



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

ROZMETACÍ ÚSTROJÍ ROZMETADLA

SPREADING DEVICE OF MANURE SPREADER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL PIKULA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Pikula Michal, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Konstrukce strojů a zařízení (2302T010)**

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 diplomové práce:

Rozmetací ústrojí rozmetadla

v anglickém jazyce:

Spreading device of manure spreader

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení návrhu rozmetacího ústrojí rozmetadla a optimalizace křivky rovnoměrnosti rozhozu rozmetadla v závislosti na úhlu srážecího štítu, naklopení rozmetacího stolu a úhlu naklopení rozmetacích talířů proti zemi.

Výběr vhodných prvků uzlu rozmetacího ústrojí a jeho výkresová dokumentace.

Celková hmotnost návěsu s rozmetadlem je ca 20 t.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- koncepční návrh rozmetadla
- optimalizace rovnoměrnosti křivky rozhozu
- pevnostní výpočet zařízení
- veškeré další nezbytné výpočty dle pokynů vedoucího DP

Nakreslete:

- celkovou sestavu nástavby rozmetadla
- podsestavu rozmetacího ústrojí
- další podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP.

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
3. Neubauer K., a kol.: Stroje pro rostlinnou výrobu. SZN Praha, 1989.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 16.11.2007



Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

LICENČNÍ SMLOUVA

POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Bc. Michal Pikula

Bytem:

Narozen/a (datum a místo): 14.3.1983, Nové Město na Moravě

(dále jen "autor")

a

2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství

se sídlem Technická 2896/2, 61669 FSI VUT v Brně

jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

Ing. Petr Blecha, Ph.D.

(dále jen "nabyvatel")

Článek 1

Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):

- disertační práce
- diplomová práce
- bakalářská práce

jiná práce, jejíž druh je specifikován jako

(dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP: Rozmetací ústrojí rozmetadla

Vedoucí/školitel VŠKP: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Datum obhajoby VŠKP:

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v:

- tištěné formě - počet exemplářů 1
- elektronické formě - počet exemplářů 1

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.

3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.

4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

Článek 2

Udělení licenčního oprávnění

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užit, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
 - ihned po uzavření této smlouvy
 - 1 rok po uzavření této smlouvy
 - 3 roky po uzavření této smlouvy
 - 5 let po uzavření této smlouvy
 - 10 let po uzavření této smlouvy(z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

Článek 3

Závěrečná ustanovení

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne:

.....

Nabyvatel

.....

Autor

Anotace

PIKULA Michal: Rozmetací ústrojí rozmetadla. Diplomová práce. Kombinované studium navazujícího magisterského studijního programu STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ, obor konstrukce strojů a zařízení. 2.ročník, letní semestr, akademický rok 2007/2008, FSI VUT v Brně, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky, Odbor výrobních strojů, květen 2008, str.78, obr.62 , tab.12, příloh 2.

Tato práce popisuje aktuální situaci rozmetadel organických hnojiv a porovnává vlastnosti těchto strojů od různých výrobců. Dále tato práce navrhuje pohonný systém pro frézovací ústrojí, podlahový dopravník a pohon rozmetacího stolu včetně podrobného řešení. Výkresová dokumentace je uvedena v přílohové části.

Klíčová slova: rozmetadlo organických hnojiv, rozmetací ústrojí, podlahový dopravník, pohonný systém

Annotation

PIKULA Michal: Spreading device of manure spreader. Diploma thesis. Combined studies follow-up to master's study programme mechanical engineering, Branch: Design of product machines and equipment. 2nd year-class, The summer half, Academic year 2007/2008, FME VUT in Brno, Department of production machines, systems and robotics. Department of production machines, April 2008, Pages 78, Pictures 62, Tablets 12, Supplements 2.

This diploma thesis describes the actual situation of the manure spreader machines of the organic manure and it compares the characteristics of these machines from different manufacturers. And then this thesis designs the driving system for cutter mechanism, for the manure conveyor and the manure spreading device including the details. Drawings are in the attachment.

Key words: manure spreader, spreader mechanism, manure conveyor, driving system

Bibliografické citace podle ČSN ISO 690

PIKULA, M. *Rozmetací ústrojí rozmetadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 78 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Rozmetací ústrojí rozmetadla*“ vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce pana **doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc.** a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu.

Datum:

.....

Podpis autora:

.....

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu **doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc.** a také konzultantům ve firmě ZDT s.r.o. panu **Františku Valešovi** a panu **Petru Landsmanovi**. Dále chci poděkovat své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.



Obsah

1	ÚVOD.....	2
1.1	Současný stav rozmetadla chlévské mrvy a kompostů typ MC146.....	2
1.2	Rozmetadla chlévské mrvy a kompostů od jiných výrobců.....	4
1.3	Porovnání provozních parametrů jednotlivých strojů.....	8
2	CÍL PRÁCE.....	8
3	KONCEPČNÍ NÁVRH ROZMETADLA	8
3.1	Postup návrhu rozmetadla	8
3.2	Stavba stroje	9
4	OPTIMALIZACE ROVNOMĚRNOSTI KŘIVKY ROZHOZU	14
5	ŘEŠENÍ POHONU ROZMETADLA	17
5.1	Volba kuželových převodovek I. a II.	17
5.2	Volba kloubových hřídelů I., II. a III.	18
5.3	Volba volnoběžného kloubového hřídele.....	19
5.4	Návrh a výpočet převodů mezi hnací hřídelí a hřídeli frézovacích válců.....	21
5.4.1	Výpočet řetězového převodu dle ČSN 01 4809.....	21
5.4.2	Výpočet rozměrů řetězových kol dle ČSN 01 4811	29
5.5	Návrh střížné spojky hnacího řetězového kola:	32
5.6	Návrh hřídelů I. a II. a hřídele frézovacích válců:	35
5.7	Návrh ložisek s litinovým domečkem.....	40
5.7.1	Ložiskové jednotky vlastních frézovacích válců	40
5.7.2	Ložisková jednotka pro pohonnou hřídel na frézovací válece	43
5.7.3	Ložiskové jednotky pro předlohovou hřídel	44
5.8	Kontrola pera na hřídeli II. a hřídelích frézovacích válců	47
6	NÁVRH PODLAHOVÉHO DOPRAVNÍKU	49
6.1	Výpočet jednotlivých odporů	52
6.1.1	Odpor vlivem tření o dno žlabu	52
6.1.2	Odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu.....	52
6.1.3	Odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu	53
6.1.4	Odpor vlivem tření unášecího řetězu o vratné vedení	53
6.1.5	Odpor napínací řetězové kladky	53
6.2	Návrh pohonu podlahového dopravníku.....	54
6.2.1	Volba kuželové převodovky	54
6.2.2	Volba rotačního hydromotoru.....	55
6.2.3	Volba škrťacího ventilu.....	56
6.2.4	Volba přepouštěcího ventilu	57
6.2.5	Volba vysokotlakého filtru	57
6.3	Návrh a výpočet ložisek podlahového dopravníku	57
6.4	Návrh hřídelů podlahového dopravníku.....	59
6.5	Kontrola pera na hnací hřídeli podlahového dopravníku.....	63
7	MODEL KONCEPČNÍHO ROZMETADLA RM20	65
8	ZÁVĚR.....	66
9	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A JEJICH JEDNOTKY	67
10	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	71
11	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	73
12	SEZNAM PŘILOŽENÝCH PŘÍLOH	74



1 ÚVOD

Rozmetadlo je stroj určený k dopravě a rozhazování organických hnojiv a kompostů, které slouží k dodávání živin ať už pro polní plochy, kde se materiál rozmetá na větší části, které se následně zaorávají nebo pro plochy luční, kde se materiál rozmetá na menší části, které se nezaorávají.

1.1 Současný stav rozmetadla chlévské mrvy a kompostů typ MC146

Je vyráběn firmou ZDT s.r.o. Tato firma byla založena v roce 1993. Firma se soustředí na výrobu zemědělských návěsů a přívěsů nosnosti od 3 do 25 tun s maximální rychlostí do 40km/h., na výrobu přepravníků stavebních strojů nosnosti od 4 do 9 tun s maximální rychlostí 80km/h. Dále se ještě zabývají výrobou a montáží ocelových konstrukcí. Firma exportuje své výrobky na trhy Dánska, Německa, Norska, Švédska, Litvy, Francie, Nizozemí, Švýcarska, Polska, Rumunska, Bulharska, Maďarska, Ukrajiny a pochopitelně také ve velké míře na trh Slovenska. Mezi tyto výrobky se řadí i **rozmetadlo chlévské mrvy a kompostu MC146** (viz. Obr.1 a 2).

Tento stroj je určen k dopravě a plošnému rozmetání chlévské mrvy a kompostů.

Tabulka 1: *Informace o měrných hustotách běžných hnojů*

Druh materiálu	Hustota q [t/m^3]
Hovězí hnůj	0,75
Vepřový hnůj	0,83
Ovčí hnůj	0,87
Suchý hnůj nosných slepic	1,15
Podestýlka nosných slepic	0,77
Podestýlka masných kuřat	0,74

Měrnou hustotu hnoje q [t/m^3] je nutné znát při výpočtu požadované dávky hnoje na pole Q_t [t/ha].

Vyzrálá chlévská mrva může dosahovat objemové hmotnosti až do 1,3 [t/m^3]. Je schopna, v tomto uzrálém stavu dodat pozemku své živiny v optimální formě. Rozmetadlo MC146 má rozšířenou oblast použití o hnojení luk a jim podobných ploch kde je požadovaná velmi drobná struktura chlévské mrvy. Pro použití k zaorání na polích se využívají větší hrudkovité struktury chlévské mrvy.

Tento stroj je z rodiny vyměnitelných nástaveb to znamená, že pro různé nastavby se využívá jeden multifunkční podvozek. To má za následek snížení nákladů oproti jednoúčelovým strojům. Rozmetadlo MC146 využívá odpružený tandemový podvozek MEGA20. Mezi další nastavby, které lze aplikovat na tento podvozek patří: vanová korba jednostranně sklápěná (dozadu), vanová korba dvoustranně sklápěná, vanová korba třístranně sklápěná, korba s výtlačným předním štítem a cisterna.

Rozmetadlo MC146 je složeno z vyráběných dílů, mezi které patří vanová korba včetně všech doplňků jakým jsou díly na odstavný systém, připojení k podvozku a části ke kterým se přichycují kupované díly jakými je kompletní rozmetací ústrojí, rozmetací stůl včetně převodovek a volnoběžného náhonu, řetězový podlahový dopravník včetně převodovky, rotačního hydromotoru a škrťacího ventilu.

Rozmetací ústrojí je složeno ze třech horizontálních frézovacích válců, z řetězových kol, řetězů, napínacích kladek. Všechny části jsou upnuty na konzolu rozmetacího ústrojí. Zadní kryt slouží jak ke krytí frézovacích válců, ale také jako srážecí štít



pomocí, kterého se odrážejí odfrézované části hnoje o dopadají na rozmetací talíře. Kompletní rozmetací ústrojí se montuje na vrchní část vanové korby.

Rozmetací stůl je svařená konzola na, kterou se připevňují ostatní části stolu: převodovky, rozmetací talíře na nichž jsou našroubovány vyměnitelné rozhazovací lopatky, světelná signalizace, ochranný rám. Kompletní celek rozmetacího stolu se pak montuje na spodní část vanové korby.

Řetězový podlahový dopravník se skládá z jedné poháněné hřídele a na kterou jsou připevněny čtyři řetězové kladky a ze dvou napínacích hřídelí, kde na každou z nich jsou upevněny dvě vodící kladky. Mezi každou řetězovou a vodící kladkou je napnut vysoko pevnostní řetěz. Oba páry řetězu jsou mezi sebou spřaženy pomocí jacklového profilu. K dalším částem dopravníku patří převodovka s rotačním hydromotorem a kompletním hydraulickým rozvodem. Regulace rychlosti dna je provedeno ručním nebo elektromagneticky ovládaným škrťicím ventilem.

Tabulka 2: *Technické údaje MC146*

Celková hmotnost [t]	20
Objem [m ³]	13,4
Rozměry (d x š x v) [m]	5,5x1,98x1,2
Provedení náprav	Tandem
Doporučený výkon traktoru [HP]	160
Otáčky vývodového hřídele [ot.min ⁻¹]	540/1000
Počet řetězů na jednom dopravníku [ks]	2



Obrázek 1: *RM20 v praxi*



Obrázek 2: MC146 na odstavňé nohách

1.2 Rozmetadla chlěvské mrvy a kompostů od jiných výrobců

- Firma **ANNABURGER**, která sídlí v Německu má široké spektrum výrobků v oblasti zemědělské i dopravní techniky. Pro oblast rozmetání organických hnojiv tato firma vyvinula řadu rozmetadel, kterou pojmenovala **HTS**. Řada HTS se vyrábí v různých velikostech celkové hmotnosti vozu a to od 8 do 33 tun. Nás bude zajímat z hlediska porovnání rozmetadlo HTS 20.04, které má stejnou celkovou hmotnost jako rozmetadlo RM20.

Modelu **HTS 20.04** (viz. Obr.3) je vybaven třemi řetězovými podlahovými dopravníky s vysoko pevnostními řetězy, dále třemi frézovacími horizontálními válci a dvěma rozmetacími talíři. Jištění frézovacích válců je provedeno pomocí vačkové spojky. U pohonu rozmetacích talířů jsou gumové hardy spojky nahrazeny tzv. řetězovými spojkami s volnoběžkami, přičemž se výrazně zvýšila životnost celé soustavy. Dále je toto rozmetadlo vybaveno elektrohydraulickým ovládním podlahových dopravníků z kabiny traktoru pomocí speciálního pilotního boxu. Na tomto boxu je možné nastavit konkrétní rozmetací dávku, kterou zákazník požaduje. Tuto dávku je možné během jízdy plynule měnit. Z tohoto boxu lze ovládat také další funkce stroje jako jsou natáčení říditelné nápravy, zvedací přední náprava, ovládní hydraulické mezistěny (nahoru, dolu) atd.

Elektronika kontroluje také přetěžování rozmetacího ústrojí. Sníží-li se otáčky frézovacích válců pod nastavenou hodnotu, automaticky se vypíná posuv řetězových dopravníků s tím, že se posune o 5 cm zpět. Po upravení otáček frézovacích válců se posuv opět zapíná.

Rozmetadlo je také vybaveno hydraulickým hradítkem, které slouží k utěsnění nákladu při převozu po komunikacích.

**Tabulka 3:** *Technické údaje HTS 20.04*

Celková hmotnost [t]	20
Objem [m ³]	17,4
Rozměry (dxšxv) [m]	6,3x2,3x1,2
Provedení náprav	Tandem
Doporučený výkon traktoru [HP]	120
Otáčky vývodového hřídele [ot.min ⁻¹]	1000
Počet řetězů na dopravníku	6

**Obrázek 3:** *HTS 20.04 v praxi*

- Další představitelem výrobce rozmetadel je firma **FARMTECH** d.o.o. Je to Slovinský výrobce, který vyvíjí, vyrábí a prodává zemědělskou techniku (jedno-, dvou-nápravovou, a třístranné tandemové návěsy od 4 do 18 tun celkové nosnosti. Rozmetadla chlévské mrvy v od 4 do 20 tun celkové nosnosti. Firma FARMTECH vyrábí rozmetadla ve třech kategoriích celkové hmotnosti a to řada **MINIFEX** od 4 do 5,5 tuny, řada **SUPERFEX** od 5,5 do 10 tun a modely řady **MEGAFEX** s celkovou hmotností od 10 do 20 tun.

Všechny kategorie těchto vozů jsou jednoúčelové to znamená, že se nejedná o možnosti vyměňování různých nástaveb na jednom podvozku.

Pro naše účely bude nejzajímavější model **2000** (viz. Obr.4) s celkovou hmotností do 20 tun. Tento stroj je vybaven k rozmetání organických hnojiv a kompostů dvěma horizontální frézovací válce a dvěma rozhazovacími talíři, které jsou schopni rozhazovat materiál do šíře 25 metrů. Přísun materiálu je zajištěn pomocí dvou řetězových podlahových dopravníků a jejich pohon je zajištěn pomocí rotačního hydromotoru a převodovky. Regulace řetězového dopravníku je provedeno pomocí škrťacího ventilu, kterým regulujeme průtok hydraulického oleje, což má za následek změnu otáček na rotačním hydromotoru.



Rozmetadlo je vybaveno hydraulickým hradítkem, které slouží k utěsnění nákladu při převozu po komunikacích.

Tabulka 4: *Technické údaje Megafex 2000*

Celková hmotnost [t]	20
Objem [m ³]	18,5
Rozměry (dxšxv) [m]	5,58x2,15x1,55
Provedení náprav	Tandem
Doporučený výkon traktoru [HP]	163
Otáčky vývodového hřídele [ot.min ⁻¹]	540/1000
Počet řetězů na jednom dopravníku [ks]	2



Obrázek 4: *Megafex 2000 v praxi*

- Firma **JOSKIN**, která má sídlo v Belgii se rovněž zabývá vývojem i výrobou rozmetadel organických hnojiv a kompostů. Vyrábí tři modelové řady s různou celkovou hmotností.

