cdot \frac{\sqrt{1,6487^2 - ((2 - 1,6487) \cdot (1 - 0))^2}}{1,6487^2} = 58,6222 \text{ mm}$$

Součinitel jedno-párového záběru je vypočítán dle vztahu (124):

$$Z_{MB} = \frac{\text{tg}(\alpha)}{\sqrt{\left(\sqrt{\left(\frac{d_{va3}}{d_{vb3}}\right)^2 - 1 - F_1 \cdot \frac{\pi}{Z_{v3}}}\right) \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{d_{va4}}{d_{vb4}}\right)^2 - 1 - F_2 \cdot \frac{\pi}{Z_{v4}}}\right)}} \text{ [-]} \quad (124)$$

Pomocné součinitele F_1 a F_2 jsou určeny viz Shigley strana 891 [31]. Tyto hodnoty jsou určeny hodnotou součinitele záběru kroku v toto případě $\varepsilon_{v\gamma} = 0$.

Pomocné součinitele jsou tedy rovny $F_1 = 2$ a F_2 dle vztahu (125):

$$F_2 = 2 \cdot (\varepsilon_{v\alpha} - 1) [-] \quad (125)$$

$$F_2 = 2 \cdot (1,6487 - 1) = 1,2974$$

Po dosazení do rovnice (124) je vypočítán součinitel jedno-párového záběru.

$$Z_{MB} = \frac{\operatorname{tg}(20)}{\sqrt{\left(\sqrt{\left(\frac{180,811}{154,843}\right)^2 - 1} - 2 \cdot \frac{\pi}{20,5581}\right) \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{372,390}{334,868}\right)^2 - 1} - 2 \cdot \frac{\pi}{44,4595}\right)}} \quad (124)$$

$$Z_{MB} = 1,0624$$

Součinitel tvaru spolu-zabírajících zubů je vypočten rovnicí (126):

$$Z_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos(\beta_m)}{\sin(2 \cdot \alpha)}} [-] \quad (126)$$

$$Z_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos(0)}{\sin(2 \cdot 20)}} = 2,5$$

Součinitel sdílení zatížení je stanoven viz Shigley strana 891 [31]. Součinitel je stanoven velikostí součinitele záběru $\varepsilon_{v\gamma} = 1,6487$. Součinitel sdílení zatížení je tedy roven $Z_{LS} = 1$.

Součinitel sklonu boku zubu je vypočítán empirickým vztahem (127):

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta_m)} [-] \quad (127)$$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(0)} = 1$$

Součinitel kuželového kola je pro běžné použití stanovený $Z_K = 0,8$.

Pro výpočet součinitele mechanických vlastností materiálu Z_E je použita rovnice (128):

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\left(\frac{1-\mu^2}{E} \right) + \left(\frac{1-\mu^2}{E} \right) \right)}} [\sqrt{MPa}]$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\left(\frac{1-0,3^2}{207000} \right) + \left(\frac{1-0,3^2}{207000} \right) \right)}} = 190,2719 \sqrt{MPa}$$
(128)

Nyní byly zjištěny všechny součinitele a je možno dosadit do vztahu (120) pro výpočet nominálního napětí v dotyku pro pastorek:

$$\sigma_{H03} = Z_{MB} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v3} \cdot L_{bm}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} [MPa]$$

$$\sigma_{H03} = 1,0624 \cdot 190,2719 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8$$

$$\cdot \sqrt{\frac{27253,6123}{164,7805 \cdot 58,6222} \cdot \frac{2,1526 + 1}{2,1526}}$$
(129)

$$\sigma_{H03} = 819,4028 \text{ MPa}$$

Vztahem (130) je vypočítáno nominální napětí v dotyku pro ozubené kolo:

$$\sigma_{H04} = Z_{MB} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v3} \cdot L_{bm}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} [MPa]$$

$$\sigma_{H04} = 1,0624 \cdot 190,2719 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8$$

$$\cdot \sqrt{\frac{27253,6123}{164,7805 \cdot 58,6222} \cdot \frac{2,1526 + 1}{2,1526}}$$
(130)

$$\sigma_{H04} = 819,4028 \text{ MPa}$$

Dále je vypočítáno napětí v dotyku vztahem (131):

$$\sigma_{H3} = \sigma_{H03} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} [MPa]$$
(131)

Kde:

Součinitel vnitřních dynamických sil je vypočítán rovnicí (132):

$$K_V = \left(\frac{A_a + \sqrt{v_{et} \cdot 200 \frac{s}{m}}}{A_a} \right) [-] \quad (132)$$

Pro výpočet součinitele vnitřních dynamických sil je potřeba určit obvodovou rychlost na vnějším roztečném průměru v_{et} dle vztahu (133). Dále je potřeba vypočítat proměnou A_a dle rovnice (134) a B_b dle rovnice (135). Stupeň přesnosti $Q_{ISO} = 8$ s předepsanou drsností $R_a = 1,6 \mu m$.

$$v_{et} = v_{mt} \cdot \frac{d_{e3}}{d_{m3}} [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_{et} = 3,8527 \cdot \frac{170}{136,2614} = 4,8066 m \cdot s^{-1} \quad (133)$$

$$B_b = 0,25 \cdot (Q_{ISO} - 5)^{\frac{2}{3}} [-] \quad (134)$$

$$B_b = 0,25 \cdot (8 - 5)^{\frac{2}{3}} = 0,52$$

$$A_a = 50 + 56 \cdot (1 - B_b) [-] \quad (135)$$

$$A_a = 50 + 56 \cdot (1 - 0,52) = 76,8788$$

Nyní jsou určeny všechny potřebné veličiny pro výpočet součinitele vnitřních dynamických sil K_V a lze dosadit do rovnice (132):

$$K_V = \left(\frac{76,8788 + \sqrt{4,8066 \cdot 200 \frac{s}{m}}}{76,8788} \right) = 1,4033 \quad (132)$$

Montážní součinitel $K_{H\beta-be}$ je určen způsobem uložení ozubených kol vůči poloze ložisek viz Shigley strana 884 [31]. Navržená konstrukce obsahuje verzi „jedno z kol uloženo letmo“. Montážní součinitel je tedy zvolen $K_{H\beta-be} = 1,32$.

Pro určení součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$ je určený vztahem který je zvolen v závislosti na účinné šířce ozubení b_e vypočtenou vztahem (136). Vztah (137) pro výpočet $K_{H\beta}$ je určen viz Shigley strana 885 [31].

$$b_e = 0,85 \cdot b \text{ [mm]} \quad (136)$$

$$b_e = 0,85 \cdot 60 = 51 \text{ mm}$$

$$K_{H\beta} = 1,5 \cdot K_{H\beta-be} [-] \quad (137)$$

$$K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,32 = 1,98$$

Součinitel zatížení jednotlivých zubů pro dotyk je určen $K_{H\alpha} = 1$.

Součinitel vnějších dynamických sil je určeno provozními podmínkami (viz Obr. 69) a proto součinitel $K_A = 1$.

Součinitel vnějších dynamických sil K_A^a . (Výběr z ISO 6336-1:1996(E))

zatěžování převodu hnačím strojem	součinitel vnějších dynamických sil K_A (1) zatěžování převodu hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,00	1,25	1,50	1,75
s malou nerovnoměrností	1,10	1,35	1,60	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,00
s velkou nerovnoměrností	1,50	1,75	2,00	2,25 a více

^a Tabulka platí pro reduktory. Pro rychloběžné pohony se hodnoty v tabulce zvyšují o $0,01(z_p/z_z)^2$.

Obr. 69 Součinitel vnějších dynamických sil K_A [31]

Potřebné veličiny pro výpočet napětí v dotyku σ_{H3} pro pastorek jsou zjištěny a dosazeny do vztahu (131):

$$\sigma_{H3} = \sigma_{H03} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \text{ [MPa]} \quad (131)$$

$$\sigma_{H3} = 819,4028 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,4033 \cdot 1,98 \cdot 1} = 1365,8575 \text{ MPa}$$

Dále bylo dosazeno do vztahu (138) a vypočítáno napětí v dotyku pro ozubené kolo:

$$\sigma_{H4} = \sigma_{H04} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \text{ [MPa]} \quad (138)$$

$$\sigma_{H4} = 819,4028 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,4033 \cdot 1,98 \cdot 1} = 1365,8575 \text{ MPa}$$

Následujícím krokem ve výpočtu kontroly ozubeného soukolí v dotyku je výpočet příslušného napětí v dotyku σ_{HP1} dle vztahu (139):

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{HLim3}}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \cdot Z_{NT} \text{ [MPa]} \quad (139)$$

Kde:

Součinitel počtu cyklů je daný normou ISO 10300-3:2001 [34] $Z_{NT} = 1$ [31].

Dle dané normy ISO 10300-1:2001 [34] je součinitel Z_X roven jedné, $Z_X = 1$ [31].

Pro učení součinitele tvrdosti Z_W je potřeba převést tvrdost materiálu dle Vickerse na požadovanou tvrdost dle Brinella. Tvrdost pastorku dle Brinella $H_{B3} = 701 \text{ HB}$ a tvrdost ozubeného kola $H_{B4} = 655 \text{ HB}$.

Součinitel tvrdosti Z_W je určen pomocí podmínky: $H > 470 \text{ HB}$ pak je $Z_W = 1$. Zvolený materiál má minimální tvrdost $H = 655 \text{ HB}$ a proto je podmínka splněna a tedy $Z_W = 1$.

Určení součinitele drsnosti povrchu zubu Z_R , Součinitele obvodové rychlosti Z_V a součinitele maziva Z_L lze určit konzervativní a méně konzervativní metodou. Pro tento výpočet je zvolena konzervativní metoda. Součinitele $Z_R, Z_V, a Z_L$ jsou určeny jako součin součinitelů. Tento součin je určen metodou obrábění ozubených kol viz Shigley strana 814 [31].

Ozubená kola jsou frézovaným ozubením, a proto součin součinitelů $Z_R Z_V Z_L = 0,85$.

Nyní lze dosadit do rovnice (139) pro výpočet příslušného napětí v ohybu pro pastorek:

$$\sigma_{HP3} = \frac{1650}{1,2} \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1168,75 \text{ MPa} \quad (139)$$

Příslušné napětí v ohybu pro ozubené kolo je vypočítáno vztahem (140):

$$\sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{HLim4}}{S_{Hmin}} \cdot 0,85 \cdot Z_W \cdot Z_X \cdot Z_{NT} \text{ [MPa]} \quad (140)$$

$$\sigma_{HP4} = \frac{1650}{1,2} \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1168,75 \text{ MPa}$$

Posledním krokem výpočtu kontroly pastorku a ozubeného kola na ohyb je výpočet bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu dle vztahu (141,142).

$$S_{H3} = \frac{\sigma_{HLim3}}{\sigma_{H3}} [-] \quad (141)$$

$$S_{H3} = \frac{1650}{1365,8575} = 1,208$$

$$S_{H4} = \frac{\sigma_{HLim4}}{\sigma_{H3}} [-] \quad (142)$$

$$S_{H4} = \frac{1650}{1365,8575} = 1,208$$

5.2.5 KONTROLA KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ NA OHYB V PATĚ ZUBU

Kuželové soukolí bude zkontrolováno na ohyb v patě zubu. Prvním krokem ve výpočtu je určení nominálního napětí v ohybu σ_{F0i} .