Řada **FERTI-SPACE**, kde se nachází dva modely rozmetadel s celkovou hmotností 16 a 19 tun.

Řada **FERTI-CARGO**, kde jsou rovněž dva modely rozmetadel s celkovou hmotností 19 a 21 tun.

Obě tyto řady mají rozmetací ústrojí složeno ze dvou horizontálních frézovacích válců a dvou rozhazovacích talířů. Přísun materiálu je zajištěn dvěma řetězovými podlahovými dopravníky, které jsou ovládané pomocí rotačního hydromotoru a převodovky. Regulace rychlosti posuvu materiálu směrem k frézovacím válcům je prováděna z kabiny traktoru pomocí elektromagnetického škrťacího ventilu.

Na těchto nástavbách byl použit odstavný systém, takže se nejedná o jednoúčelové stroje.



Řada **TORNADO 2** ve které se nachází šest modelů se dělí podle celkové hmotnosti stroje a to od 9 do 20 tun. Pro naše účely jsem vybral rozmetadlo **M2000V** (viz Obr.5), které má celkovou hmotnost 20tun. Jedná se o jednoúčelový stroj na dvouosém podvozku. Rozmetací ústrojí je tvořeno dvěma vertikálními válci. Válce jsou vyrobeny z trubek, na které jsou navinuty šroubovice a na spodní části těchto válců jsou uloženy rozmetací talíře. Posun materiálu je zajištěn řetězovým dopravníkem, který je jako u ostatních porovnávaných strojů poháněn pomocí hydrauliky. Samozřejmě na tomto rozmetadle nechybí hydraulické hradítko sloužící k utěsnění materiálu při převozu. Tento stroj je vhodný pro zemědělce, které nevlastní velké plochy pro hnojení z důvodu, že šířka rozhozu se pohybuje v rozmezí od 8 do 12 metrů.

Tabulka 5: *Technické údaje M2000V*

Celková hmotnost [t]	20
Objem [m ³]	14,4
Rozměry (d x š x v) [m]	6,85x1,4x1,5
Provedení náprav	Tandem
Doporučený výkon traktoru [HP]	130
Otáčky vývodového hřídele [ot.min ⁻¹]	1000
Počet řetězů na dopravníku	2



Obrázek 5: *M2000V v praxi*



1.3 Porovnání provozních parametrů jednotlivých strojů

Tabulka 6: Provozní parametry jednotlivých strojů

Typ vozu Parametry	ZDT MC146	ANNABURGER HTS 20.04	JOSKIN M2000V	FARMTECH MEGAFEX 2000
Výkon traktoru [HP]	160	120	163	130
Šířka rozhozu [m]	10-24	12-24	8-12	14-25
Objem korby [m ³]	13,4	17,4	14,4	15,3
Rozsah dávkování [t/ha]	5-36	5-40	neuvádí	neuvádí
Pořizovací cena [Kč]	941 365,-	1 330 000,-	1 283 000,-	1 132 000,-

Závěr:

Z tabulky 6 vyplývá, že vyhodnocovaná rozmetadla mají téměř totožné parametry. Vyjimku tvoří vertikální rozmetadlo od firmy JOSKIN M2000V, které je z důvodu menší šířky rozhozu spíše vhodné pro zemědělce, kteří nevlastní mnoho hektarové pozemky a nevyužily by plnou šířku rozhozu a nejspíše by volily tento stroj. Zbylé stroje se od sebe liší nepatrně, proto by bylo nutné se zaměřit na celkovou pořizovací cenu, popřípadě jak je dostupný servis při případné poruše nebo dostupnost a cena náhradních dílů.

2 CÍL PRÁCE

1. Koncepční návrh rozmetadla
2. Optimalizace rovnoměrnosti křivky rozhozu
3. Pevnostní výpočet zařízení
4. Veškeré další nezbytné výpočty dle pokynů vedoucího DP

Nakreslete:

5. Celkovou sestavu nástavby rozmetadla
6. Podsestavu rozmetacího ustrojí
7. Další podsestavy a výrobní výkresy dle pokynu vedoucího DP

3 KONCEPČNÍ NÁVRH ROZMETADLA

3.1 Postup návrhu rozmetadla

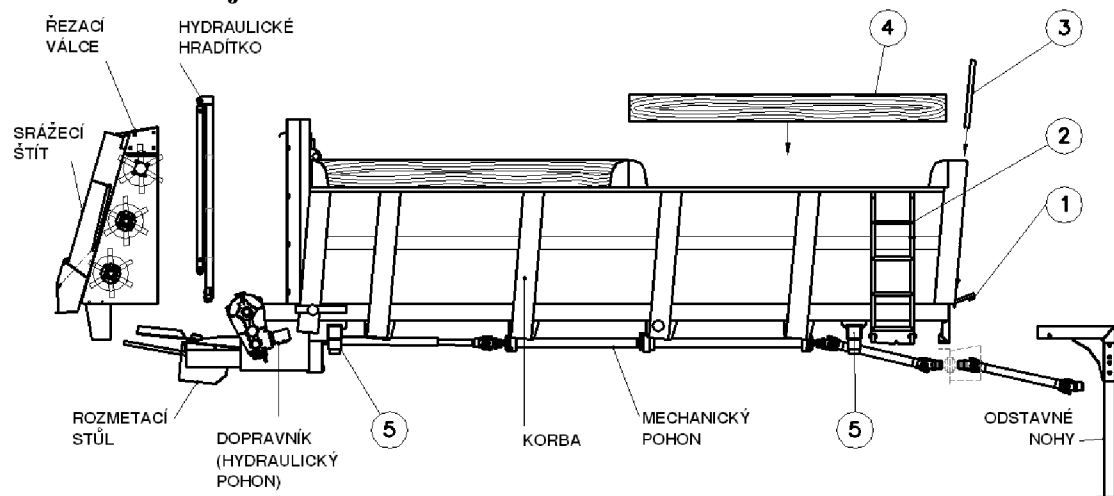
Nejprve jsem se zaměřil na analýzu stavu a trendů ve vývoji konkurenčních rozmetadel pro organická hnojiva (viz. Kap.1). Dále jsem se zajímal, o která rozmetadla je v České republice zájem. Zájem je především o vyměnitelné nástavby všech druhů. V mém případě jsem se zabýval pouze nástavbou rozmetadla organických hnojiv. Důležitým faktorem při rozhodování výběru rozmetadla je pořizovací cena, dále je to jednoduchost obsluhy a samozřejmě bezporuchovost stroje.

Při postupu návrhu koncepčního rozmetadla jsem vycházel ze současně nabízeného rozmetadla typu MC146, které se prodává již delší dobu a jsou k němu zaznamenány ze strany uživatelů různé připomínky pro technická vylepšení a to především hydraulické hradítko, dostatečné krytí pohonů a podvozku pod podlahovým dopravníkem, který způsobuje znečištění pohonů a podvozku od odpadávajících částic z vratné větve dopravníku.

Dalším důvodem návrhu rozmetadla byli nespolehlivé subdodávky od ostatních dodavatelů a to buď v termínech nebo v nekompletnosti komponentů rozmetacího ustrojí na rozmetadla MC146.



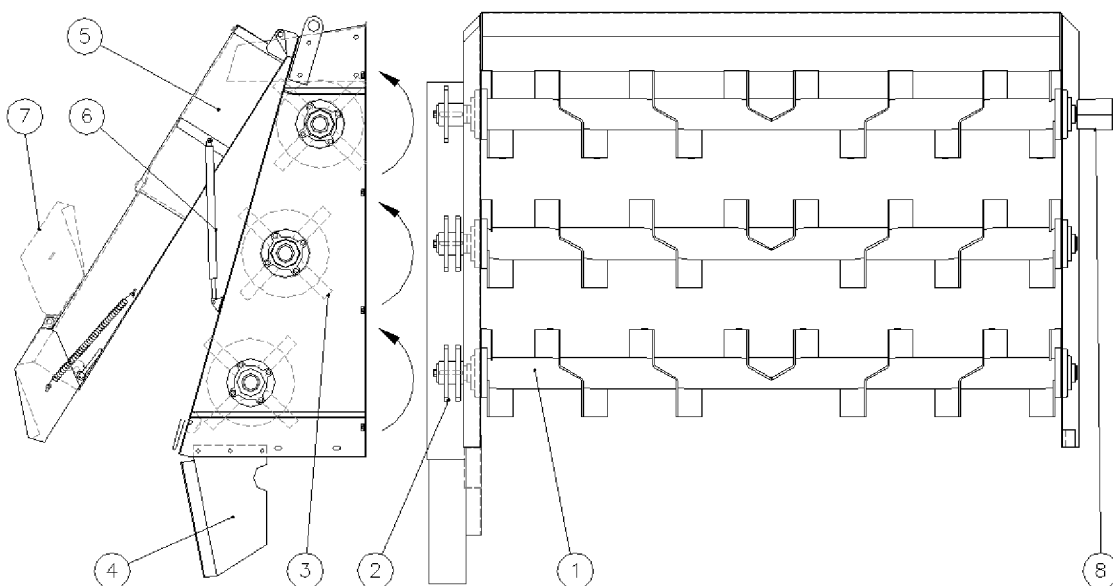
3.2 Stavba stroje



Obrázek 6: Hlavní části rozmetadla

Korba je samonosná vyrobená z plechů s profilovanými výztuhami. Dno podlahy je z rovného plechu a opatřeno vodicími lemy pro podlahový dopravník. Šířka korby se směrem dozadu zvětšuje, proto nedochází k nepřiměřenému tlaku na frézování, což velice kladně ovlivňuje životnost stroje a také se snadněji vyprazdňuje náklad. V dolní části předního čela je otevírací kryt (1), odkud lze provádět údržbu dopravníku. Nad čelem je ochranný štít (3), který zamezuje zpětnému přeletu materiálu na tažnou jednotku (traktor). Bočnice jsou nastaveny dřevěnými (odnímatelnými) nástavky (4). Takovéto nástavky se snadno nahradí novými, jestliže je poškodí drapak nakladače. Zadní část korby je upravena pro uchycení rozmetacího ústrojí. Na bočnici je umístěn demontovatelný sklopný žebřík (2). Proti němu je uvnitř korby navařena stupačka. Vana je zkonstruována pro použití odstavných noh (5) a má navařeny opěrky pro použití hydraulického odstavného systému. Odstavné nohy (4ks) jsou konstrukčně shodné s typem pro sklopnou vanu.

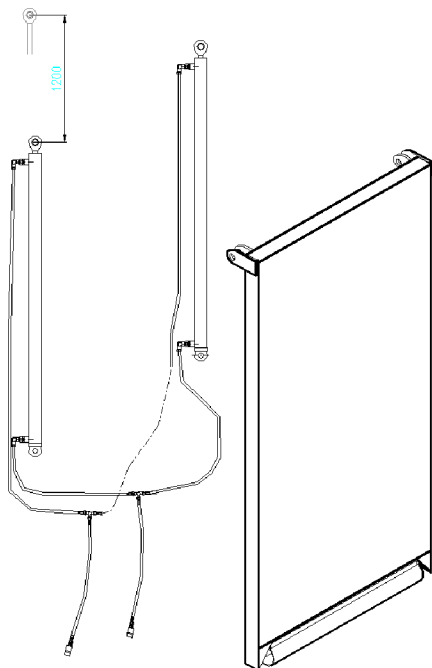
Rozmetací ústrojí:



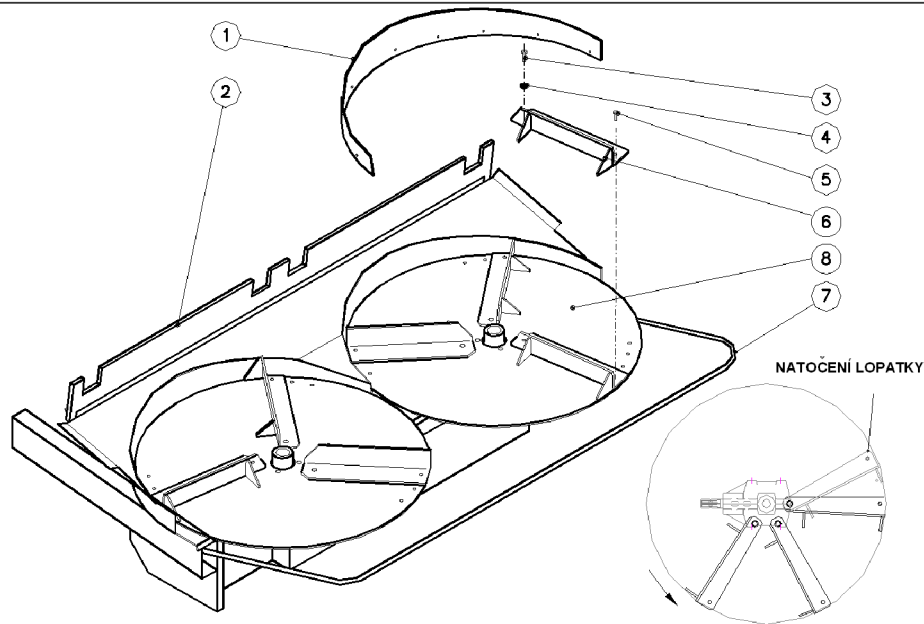
Obrázek 7: Frézovací válce



- **Frézovací válce** (viz. Obr.7) rozměňují a nahazují náklad na rozmetací stůl. Sestava je složena ze tří válců (1) stejné konstrukce. Válce jsou opatřeny levou a pravou ohýbanou šroubovicí. Na jejich profil jsou navařeny řezací nože z oteru vzdorné oceli (3). Pohon válců je uskutečněn řetězovými převody (2). Smysl otáčení je patrný z obrázku. Rotující válce mohou odhodit materiál směrem k přednímu čelu. Tento nežádoucí účinek snižuje výsuvné hydraulické hradítko (viz. Obr.8). Na zadní části válců je kryt (srážecí štít) (5), který usměrňuje odfrézovaný materiál na rozmetací talíře. Ve spodní části je přídavná klapka (7) sloužící k dvěma účelům. První účel je pro rozmetání těžkého hnoje proto odklopíme klapku a zvýšíme tím šířku od krytu k lopatkám. Pro rozmetání rozpadajícího se kompostu dáme tuto klapku do spodní polohy, aby byla mezera co nejmenší. Pokud by se do rozmetacího ústrojí dostal cizí předmět (kámen), je klapka uložena na pružině a v tomto případě dojde k vychýlení klapky, kámen projde ven a klapka se automaticky vrátí do původní polohy. Celý kryt se otevírá směrem nahoru ručně a není v otevřené poloze jištěn. Pro snadnější manipulaci je kryt zvedán plynovými vzpěrami (6), na přání může být zvedání provedeno hydraulickými válci. Signalizace otáčení válců (8) usnadní obsluhu sledování provozu není-li porucha na řezacích válcích. Signalizace mírně přesahuje do boku stroje, ale ne přes povolenou šířku vozidla.

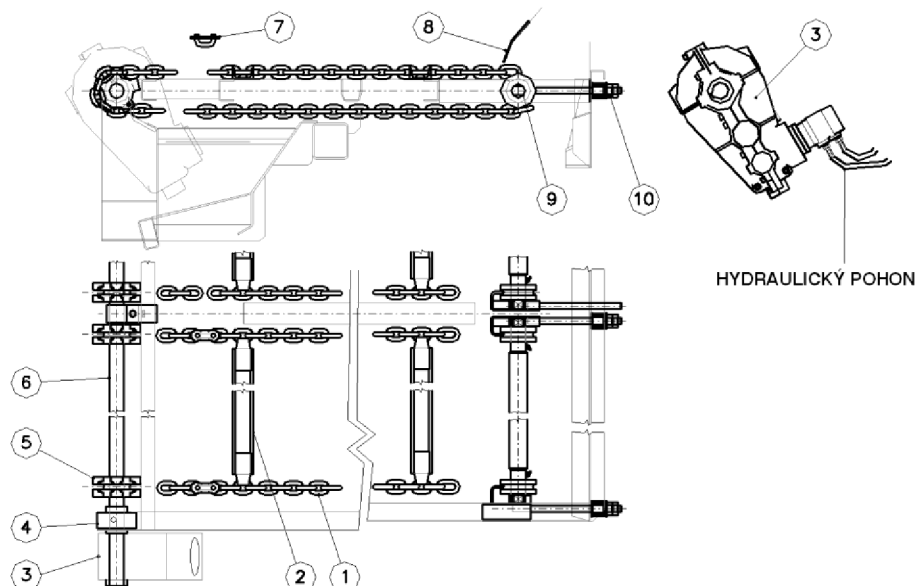


Obrázek 8: *Hydraulické hradítko*


Obrázek 9: Rozmetací stůl

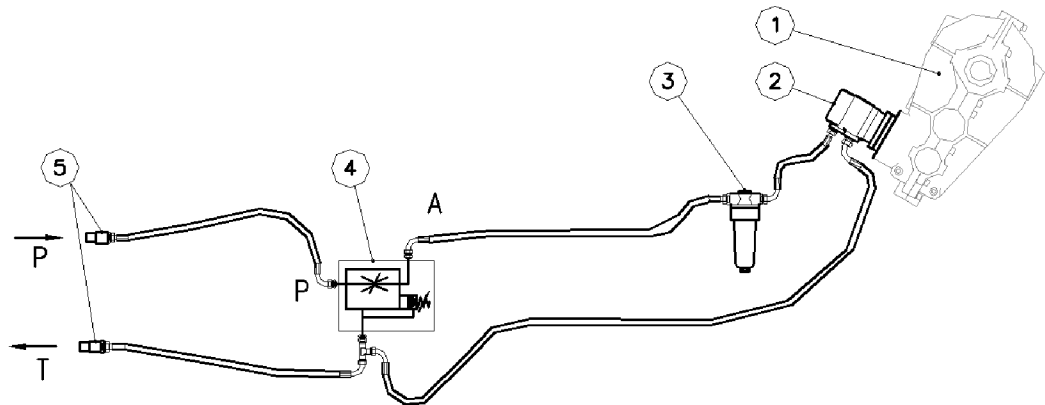
- **Rozmetací stůl** (viz. Obr.9) opatřen dvěma rozmetacími talíři s (8), které jsou opatřeny třemi, čtyři nebo šesti lopatkami, které jsou schopny rozhodit materiál až do 24 metrů, optimální šířka rozhozu je 16 metrů.

Rozmetací lopatky jsou přišroubovány šrouby a maticí (3 a 4) k talíři. Vnější střížný šroub (5) lopatky (6) je stažen samojistnou maticí s talířem. Působí jako střížná pojistka proti přetížení (např. kamenem). Proto je nutná jejich kontrola popřípadě výměna ustrížených šroubů. Lopatky jsou přestavitelné. Materiál lopatek a boční třecí plechy (1) stolu jsou vyrobeny z ořezavzdorné oceli. Stůl je opatřen pryžovou stěrkou (2), která minimalizuje průnik rozmetaného materiálu na vratnou větev dopravníku. Z důvodu setrvačnosti rotace kotoučů je přístup k nim zamezen bezpečnostním rámem (7).


Obrázek 10: Podlahový dopravník

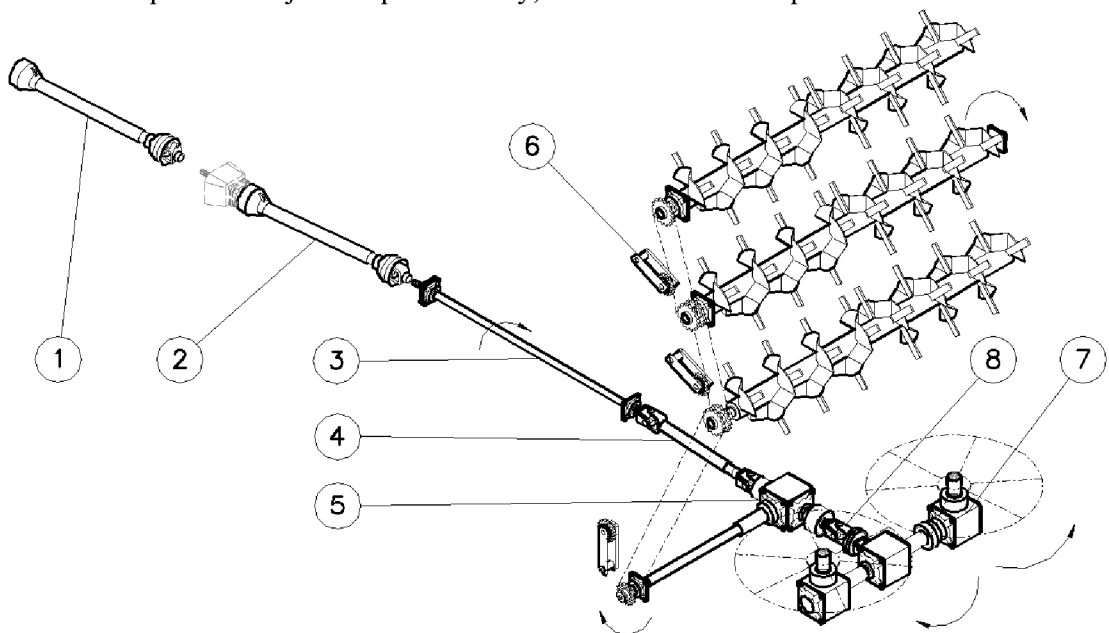


- **Podlahový dopravník** (viz. Obr.10) je opatřen dvěma páry vysokopevnostních řetězů (1), spojených navařenými příčkami z U-profilů (2). Uvnitř korby se posouvá po rovné podlaze, ve vratné větvi po podpěrných pásech. Dopravník pohání hnací hřídel (6), na kterém jsou nasazeny řetězové kladky (5). Hnací hřídel je uložen v kostkách (4) s ložisky. Na hnací hřídel je nasunuta převodovka (3) s rotačním hydromotorem, který otáčí dopravníkem s přestavitelnou rychlostí. V přední části vany se dopravník vrací přes kladky (9) s napínači (10) a stírací pryž (8) do vnitřku korby.



Obrázek 11: *Hydraulický pohon*

- **Hydraulický pohon** (viz. Obr.11) vyžaduje vnější zdroj tlakového oleje o minimálních parametrech $Q \sim 50$ [l.min.⁻¹] a tlaku $p \sim 12$ MPa. Připoj na tlakovou (P) a odpadní větev (T) je proveden rychlospojkami (5) typu ISO 12,5. Rozvod tlakového oleje je proveden pomocí tlakových hadic. Před hydromotorem (2) je v okruhu zařazen tlakový filtr (3). Na škrticím ventilu s přepouštěním (4) se stupnicí nebo pomocí dálkového ovládání se nastavuje rychlost dopravníku. Tato rychlost nastavuje dávkování rozmetaného materiálu. Přepouštěcí část ventilu je nastavena z výroby na tlak 11-12 MPa, aby v případě zablokování dopravníku nedošlo k poškození jednak převodovky, ale i samotného dopravníku.



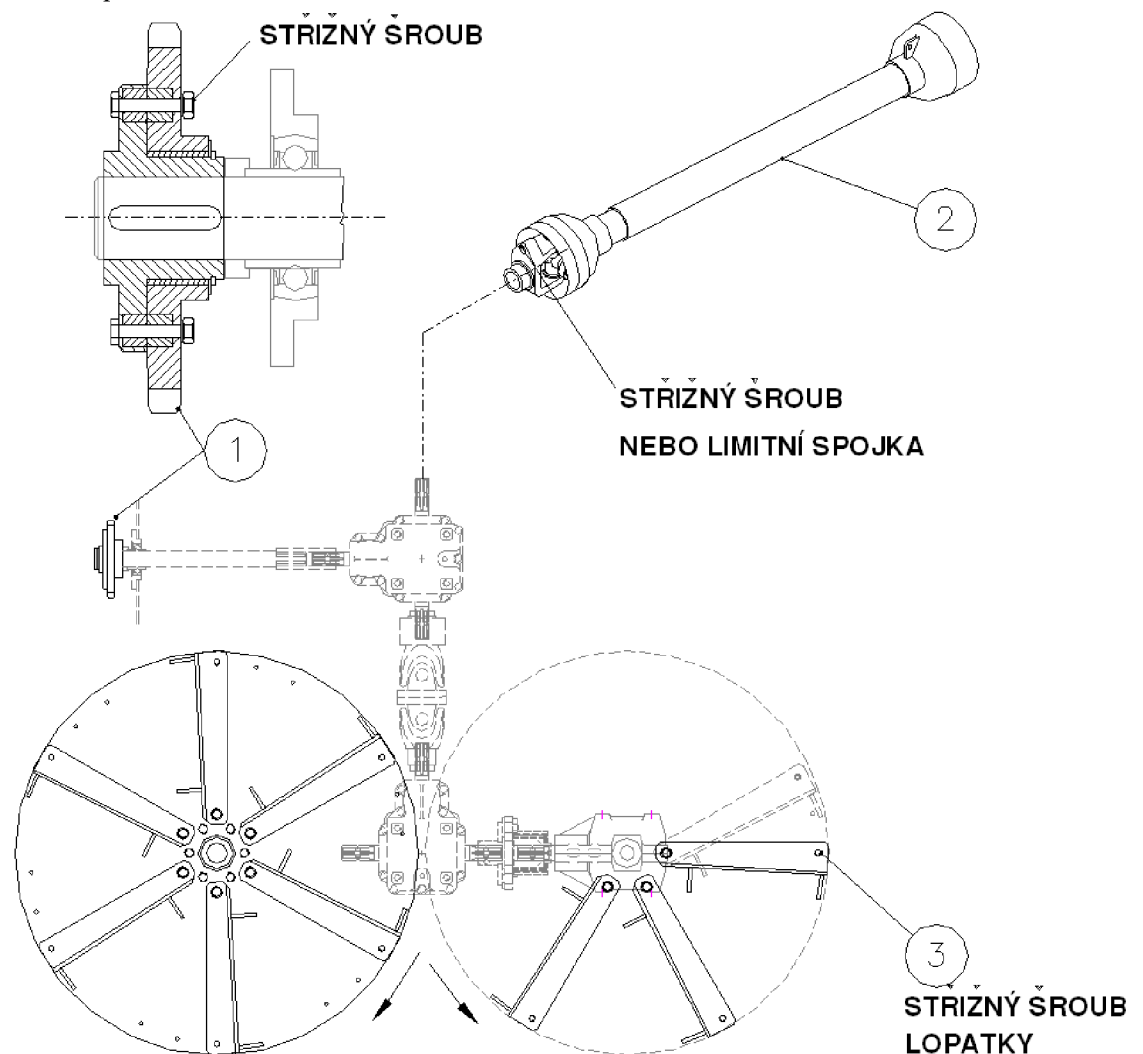
Obrázek 12: *Mechanický pohon*



➤ **Mechanický pohon** (viz. Obr.12) rozmetacího ústrojí je poháněno mechanicky z vývodového hřídele tažného prostředku kloubovým hřídelem (1). Pohon se přenáší kloubovými hřídeli (2 a 4) a hřídele (3) k převodovkám. Úhlová převodovka (5), která je umístěna pod podlahou korby rozděluje pohon na pohon horizontálních frézovacích válců a na pohon převodovek rozmetacího stolu (7). Převodové poměry jednotlivých převodovek jsou kombinovány na dva typy vstupních otáček rozmetadla $540/1000$ [ot.min.⁻¹]. Požadovaným vstupním otáčkám musí odpovídat i kloubový hřídel (1). Předem je potřeba upřesnit velikost, typ a druh drážkování vývodového hřídele traktoru. Z obrázku je též patrné uspořádání řetězových převodů s napínacími kladkami (6).

➤ **Pojistné prvky:** (viz. Obr.13)

- *Centrální jištění* je provedeno střížnou nebo limitní spojkou na vstupním kloubovém hřídeli (2).
- *Pohon řezacích válců* je jištěn střížnou spojkou na prvním řetězovém kole (1).
- *Lopatky rozmetacího talíře* jsou jištěny střížným šroubem (3) na vnějším poloměru kola.



Obrázek 13: Pojistné prvky



4 OPTIMALIZACE ROVNOMĚRNOSTI KŘIVKY ROZHOUZU

Při optimalizaci rovnoměrnosti rozhozu jsem vycházel z dlouhodobé praxe provozování rozmetadla MC146, ale především z provozních zkoušek tohoto stroje, ale i ostatních výrobců.

Pod pojmem rozhoz si můžeme představit do jaké šířky je rozmetadlo schopno v požadované hektarové dávce rozhazovat materiál.

Hlavní činitelé, kteří ji ovlivňují: - počet lopatek na rozmetacím talíři

- úhel naklonění a výška rozmetacích talířů proti zemi
- druh rozmetaného materiálu

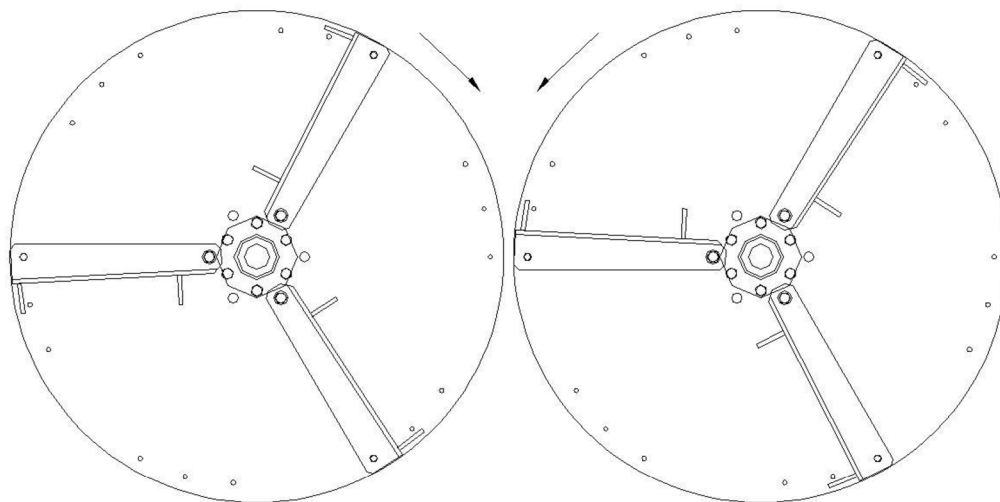
- ***Vliv počtu lopatek na rozmetacích talířích:***

Počet stavitelných, demontovatelných lopatek má přímý vliv na velikost rozmetaného materiálu. Menší počet lopatek tvoří rozmetaný materiál o větší hrudce. Větší hrudky rozmetaného materiálu mají zásadní vliv pro praxi. Z hrudky před zapravením do země neuniknou potřebné živiny. Pro chlévskou mrvu je též dosahováno uspokojivých výsledku ještě při čtyřech kusech rozmetacích lopatek. Šest lopatek je určeno pro rozmetání jiných materiálů nebo pro hnojení luk případně pro využití rozmetadla v bioplynových stanicích.

Postavení lopatek:

Tři lopatky (viz Obr.14)

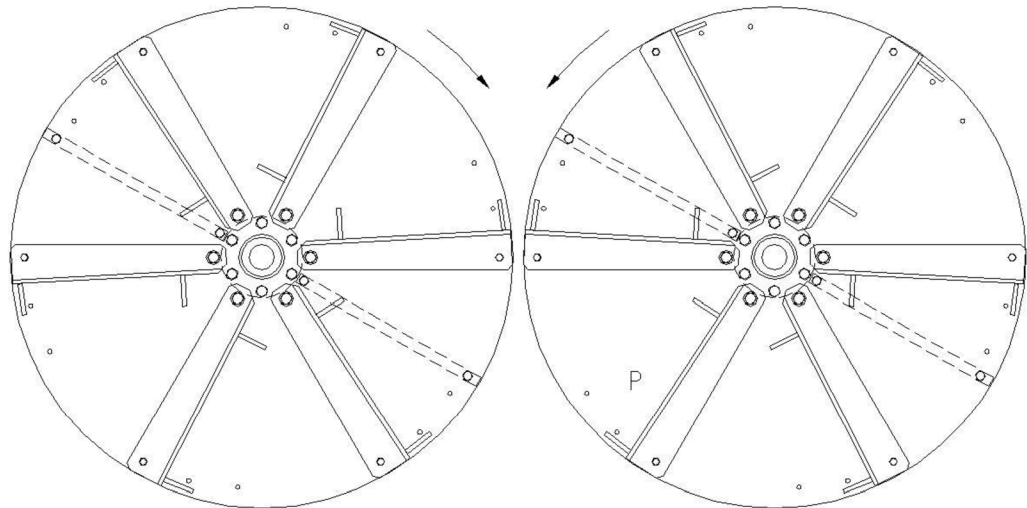
Testováním rozmetadel jsme zjistili, že má také na rozhoz vliv postavení lopatek. Při použití třech lopatek musí mít pro optimální rozhoz rozmetací stůl natočené talíře tak, aby se při otáčení lopatky vzájemně nepotkávali.