Nominální napětí v ohybu pro pastorek je vypočítáno dle rovnice (143):

$$\sigma_{F03} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa3} \cdot Y_{Sa3} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} [MPa] \quad (143)$$

Kde:

Součinitel vlivu záběru Y_{ε} je staven v závislosti na velikosti součinitel záběru kroku $\varepsilon_{v\beta}$ je vybrána rovnice pro výpočet součinitele Y_{ε} viz Shigley strana 896 [31]. Součinitel záběru kroku je roven nule, $\varepsilon_{v\beta} = 0$. Součinitel vlivu kroku je tedy vypočítán dle vztahu (144).

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} [-] \quad (144)$$

Dosazením do vztahu (144) je vypočten součinitel vlivu záběru Y_{ε} :

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{1,6487} = 0,7049 \quad (144)$$

Je splněna podmínka $Y_{\varepsilon} \geq 0,625$.

Součinitel kuželovitého kola Y_K je vypočítán dle rovnice (145):

$$Y_K = \left(\frac{1}{2} + \frac{1 \cdot l'_{bm}}{2 \cdot b} \right)^2 \cdot \frac{b}{l'_{bm}} [-] \quad (145)$$

Pro určení součinitele Y_K je zapotřebí vypočítat promítnutou délku střední úsečky stykové plošky l'_{bm} dle vztahu (146):

$$l'_{bm} = l_{bm} \cdot \cos(\beta_m) [m] \quad (146)$$

$$l'_{bm} = 0,0586 \cdot \cos(0) = 0,0586 \text{ m}$$

Nyní lze dosadit do rovnice (145) a vypočítat součinitel Y_K :

$$Y_K = \left(\frac{1}{2} + \frac{1 \cdot 58,6}{2 \cdot 60} \right)^2 \cdot \frac{60}{58,6} = 1 \quad (145)$$

Součinitel sdílení zatížení Y_{LS} je vypočítán vztahem (147):

$$Y_{LS} = Z_{LS}^2 = 1 \quad (147)$$

Součinitel tvaru zubu Y_{Fa} je určen z obrázku (Obr. 65) jako závislost počtu zubů virtuální ozubeného kola/pastorku z_v na jednotkovém posunutí x . Součinitel koncentrace napětí je určen z obrázku (Obr. 66) závislost počtu zubů virtuální ozubeného kola/pastorku z_v na jednotkovém posunutí x . Hodnoty těchto součinitelů jsou určeny v tabulce 7.

Tab. 7 Tabulka součinitele tvaru zubu Y_{Fa} a součinitele koncentrace napětí Y_{sa} .

	Pastorek	Ozubené kolo
Počet zubů virtuálního kola z_v	20,6	44,5
Jednotkové posunutí x	0	0
Součinitel tvaru zubu Y_{Fa}	2,52	2,3
Součinitel koncentrace napětí Y_{sa}	1,72	1,87

Všechny hodnoty pro výpočet nominálního napětí v ohybu jsou určeny a nyní lze dosadit do rovnice (143) a vypočítat nominální napětí v ohybu paty zubu pastorku:

$$\sigma_{F03} = \frac{27253,6123}{60 \cdot 8,0154} \cdot 2,52 \cdot 1,72 \cdot 0,7049 \cdot 1 \cdot 1 = 173,1671 [MPa] \quad (143)$$

Dále je vypočítáno nominální napětí v ohybu paty zubu kuželového ozubeného kola dle vztahu (148):

$$\sigma_{F04} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa4} \cdot Y_{Sa4} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} \text{ [MPa]} \quad (148)$$

$$\sigma_{F03} = \frac{27253,6123}{60 \cdot 8,0154} \cdot 2,3 \cdot 1,87 \cdot 0,7049 \cdot 1 \cdot 1 = 171,8327 \text{ [MPa]}$$

Výpočet přípustného napětí v ohybu pro pastorek je vypočteno dle vztahu (149):

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{FLim3} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \text{ [MPa]} \quad (149)$$

Kde:

Součinitel počtu cyklů Y_{NT} je udán roven jedné, $Y_{NT} = 1$.

Poměrný součinitel vrubové citlivosti $Y_{\delta relT}$ je určen v závislosti na součiniteli Y_{Sa} , ale pro standardní zaobalení paty zubu je možné uvažovat součinitel roven jedné, $Y_{\delta relT} = 1$.

Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu Y_{RrelT} je daný roven jedné, $Y_{RrelT} = 1$.

Součinitel velikosti Y_X je vypočte určeným vztahem, který je určen na základě zvoleného materiálu soukolí a velikosti modulu ozubení viz Shigley strana 830 [31].

Součinitel Y_X je tedy vypočítán vztahem (150):

$$Y_X = 1,05 - \frac{0,01}{mm} \cdot m_{mn} [-] \quad (150)$$

$$Y_X = 1,05 - \frac{0,01}{mm} \cdot 8,0154 = 0,9698$$

Součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo je $Y_{ST} = 2$.

Všechny hodnoty pro výpočet příslušného napětí v ohybu pro pastorek σ_{FP4} jsou určeny a lze dosadit do vztahu (149):

$$\sigma_{FP3} = \frac{525 \cdot 2 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9698 = 848,62 \text{ MPa} \quad (149)$$

Příslušné napětí v ohybu pro ozubené kolo je vypočítáno vztahem (151):

$$\sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{FLimA} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \text{ [MPa]} \quad (151)$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{525 \cdot 2 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9698 = 848,62 \text{ MPa}$$

Dalším krokem výpočtu je vypočítat napětí v ohybu pastorku σ_{F3} . Pro výpočet je určen vzorec (152).

$$\sigma_{F3} = \sigma_{F03} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \text{ [MPa]} \quad (152)$$

Kde:

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{F\beta}$ pro ohyb je stanoven dle vztahu (153). Součinitel zakřivení po délce K_{F0} je stanoven na základě druhu zubů. Pro přímé zuby je součinitel $K_{F0} = 1$.

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{F0}} \text{ [-]} \quad (153)$$

$$K_{F\beta} = \frac{1,98}{1} = 1,98$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb $K_{F\alpha}$ je vypočítán pomocí rovnice (154):

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\gamma} \cdot Y_\varepsilon} \text{ [-]} \quad (154)$$

$$K_{F\alpha} = \frac{1,6487}{1,6487 \cdot 0,7049} = 1,4186$$

Všechny potřebné hodnoty pro výpočet napětí v ohybu σ_{F3} jsou určeny a je možné dosadit do rovnice (152):

$$\sigma_{F3} = 173,1671 \cdot 1 \cdot 1,4033 \cdot 1,98 \cdot 1,4186 \quad (152)$$

Následně je vypočítáno napětí v ohybu pro ozubené kolo σ_{F4} dle vztahu (155):

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F04} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \text{ [MPa]} \quad (155)$$

$$\sigma_{F3} = 171,8327 \cdot 1 \cdot 1,4033 \cdot 1,98 \cdot 1,4186 = 677,318 \text{ MPa}$$

5.2.6 VÝPOČET BEZPEČNOSTI V OHYBU

Posledním krokem kontroly ozubených kol kuželového soukolí na ohyb je výpočet bezpečnosti S_F . Bezpečnost v ohybu paty zubu pastorku S_{F3} je vypočítána dle vztahu (156):

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{FLim3} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X [-] \quad (156)$$

$$S_{F3} = \frac{525 \cdot 2 \cdot 1}{682,5782} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9698 = 1,4919$$

Bezpečnost v ohybu ozubeného kola je vypočítána rovnicí (157):

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{FLim4} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X [-] \quad (157)$$

$$S_{F4} = \frac{525 \cdot 2 \cdot 1}{682,5782} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9698 = 1,4919$$

5.3 VÝPOČET OZUBENÉHO SOUKOLÍ 5–6

Výkon z hnacího stoje je rozveden na jednotlivé rotory ozubeným soukolím s přímými zuby. U výpočtu soukolí 5-6 je postupováno stejně jako u soukolí 1-2 dle [31] [32] [33]. Vypočítané hodnoty a zvolené součinitele jsou shrnuty v tabulce s výslednými hodnotami.

Kuželové soukolí pracuje s převodovým poměrem $i_2 = 1,47$. Z tohoto důvodu dochází k změně kroutícího momentu a otáček.

Kroutící moment M_{k56} stupně 5-6 je vypočítán dle rovnice (158):

$$M_{k56} = \frac{M_k}{i_2} [Nm] \quad (158)$$

$$M_{k56} = \frac{1856,8}{1,47} = 1262,62 \text{ Nm}$$

Otáčky n_{56} na stupni 5-6 jsou vypočítány dle vztahu (159):

$$n_{56} = \frac{n_1}{i_2} \left[\frac{1}{min} \right] \quad (159)$$

$$n_{56} = \frac{540}{1,47} = 367,2 \left[\frac{1}{min} \right]$$

Jak už bylo zmíněno převodový poměr mezi jednotlivými rotory musí být rovný jedné, $i_{56} = 1$. Z toho plyne, že soukolí obsahuje stejná ozubená kola. Počet zubů ozubených kol je zvolen $z_5 = z_6 = 49$. Modul ozubení je zvolen $m_{56} = 5 \text{ mm}$. Úhel záběru je zvolen roven

20° , $\alpha_{56} = 20^\circ$. Jsou zvoleny přímé zuby, z toho vyplývá, že úhel sklonu zubů je roven 0, $\beta = 0^\circ$.

5.3.1 GEOMETRICKÉ PARAMETRY OZUBENÉHO SOUKOLÍ 5-6

Geometrické parametry jsou shrnuty v tabulce 8.

Tab. 8 Geometrických parametrů ozubeného soukolí 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Normální modul	m_{n56} [mm]	5
Čelní modul ozubení	m_{t56} [mm]	5
Průřez roztečené kružnice	$D_1 = D_2$ [mm]	245
Osová vzdálenost	a_{56} [mm]	245
koeficientu ψ	ψ [–]	10
Teoretická šířka ozubení	b_{teor56} [mm]	50
Zvolená šířka ozubení	b_{56} [mm]	56
Normální rozteč	p_{n56} [mm]	15,7
Tloušťka zubu	s_{12} [mm]	7,85
Úhel záběru v normálové rovině	$\alpha_{n56,st}$ [°]	20
Čelní úhel záběru v normálové rovině	α_{t56} [rad]	0,349
Úhel záběru v čelní rovině	α_{tw56} [rad]	0,349
Čelní rozteč zubu	p_{t56} [mm]	15,708
Základní rozteč	p_{tb56} [mm]	14,761
Průměr základní kružnice	D_{b56} [mm]	230,225
Výška hlavy zubu	h_{a56} [mm]	5
Výška paty zubu	h_{f56} [mm]	6,25
Výška zubu	h_{56} [mm]	11,25
Průměr hlavové kružnice	D_{a56} [mm]	255
Hlavová vůle	c_{56} [mm]	1,25

Průměr patní kružnice	$D_{f56} [mm]$	232,5
Průměr valivé kružnice	$D_{w56} [mm]$	245
Valivá osová vzdálenost	$a_{w56} [mm]$	245
Jednotkové posunutí	$x_{56} [-]$	0

5.3.2 KONTROLA ŠPIČATOSTI ZUBŮ

Výpočet kontroly špičatosti zubu soukolí 5-6 je postupováno stejně jako u soukolí 1-2.

Vypočítané hodnoty jsou shrnuty v tabulce 9.