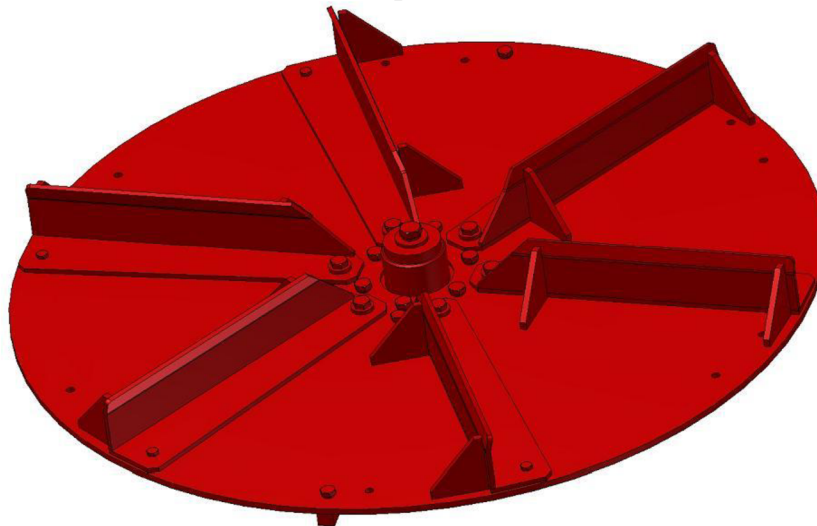
Obrázek 14: *Postavení třech lopatek*

Šest lopatek

Při počtu šesti (viz. Obr.15,16) lopatek na rozmetacím talíři nemělo postavení lopatek žádný větší vliv na rovnoměrnost rozhozu.



Obrázek 15: *Postavení šesti lopatek*



Obrázek 16: *Model rozmetacího talíře*

- ***Vliv naklonění a výška rozmetacích talířů proti zemi a druhu rozmetaného materiálu:***

Při pojezdech po různých terénech se mění těžiště nákladu a tím i změna polohy rozmetacího stolu (nerovnoměrným stlačením pružin na podvozku) vůči zemi v kombinaci se svažitostí terénu a to jak horizontální tak i vertikální mění úhel a polohu rozmetacího stolu v řádu desítek procent. Dalším vlivem nutným k zohlednění jsou různé kvalitativní vlastnosti chlévské mrvy: objemová hmotnost, soudržnost, slamnatost, podíl hlíny a jiných cizích látek, proto volím z hlediska optimalizace náklon stolu 15° , který z hlediska provozních zkoušek ostatních výrobců i dodavatelů převodovek jeví jako nejvhodnější. Dále bylo při pokusech s větším náklonem stolu (cca 20°) dosaženo značné nerovnoměrnosti způsobené patrně nehomogenitou typu rozmetaného materiálu a při menším sklonu (cca 10°) se značně snížil rozhoz na cca 65%.

Měření příčné rovnoměrnosti (viz. Obr.17) se provádí za předpokladu určité pojezdové rychlosti tažného stroje, rychlosti podlahového dopravníku. Rozmetaný materiál je zachycován do sběrných misek o velikosti $0,5 \times 0,5 \text{ m}$. Sběrné misky se umísťují 30 m od začátku dráhy a jednotlivé řady jsou od sebe ve vzdálenosti 20 m (viz. Obr.18).



Hmotnosti zachyceného hnoje na sběrných miskách se vynese do grafu rovnoměrnosti rozmetání.



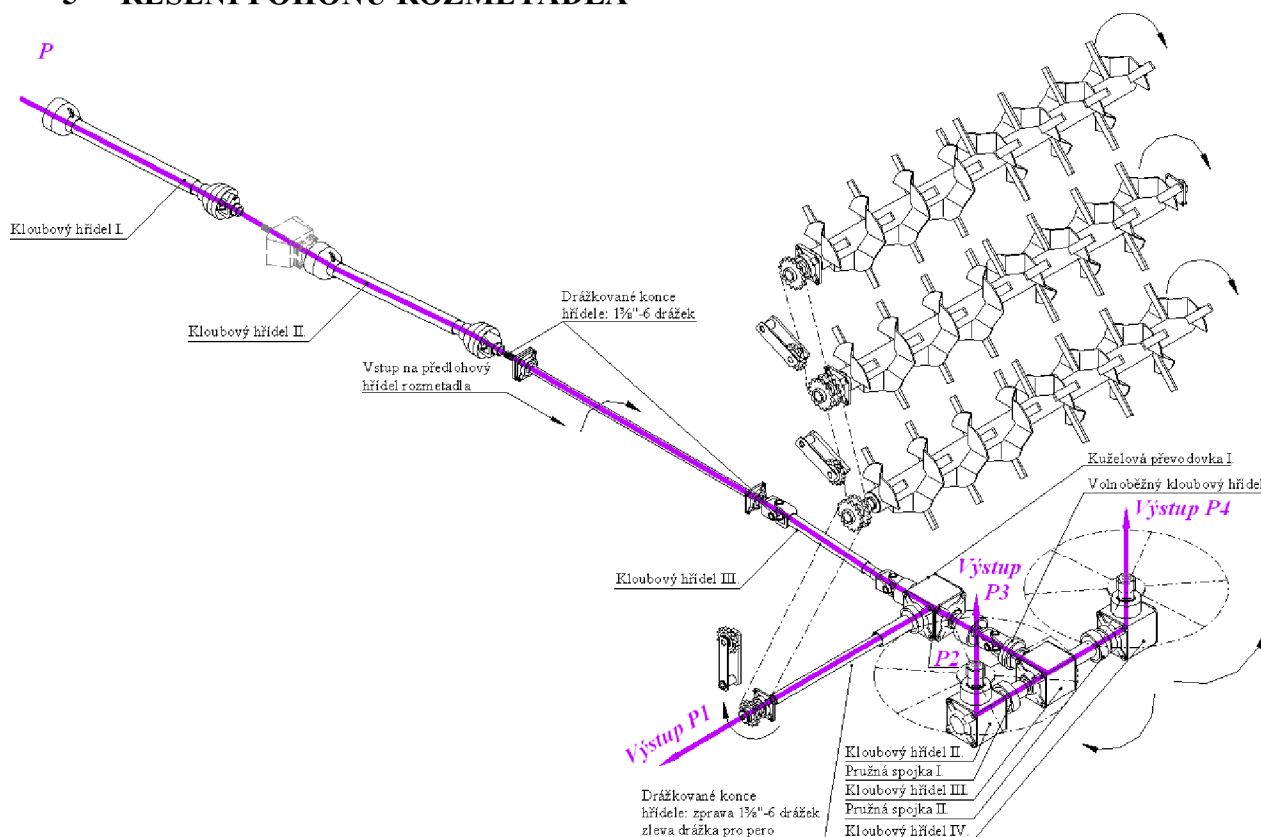
Obrázek 17: *Sběrací misky*



Obrázek 18: *Umístění sběračů v řadě*



5 ŘEŠENÍ POHONU ROZMETADLA



Obrázek 19: Tok výkonu systému pohonu

Ppřenášený výkon – výstupní výkon pohonu na vývodovém hřídeli traktoru

P₁.....výkon potřebný k pohonu frézovacích válců

P₂.....výkon potřebný na pohon rozmetacích talířů

P₃=P₄...výkon na jednotlivém rozmetacím talíři

Výkon je přenášen od vývodového hřídele traktoru pomocí kloubového hřídele I. na vstupní hřídel, který je umístěn pomocí ložisek v čele podvozku. Dále je z podvozku přenášen kloubovým hřídelem II. na předložený hřídel rozmetadla a dále pomocí dalšího kloubového hřídele III. se přenáší na úhlovou převodovku I. Z boku této převodovky je napojen hřídel opatřená řetězovým kolem pro pohon frézovacích válců. Z druhého výstupního vývodu je zbylý výkon přenesen pomocí volnoběžného kloubového hřídele na úhlovou převodovku II., která přenáší na každou stranu stejný výkon pomocí pružných spojek do krajních úhlových převodovek III., IV., které pohání vlastní rozmetací talíře.

5.1 Volba kuželových převodovek I. a II.

Volím kuželové převodovky od francouzské firmy **S-I-S-P** [16]

Převodovky II.,III.,IV. se nakupují v kompletu, proto v tabulce uvádím hodnoty pro tento celý komplet. V kompletu je mezi kuželovou převodovkou II. a kuželovými převodovkami III. a IV. pružné spojení pomocí hardy spojek z důvodu schopnosti tlumení vibrací, rázů způsobené od rozmetacích talířů a možnosti vyrovnávání nesouosostí (až 2,1mm).

Parametry převodovek (viz. Tab.7) pro vstupní otáčky 540 a 1000 [ot.min.⁻¹]:

**Tabulka 7: Parametry převodovek**

	I.		II., III., IV.	
Otáčky převodovky n [ot.min ⁻¹]	540	1000	540	1000
Převodový poměr i [-]	1 : 1	1 : 1,83	1 : 3,5	1 : 2,5
Přenášený výkon P [kW]	115	128	115	94
Přenášený krouticí poměr M_k [Nm]	2070	2300	2770	2290

Označení kuželových převodovek dle S-I-S-P:

Převodovka I.: 540 [ot.min⁻¹] – RA20312
1000 [ot.min⁻¹] – RA20311

**Obrázek 20: Kuželová převodovka**

Převodovka II., III., IV.: 540 [ot.min⁻¹] – RA203107
1000 [ot.min⁻¹] – RA203104

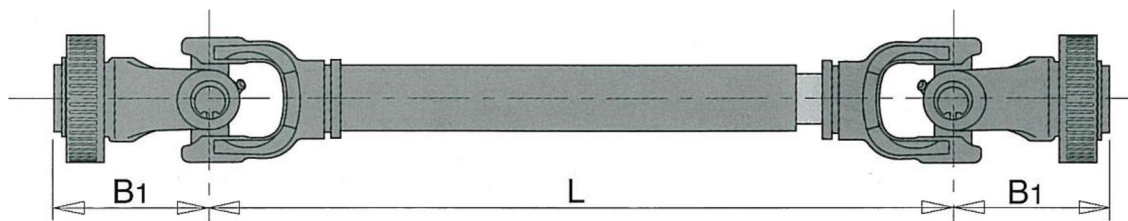
**Obrázek 21: Kompletní setava převodovek pro rozmetací stůl****5.2 Volba kloubových hřídelů I., II. a III.**

Kloubové hřídele volím od firmy **Bondioli & Pavesi** [15]

Parametry kloubových hřídelů (viz. Tab.8) pro vstupní otáčky 540 a 1000 [ot.min⁻¹]:

**Tabulka 8:** Parametry kloubový hřídelů

	I.		II.		III.	
	540	1000	540	1000	540	1000
Otáčky převodovky n [ot.min ⁻¹]	540	1000	540	1000	540	1000
Přenášený krouticí poměr M_k [Nm]	970	830	970	830	970	830
Přenášený výkon P [kW]	55	87	55	87	55	87

Označení kloubových hřídelů dle Bondioli & Pavesi:Kloubový hřídel I.: 540 [ot.min⁻¹] – 7 107 121 CE R07 0981000 [ot.min⁻¹] – 7 107 121 CE R08 098Délka L/L_{max} [mm]: 1210/1870Délka B_1 [mm]: 118Kloubový hřídel II. a III.: 540 [ot.min⁻¹] – 7 107 076 CE R07 R071000 [ot.min⁻¹] – 7 107 076 CE R07 R07Délka L/L_{max} [mm]: 760/1120Délka B_1 [mm]: 118**Obrázek 22:** Kloubový hřídel**5.3 Volba volnoběžného kloubového hřídele**Kloubový volnoběžný hřídel volím od firmy *Walterscheid* [17]

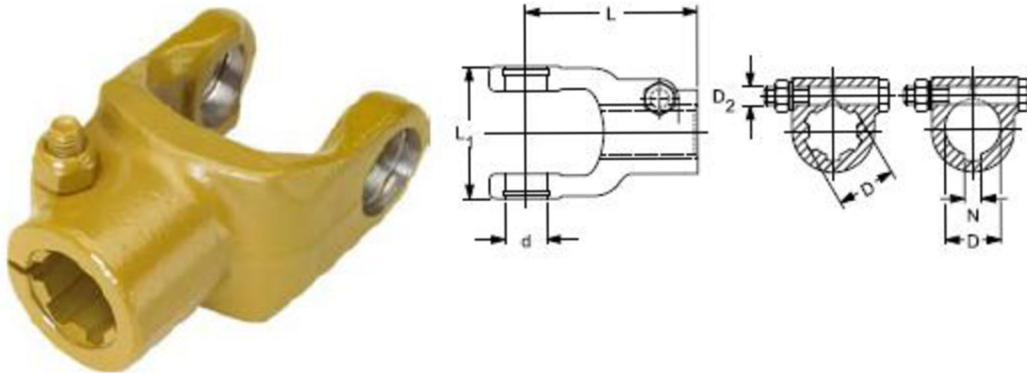
Volnoběžný kloubový hřídel volím, abych zabránil přenosu zpětnému rázu z důvodu setrvačných sil od rozmetacích talířů, při zastavení stroje. Mohlo by dojít k poškození mechanického pohonu.

Skládám ho z jednotlivých dílů:

- **Kloubový hřídel ŘADA 2300 (viz. Obr. 23)**

Parametry:

 $P = 110 \text{ kW}$ přenášený výkon $M_k = 1050 \text{ N} \cdot \text{m}$ přenášený krouticí moment $n_1 = 1000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ otáčky kloubového hřídele



Obrázek 23: Kloubový hřídel

$$D = 1\ 3/8'' (6)$$

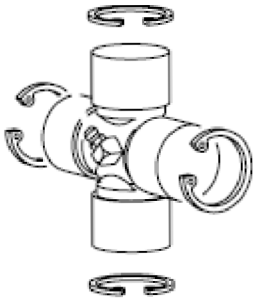
$$d = 27\text{mm}$$

$$L = 107\text{mm}$$

$$L_1 = 84\text{mm}$$

$$D_2 = M12 \times 65$$

- **Křížová sada ŘADA 2300 (viz. Obr.24)**



Obrázek 24: Křížová sada

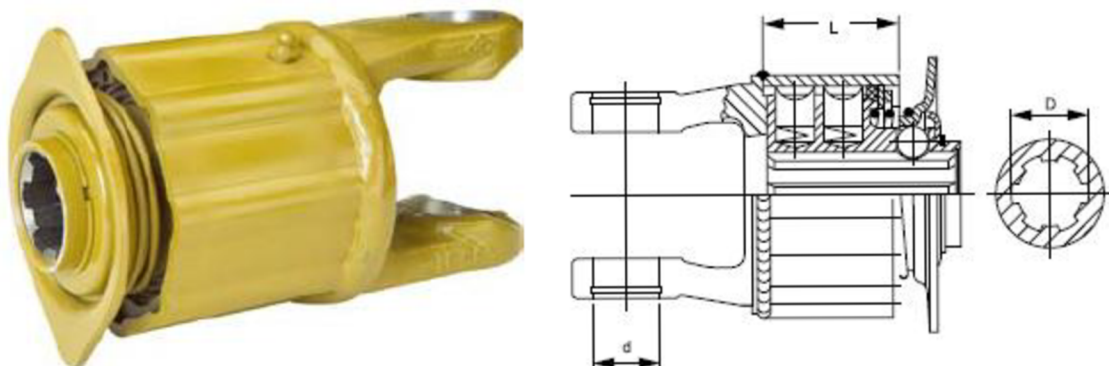
- **Kloubový hřídel s volnoběžkou ŘADA 2300 (viz. Obr.25)**

Parametry:

$P = 110\text{kW}$ přenášený výkon

$M_k = 1050\text{N} \cdot \text{m}$ přenášený kroučící moment

$n_1 = 1000\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$ otáčky kloubového hřídele



Obrázek 25: Kloubový hřídel s volnoběžkou



$$D = 1 \frac{3}{8}'' (6)$$

$$d = 27\text{mm}$$

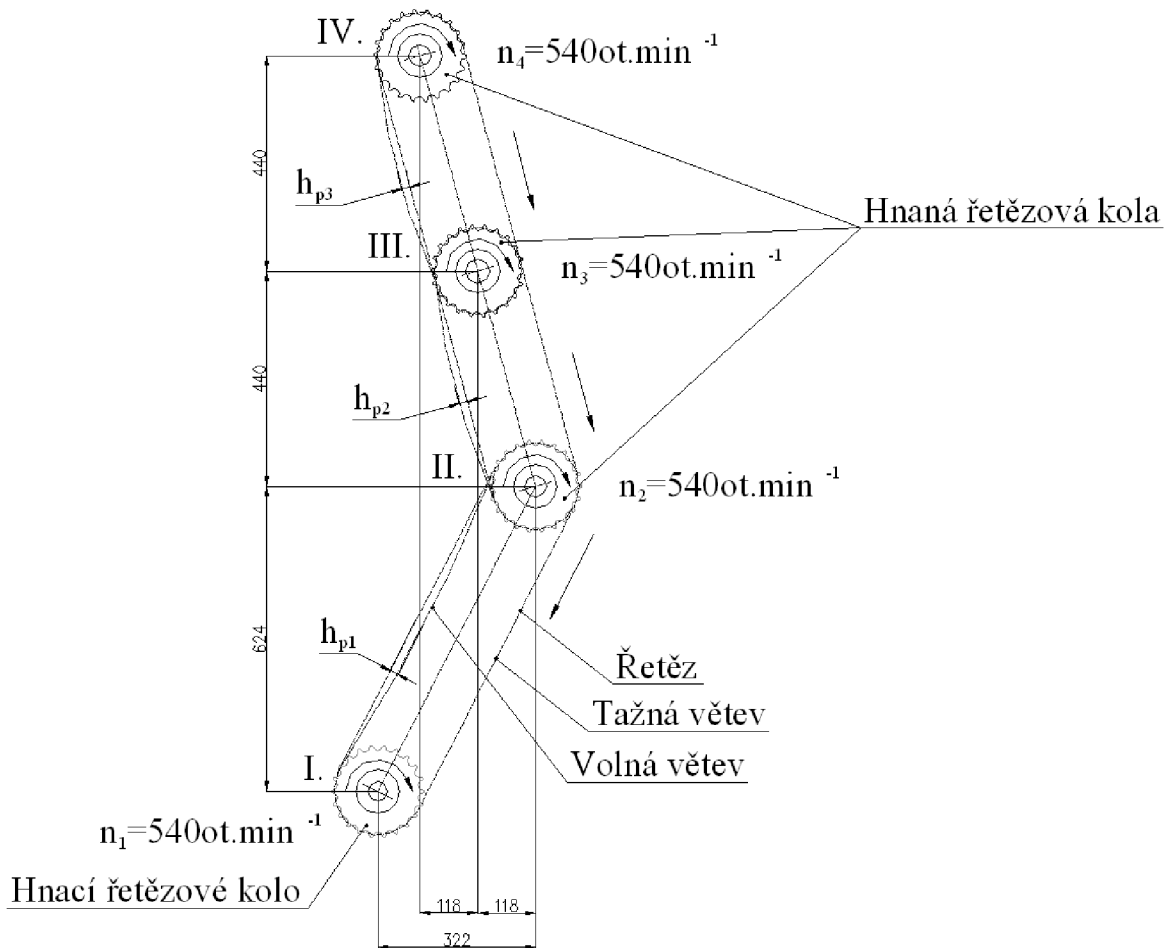
$$L = 93\text{mm}$$

5.4 Návrh a výpočet převodů mezi hnací hřídelí a hřídeli frézovacích válců

5.4.1 Výpočet řetězového převodu dle ČSN 01 4809

- **Úvod:**

Obvodová síla se přenáší tvarovým stykem z hnacího hřídele na tažný člen (řetěz) a z něho na hnané kolo. Řetězové převody se používají u textilních, zemědělských, stavebních strojů, u vozidel a zdvihadel pro rovnoměrný přenos kroutícího momentu na střední vzdálenosti. Výhodou řetězových převodů je menší namáhání ložisek a hřídelí než u řemenových převodů, ale při opotřebení řetězu dochází k větší hlučnosti.



Obrázek 26: Schéma řetězového převodu

- **Průhyb volných větví:**

- ÚSEK I.

$$h_{p1} = 0,01 \cdot a_{i1}$$

$$h_{p1} = 0,01 \cdot 703,1$$

$$h_{p1} = 7,1\text{mm}$$

(1)

ÚSEK II.

$$\begin{aligned}h_{p2} &= 0,01 \cdot a_{i2} \\h_{p2} &= 0,01 \cdot a_{i2} \\h_{p2} &= 4,5\text{mm}\end{aligned}\tag{2}$$

ÚSEK III.

Z Obr.16 je zřejmé, že ušky II. a III. totožné tudíž můžeme použít výsledek z úseku II.

- **Vstupní parametry:**

K parametru vstupního výkonu k frézovacím válcům jsem vycházel z protokolu měření rozmetadla MC 146 z důvodu nejednoznačného určení výkonu pomocí výpočtu, kde záleží jak na tvaru frézovacích válců, ale i na rozmetacích talířích a spoustě dalších vlivů. Z měření, ale i z praxe můžeme tedy uvádět poměr odběru k frézovacím válcům v hodnotě 55% z celkového výkonu na vývodovém hřídeli. K rozmetacím talířům jde 45% z celkového výkonu na vývodovém hřídeli. Při plně naloženém rozmetadle a optimálních podmínkách pro rozmetání vychází odebraný výkon z vývodové hřídele $P \approx 60\text{kW}$.

$$\begin{aligned}P_2 &= 33 \text{ [kW]} \\n_1, n_2, n_3, n_4 &= 540 \text{ [ot.min.}^{-1}\text{]}\end{aligned}$$

P_2 ... přenášený výkon
 n_1 ...otáčky hnacího hřídele
 n_2 ...otáčky prvního frézovacího válce
 n_3 ...otáčky druhého frézovacího válce
 n_4 ...otáčky třetího frézovacího válce

- **Převodový poměr:**

$$\begin{aligned}i_{1,2,3,4} &= \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_3}{n_4} \\i_{1,2,3,4} &= \frac{540}{540} \\i_{1,2,3,4} &= 1\end{aligned}\tag{3}$$

Jedná se tedy o převod s neměnnými otáčkami, protože $i_{1,2,3,4} = 1$.

- **Počet zubů hnacího a hnaných kol:**

$$\begin{aligned}z_1 &= 22 \\z_{2,3,4} &= z_1 \cdot i_{1,2,3,4} \\z_{2,3,4} &= 22 \cdot 1 \\z_{2,3,4} &= 22\end{aligned}\tag{4}$$

z_1počet zubů hnacího kola (voleno)
 $z_{2,3,4}$...počet zubů hnaného kola



- **Stanovení osové vzdálenosti hnacího hřídele a hřídelů frézovacích válců:**

Úsek I.

$$a_{i1} = \sqrt{b_{i1}^2 + c_{i1}^2}$$

$$a_{i1} = \sqrt{624^2 + 322^2}$$

$$a_{i1} = 703,1\text{mm}$$

(5)

Úsek II.

$$a_{i2} = \sqrt{b_{i2}^2 + c_{i2}^2}$$

$$a_{i2} = \sqrt{440^2 + 118^2}$$

$$a_{i2} = 455,5\text{mm}$$

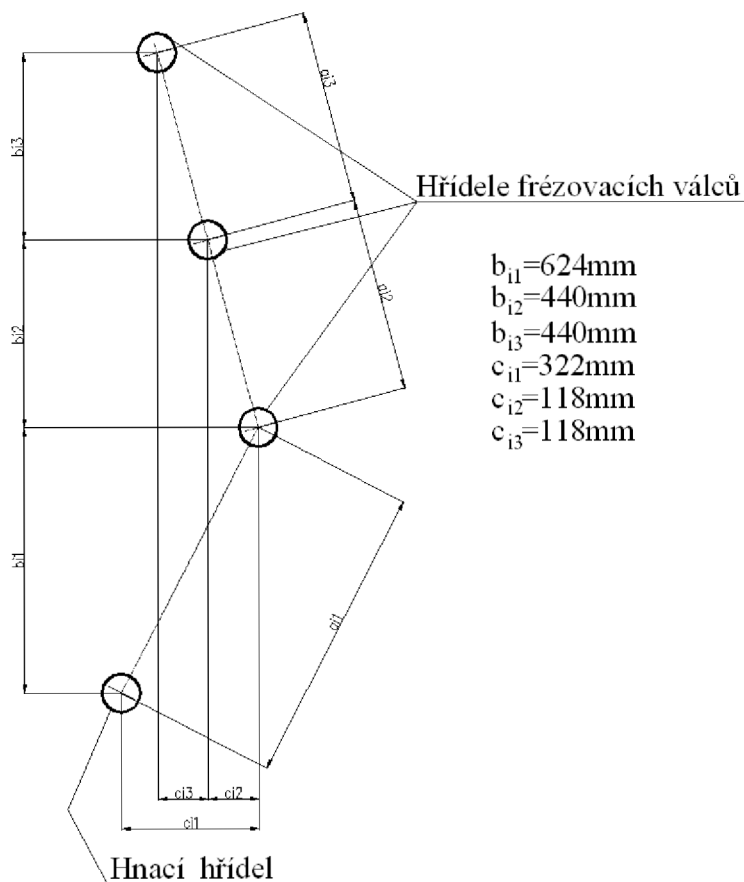
(6)

Úsek III.

Z Obr.27 je zřejmé, že úseky II. a III. totožné tudíž můžeme použít výsledek z úseku II.

$b_{i1,2,3}, c_{i1,2,3}$...rozměry viz. Obr.27

$a_{i1,2,3}$osová vzdálenost hnacího hřídele a hřídelů frézovacích válců



$b_{i1}=624\text{mm}$
 $b_{i2}=440\text{mm}$
 $b_{i3}=440\text{mm}$
 $c_{i1}=322\text{mm}$
 $c_{i2}=118\text{mm}$
 $c_{i3}=118\text{mm}$

Obrázek 27: Rozmístění poháněných hřídelů na stroji RM20



- **Výpočet jmenovitého výkonu:**
Volba parametrů dle ČSN 01 4809

$$Y = 1,8$$

$$\chi = 0,67$$

$$\mu = 1$$

$$\varphi = 1$$

Yčinitel rázů pro dopravníky dopravující sypký materiál

χ činitel výkonu

μ činitel mazání

φ činitel provedení řetězu

$$P_n = \frac{P_2}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi}$$

$$P_n = \frac{33}{0,67 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$P_n = 49,3 \text{ kW}$$

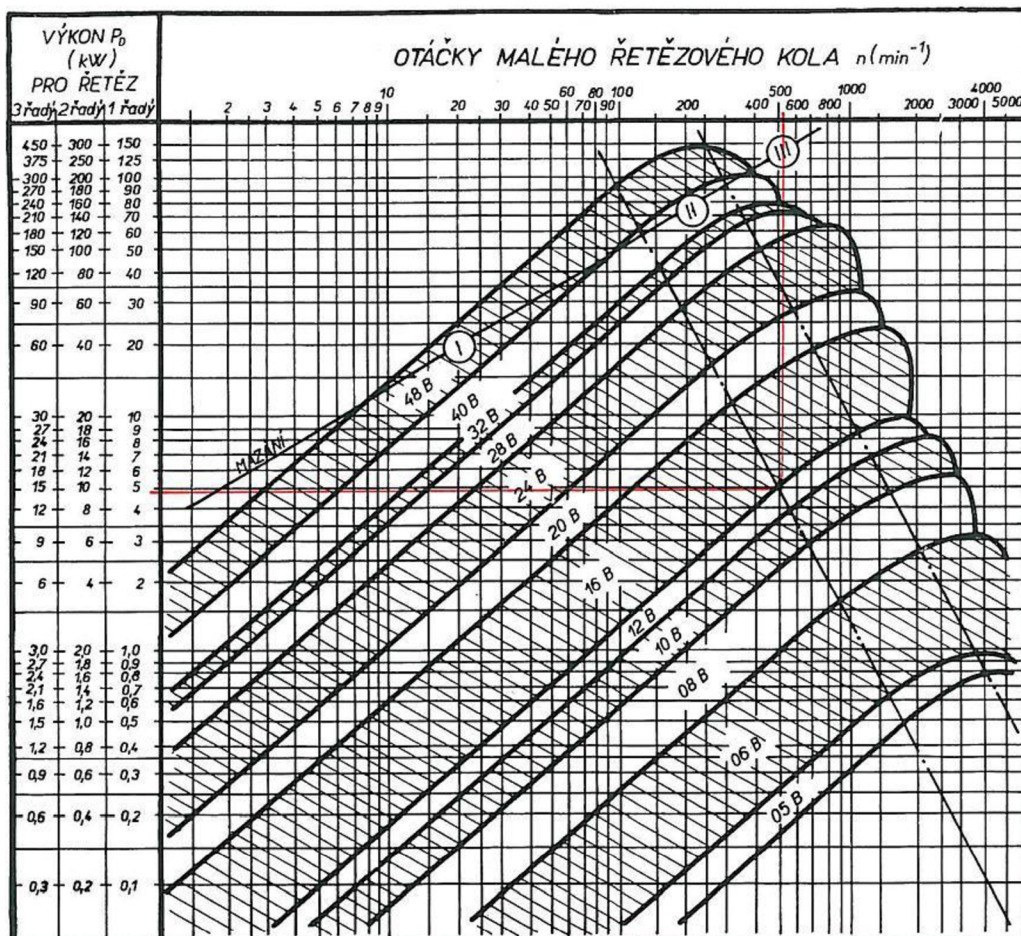
(7)

- **Volba řetězu diagramu viz. Obr.17:**

Volím řetěz **16B-1** podle **ČSN 02 3311** – jedná se o jednořadý řetěz

ČSN 01 4809

Tab. 3



Obrázek 28: Graf na určení typu řetězu podle otáček pastorku a jmenovitého výkonu



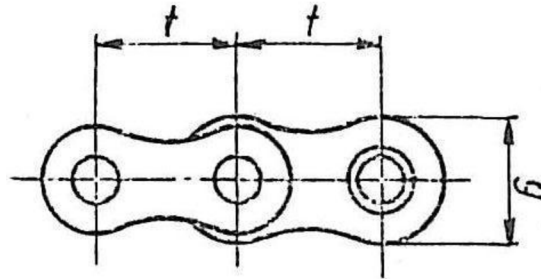
Parametry řetězu dle ČSN 02 3311:

$$t = 25,4\text{mm}$$

$$F_{pt} = 89\text{kN}$$

$$m = 2,75\text{kg}$$

$$S = 394\text{mm}^2$$



Obrázek 29: Kótování rozteče článků řetězu

t..... rozteč řetězu

F_{pt} síla při přetížení jednořadého řetězu

m..... hmotnost 1 metru jednořadého řetězu

S..... plocha řetězu

- **Výpočet průměru roztečných kružnic:**

Hnací kolo:

$$d_{t1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)}$$

$$d_{t1} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{22}\right)}$$

$$d_{t1} = 178,5\text{mm} \quad (8)$$

Hnaná kola:

$$d_{t2,3,4} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{2,3,4}}\right)}$$

$$d_{t2,3,4} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{22}\right)}$$

$$d_{t2,3,4} = 178,5\text{mm} \quad (9)$$

- **Výpočet obvodové rychlosti řetězu:**

$$v = \pi \cdot d_{t1} \cdot 10^{-3} \frac{n_1}{60}$$

$$v = \pi \cdot 178,477 \cdot 10^{-3} \frac{540}{60}$$

$$v = 4,9\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10)$$



- **Výpočet sil působících na řetězovém převodu:**
 - Odstředivá síla se neuvažuje, protože $v < 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
 - Obvodová síla:

$$\begin{aligned}F_o &= \frac{P \cdot 10^3}{v} \\F_o &= \frac{33 \cdot 10^3}{4,946} \\F_o &= 6672,1 \text{ N}\end{aligned}\tag{11}$$

- Celková tažná síla přenášená řetězem:

$$F_t = F_o = 6672,1 \text{ N}$$

- **Statická a dynamická bezpečnost:**
 - Bezpečnost proti přetížení při statickém zatížení:

$$\begin{aligned}k_s &= \frac{F_{pt}}{F_t} \\k_s &= \frac{89 \cdot 10^3}{6672,058} = 13,339 \\k_s &\geq 7 \Rightarrow \text{vyhovuje}\end{aligned}\tag{12}$$

- Bezpečnost proti přetížení při dynamickém zatížení:

$$\begin{aligned}k_d &= \frac{F_{pt}}{F_t \cdot Y} \\k_d &= \frac{89 \cdot 10^3}{6672,058 \cdot 2} = 6,669 \\k_d &\geq 5 \Rightarrow \text{vyhovuje}\end{aligned}\tag{13}$$

- **Výpočtový tlak v kloubu řetězu:**

$$\begin{aligned}p_p &= \frac{F_t}{S} \\p_p &= \frac{6672,058}{394 \cdot 10^{-6}} \\p_p &= 1,693 \cdot 10^7 \text{ Pa}\end{aligned}\tag{14}$$

- **Směrný tlak v kloubu řetězu:**
Dle ČSN 01 4809 $p_s = 20,4 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

- **Dovolený tlak v kloubu řetězu:**

$$\begin{aligned}\tau &= 0,98 && \tau \dots \text{činitel tření} \\p_D &= p_s \cdot \tau \\p_D &= 20,4 \cdot 10^6 \cdot 0,98 \\p_D &= 1,999 \cdot 10^7 \text{ Pa}\end{aligned}\tag{15}$$



- **Bezpečnost proti opotřebení v kloubu řetězu:**

$$k_p = \frac{p_D}{p_p}$$
$$k_p = \frac{1,999 \cdot 10^7}{1,693 \cdot 10^7} = 1,1875$$
$$k_p > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (16)$$

- **Počet článků řetězu:**

ÚSEK I.

$$X_I = 2 \cdot \frac{a_{i1}}{t} + \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t}{a_{i1}}$$
$$X_I = 2 \cdot \frac{703,1}{25,4} + \left(\frac{22 + 22}{2} \right) + \left(\frac{22 - 22}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{25,4}{703,1} = 77,3$$
$$X_I = 77 \text{ článků} \quad (17)$$

ÚSEK II. a III.

$$X_{II} = 2 \cdot \frac{a_{i1}}{t} + \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t}{a_{i1}}$$
$$X_{II} = 2 \cdot \frac{455,5}{25,4} + \left(\frac{22 + 22}{2} \right) + \left(\frac{22 - 22}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{25,4}{455,5} = 57,8$$
$$X_{II} = 58 \text{ článků} \quad (18)$$

- **Skutečná osová vzdálenost:**

$$K = 0 \quad K \dots \text{součinitel z normy ČSN 01 4809}$$

ÚSEK I.

$$a_I = \frac{t}{8} \cdot [2X_I - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X_I - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2}]$$
$$a_I = \frac{25,4}{8} \cdot [2 \cdot 77 - 22 - 22 + \sqrt{(2 \cdot 77 - 22 - 22)^2 - 0 \cdot (22 - 22)^2}]$$
$$a_I = 698,5 \text{ mm} \quad (19)$$

ÚSEK II. a III.

$$a_{II} = \frac{t}{8} \cdot [2X_{II} - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X_{II} - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2}]$$
$$a_{II} = \frac{25,4}{8} \cdot [2 \cdot 58 - 22 - 22 + \sqrt{(2 \cdot 58 - 22 - 22)^2 - 0 \cdot (22 - 22)^2}]$$
$$a_{II} = 457,2 \text{ mm} \quad (20)$$



- **Předpis řetězu:**

ÚSEK I.