Tab.9 Hodnoty výpočtu kontroly špičatosti zubu:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Úhel záběru v čelní rovině na hlavové kružnici	$\alpha_{ta56} [rad]$	0,444
Tloušťka zubu na hlavové kružnici v čelní rovině	$s_{ta56} [mm]$	3,871
Úhel sklonu zubu v normálové rovině na hlavové kružnici	$\beta_{a56} [rad]$	0
Tloušťka zubu na hlavové kružnici v normálové rovině	$s_{n56} [mm]$	3,871
Mezní hodnota tloušťky zubu	$m_{h56} [mm]$	2

5.3.3 VÝPOČET CELKOVÉHO SOUČiniteLE ZÁBĚRU PRO SOUKOLÍ 5-6

Výpočet celkového součinitele záběru soukolí 5-6 je postupováno stejně jako u soukolí 1-2. Vypočítané hodnoty jsou shrnuty v tabulce 10.

Tab. 10 Součinitele záběru soukolí 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Součinitel záběru profilu	$\varepsilon_{\alpha56} [-]$	1,751
Součinitel záběru kroku	$\varepsilon_{\beta56} [-]$	0
Celkový součinitel záběru	$\varepsilon_{\gamma56} [-]$	1,751

5.3.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUBENÍ V DOTYKU PRO SOUKOLÍ 5-6

Výpočet pevnostní kontroly ozubení v dotyku pro soukolí 5-6 je postupováno stejně jako u soukolí 1-2.

Vypočítané hodnoty sil jsou shrnuty v tabulce 11.

Tab.11 Síly pro výpočet pevnostní kontroly ozubení v dotyku pro soukolí 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Obvodovou rychlost na roztečné kružnici	$v_{56} [m \cdot s^{-1}]$	4,71
Obvodová síla	$F_{t56} [N]$	15157,616
Radiální síla	$F_{r56} [N]$	5516,92
Celková síla	$F_{56} [N]$	16160,396

5.3.5 VOLBA MATERIÁLU SOUKOLÍ 5-6

Volba materiálu pro soukolí 5-6 je postupováno stejně jako u soukolí 1-2.

Volba materiálu a jeho základní charakteristiky podléhají normě ČSN ISO 6336-5 [32].

Je zvolen materiál se stupněm kvality ME s pořadovým číslem 58–64. Konkrétně je vybrána tvářená nitridovaná ocel C45E. Tento materiál je použit pro obě kola soukolí.

Z důvodu převodového poměru $i_{56} = 1$ jsou obě kola stejné není potřeba volit větší tvrdost pro pastorek, který v tomto soukolí odpadá.

Tvrdost pastorku dle Vickerse pro kolo 5 $H_{v5} = 850$ a kolo 6 $H_{v6} = 850$. Konstanty pro dotyk $A_5 = 0 MPa$, $B_5 = 1450 MPa$ a konstanty pro ohyb $A_6 = 0 MPa$, $B_6 = 468 MPa$. Dále je udané jmenovité napětí v dotyku $\sigma_{HLim} = 1450 MPa$ a jmenovité napětí v ohybu paty zubu $\sigma_{FLim} = 468 MPa$. Modul pružnosti v tahu je zvolen dle materiálu a tedy $E = 2,6 \cdot 10^5 MPa$.

Vypočítané dovolené napětí v dotyku a hodnoty jsou shrnuty v tabulce 12.

Tab.12 Dovolené napětí v dotyku:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Dovolného napětí v dotyku	$\sigma_{HLim56} [MPa]$	1450
Dovolného napětí v ohybu	$\sigma_{FLim56} [MPa]$	468

5.3.6 VÝPOČET KONTROLY NAPĚTÍ V DOTYKU OZUBENÉHO SOUKOLÍ 5-6

Vypočítané hodnoty veličin kontroly napětí v dotyku ozubených kol 5-6 jsou shrnuty v tabulkách (13, 14, 15, 16).

Tab.13 Hodnoty výpočtu nominálního napětí v dotyku:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Nominální napětí v dotyku	σ_{H0} [MPa]	703,8
Součinitel mechanických vlastností materiálu	Z_E [\sqrt{MPa}]	189,8
Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	Z_H [-]	2,495
Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů	Z_ε [-]	1
Součinitel sklonu zubu	Z_β [-]	1

Tab.14 Hodnoty výpočtu napětí v dotyku ozubeného kola 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Napětí v dotyku	σ_{H056} [MPa]	1204,78
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A [-]	1,75
součinitele dynamických sil	K_V [-]	1,19
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	$K_{H\beta}$ [-]	1,40
součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v dotyku	$K_{H\alpha}$ [-]	1

Tab.15 Hodnoty výpočtu příslušného napětí v dotyku kola 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Příslušné napětí v dotyku	σ_{P56} [MPa]	1208,33
Součinitel tvrdosti	Z_W [-]	1

Součín součinitelů	$Z_{LVR} [-]$	1
Součinitel velikostí	$Z_X [-]$	1
Součinitel počtu cyklů	$Z_{NT56} [-]$	1

Tab.16 Hodnoty výpočtu bezpečnosti v dotyku kola 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Bezpečnost v dotyku	$S_{H56} [-]$	1,2035

5.3.7 VÝPOČET KONTROLY NAPĚTÍ V OHYBU OZUBENÉHO SOUKOLÍ 5-6

Vypočítané hodnoty veličin kontroly napětí v ohybu ozubených kol 5-6 jsou shrnuty v tabulkách (17, 18, 19, 20).

Tab.17 Hodnoty výpočtu nominálního napětí v ohybu kola 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Nominální napětí v ohybu	$\sigma_{F056} [MPa]$	159,815
Součinitel tvaru zubu	$Y_{Fa} [-]$	2,79
Součinitel koncentrace napětí	$Y_{Sa} [-]$	1,56
Součinitel vlivu záběru zubu	$Y_{\epsilon} [-]$	0,6783
Součinitel sklonu zubů	$Y_{\beta} [-]$	1

Tab.18 Hodnoty výpočtu napětí v ohybu kola 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Napětí v ohybu	$\sigma_{F56} [MPa]$	437,62
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb	$K_{F\beta} [-]$	1,314
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb	$K_{F\alpha} [-]$	1

Tab.19 Hodnoty výpočtu příslušného napětí v ohybu kola 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Příslušného napětí v ohybu	$\sigma_{FP56} [MPa]$	756,6
Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola	$\sigma_{FE56} [MPa]$	936
Součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo	$Y_{ST} [-]$	2
Součinitel počtu cyklů	$Y_{NT56} [-]$	1
Součinitel velikosti	$Y_X [-]$	1
Poměrný součinitel vrubové citlivosti	$Y_{\delta relT} [-]$	1
Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu	$Y_{RrelT} [-]$	1

Tab.20 Hodnoty výpočtu bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu kola 5-6:

Název veličiny	Zkratka	Hodnota veličiny
Bezpečnost v ohybu	$S_{F56} [-]$	2,075

5.4 ŘEZNÝ ODPOR ELEMENTÁRNÍHO SVISLÉHO NOŽE

Aktivním prvkem rotačních bran jsou nože. Tyto nože rotují ve svislé poloze. Při pracovním záběru je potřeba překonat řezný odpor vůči půdě. Tento řezný odpor elementárního svislého nože je vypočítán pomocí vztahu (160) [s]. Rotační brána pracuje s maximální hloubkou záběru $H = 250 \text{ mm}$. Tloušťka nože rotačních bran $b_n = 12 \text{ mm}$. Velikost řezného úhlu $\gamma = 27,5^\circ$ a korekční součinitel $k_\beta = 1$.

Výpočet řezného odporu elementárního svislého nože je vypočten dle [35]:

$$F_{TR} = 5000 \cdot (H)^{1,35} \cdot \left(1 + (10) \cdot \frac{b_n}{[mm]}\right) \cdot \left(1 - \frac{90^\circ - \gamma}{180^\circ}\right) \cdot k_\beta [N]$$

$$F_{TR} = 5000 \cdot (250)^{1,35} \cdot \left(1 + (10) \cdot \frac{12}{[mm]}\right) \cdot \left(1 - \frac{90^\circ - 27,5^\circ}{180^\circ}\right) \cdot 1$$

$$= 562,564 \text{ N} \quad (160)$$

Dále je vypočítán kroutící moment působící M_{kR} na rotor jako odpor zeminy dle rovnice (161)

$$M_{kR} = \frac{F_{TR} \cdot D}{2} [Nm] \quad (161)$$

$$M_{kR} = \frac{562,564 \cdot 250}{2} = 70,325 [Nm]$$

5.5 VÝPOČET REAKCÍ VE VAZBÁCH

Prvním krokem je vypočítat všechny síly které působí na hřídel v uložení ozubeného kola a následně v místě uložení unašeče nožů.

Síla působící po rovině ostří F_v je vypočítána dle rovnice (162):

$$F_v = F_{TR} \cdot \cos(\beta_R) [N] \quad (162)$$

$$F_v = 562 \cdot \cos(25,8) = 506 N$$

Radiální síla působící na hřídel v místě uložení unašeče nožů je vypočítána dle rovnice (163):

$$F_R = F_v \cdot \sin(\alpha_R) [N] \quad (163)$$

$$F_R = 506 \cdot \sin(64,2) = 455,6 [N]$$

5.5.1 RADIÁLNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ V MÍSTĚ ULOŽENÍ OZUBENÉHO KOLA

Radiální síla působí na hřídel v místě uložení ozubeného kola. Prvním krokem výpočtu je určit tečnou sílu F_{t1} dle rovnice (164). Z této síly je následně vypočítána radiální síla F_{r1} dle rovnice (165), která působí na hřídel:

$$F_{t1} = \frac{M_{k56} \cdot 2}{D_{56}} [N] \quad (164)$$

$$F_{t1} = \frac{1262,619 \cdot 2}{245} = 10182,412 [N]$$

$$F_{r1} = F_{k1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) [N] \quad (165)$$

$$F_{r1} = 10182,412 \cdot \operatorname{tg}(20) = 3706 N$$

Výpočet reakcí ve vazbách postupuje dle [36].

Dle rovnic (166,167) jsou určeny rovnice statické rovnováhy:

$$\Sigma F_y = 0: F_A - F_{r1} + F_B + F_C - F_R = 0 \quad (166)$$

$$\Sigma M_A = 0: -F_{r1} \cdot a + F_B \cdot (a + b) + F_C \cdot (a + b + c) - F_R \cdot (a + b + c + d) = 0 \quad (167)$$

Soustava je 1x staticky neurčitá, a proto je výpočet následně provede Castiglianovou větou. Sílu F_B a F_A je potřeba vyjádřit jako funkci síly F_C .

$F_B = f_B(F_C)$ je vyjádřeno v rovnici (168):

$$F_B = \frac{F_{r1} \cdot a - F_C \cdot (a + b + c) + F_R \cdot (a + b + c + d)}{a + b} = 2999,74 - 1,54 \cdot F_C \quad (168)$$

$F_A = f_A(F_C)$ je vyjádřeno v rovnici (169):

$$F_A = F_{r1} - F_B - F_C + F_R \quad (169)$$

$$F_A = F_{r1} - 2999,74 + 1,54 \cdot F_C - F_C + F_R = 1161,9 + 0,54 \cdot F_C$$

Pro určení Castiglianové věty je hřídel částečně uvolněna a podmínkou nulového průhybu v bodě C, $w_C = 0$. Rovnice je vyjádřena vztahem (170).

$$w_C = \frac{\partial W}{\partial F_C} = \int_0^a \frac{M_{o1}}{E \cdot J_{p1}} \cdot \frac{\partial M_{o1}}{\partial F_C} \cdot dx_1 + \int_0^b \frac{M_{o2}}{E \cdot J_{p2}} \cdot \frac{\partial M_{o2}}{\partial F_C} \cdot dx_2 + \int_0^c \frac{M_{o3}}{E \cdot J_{p3}} \cdot \frac{\partial M_{o3}}{\partial F_C} \cdot dx_3 + \int_0^d \frac{M_{o4}}{E \cdot J_{p4}} \cdot \frac{\partial M_{o4}}{\partial F_C} \cdot dx_4 \quad (170)$$

Ohybové momenty v jednotlivých úsecích jsou vypočítány rovnicemi (171,172,173,174):

$$M_{o1} = F_A \cdot x_1 = (1161,9 + 0,54 \cdot x_1) \quad (171)$$

$$M_{o2} = F_A \cdot (x_2 + a) - F_R \cdot x_2 = (1161,9 + 0,54F_C) \cdot (x_2 + 58) - 3706 \cdot x_2 \quad (172)$$

$$M_{o3} = F_B \cdot x_3 - F_{r1} \cdot (b + x_3) = (2999,74 - 1,54 \cdot F_C) \cdot x_3 - 3706 \cdot (43,7 + x_3) \quad (173)$$

$$M_{o4} = -F_R \cdot x_4 = -455,6 \cdot x_4 \quad (174)$$

Parciální derivace ohybových momentů podle síly F_C jsou vypočítány dle rovnic (175,176,177,178):

$$\frac{\partial M_{o1}}{\partial F_C} = \frac{27x_1}{50} \quad (175)$$

$$\frac{\partial M_{o2}}{\partial F_C} = \frac{27(x_2 + a)}{50} \quad (176)$$

$$\frac{\partial M_{o3}}{\partial F_C} = -\frac{77x_3}{25} \quad (177)$$

$$\frac{\partial M_{o4}}{\partial F_C} = 0 \quad (178)$$

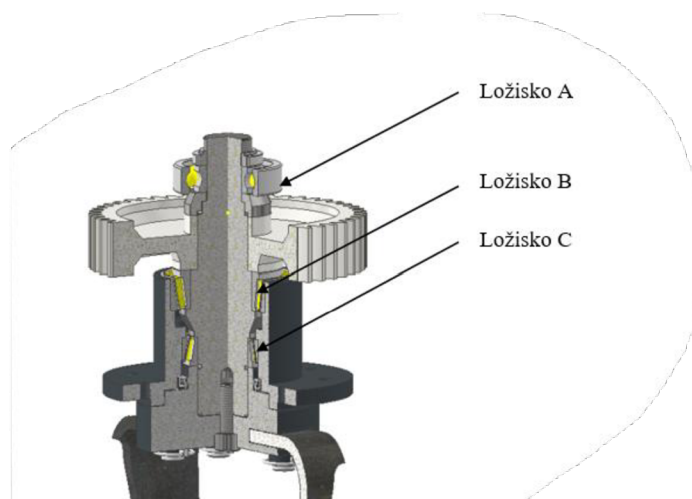
Parciální derivace jsou dosazeny do vztahu (170). Po dosazení do vztahu vzniká rovnice (179):

$$w_C = \int_0^a \frac{M_{o1}}{E \cdot J_{p1}} \cdot \frac{27x_1}{50} + \int_0^b \frac{M_{o2}}{E \cdot J_{p2}} \cdot \frac{27(x_2 + a)}{50} + \int_0^c \frac{M_{o3}}{E \cdot J_{p3}} \cdot -\frac{77x_3}{25} + 0 \quad (179)$$

Pro výpočet síly ve vazbě C byl použit program MATLAB syms. Řešením rovnice (179) je tedy výsledná síla vazbě C, která je rovna $F_C = -2292,9 \text{ N}$. Po dosazení do rovnice (168, 169) je vypočítaná síla reakce ve vazbě A, $F_A = -76,29 \text{ N}$ a síla ve vazbě B, $F_B = 6530,8 \text{ N}$.

5.6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

Výpočet základní trvanlivosti ložisek je proveden na ložiscích, ve kterých je uložena hřídel rotoru (viz Obr. 70). Výpočet trvanlivosti ložisek postupuje dle [31]. Ve výpočtu je uvažováno s vyššími otáčkami, které poskytuje hnací stoj a tedy $n = 680 \frac{1}{min}$.



Obr. 70 Ložiska rotoru

Exponent a je určeno na základě tvaru stykové plochy valivého členu ložiska. Pro kuličkové ložiska s bodovým stykem je roven 3, $a_A = 3$. Pro kuželíkové ložiska s čárovým stykem je roven $a = \frac{10}{3}$.

Ložiska jsou volena od výrobce SKF [29], konkrétně dvě kuželíková ložiska SKF 33016, SKF 32914 a jedno kuličkové ložisko SKF 6309.

Základní trvanlivost ložisek je vypočítána dle rovnice (180):

$$L_{10i} = \left(\frac{C_i}{|F_i|} \right)^{a_i} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [h] \quad (180)$$

Hodnoty potřebné pro výpočet základní trvanlivosti jsou shrnuty v tabulce 21.

Tab. 21 Parametry pro výpočet základní trvanlivosti ložisek:

	Ložisko A SKF 6309	Ložisko B SKF 33016	Ložisko C SKF 32914
Radiální síla F_i [N]	$F_A = -76,29 N$	$F_B = 6530,8 N$	$F_C = -2292,9 N$
Základní dynamická únosnost [N]	$C_A = 55300 N$	$C_B = 207000 N$	$C_C = 141000 N$
Exponent a [-]	3	$\frac{10}{3}$	$\frac{10}{3}$

Po dosazení do rovnice (180) jsou vypočteny základní trvanlivosti jednotlivých ložisek.

$$L_{10A} = \left(\frac{55300}{|-76,29|} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = 1,3 \cdot 10^9 h$$

$$L_{10B} = \left(\frac{207000}{|6530,8|} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = 41165 h$$

$$L_{10C} = \left(\frac{141000}{|-2292,9|} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 680} = 71592 h$$

5.7 VÝPOČET KONTROLY HŘÍDELE

Dále je proveden výpočet vnitřních výsledných účinků na hřídel pro zjištění maximálního ohybového momentu. Vnitřní výsledné účinky jsou vypočítány pomocí rovnic (181, 182, 183, 184).

$$M_{o1} = -F_A \cdot x_1 [Nm]$$

$$M_{o1_0} = -(-76,29) \cdot 0 = 0 Nm \quad (181)$$

$$M_{o1_a} = -(-76,29) \cdot 0,058 = 4,4237 Nm$$

$$M_{o2} = -F_A \cdot (x_2 + a) - F_R \cdot x_2 \text{ [Nm]}$$

$$M_{o2_0} = -(-76,29) \cdot (0 + 0,058) - (-455,6) \cdot 0 = 4,4237 \text{ Nm} \quad (182)$$

$$M_{o2_b} = -(-76,29) \cdot (0,0435 + 0,058) - (-455,6) \cdot 0,0435 \\ = 168,9524 \text{ Nm}$$

$$M_{o3} = -F_R \cdot x_3 \text{ [Nm]}$$

$$M_{o3_0} = -(-455,6) \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (183)$$

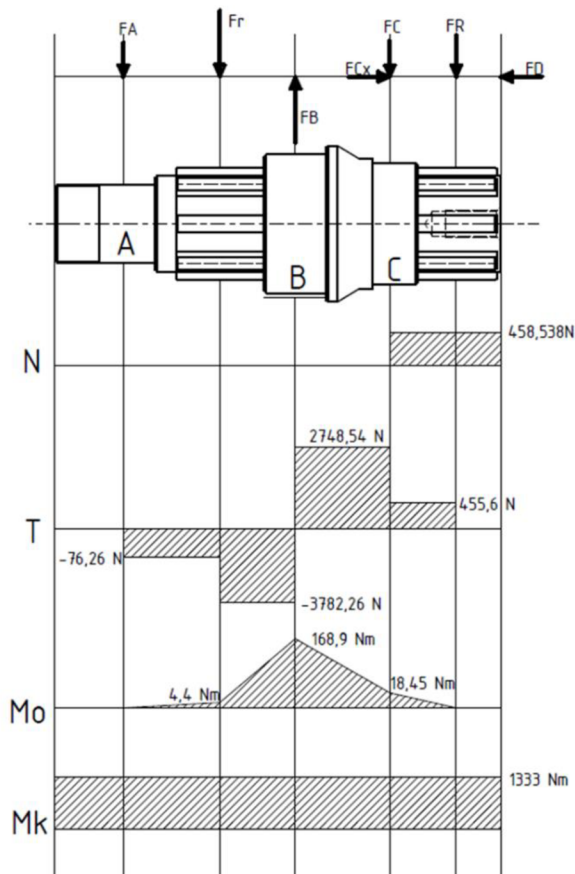
$$M_{o3_d} = -(-455,6) \cdot 0,0405 = 18,4518 \text{ Nm}$$

$$M_{o4} = -F_R (x_4 + d) - F_C \cdot x_4 \text{ [Nm]}$$

$$M_{o4_0} = -(-455,6) \cdot (0 + 0,0405) - (-2292,9) \cdot 0 = 18,4518 \text{ Nm} \quad (184)$$

$$M_{o4_c} = -(-455,6)(0,0545 + 0,0405) - (-2292,9) \cdot 0,0545 = 168,245 \text{ Nm}$$

Průběh VVÚ je vyobrazen na obrázku (Obr.71). Maximální ohybový moment $M_{o2,b}$ je vypočítán (182) a je roven $168,9 \text{ Nm}$, $M_o = 168,9 \text{ Nm}$. Maximální krouticí moment je roven $M_k = 1333 \text{ Nm}$.



Obr. 71 Výsledné vnitřní účinky

Rovnicí (185) je vypočítán minimální průměr hřídele vůči meznímu stavu pružnosti d_{MSP} . Návrhový součinitel $k_h = 1,5$, dále mez pevnosti v tahu R_m je roven 560 MPa , $R_m = 560 \text{ MPa}$ a mez kluzu R_e je rovna 275 MPa , $R_e = 275 \text{ MPa}$.

Minimální průměr hřídele d_{MSP} :

$$d_{MSP} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot k_h}{\pi \cdot R_e} \cdot \sqrt{4 \cdot M_o^2 + 3 \cdot M_k^2}} \quad [m] \quad (185)$$

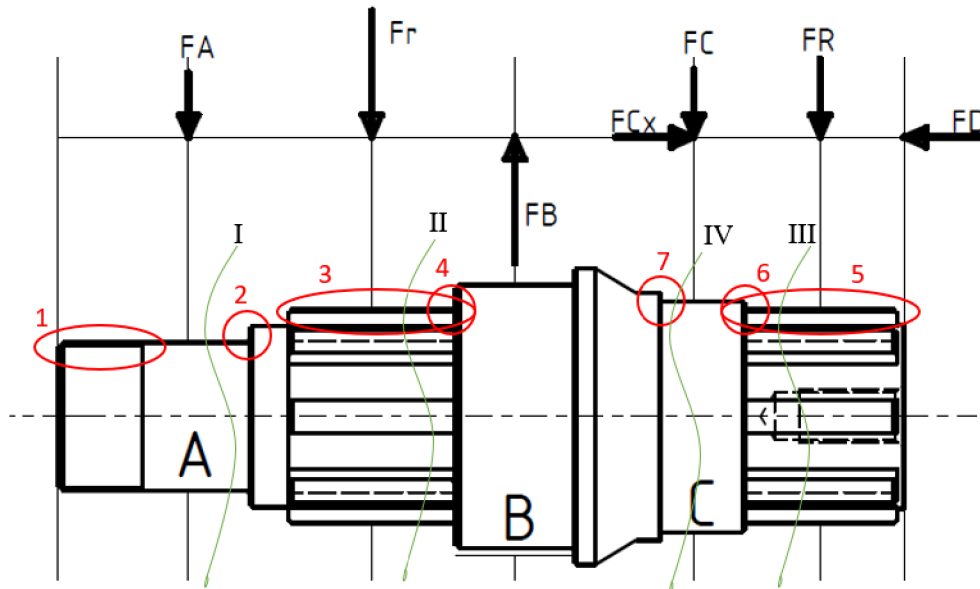
$$d_{MSP} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 275 \cdot 10^6} \cdot \sqrt{4 \cdot 168,9^2 + 3 \cdot 1333^2}} = 0,0401704 \text{ m} \\ = 40,1704 \text{ mm}$$

Minimální průměr hřídele vůči meznímu stavu pružnosti d_{MSP} vyšel roven $40,17 \text{ mm}$.