Řetěz 77 článků 16B – 1 ČSN 02 3311

Pozn.: Označení jednořadého válečkového řetězu o 77 člancích, s roztečí $t=25,4\text{mm}$, s vnitřní šířkou $b_1=17,02\text{mm}$.

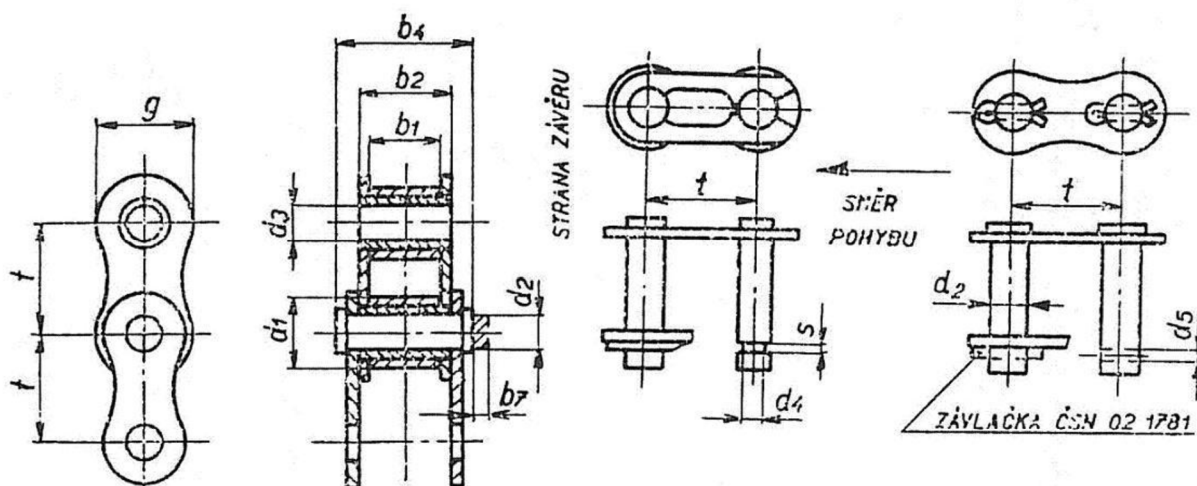
ÚSEK II. a III.

Řetěz 58 článků 16B – 1 ČSN 02 3311

Pozn.: Označení jednořadého válečkového řetězu o 58 člancích, s roztečí $t=25,4\text{mm}$, s vnitřní šířkou $b_1=17,02\text{mm}$.

Řetězy jednořadé

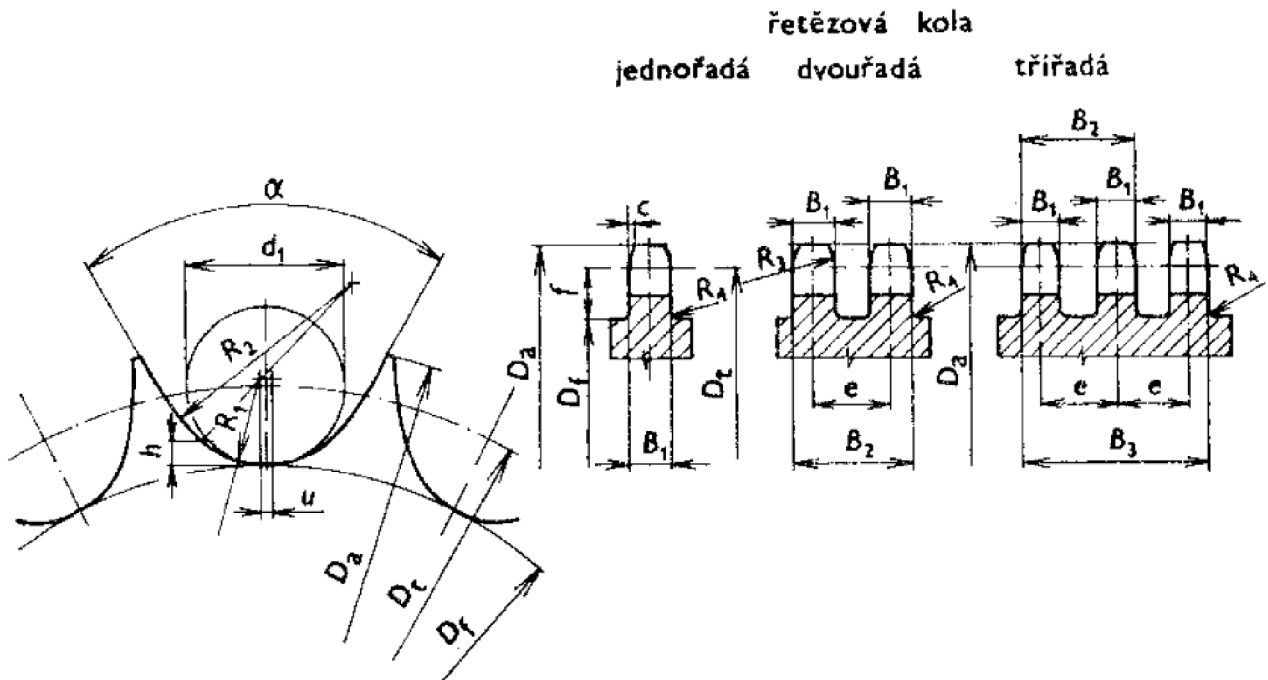
Spojovací článek
s pružnou pojistkou pro $t \leq 19,05$ se závlačkami pro $t \geq 25,4$



Obrázek 30: Kótování rozměrů válečkových řetězů



5.4.2 Výpočet rozměrů řetězových kol dle ČSN 01 4811



Obrázek 31: Rozměry řetězového kola

- **Průměry patních kružnic:**

$$d_v = 15,88 \text{ mm}$$

d_v ... průměr válečku zvoleného řetězu

Hnací kolo:

$$d_{f1} = d_{t1} - d_v$$

$$d_{f1} = 178,477 - 15,88$$

$$d_{f1} = 162,6 \text{ mm}$$

(21)

Hnaná kola:

$$d_{f2,3,4} = d_{t2,3,4} - d_v$$

$$d_{f2,3,4} = 178,477 - 15,88$$

$$d_{f2,3,4} = 162,6 \text{ mm}$$

(22)

- **Průměry hlavových kružnic:**

Hnací kolo:

$$d_{a1} = d_{t1} + 0,5 \cdot d_v$$

$$d_{a1} = 178,477 + 0,5 \cdot 15,88$$

$$d_{a1} = 186,4 \text{ mm}$$

(23)

Hnaná kola:

$$\begin{aligned}d_{a2,3,4} &= d_{t2,3,4} + 0,5 \cdot d_v \\d_{a2,3,4} &= 178,477 + 0,5 \cdot 15,88 \\d_{a2,3,4} &= 186,4mm\end{aligned}\tag{24}$$

- **Vzdálenost mezi středy poloměrů:**

$$\begin{aligned}u &= 0,22 \cdot t \\u &= 0,22 \cdot 25,4 \\u &= 5,6mm\end{aligned}\tag{25}$$

- **Poloměr dna zubu:**

$$\begin{aligned}R_1 &= 0,503 \cdot d_v \\R_1 &= 0,503 \cdot 15,88 \\R_1 &= 7,9mm\end{aligned}\tag{26}$$

- **Poloměr přechodové kružnice:**

$$\begin{aligned}R_2 &= 1,3 \cdot d_v \\R_2 &= 1,3 \cdot 15,88 \\R_2 &= 20,6mm\end{aligned}\tag{27}$$

- **Úhel boku zubu:**

$\alpha_1 = 50^\circ$...pro hnací kolo vyráběné dělicím způsobem, pro odvalovací způsob výroby je úhel podle úhlu profilu nástroje.

$\alpha_1 = 72^\circ$...pro hnané kolo

- **Poloměr zaoblení zubu:**

$$\begin{aligned}R_3 &= 1,5 \cdot d_v \\R_3 &= 1,5 \cdot 15,88 \\R_3 &= 23,82mm\end{aligned}\tag{28}$$

- **Zaoblení zubu:**

$$\begin{aligned}c_z &= 0,15 \cdot d_v \\c_z &= 0,15 \cdot 15,88 \\c_z &= 2,382mm\end{aligned}\tag{29}$$

- **Vnitřní šířka řetězu:**

$b_1 = 17,02mm$z normy ČSN 02 3311



- **Šířka zubu jednořadého kola:**

$$\begin{aligned} B_1 &= 0,9 \cdot b_1 \\ B_1 &= 0,9 \cdot 17,02 \\ B_1 &= 15,3\text{mm} \end{aligned} \quad (30)$$

- **Maximální dovolené obvodové házení patní kružnice:**

Hnací kolo:

$$\begin{aligned} h_{op} &= 0,0007 \cdot d_{f1} + 0,076 \\ h_{op} &= 0,0007 \cdot 162,597 + 0,076 \\ h_{op} &= 0,189\text{mm} \leq 0,76\text{mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (31)$$

Hnaná kola:

$$\begin{aligned} h_{ok} &= 0,0007 \cdot d_{f2,3,4} + 0,076 \\ h_{ok} &= 0,0007 \cdot 162,597 + 0,076 \\ h_{ok} &= 0,189\text{mm} \leq 0,76\text{mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (32)$$

- **Maximální dovolené čelní házení patní kružnice:**

Hnací kolo:

$$\begin{aligned} h_{\check{c}p} &= 0,0009 \cdot d_{f1} + 0,076 \\ h_{\check{c}p} &= 0,0009 \cdot 162,597 + 0,076 \\ h_{\check{c}p} &= 0,222\text{mm} \leq 1,14\text{mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (33)$$

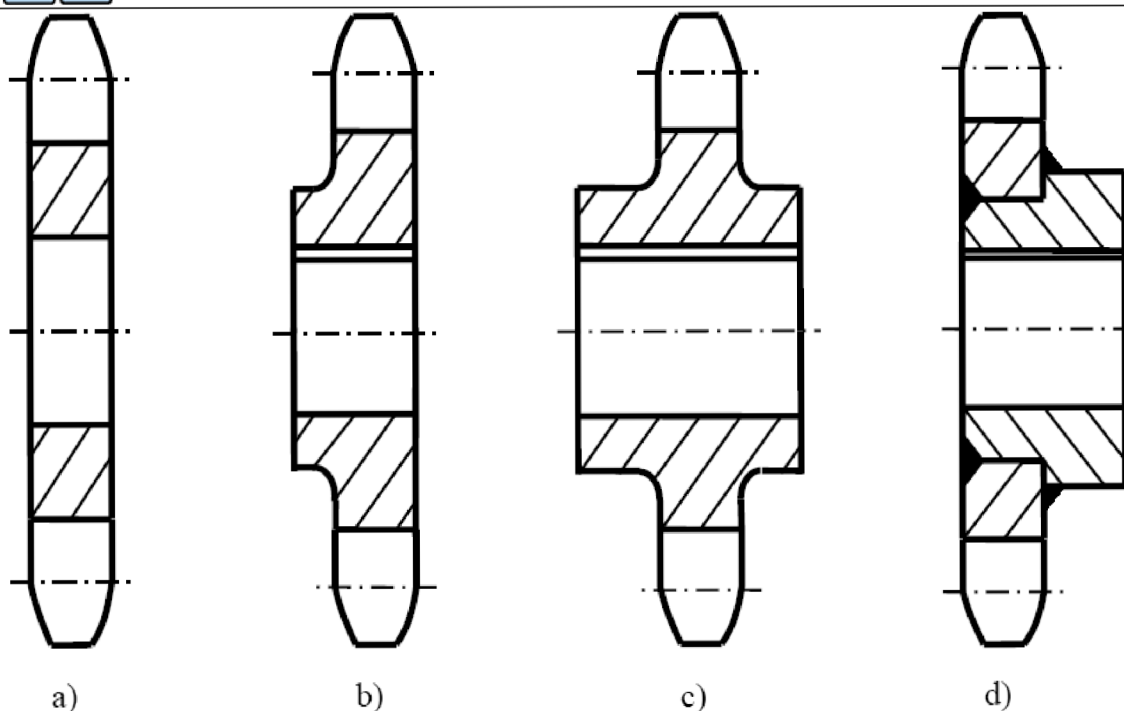
Hnaná kola:

$$\begin{aligned} h_{\check{c}k} &= 0,0009 \cdot d_{f2,3,4} + 0,076 \\ h_{\check{c}k} &= 0,0009 \cdot 162,597 + 0,076 \\ h_{\check{c}k} &= 0,222\text{mm} \leq 1,14\text{mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (34)$$

Drsnost povrchu zubu volím pro rychlost řetězu do $8\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ $R_a=6,3$

- **Konstrukční provedení řetězových kol (viz. Obr.32):**

- a) Kolo ploché
- b) Kolo s jednostranným nábojem – lité nebo svařované
- c) Kolo s oboustranným nábojem – lité nebo svařované
- d) Kolo svařované



Obrázek 32: Konstrukční provedení řetězových kol

5.5 Návrh střížné spojky hnacího řetězového kola:

Pro ochranu mechanického pohonu a samotných frézovacích válců volím na hnacím řetězovém kole jednoduchou pojistnou spojku se šroubem. Přestřížením šroubu dojde k odpojení hnacího a hnaného hřídele.