5.7.1 KONTROLA BEZPEČNOSTI V MÍSTECH KONCENTRÁTORŮ NAPĚTÍ

Výpočet bezpečnosti v místech koncentrátorů napětí na hřídeli postupuje dle [31].

Koncentrace napětí se kumuluje ve změnách průměru na hřídeli, v technologickém zápichu nebo drážkování. Na hřídeli byly vytipované nebezpečné místa, kde dochází ke koncentraci napětí (viz Obr 72).



Obr. 72 Koncentrátoři napětí na hřídeli

Korigovaná mez únavy pro minimální průměr je vypočítána rovnicí (186):

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \text{ [MPa]} \quad (186)$$

$$\sigma'_{co} = 0,843 \cdot 0,8352 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 282,24 = 161,7612 \text{ MPa}$$

Kde:

Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a je vypočítán dle vztahu (187). Součinitelé a_s, b_s popisují kvalitu povrchu a jsou rovny $a_s = 4,51$ a $b_s = -0,265$.

$$k_a = a_s \cdot R_m^{b_s} [-] \quad (187)$$

$$k_a = 4,51 \cdot 560^{-0,265} = 0,843$$

Dle vztahu (188) je vypočítán součinitel vlivu velikosti tělesa k_b :

$$k_b = 1,24 \cdot d_{MSP}^{-0,107} [-] \quad (188)$$

$$k_b = 1,24 \cdot 40,1704^{-0,107} = 0,8352$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování k_c je roven 1 z důvodu kombinace zatížení krutem a ohybem, $k_c = 1$. Součinitel vlivu teploty $k_a = 1$. Dále je určen součinitel spolehlivosti k_e . Na základě 99% spolehlivosti je součinitel $k_e = 0,814$. Součinitel zahrnující další vlivy $k_f = 1$.

Mez únavy zkušební tyče v ohybu je vypočítán dle rovnice (189):

$$\begin{aligned}\sigma_{co} &= 0,504 \cdot R_m \text{ [MPa]} \\ \sigma_{co} &= 0,504 \cdot 560 = 282,24 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{189}$$

V jednotlivých výpočtech bude počítáno se součinitelem vrubu pro normálové napětí β_i . Tento součinitel je vypočten dle vzorce (190):

$$\beta_i = \frac{\alpha_i}{1 + 2 \cdot \frac{(\alpha_i - 1)}{\alpha_i} \cdot \sqrt{\frac{a}{r_i}}} \text{ [-]}\tag{190}$$

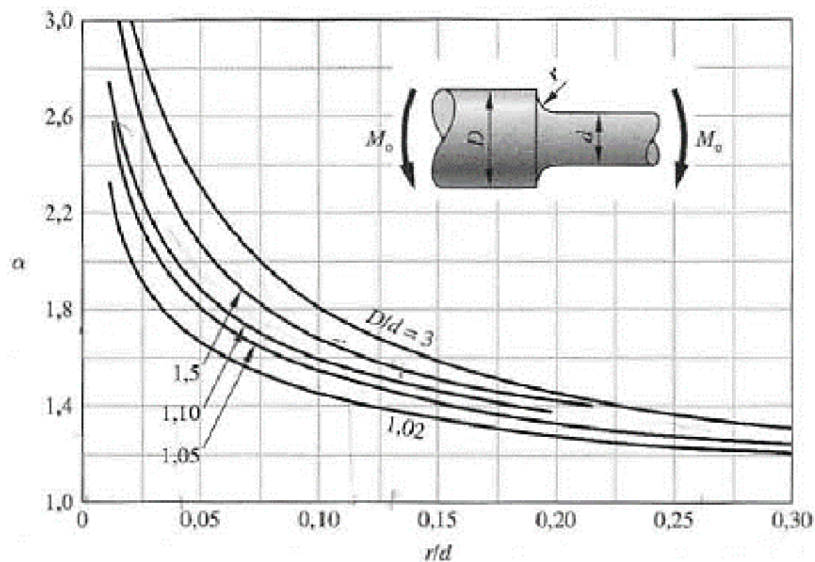
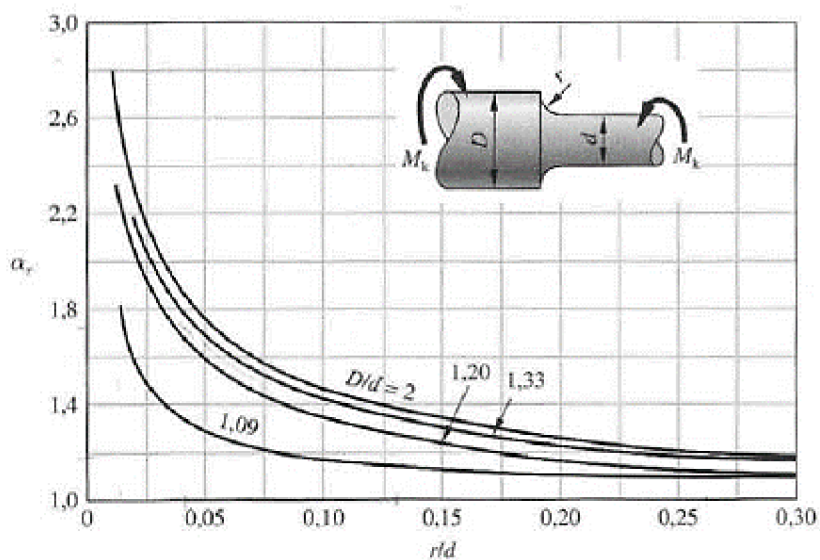
Dále výpočet obsahuje součinitel vrubu pro smykové napětí $\beta_{\tau i}$. Tento součinitel je vypočten dle vzorce (191):

$$\beta_{\tau i} = \frac{\alpha_{\tau i}}{1 + 2 \cdot \frac{(\alpha_{\tau i} - 1)}{\alpha_{\tau i}} \cdot \sqrt{\frac{a}{r_i}}} \text{ [-]}\tag{191}$$

Heywoodův parametr a je vypočítaný dle rovnice (192):

$$\begin{aligned}a &= \left(\frac{104}{R_m}\right)^2 \left[\frac{1}{\text{MPa}^2}\right] \\ a &= \left(\frac{104}{560}\right)^2 = 0,034 \frac{1}{\text{MPa}^2}\end{aligned}\tag{192}$$

Koncentrátor napětí II, jedná se o osazení hřídele z průměru $d_2 = 45 \text{ mm}$ na průměr $D_2 = 55 \text{ mm}$. V tomto místě hřídele dochází ke kombinaci napětí v ohybu a krutu. Z obrázku (Obr.73) je zvolen součinitel tvaru pro ohyb α_2 a z obrázku (Obr.74) je zvolen součinitel tvaru pro krut $\alpha_{\tau 2}$. Poloměr vrubu v přechodu je roven $1,3 \text{ mm}$, $r_2 = 1,3 \text{ mm}$

Obr.73 Součinitel tvaru pro ohyb α [31]Obr.74 Součinitel tvaru pro ohyb α_{τ} [31]

Součinitele tvaru vrubu jsou určeny pomocí poměru poloměru vrubu a menšímu průměru hřídele $\frac{r}{d}$ a poměru velkého průměru ku malému $\frac{D}{d}$.

Součinitel tvaru vrubu pro ohyb $\alpha_2 = 1,75$ a součinitel tvaru vrubu pro krut $\alpha_{\tau 2} = 1,75$.

Po dosazení do rovnice (190) je vypočítána součinitelem vrubu pro normálové napětí:

$$\beta_2 = \frac{1,75}{1 + 2 \cdot \frac{(1,75 - 1)}{1,75} \cdot \sqrt{\frac{0,034}{1,3}}} = 1,537$$

Po dosazení do rovnice (191) je vypočítána součinitelem vrubu pro smykové napětí:

$$\beta_{\tau_2} = \frac{1,75}{1 + 2 \cdot \frac{(1,75 - 1)}{1,75} \cdot \sqrt{\frac{0,034}{1,3}}} = 1,537$$

Maximální ohybový moment M_{oII} v místě vrubu II je vypočítán dle rovnice (193). Největší rameno, na kterém působí síle je roven $x_{II} = 0,0185 \text{ m}$:

$$\begin{aligned} M_{oII} &= -F_A \cdot x_{II} \text{ [Nm]} \\ M_{oII} &= -(-76,29) \cdot 0,0185 = 1,411 \text{ Nm} \end{aligned} \tag{193}$$

Amplituda normálového napětí σ_{a2} je vypočítána dle vztahu (194):

$$\begin{aligned} \sigma_{a2} &= \frac{M_{oII} \cdot 32}{\pi \cdot d_2^3} \cdot \beta_2 \text{ [MPa]} \\ \sigma_{a2} &= \frac{1411 \cdot 32}{\pi \cdot 45^3} \cdot 1,537 = 0,2424 \text{ MPa} \end{aligned} \tag{194}$$

Střední hodnota normálového napětí σ_{m2} , a amplituda smykového napětí τ_{a2} jsou rovny 0, $\sigma_{m2} = 0 \text{ MPa}$ a $\tau_{a2} = 0 \text{ MPa}$.

Střední hodnota smykového napětí τ_{m2} je vypočítána vztahem (195)

$$\begin{aligned} \tau_{m2} &= \frac{M_k \cdot 16}{\pi \cdot d_2^3} \cdot \beta_{\tau_2} \text{ [MPa]} \\ \tau_{m2} &= \frac{1333000 \cdot 16}{\pi \cdot 45^3} \cdot 1,537 = 114,5045 \text{ MPa} \end{aligned} \tag{195}$$

Nyní jsou určeny jednotlivé složky amplitudy napětí σ_{a2red} . Vztahem (196) je vypočítána amplituda redukovaného napětí metodou HMM.

$$\begin{aligned} \sigma_{a2red} &= \sqrt{\sigma_{a2}^2 + 3 \cdot \tau_{a2}^2} \text{ [MPa]} \\ \sigma_{a2red} &= \sqrt{0,2424^2 + 3 \cdot 0^2} = 0,2424 \text{ MPa} \end{aligned} \tag{196}$$

Dále jsou určeny jednotlivé složky střední hodnoty napětí σ_{m2red} . Vztahem (197) je vypočítána střední hodnota redukovaného napětí metodou HMM.