- **Vstupní parametry:**

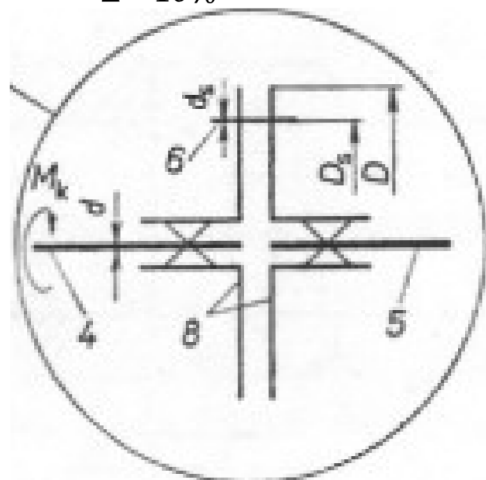
$$P_2 = 33 \text{ kW}$$

$$M_{k \text{ max.}} = 583,568 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_2 = 540 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$D = 130 \text{ mm}$$

$$\Delta = 10\%$$



Obrázek 33: Střížná spojka



- **Výpočet předběžného průměru D_s :**

$$\begin{aligned}D_s &= 0,8 \cdot D \\D_s &= 0,8 \cdot 130 \\D_s &= 104\text{mm} = 0,104\text{m}\end{aligned}\quad (35)$$

- **Stanovení potřebné síly k přestřížení šroubu:**

$$\begin{aligned}F &= \frac{2 \cdot M_{k \max}}{D_s} \\F &= \frac{2 \cdot 583,6}{0,104} \\F &= 11223,1\text{N} = 11,2\text{kN}\end{aligned}\quad (36)$$

- **Průměr šroubu:**

τ_{DS} ... *dovolené napětí ve smyku [MPa]*
Pro materiál 12 040 je hodnota $\tau_{DS} = 60 - 80\text{MPa}$

$$\begin{aligned}\tau_{DS} &= \frac{F}{S_{\xi}} \Rightarrow S_{\xi} \\S_{\xi} &= \frac{F}{\tau_{DS}} \\S_{\xi} &= \frac{11223,1}{70} \\S_{\xi} &= 160,3\text{mm}^2\end{aligned}\quad (37)$$

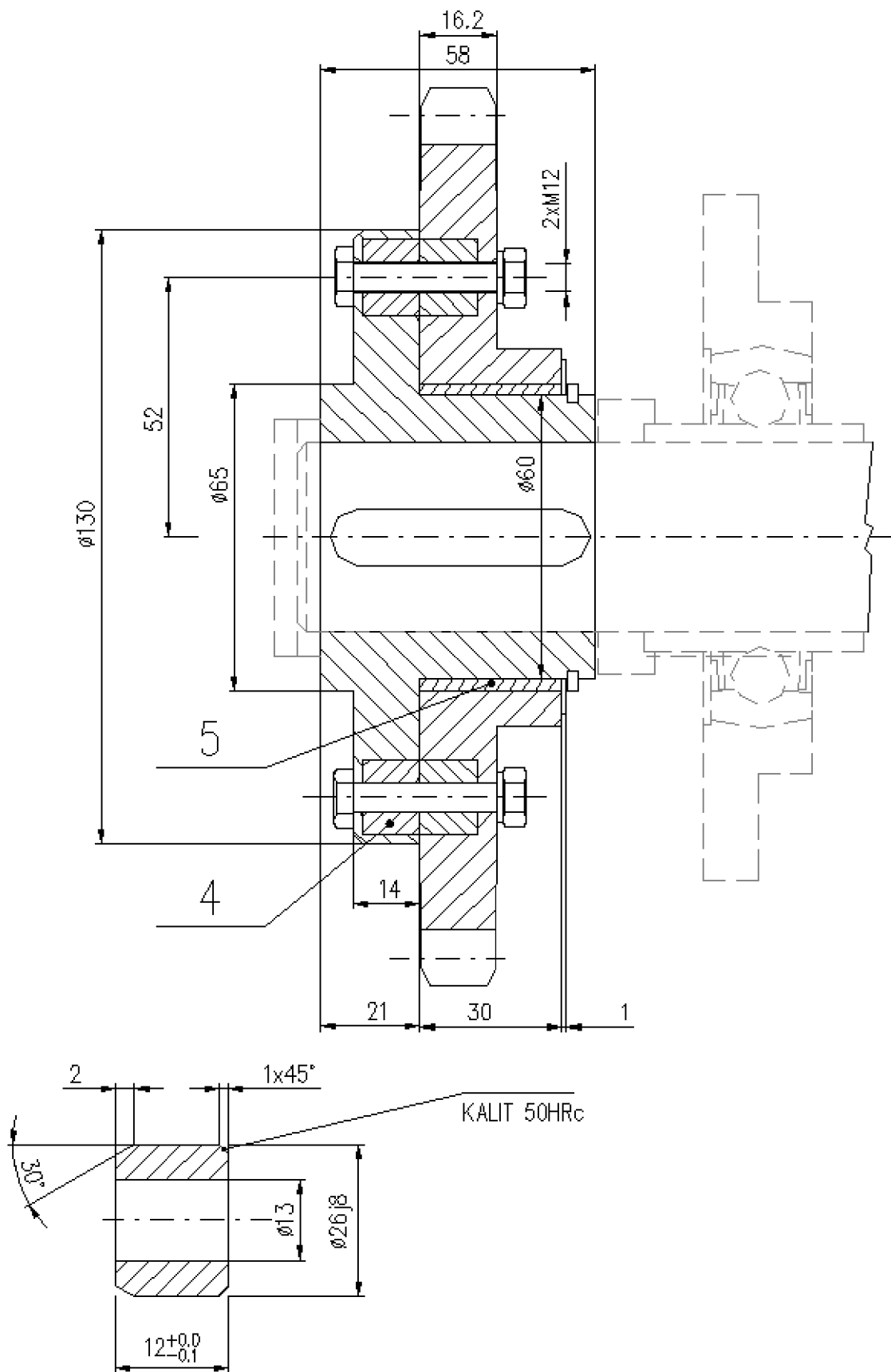
$$\begin{aligned}S_{\xi} &= 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \Rightarrow d_s \\d_s &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\xi}}{2 \cdot \pi}} \\d_s &= \sqrt{\frac{4 \cdot 160,3}{2 \cdot \pi}} \\d_s &= 10,1\text{mm}\end{aligned}\quad (38)$$

Volím nejbližší vyšší rozměr šroubu: M12. Průměr díry pro tento šroub činí $d_{sd} = 13\text{mm}$.

- **Rozměry kalených pouzder:**

Pouzdra volím z důvodu, že zvyšují životnost a přesnost funkce spojky.

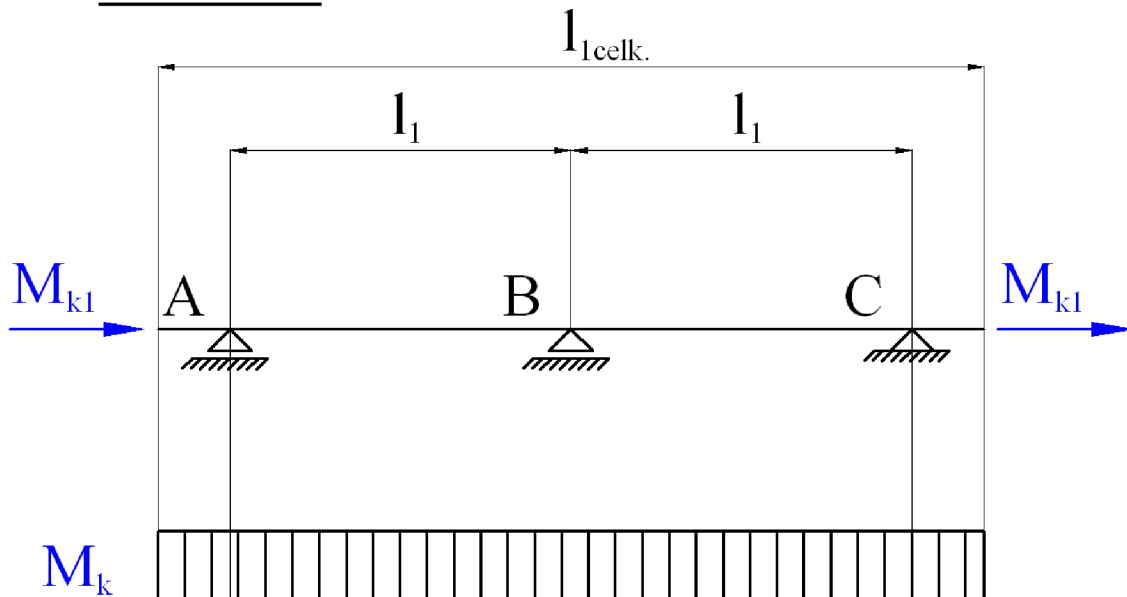
$$\begin{aligned}d_p &= 2 \cdot d_{sd} \\d_p &= 2 \cdot 13 \\d_p &= 23\text{mm}\end{aligned}\quad (39)$$



Obrázek 34: Střížná spojka se šroubem a kaleným pouzdem

**5.6 Návrh hřídelů I. a II. a hřídele frézovacích válců:**

- **Návrh hřídele I.:**

**Obrázek 35:** Průběhy VVÚ na hřídeli I.

Legenda k Obr.35:

- M_kprůběh kroutícího momentu
- M_{kl}kroutící moment přenášený předlohovým hřídelem k převodovce

- ***Vstupní parametry:***

$$P_1 = 60kW$$

$$l_1 = 1266,5mm$$

$$n_1 = 1000ot \cdot min^{-1}$$

(40)

- ***Výpočet maximálního kroutícího momentu působící na hřídel:***

$$M_{k max.} = \frac{P_1 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}}$$

$$M_{k max.} = \frac{60 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1000}{60}}$$

$$M_{k max.} = 572,9N \cdot m$$

(41)

- ***Návrh průměru hřídele a materiálu hřídele:***

- Minimální průměr hřídele volím $d_{min.} = 40mm$
- Materiál hřídele volím 11 600 ($Re = 300MPa$)



- **Výpočet maximálního kroučícího momentu působící na hřídel:**
 - Pro kruhový průřez:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{min.}^3}{16}$$
$$W_k = \frac{\pi \cdot 40^3}{16}$$
$$W_k = 12,566 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (42)$$

- **Výpočet napětí:**

$$\tau_{max} = \frac{M_{k \max.} \cdot 10^3}{W_k}$$
$$\tau_{max} = \frac{572,957 \cdot 10^3}{12,566 \cdot 10^3}$$
$$\tau_{max} = 45,6 \text{ MPa} \quad (43)$$

Materiál 11 600

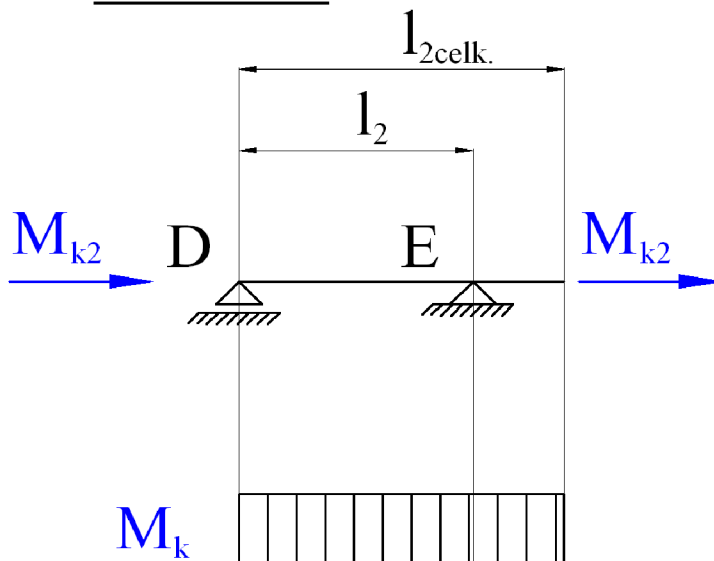
$$60 \cdot 10 = \sigma_{pt}$$

$$\sigma_k = 0,7 \cdot \sigma_{pt}$$
$$\sigma_k = 420 \text{ MPa} \quad (44)$$

- **Výpočet bezpečnosti:**

$$k_{k \min.} = \frac{\sigma_k}{2 \cdot \tau_{max}}$$
$$k_{k \min.} = \frac{420}{2 \cdot 45,595}$$
$$k_{k \min.} = 4,6 \dots \text{vyhovuje} \quad (45)$$

- **Návrh hřídele II.:**



Obrázek 36: Průběh VVÚ na hřídeli II.



Legenda k Obr.36:

- M_kprůběh kroučícího momentu
- M_{k2}kroučící moment přenášený hřídelem na frézovací jednotku

- **Vstupní parametry:**

$$\begin{aligned}P_2 &= 33kW \\l_2 &= 813,5mm \\n_2 &= 540ot \cdot min^{-1}\end{aligned}\tag{46}$$

- **Výpočet maximálního kroučícího momentu působící na hřídel:**

$$\begin{aligned}M_{k\ max.} &= \frac{P_2 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60}} \\M_{k\ max.} &= \frac{33 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{540}{60}} \\M_{k\ max.} &= 583,6N \cdot m\end{aligned}\tag{47}$$

- **Návrh průměru hřídele a materiálu hřídele:**

- Minimální průměr hřídele volím $d_{min.} = 40mm$
- Materiál hřídele volím 11 600 ($Re = 300MPa$)

- **Výpočet maximálního kroučícího momentu působící na hřídel:**

- Pro kruhový průřez:

$$\begin{aligned}W_k &= \frac{\pi \cdot d_{min.}^3}{16} \\W_k &= \frac{\pi \cdot 40^3}{16} \\W_k &= 12,566 \cdot 10^3\ mm^3\end{aligned}\tag{48}$$

- **Výpočet napětí:**

$$\begin{aligned}\tau_{max} &= \frac{M_{k\ max.} \cdot 10^3}{W_k} \\ \tau_{max} &= \frac{583,568 \cdot 10^3}{12,566 \cdot 10^3} \\ \tau_{max} &= 46,440\ MPa\end{aligned}\tag{49}$$

Materiál 11 600

$$\sigma_{pt} = 60 \cdot 10 = \sigma_{pt}$$

$$\begin{aligned}\sigma_k &= 0,7 \cdot \sigma_{pt} \\ \sigma_k &= 420\ MPa\end{aligned}\tag{50}$$



- **Výpočet bezpečnosti:**

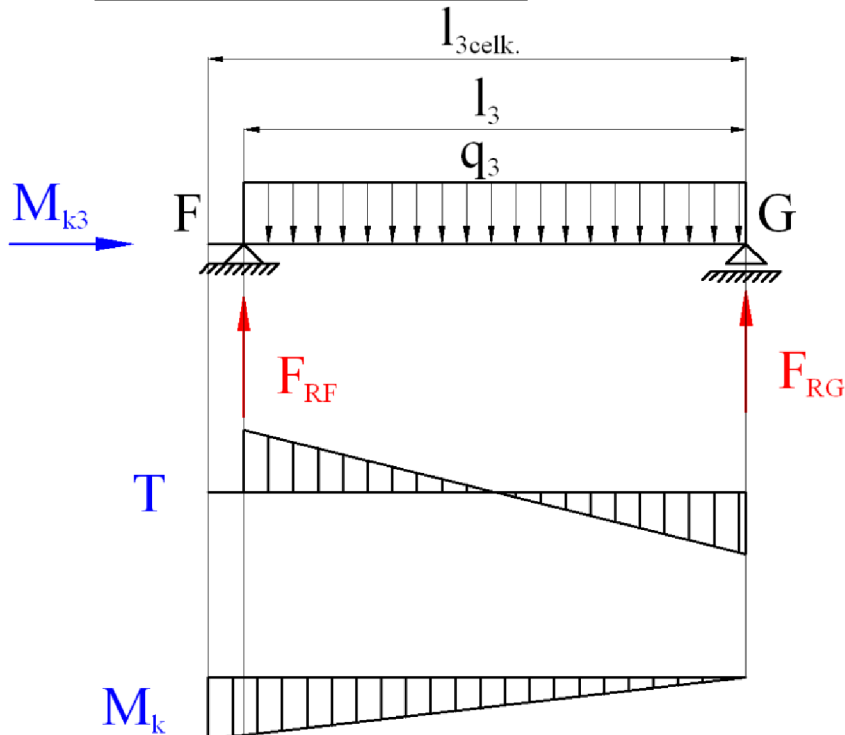
$$k_{k \min.} = \frac{\sigma_k}{2 \cdot \tau_{max}} = \frac{\sigma_k}{420}$$

$$k_{k \min.} = \frac{\sigma_k}{2 \cdot 46,440}$$

$$k_{k \min.} = 4,5 \dots \text{vyhovuje}$$

(51)

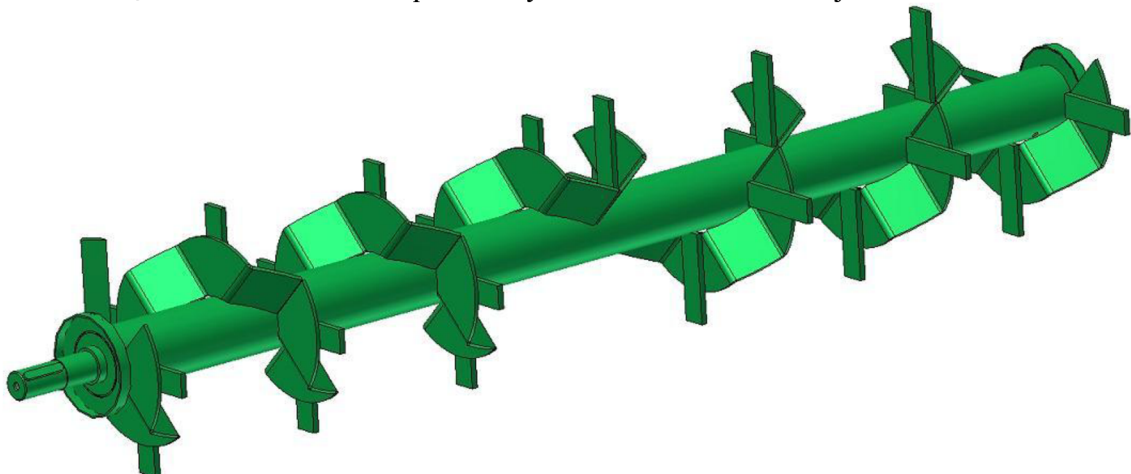
- **Návrh hřídele frézovacích válců:**



Obrázek 37: Průběh VVÚ na hřídeli frézovacích válců

Legenda k Obr.37:

- M_kprůběh kroutícího momentu
- M_{k3}kroutící moment přenášený hřídelem na frézovací jednotku



Obrázek 38: Model frézovacího válce



- **Vstupní parametry:**

$$\begin{aligned}P_2 &= 33\text{kW} \\l_3 &= 2174\text{mm} \\n_2 &= 540\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}\end{aligned}$$

- **Výpočet maximálního kroutícího momentu působící na hřídel:**

$$\begin{aligned}M_{k\max.} &= \frac{P_2 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60}} \\M_{k\max.} &= \frac{33 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{540}{60}} \\M_{k\max.} &= 583,6\text{N} \cdot \text{m}\end{aligned}\tag{52}$$

- **Návrh průměru hřídele a materiálu hřídele:**

- Minimální průměr hřídele volím $d_{\min.} = 50\text{mm}$
- Materiál hřídele volím 11 600 ($Re = 300\text{MPa}$)

- **Výpočet maximálního kroutícího momentu působící na hřídel:**

- Pro kruhový průřez:

$$\begin{aligned}W_k &= \frac{\pi \cdot d_{\min.}^3}{16} \\W_k &= \frac{\pi \cdot 50^3}{16} \\W_k &= 24,543 \cdot 10^3 \text{mm}^3\end{aligned}\tag{53}$$

- **Výpočet napětí:**

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \frac{M_{k\max.} \cdot 10^3}{W_k} \\ \tau_{\max} &= \frac{583,568 \cdot 10^3}{24,543 \cdot 10^3} \\ \tau_{\max} &= 23,7 \text{MPa}\end{aligned}\tag{54}$$

Materiál 11 600

$$\sigma_{pt} = 60 \cdot 10 = \sigma_{pt}$$

$$\begin{aligned}\sigma_k &= 0,7 \cdot \sigma_{pt} \\ \sigma_k &= 420 \text{MPa}\end{aligned}\tag{55}$$



- **Výpočet bezpečnosti:**

$$k_{k \min.} = \frac{\sigma_k}{2 \cdot \tau_{max}} \cdot 420$$

$$k_{k \min.} = \frac{\sigma_k}{2 \cdot 23,777}$$

$$k_{k \min.} = 8,8 \dots \text{vyhovuje}$$

(56)

5.7 Návrh ložisek s litinovým domečkem

Volím ložiskové celky (upínací ložiska) s jednořadými kuličkovými ložisky kde kulová plocha vnějšího kroužku ložiska a domečku vyrovnává chybu souososti hřídelí. Tyto ložiska mají nízké nároky na údržbu. Ložiska budou mazána lithiovým mazacím tukem Shell G3. Ložiska vyrábí Japonská firma *Asahi* [18] distribuována firmou Korbel. Tyto ložiska jsou vhodná pro zemědělské stroje. Upevnění vnitřního kroužku na hřídeli je pomocí dvou stavěcích šroubů.