$$\sigma_{m2red} = \sqrt{\sigma_{m2}^2 + 3 \cdot \tau_{m2}^2} \text{ [MPa]} \quad (197)$$

$$\sigma_{m2red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 114,505^2} = 198,328 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost dle mezního stavu pevnosti k_{MSP2} je vypočítána dle rovnice (198):

$$k_{MSP2} = \frac{R_e}{\sigma_{a2red}} [-] \quad (198)$$

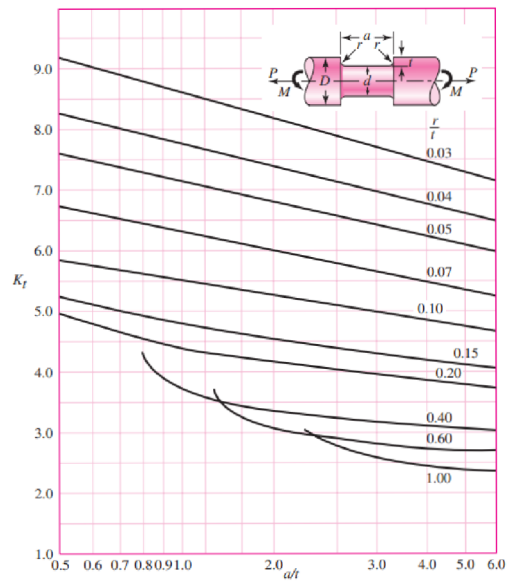
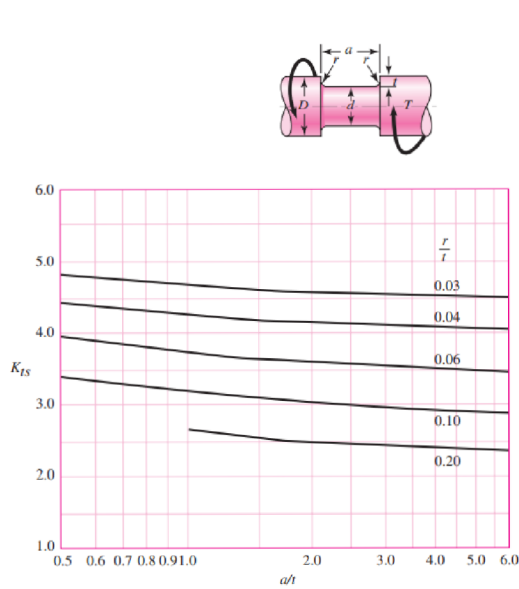
$$k_{MSP2} = \frac{275}{0,2424} = 1134,4486$$

Bezpečnost k meznímu stavu únavy dle Goodmanova kritéria porušení k_{MSU2} je vypočítána dle vztahu (199):

$$k_{MSU2} = \frac{1}{\frac{\sigma_{a2red}}{\sigma_{co}} + \frac{\sigma_{m2red}}{R_m}} [-] \quad (199)$$

$$k_{MSU2} = \frac{1}{\frac{0,2424}{161,7612} + \frac{198,3276}{560}} = 2,8117$$

Koncentrátor napětí III, jedná se o drážkování na hřídeli. Nejmenší průměr hřídele $d_3 = 56 \text{ mm}$ a vnější průměr drážkování $D_3 = 65 \text{ mm}$. V tomto místě hřídele dochází ke kombinaci napětí ohybu a krutu. Z obrázku (Obr.75) je zvolen součinitel tvaru pro ohyb α_3 a z obrázku (Obr.76) je zvolen součinitel tvaru pro krut $\alpha_{\tau 3}$. Poloměr vrubu v přechodu je roven $0,4 \text{ mm}$, $r_2 = 0,4 \text{ mm}$



Obr. 75 Součinitel tvaru pro ohyb α_3 [31] Obr. 76 Součinitel tvaru pro ohyb $\alpha_{\tau 3}$ [31]

Součinitele tvaru vrubu jsou určeny pomocí poměru poloměru vrubu a menšímu průměru hřídele $\frac{r}{t}$ a poměru velkého průměru ku malému $\frac{a}{t}$.

Součinitel tvaru vrubu pro ohyb $\alpha_3 = 6,3$ a součinitel tvaru vrubu pro krut $\alpha_{\tau 3} = 3,2$.

Maximální ohybový moment v místě drážkování je vypočítáno dle rovnice (200):

$$M_{oIII} = -F_A \cdot (a + x_{III}) - F_{r1} \cdot x_{III} \text{ [Nm]}$$

$$M_{oIII} = -(-76,29) \cdot (0,058 + 25,25) - (-3706) \cdot 25,25 = 99,926 \text{ Nm} \tag{200}$$

Dále výpočet postupuje stejně jako u výpočtu koncentrátor napětí II. Z těchto důvodů budou výsledné hodnoty shrnuty v tabulce 22.

Tab.22 Výpočet bezpečnosti v místě III:

Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota veličiny
Součinitelem vrubu pro normálové napětí	$\beta_3 [-]$	4,1637
Součinitelem vrubu pro smykové napětí	$\beta_{\tau 3} [-]$	2,2843
Amplituda normálového napětí	$\sigma_{a3} [MPa]$	24,1322

Střední hodnota normálového napětí	$\sigma_{m3} [MPa]$	0
Amplituda smykového napětí	$\tau_{a3} [MPa]$	0
Střední hodnota smykového napětí	$\tau_{m3} [MPa]$	88,3051
Amplituda redukovaného napětí	$\sigma_{a3red} [MPa]$	24,1322
Střední hodnota redukovaného napětí	$\sigma_{m3red} [MPa]$	152,9489
Bezpečnost dle mezního stavu pevnosti	$k_{MSP3} [-]$	11,3950
Bezpečnost k meznímu stavu únavy	$k_{MSU3} [-]$	2,3670

Koncentrátor napětí IV, jedná se o osazení hřídele z průměru $d_4 = 65 \text{ mm}$ na průměr $D_4 = 80 \text{ mm}$. V tomto místě hřídele dochází ke kombinaci napětí ohybu a krutu. Z obrázku (Obr.73) je zvolen součinitel tvaru pro ohyb α_4 a z obrázku (Obr.74) je zvolen součinitel tvaru pro krut $\alpha_{\tau 4}$. Poloměr vrubu v přechodu je roven 1 mm, $r_4 = 1 \text{ mm}$.

Součinitel tvaru vrubu pro ohyb $\alpha_4 = 2,35$ a součinitel tvaru vrubu pro krut $\alpha_{\tau 4} = 1,85$.

Dále výpočet postupuje stejně jako u výpočtu koncentrátor napětí II. Z těchto důvodů budou výsledné hodnoty shmuty v tabulce 23.

Maximální ohybový moment u koncentrátoru napětí IV je roven maximálnímu ohybovému momentu u koncentrátoru napětí III $M_{oIV} = M_{oIV} = 99,926 \text{ Nm}$.

Tab. 23 Výpočet bezpečnosti v místě IV:

Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota veličiny
Součinitelem vrubu pro normálové napětí	$\beta_4 [-]$	1,9392
Součinitelem vrubu pro smykové napětí	$\beta_{\tau 4} [-]$	1,582
Amplituda normálového napětí	$\sigma_{a4} [MPa]$	7,1871
Střední hodnota normálového napětí	$\sigma_{m4} [MPa]$	0
Amplituda smykového napětí	$\tau_{a4} [MPa]$	0

Střední hodnota smykového napětí	$\tau_{m4} [MPa]$	39,1069
Amplituda redukovaného napětí	$\sigma_{a4red} [MPa]$	39,1069
Střední hodnota redukovaného napětí	$\sigma_{m4red} [MPa]$	67,7352
Bezpečnost dle mezního stavu pevnosti	$k_{MSP4} [-]$	38,2628
Bezpečnost k meznímu stavu únavy	$k_{MSU4} [-]$	6,0464

Koncentrátor napětí V, jedná se o osazení hřídele z průměru $d_5 = 80 \text{ mm}$ na průměr $D_5 = 90 \text{ mm}$ není třeba kontrolovat.

Koncentrátor napětí VI, jedná se o osazení hřídele z průměru $d_6 = 70 \text{ mm}$ na průměr $D_6 = 75 \text{ mm}$. V tomto místě hřídele dochází ke kombinaci napětí ohybu a krutu. Z obrázku (Obr.73) je zvolen součinitel tvaru pro ohyb α_6 a z obrázku (Obr.74) je zvolen součinitel tvaru pro krut $\alpha_{\tau 6}$. Poloměr vrubu v přechodu je roven 1 mm , $r_6 = 1 \text{ mm}$.

Součinitel tvaru vrubu pro ohyb $\alpha_6 = 2$ a součinitel tvaru vrubu pro krut $\alpha_{\tau 6} = 1,5$.

Maximální ohybový moment M_{ovI} u koncentrátoru napětí VI je vypočítán dle rovnice (201):

$$M_{ovI} = -F_R \cdot (d + x_{VI}) - F_C \cdot x_{VI} [Nm]$$

$$M_{ovI} = -(-455,6) \cdot (0,0405 + 0,01025) - (-2292,2) \cdot 0,01025 \quad (201)$$

$$= 46,6239 \text{ Nm}$$

Dále výpočet postupuje stejně jako u výpočtu koncentrátor napětí II. Z těchto důvodů budou výsledné hodnoty shrnuty v tabulce 24.

Tab. 24 Výpočet bezpečnosti v místě VI:

Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota veličiny
Součinitelem vrubu pro normálové napětí	$\beta_6 [-]$	1,6886
Součinitelem vrubu pro smykové napětí	$\beta_{\tau 6} [-]$	1,3358
Amplituda normálového napětí	$\sigma_{a6} [MPa]$	2,338
Střední hodnota normálového napětí	$\sigma_{m6} [MPa]$	0

Amplituda smykového napětí	$\tau_{a6} [MPa]$	0
Střední hodnota smykového napětí	$\tau_{m6} [MPa]$	45,7938
Amplituda redukovaného napětí	$\sigma_{a6red} [MPa]$	2,338
Střední hodnota redukovaného napětí	$\sigma_{m6red} [MPa]$	45,7938
Bezpečnost dle mezního stavu pevnosti	$k_{MSP6} [-]$	117,6205
Bezpečnost k meznímu stavu únavy	$k_{MSU6} [-]$	10,392

Koncentrátor napětí VII, jedná se o osazení hřídele z průměru $d_7 = 65 \text{ mm}$ na průměr $D_7 = 70 \text{ mm}$. V tomto místě hřídele dochází ke kombinaci napětí ohybu a krutu. Z obrázku (Obr.73) je zvolen součinitel tvaru pro ohyb α_7 a z obrázku (Obr.74) je zvolen součinitel tvaru pro krut $\alpha_{\tau 7}$. Poloměr vrubu v přechodu je roven 1 mm, $r_7 = 1 \text{ mm}$.

Součinitel tvaru vrubu pro ohyb $\alpha_7 = 2$ a součinitel tvaru vrubu pro krut $\alpha_{\tau 7} = 1,5$.

Maximální ohybový moment M_{oVII} u koncentrátoru napětí VII je vypočítán dle rovnice (202):

$$M_{oVII} = -F_R \cdot x_{VII} [Nm] \quad (202)$$

$$M_{oVII} = -(-455,6) \cdot 0,0225 = 10,251 \text{ Nm}$$

Dále výpočet postupuje stejně jako u výpočtu koncentrátor napětí II. Z těchto důvodů budou výsledné hodnoty shmuty v tabulce 25.

Tab. 25 Výpočet bezpečnosti v místě VII:

Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota veličiny
Součinitelem vrubu pro normálové napětí	$\beta_7 [-]$	1,6886
Součinitelem vrubu pro smykové napětí	$\beta_{\tau 7} [-]$	1,3358
Amplituda normálového napětí	$\sigma_{a7} [MPa]$	0,642
Střední hodnota normálového napětí	$\sigma_{m7} [MPa]$	0
Amplituda smykového napětí	$\tau_{a7} [MPa]$	0

Střední hodnota smykového napětí	$\tau_{m7} [MPa]$	33,0217
Amplituda redukovaného napětí	$\sigma_{a7red} [MPa]$	0,642
Střední hodnota redukovaného napětí	$\sigma_{m7red} [MPa]$	57,1953
Bezpečnost dle mezního stavu pevnosti	$k_{MSP7} [-]$	428,3231
Bezpečnost k meznímu stavu únavy	$k_{MSU7} [-]$	9,4248

Koncentrátor napětí VIII, jedná se o drážkování na hřídeli. Nejmenší průměr hřídele $d_8 = 56mm$ a vnější průměr drážkování $D_8 = 65mm$. V tomto místě hřídele dochází ke kombinaci napětí ohybu a krutu. Z obrázku (Obr.75) je zvolen součinitel tvaru pro ohyb α_8 a z obrázku (Obr.76) je zvolen součinitel tvaru pro krut $\alpha_{\tau 8}$. Poloměr vrubu v přechodu je roven $0,4 mm$, $r_8 = 0,4 mm$

Stejnou metodou jako u koncentrátoru napětí III, jsou zvoleny hodnoty součinitele vrubu pro ohyb $\alpha_8 = 6,2$ a krut $\alpha_{\tau 8} = 3,2$.

Maximální ohybový moment M_{oVIII} u koncentrátoru napětí VII je roven maximálnímu ohybovému momentu u koncentrátoru napětí VII $M_{oVIII} = M_{oVII} = 10,251 Nm$.

Dále výpočet postupuje stejně jako u výpočtu koncentrátor napětí II. Z těchto důvodů budou výsledné hodnoty shrnuty v tabulce 26.

Tab. 26 Výpočet bezpečnosti v místě VIII:

Název veličiny	Značka veličiny	Hodnota veličiny
Součinitelem vrubu pro normálové napětí	$\beta_8 [-]$	4,1637
Součinitelem vrubu pro smykové napětí	$\beta_{\tau 8} [-]$	2,2843
Amplituda normálového napětí	$\sigma_{a8} [MPa]$	2,4756
Střední hodnota normálového napětí	$\sigma_{m8} [MPa]$	0
Amplituda smykového napětí	$\tau_{a8} [MPa]$	0
Střední hodnota smykového napětí	$\tau_{m8} [MPa]$	88,3051

Amplituda redukovaného napětí	$\sigma_{a8red} [MPa]$	2,4756
Střední hodnota redukovaného napětí	$\sigma_{m8red} [MPa]$	152,9489
Bezpečnost dle mezního stavu pevnosti	$k_{MSP8} [-]$	111,0829
Bezpečnost k meznímu stavu únavy	$k_{MSU8} [-]$	3,4671

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provést rešeršní rozbor problematiky týkající se rotačních bran a provést návrh rotační brány pro agregaci s traktorem o výkonu 75 k (55 kW).

Jak už bylo zmíněno, v úvodní části byl proveden rešeršní rozbor zpracování půdy rotačními branami a rozbor kombinace rotačních bran se secími stroji. V následující kapitole byl proveden rešeršní rozbor rotačních bran dostupných na trhu. Tato kapitola pokračovala s rešerší týkající se stroje, s kterým bude rotační brána agregována.

V další kapitole byly navrženy 4 varianty konstrukčního řešení rotační brány. Tato kapitola pokračuje s rešerším rozbohem funkcí jednotlivých komponent rotačních brán, které jsou dostupné na trhu.

Dále byla vybrána varianta, která splňuje zadání, tedy varianta č. 3. Podle této varianty byl proveden 3D model rotační brány. Rotační brána byla navržena s 10 rotory o průměru 250 mm, které dohromady splňují požadovanou pracovní šířku stroje, tedy 2,5 m. Pro připojení s traktorem byl tedy navržen tříbodový závěs, jehož rozměry vyplývají z normy ISO 730:2009. Dle této normy tříbodový závěs spadá do kategorie 2. Rozvod krouticího momentu z vývodové hřídele traktoru na jednotlivé rotory byl navržen ozubenými koly. Dále byla navržena převodovka s kuželovým soukolím pro změnu osy rotace z vodorovné na svislou.

V závěru práce byl proveden pevnostní výpočet kuželového soukolí v převodovce, výpočet čelního soukolí vstupu převodovky a rotorů, výpočet životnosti ložisek rotorů a pevnostní výpočet hřídele rotoru rotační brány.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Pásové zpracování půdy – Živá půda. Živá půda – Pomáháme udržovat a zhodnocovat půdu [online]. Copyright © 2023 [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.ziva-puda.cz/opatreni-pro-pudu/Pasove-zpracovani-pudy>.
- [2] Pásový kypřič Strip-Till - Farmet . Farmet | Zemědělská technika, Oil & Feed Tech [online]. Copyright © 2023 [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.farmet.cz/cs/pasovy-kypric-strip-till>
- [3] P&L – Prodej a servis zemědělské techniky [online]. Copyright © [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: https://www.pal.cz/getattachment/e8179004-11a6-46ac-85eb-e6fec815f3f/Zemedelska-technika-Stroje-pro-zpracovani-pudy-a-kultivaci-Stroje-pro-pasove-zpracovani-pudy---Strip-Till-Kypric-ECO-TILLER-Downloads-FARMAR_11_18_eco-tiller
- [4] Zpracování půdy– Zakládání porostů – Poradenství- KWS Osiva s.r.o.. 301 Moved Permanently [online]. Copyright © KWS Osiva s.r.o. [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.kws.com/cz/cs/poradenstvi/zakladani-porostu/zpracovani-pudy/>
- [5] Zemědělské stroje a vybavení od českého výrobce | BEDNAR FMT [online]. Copyright © [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: https://www.bednar.com/files/uploads/kategorie-stroju/zpracovani-pudy/dji_0731.jpg
- [6] Pěstování rostlin – Obecná část [online]. Česká zemědělská univerzita v Praze: Copyright © [Cit. 19.05.2023]. Dostupné z: https://agrobiologie.cz/SMEP3/Pestovani_rostlin_Obecna_cast_cviceni/etext.czu.cz/php/skripta/kapitolab59f.html?titul_key=76&idkapitola=18
- [7] Zpracování půdy | BEDNAR FMT. Zemědělské stroje a vybavení od českého výrobce | BEDNAR FMT [online]. Copyright © 1997 [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.bednar.com/zpracovani-pudy/>
- [8] NÁSTAVBOVÉ PNEUMATICKÉ SECÍ STROJE DO KOMBINACE | ZEM SPOL Tábor s.r.o.. ZEM SPOL Tábor s.r.o. [online]. Dostupné z: <https://zemspoltabor.cz/nastavbove-pneumaticke-seci-stroje-do-kombinace/>
- [9] Kuhn Venta NC 4000-28 Seedflex Specifications & Technical Data (2013-2017) | LECTURA Specs. [online]. Copyright © 1984 [cit. 20.05.2023]. Dostupné z: <https://www.lectura-specs.com/en/model/agricultural-machinery/sowing-machines-kuhn/venta-nc-4000-28-seedflex-1159268>
- [10] KALČÍK, J. Hydraulicky ovládaný spojovací člen rotačních bran a secího stroje. Plzeň, 2013. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Katedra konstruování strojů. 10 s. Vedoucí bakalářské práce Michal Křížek
- [11] Rotační brány | AGROCAR s.r.o.. AGROCAR s.r.o. [online]. Copyright © 2013 [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <http://www.agrocar.cz/technika-v-detailech/jednoose-nosice-naradi-rapid/naradi-pro-upravu-pudy/rotacni-brany.html>

- [12] Zemědělská technika KUHN. Zemědělská technika KUHN – výhradní zastoupení v Česku [online]. Dostupné z: <https://www.kuhncenter.cz/nabidka-stroju/predsetova-priprava/rotacni-brany/hrb-102>
- [13] PÖTTINGER. Pöttinger [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: https://www.poettinger.at/cs_cz/produkte/kategorie/ke/rotacni-brany
- [14] Power harrow Zirkon 8 - For tractors from 60 to 175 hp | LEMKEN. 301 Moved Permanently [online]. Copyright © 2023 LEMKEN GmbH [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://lemken.com/en-en/agricultural-machines/soil-cultivation/seedbed-preparation/power-harrows/zirkon-8#c4578>
- [15] PÖTTINGER. Pöttinger [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: https://www.poettinger.at/en_au/produkte/detail/1103c/lion-103-classic-lightweight-rigid-power-harrows
- [16] Power harrow Rotodent BE – Alpego. Alpego Spa – Homepage [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: <https://www.alpego.com/power-harrow-be>
- [17] Power harrow Rotodent BF – Alpego. Alpego Spa – Homepage [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: <https://www.alpego.com/power-harrow-bf>
- [18] Maschio Power Harrow Brochure. [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: <https://online.fliphtml5.com/fbztn/fuav/>
- [19] PH1251-PH1301 - landwirtschaftliche Traktoren. Startseite - Kubota [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: <https://kdg.kubota-eu.com/agriculture/agricultural-tools/ph1251-ph1301/>
- [20] ZETOR MAJOR | ZETOR TRACTORS a.s.. ZETOR TRACTORS a.s. [online]. Copyright © 2023 ZETOR TRACTORS a.s. [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-major>
- [21] ZETOR TRACTORS a.s. [online]. Copyright © [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/file/zetor-major-cz.pdf>
- [22] John deere 5075E | 5E 3 válcové traktory | John Deere CZ. [online]. Copyright © [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.deere.cz/cs/traktory/male/rada-5e-3val/5075e/>
- [23] New Holland T4.75 S Specifikace a Technické údaje (2018-2020) | LECTURA Specs. [online]. Copyright © 1984 [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.lectura-specs.cz/cz/model/zemedelska-technika/traktory-4wd-new-holland/t4-75-s-11695097>
- [24] Traktory Massey Ferguson 3700 / 3700 AL - ŽÁČEK AG s.r.o.. Massey Ferguson - ŽÁČEK AG s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: <https://www.zacekag.cz/online-katalog/massey-fergusson/traktory/p/traktory-massey-ferguson-3700-3700-al>
- [25] Agroportal24h.cz Vše ze světa agro [online]. Hradec Králové, Agroportal24h.cz, ©2011-2021 Dostupné z: <https://www.agroportal24h.cz/>

- [26] DOLEŽAL, J. Regulační hydraulika traktorů a její praktické využití. České Budějovice, 2015. Bakalářská práce. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, Fakulta zemědělská, Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky. 8-9 s. Vedoucí bakalářské práce Josef Frolík
- [27] ISO 730:2009. Agricultural wheeled tractors - Rear mounted three point linkage. Geneva: International Organization for Standardization, 2009.
- [28] Ags-shop.cz Zahradní a zemědělská technika [Online]. Židlochovice u Brna, Ags-shop.cz, Copyright ©. Dostupné z: <https://www.ags-shop.cz/cz/>
- [29] SKF. SKF [online]. Copyright © [cit. 20.5.2023]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz>
- [30] Farnet . Farnet | Zemědělská technika, Oil & Feed Tech [online]. Copyright © 2023 [cit. 19.05.2023]. Dostupné z: <https://www.farnet.cz/cs/produkt/4026046-kypric-stop-ca-k-max-p25>
- [31] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G.: Konstruování strojních součástí. Překlad, 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.shigley
- [32] ČSN ISO 6336-1 až 6:2006 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby. 2006. PRAHA: ČVUT FSTROJ
- [33] ČSN 01 4686-1 až 5. Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. 1988. Český normalizační institut
- [34] ISO 10300-1 až 3:2001. Calculation of load capacity of bevel gears. 2001. Slovenia: Slovenski inštitut za standardizacijo.
- [35] KAŠPÁREK, Jaroslav. Stroje pro zemní práce. E-sylab pro studenty magisterského studia. [cit. 20.05.2023]
- [36] VRBKA, Jan. Pružnost pevnost I. [online učební text]. 2012. Dostupné z: <https://moodle.vut.cz/mod/url/view.php?id=117286>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	Proměnná
A_i	[-]	Konstanta pro dotyk
a	[mm]	Osová vzdálenost
a	[-]	Exponent pro výpočet trvanlivosti kuželíkových ložisek
a	$\left[\frac{1}{MPa^2} \right]$	Heywoodův parametr
a_A	[-]	Exponent pro výpočet trvanlivosti kuličkových ložisek
a_s	[-]	Součinitel kvality povrchu
a_v	[mm]	Osová vzdálenost virtuálního soukolí
a_w	[mm]	Valivá osová vzdálenost
B	[-]	Proměnná
B_i	[-]	Konstanta pro ohyb
b	[mm]	Šířka ozubení
b_e	[mm]	Účinné šířce ozubení
b_n	[mm]	Tloušťka nože rotačních bran
b_s	[-]	Součinitel kvality povrchu
b_{teor}	[mm]	Teoretická šířka ozubení
C_i	[N]	Základní dynamická únosnost
c	[mm]	Hlavová vůle
c_γ	$[N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1}]$	Střední měrná tuhost zubů
D	[mm]	Průřez roztečené kružnice ozubeného kola
D_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
D_b	[mm]	Průměr základní kružnice
D_f	[mm]	Průměr patní kružnice
D_s	[mm]	Průměr hřídele v místě ozubeného kola
D_w	[mm]	Průměr valivé kružnice
d_{MSP}	[-]	Minimální průměr hřídele vůči meznímu stavu pružnosti
d_e	[mm]	Vnější rozteč roztečné kružnice ozubeného kola
d_m	[mm]	Střední roztečný průměr
d_v	[mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola virtuálního soukolí
d_{vai}	[mm]	Průměr hlavové kružnice virtuálního ozubeného kola
d_{vbi}	[mm]	Průměr základní kružnice virtuálního ozubeného kola

E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Celková síla
F_A	[N]	Síla reakce ve vazbě A
F_B	[N]	Síla reakce ve vazbě B
F_C	[N]	Síla reakce ve vazbě C
F_R	[N]	Radiální síla působící na hřídel v místě uložení unašeče nožů
F_{TR}	[N]	Řezný odpor elementárního svislého nože
F_m	[N]	Střední obvodová síla
F_{mt}	[N]	Nominální obvodová síla
F_r	[N]	Radiální síla
F_{r1}	[N]	Radiální síla
F_t	[N]	Obvodová síla
F_{t1}	[N]	Tečnicí síla
F_{tH}	[N]	Směrodatná obvodová síla čelní roviny
F_v	[N]	Síla působící po rovině ostří
$F_{\beta x}$	[μm]	Celková úchylka dotykové křivky
$F_{\beta y}$	[μm]	Celková úchylka dotykové křivky
$F_{\beta \gamma}$	[μm]	Celkovou úchylku dotykové křivky
$f_{H\beta}$	[μm]	Úchylka sklonu zubu ozubeného kola
f_{ma}	[μm]	Výrobní úchylka dotykové křivky
f_{pb}	[μm]	Mezní úchylka základní rozteče ozubeného kola
f_{pe}	[μm]	Účinná úchylka základní rozteče
f_{pti}	[μm]	Mezní úchylka čelní rozteče ozubených kol
f_{sh0}	[$\mu m \cdot mm \cdot N^{-1}$]	Úchylka dotykové křivky způsobenou deformací hřídelů a kol od jednotkového zatížení
$g_{v\alpha}$	[mm]	Dráha záběru virtuálního soukolí
H	[mm]	Hloubka záběru
h	[mm]	Výška zubu
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
h_f	[mm]	Výška paty zubu
i	[-]	Převodový poměr
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_{F0}	[-]	Součinitel zakřivení po délce

$K_{F\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb
$K_{F\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
$K_{F\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v dotyku
$K_{H\alpha_navn}$	[-]	Návrhový součinitel
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
$K_{H\beta-be}$	[-]	Montážní součinitel
K_V	[-]	Součinitele dynamických sil
K'	[-]	Součinitel polohy pastorku vůči ložiskům
k_{MSPi}	[-]	Bezpečnost dle mezního stavu pevnosti
k_{MSUi}	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu únavy dle Goodmanova kritéria porušení
k_a	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel zahrnující další vlivy
k_h	[-]	Návrhový součinitel
k_β	[-]	Korekční součinitel
L_{10i}	[h]	Základní trvanlivost ložisek
l	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
l_{bm}	[mm]	Výpočet délky střední úsečky stykové plochy soukolí
l_s	[mm]	Vzdálenost ozubeného kola od středu hřídele
l'_{bm}	[mm]	Promítnutá délka střední úsečka stykové plošky
M_i	[-]	Pomocný součinitel
M_k	[Nm]	Kroutící moment
M_{oi}	[Nm]	Ohybový moment
m	[mm]	Modul ozubení
m_h	[mm]	Mezní hodnota tloušťky zubu
m_{et}	[mm]	Vnější čelní modul ozubení
m_l	[kg]	Hmotnost

m_{mn}	[mm]	Střední normálový modul kuželového soukolí
m_{mt}	[mm]	Střední čelní modul ozubení
m_n	[mm]	Normální modul
m_t	[mm]	Čelní modul ozubeného kola
N_F	[-]	Exponent
n	[min^{-1}]	Otáčky
n_R	[ks]	Počet rotorů
P	[Hp]	Výkon
p_n	[mm]	Normální rozteč mezi ozubenými koly
p_t	[mm]	Čelní rozteč zubu
p_{tb}	[mm]	Základní rozteč
Q_{ISO}	[-]	Stupeň přesnosti
q_α	[-]	Pomocný součinitel
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_e	[mm]	Vnější délka površky roztečného kužele
R_i	[mm]	Vnitřní délka površky roztečného kužele
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
R_m	[mm]	Střední délka površky roztečného kužele
RZ_{10}	[μm]	Průměrná relativní výška prvku profilu boku zubů soukolí
RZ_{ISO}	[μm]	Průměrná výška prvků profilu boku zubů ozubeného kola
r_i	[mm]	Poloměr vrubu
S_F	[-]	Bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu
S_H	[-]	Bezpečnost v dotyku
s	[mm]	Tloušťka zubu
s_{na}	[mm]	Tloušťka zubu na hlavové kružnici v normálové rovině
s_{ta}	[mm]	Tloušťka zubu na hlavové kružnici v čelní rovině
u	[-]	Převodové číslo
u_v	[mm]	Převodové číslo virtuální soukolí
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Obvodová rychlost na roztečné kružnici
v_{et}	[$m \cdot s^{-1}$]	Obvodová rychlost na vnějším roztečném průměru
v_{max}	[$m \cdot s^{-1}$]	Přípustná maximální obvodová rychlost na roztečné kružnici
v_{mt}	[$m \cdot s^{-1}$]	Obvodová rychlost
x	[-]	Jednotkové posunutí kola

Y_{Fa}	[-]	Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu
Y_K	[-]	Součinitel kuželovitého kola
Y_{LS}	[-]	Součinitel sdílení zatížení
Y_{NT}	[-]	Součinitel počtu cyklů
Y_{RrelT}	[-]	Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu
Y_{ST}	[-]	Součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo
Y_{Sa}	[-]	Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu
Y_{Sa}	[-]	Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu
Y_X	[-]	Součinitel velikosti
Y_{β}	[-]	Součinitel sklonu zubů
$Y_{\delta relT}$	[-]	Poměrný součinitel vrubové citlivosti
Y_{ε}	[-]	Součinitel vlivu záběru zubu
Z	[m]	Pracovní záběr
Z_B	[-]	Součinitele jedno-párového záběru pro pastorek
Z_D	[-]	Součinitele jedno-párového záběru pro ozubené kolo
Z_E	[-]	Součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_E	[-]	Součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_H	[-]	Součinitel tvaru spolu-zabírajících zubů
Z_H	[-]	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů
Z_K	[-]	Součinitel kuželového kola
Z_{LS}	[-]	Součinitel sdílení zatížení je stanovený
Z_{LVR}	[-]	Součin součinitelů
Z_{MB}	[-]	Součinitel jedno-párového záběru
Z_{NT}	[-]	Součinitel počtu cyklů
Z_W	[-]	Součinitel tvrdosti
Z_X	[-]	Součinitel velikosti
Z_{β}	[-]	Součinitel sklonu boku zubu
Z_{ε}	[-]	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
z	[-]	Počet zubů
z_{tmin}	[-]	Teoretický počet zubů pastorku
z_v	[-]	Počet zubů na virtuálním soukolí
α	[°]	Úhel záběru zubů
α	[-]	Součinitel tvaru pro ohyb

α_n	[rad]	Úhel záběru
$\alpha_{n_{st}}$	[°]	Úhel záběru
α_t	[rad]	Čelní úhel záběru v normálové rovině
α_{ta}	[rad]	Úhel záběru v čelní rovině na hlavové kružnici
α_{tw}	[rad]	Úhel záběru v čelní rovině na valivé kružnici
α_τ	[-]	Součinitel tvaru pro krut
β	[°]	Úhel sklonu zubu
β_a	[rad]	Úhel sklonu zubu v normálové rovině na hlavové kružnici
β_i	[-]	Součinitelem vrubu pro normálové napětí
β_m	[mm]	Úhel ozubení
$\beta_{\tau i}$	[-]	Součinitel vrubu pro smykové napětí
γ	[°]	Velikost řezného úhlu
γ_α	[μm]	Snížení úchytky základní rozteče opotřebením při záběru
δ	[°]	Úhel roztečné kružnice kuželového ozubeného kola
Σ	[°]	Úhel natočení os ozubených kol
ε_α	[-]	Součinitel záběru profilu
ε_β	[-]	Součinitel záběru kroku
ε_γ	[-]	Celkový součinitel záběru
ρ_i	[mm]	Poloměr křivosti ozubeného kola
ρ_{red}	[mm]	Redukovaný poloměr křivosti
σ_F	[-]	Napětí v ohybu
σ_{F0}	[MPa]	Nominální napětí v ohybu
σ_{FE}	[MPa]	Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola
σ_{FLim}	[MPa]	Jmenovité napětí v ohybu
σ_{FLimi}	[MPa]	Dovoleného napětí v ohybu
σ_{FFP}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
σ_H	[MPa]	Výpočet napětí v dotyku
σ_{H0}	[MPa]	Nominální napětí v dotyku
σ_{HLim}	[MPa]	Jmenovité napětí v dotyku
σ_{HLimi}	[MPa]	Dovoleného napětí v dotyku
σ_{HP}	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
σ_{ai}	[MPa]	Amplituda normálového napětí
σ_{aired}	[MPa]	Amplituda redukovaného napětí

σ_{co}	[MPa]	Mez únavy zkušební tyče v ohybu
σ_{mi}	[MPa]	Střední hodnota normálového napětí
σ_{mired}	[MPa]	Střední hodnota redukováného napětí
σ'_{co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy
τ_{ai}	[MPa]	Amplituda smykového napětí
τ_{mi}	[MPa]	Střední hodnota smykového napětí
ψ	[-]	Koeficient

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

BP – A0 – 001–23_Rotační brána	Sestava rotační brány
BP – A1 – 002–23_Kryt vany	Svařenec vrchní části rámu
BP – A2 – 003–23_Rám – vana	Svařenec spodní části rámu
BP – A3 – 004–23_Ozubené kolo 5	Ozubené kolo rotoru
BP – A3 – 005–23_Hřidel pěchu	Hřidel lištového pěchu