Ložiskové jednotky volím s ohledem na pracovní a konstrukční podmínky.

5.7.1 Ložiskové jednotky vlastních frézovacích válců

Volím ložiskovou jednotku (6ks): *UCFC 210*

UC 210..... označení ložiska

FC 210..... označení domečku

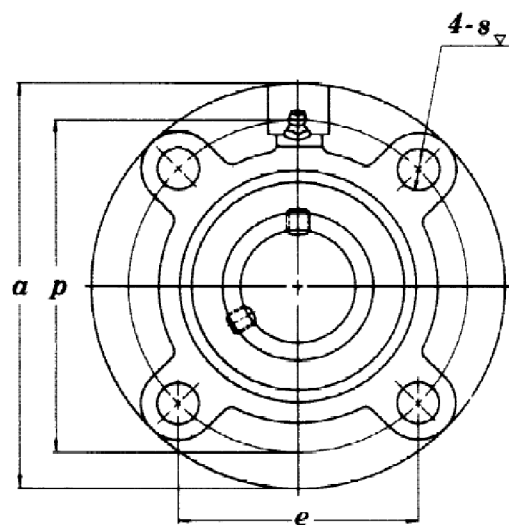
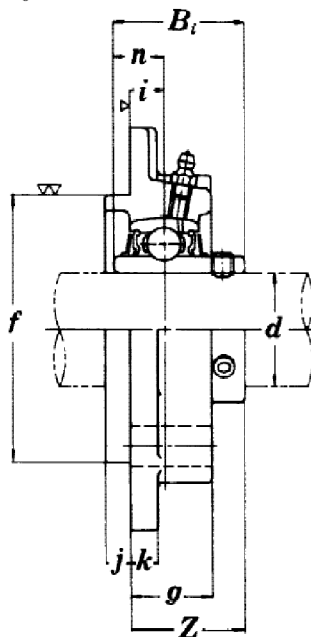
UCFC 210..... označení ložiskového celku

$C = 35500 \text{ N}$

$C_o = 23200 \text{ N}$

C základní dynamická únosnost

C_o základní statická únosnost

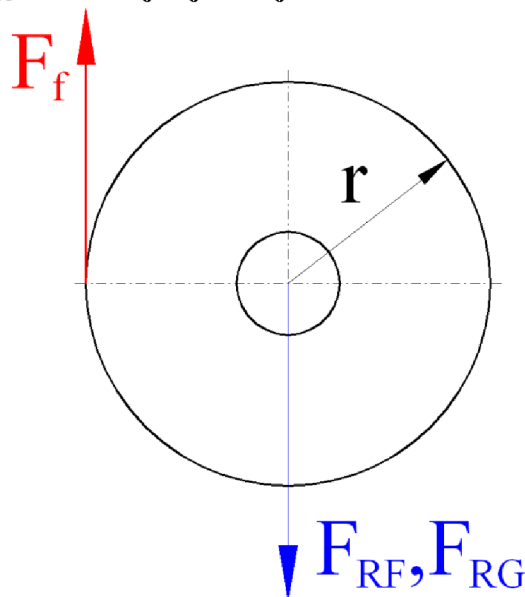




$d = 50 \text{ mm}$	$k = 14 \text{ mm}$
$a = 165 \text{ mm}$	$g = 28 \text{ mm}$
$p = 138 \text{ mm}$	$f = 110 \text{ mm}$
$e = 97,6 \text{ mm}$	$Z = 42,6 \text{ mm}$
$i = 10 \text{ mm}$	$Bi = 51,6 \text{ mm}$
$s = 16 \text{ mm}$	$n = 19 \text{ mm}$
$j = 12 \text{ mm}$	

Obrázek 39: Ložisková jednotka UCFC – hlavní rozměry

- Kontrola ložiska v podporách F,G:
- Stanovení zatížení ložiska radiální a axiální silou:



Obrázek 40: Působení sil od frézování

$$\begin{aligned}M_K &= F_f \cdot r \Rightarrow F_f = \frac{M_K}{r} \\F_f &= \frac{M_K}{r} \\F_f &= \frac{583,6}{0,118} \\F_f &= 4945,7N\end{aligned}\tag{57}$$

hmotnost frézovacího válce = 78,2kg

zatížení frézovacího válce na ložiska ~782N

Musím zde uvažovat výrobní nepřesnosti hřídele, nesouosost ložisek. V praxi se zavádí opravný koeficient 3-4 násobek tíhových účinků hřídele.

$$\begin{aligned}F_{RFG} &= 4 \cdot (F_f + 782) \\F_{RFG} &= 4 \cdot (4945,7 + 782) \\F_{RFG} &= 22910,8N \\F_{AFG} &= 0N\end{aligned}\tag{58}$$



- **Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení ložiska:**

$$\begin{aligned}X &= 1 \\Y &= 0 \\P_r &= X \cdot F_{RFG} + Y \cdot F_{AFG} \\P_r &= 1 \cdot 22910,8 + 0 \cdot 0 \\P_r &= 22910,8N\end{aligned}\tag{59}$$

- **Stanovení statického ekvivalentního zatížení ložiska:**

$$\begin{aligned}X_0 &= 0,6 \\Y_0 &= 0,5 \\P_{or} &= X_0 \cdot F_{RFG} + Y_0 \cdot F_{AFG} \\P_{or} &= 0,6 \cdot 22910,8 + 0 \cdot 0 \\P_{or} &= 13746,5N\end{aligned}\tag{60}$$

- **Stanovení bezpečnosti ložiska při statickém zatížení:**

$s_0 = 1$... pro normální provozní poměry a normální požadavky na chod

$$\begin{aligned}C_{or} &= s_0 \cdot P_{or} \\C_{or} &= 1 \cdot 13746,5 \\C_{or} &= 13746,5N\end{aligned}$$

$C_o \geq C_{or}$... vyhovuje

- **Výpočet základní životnosti ložiska:**

$p_1 = 3$... pro ložiska s bodovým stykem (kuličková)

$$\begin{aligned}L &= \left(\frac{C}{P_r}\right)^{p_1} \\L &= \left(\frac{35500}{22910,8}\right)^3 \\L &= 3,7 \cdot 10^3 h\end{aligned}\tag{61}$$

- **Výpočet životnosti ložiska v provozních hodinách:**

$$\begin{aligned}L_{10h} &= \left(\frac{C}{P_r}\right)^{p_1} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2}\right) \\L_{10h} &= \left(\frac{35500}{22910,8}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 540}\right) \\L_{10h} &= 114,8 \cdot 10^3 h\end{aligned}\tag{62}$$

**5.7.2 Ložisková jednotka pro pohonnou hřídel na frézovací válce**

Volím ložiskovou jednotku (1ks): *UCFC 208* (viz. Obr. 39)

UC 208..... *označení ložiska*

FC 208..... *označení domečku*

UCFC 208..... *označení ložiskového celku*

$$C = 29300 \text{ N}$$

$$C_o = 17900 \text{ N}$$

C..... základní dynamická únosnost

C_o..... základní statická únosnost

Hlavní rozměry:

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$k = 9 \text{ mm}$$

$$a = 145 \text{ mm}$$

$$g = 26 \text{ mm}$$

$$p = 120 \text{ mm}$$

$$f = 100 \text{ mm}$$

$$e = 84,8 \text{ mm}$$

$$Z = 41,2 \text{ mm}$$

$$i = 11 \text{ mm}$$

$$Bi = 49,2 \text{ mm}$$

$$s = 14 \text{ mm}$$

$$n = 19 \text{ mm}$$

$$j = 10 \text{ mm}$$

- **Kontrola ložiska v podporách E:**

- **Stanovení zatížení ložiska radiální a axiální silou:**

Radiální síly v tomto případě přesně stanovit. Musím zde uvažovat výrobní nepřesnosti hřídele, nesouosost ložisek. V praxi se zavádí opravný koeficient 3-4 násobek tíhových účinků hřídele.

$$l_1 = 813,5 \text{ mm} \Rightarrow 7,9 \text{ kg} \Rightarrow \text{zatížení hřídele na ložiska} \sim 79 \text{ N}$$

$$F_{RE} = 79 \text{ N}$$

$$F_{REL} = 4 \cdot 79$$

$$F_{REL} = 316 \text{ N}$$

$$F_{AEL} = 0 \text{ N}$$

(63)

- **Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení ložiska:**

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P_r = X \cdot F_{REL} + Y \cdot F_{AEL}$$

$$P_r = 1 \cdot 316 + 0 \cdot 0$$

$$P_r = 316 \text{ N}$$

(64)

- **Stanovení statického ekvivalentního zatížení ložiska:**

$$X_0 = 0,6$$

$$Y_0 = 0,5$$

$$P_{or} = X_0 \cdot F_{REL} + Y_0 \cdot F_{AEL}$$

$$P_{or} = 0,6 \cdot 316 + 0,5 \cdot 0$$

$$P_{or} = 189,6 \text{ N}$$

(65)



- **Stanovení bezpečnosti ložiska při statickém zatížení:**

$s_0 = 1$... pro normální provozní poměry a normální požadavky na chod

$$\begin{aligned}C_{or} &= s_0 \cdot P_{or} \\C_{or} &= 1 \cdot 189,6 \\C_{or} &= 189,6N\end{aligned}$$

$C_o \geq C_{or}$... vyhovuje

- **Výpočet základní životnosti ložiska:**

$p_1 = 3$... pro ložiska s bodovým stykem (kuličková)

$$\begin{aligned}L &= \left(\frac{C}{P_r}\right)^{p_1} \\L &= \left(\frac{29300}{316}\right)^3 \\L &= 7,9 \cdot 10^5 h\end{aligned}\tag{66}$$

- **Výpočet životnosti ložiska v provozních hodinách:**

$$\begin{aligned}L_{10h} &= \left(\frac{C}{P_r}\right)^{p_1} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2}\right) \\L_{10h} &= \left(\frac{29300}{316}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 540}\right) \\L_{10h} &= 2,5 \cdot 10^7 h\end{aligned}\tag{67}$$

5.7.3 Ložiskové jednotky pro předlohou hřídel

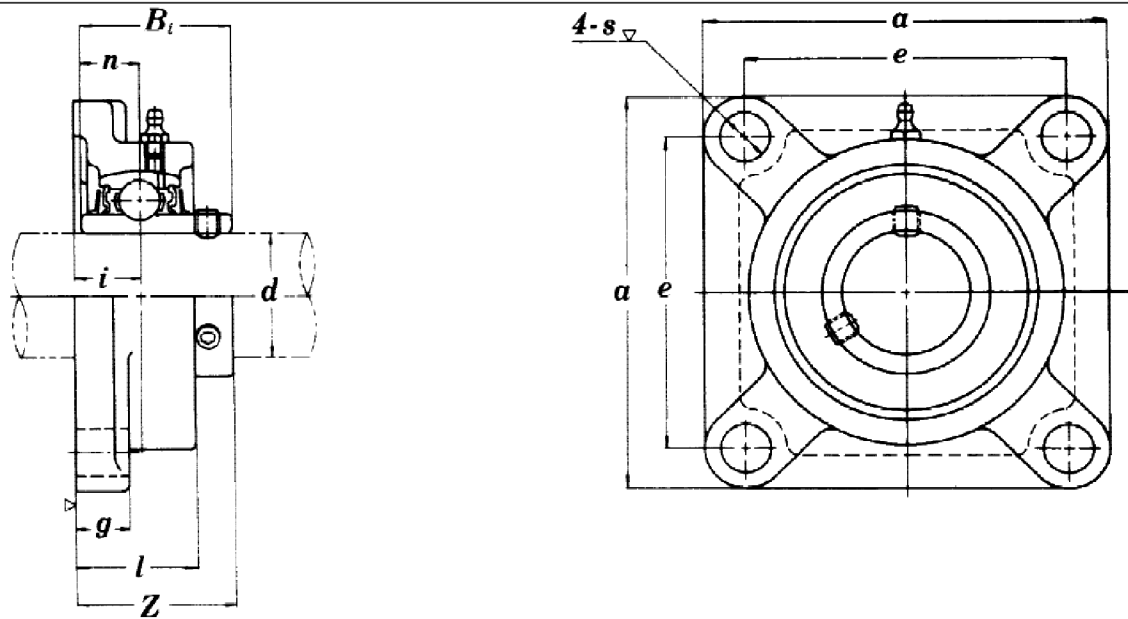
- Konce hřídele jsem opatřil ložiskovou jednotkou (2ks): **UCF 208** (viz. Obr. 31)
UC 208..... označení ložiska
F 208..... označení domečku
UCF 208..... označení ložiskového celku

$$C = 29300 N$$

$$C_o = 17900 N$$

C..... základní dynamická únosnost

C_o..... základní statická únosnost



$d = 40 \text{ mm}$	$l = 36 \text{ mm}$
$a = 130 \text{ mm}$	$g = 15 \text{ mm}$
$e = 102 \text{ mm}$	$Z = 51,2 \text{ mm}$
$i = 21 \text{ mm}$	$Bi = 49,2 \text{ mm}$
$s = 16 \text{ mm}$	$n = 19 \text{ mm}$

Obrázek 41: Ložisková jednotka UCF - hlavní rozměry

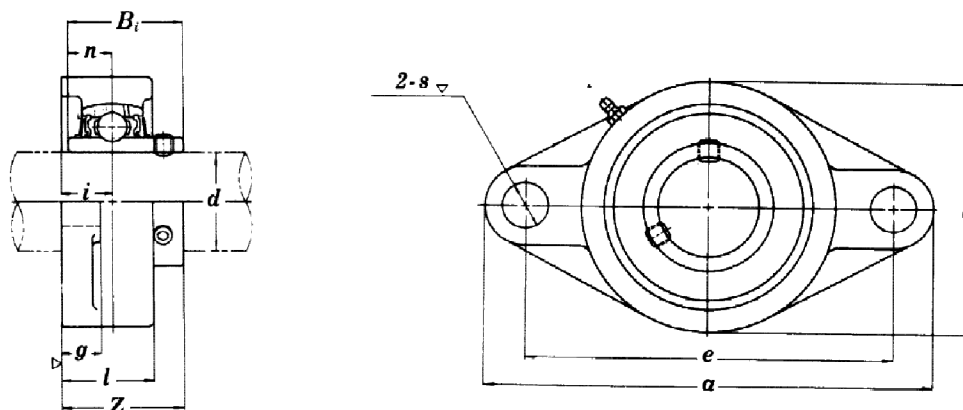
- Střed hřídele jsem opatřil ložiskovou jednotkou (1ks): **UCFL 208** (viz. Obr. 32)
UC 208..... označení ložiska
FL 208..... označení domečku
UCFL 208..... označení ložiskového celku

$$C = 29300 \text{ N}$$

$$C_o = 17900 \text{ N}$$

C..... základní dynamická únosnost

C_o..... základní statická únosnost





$d = 40 \text{ mm}$	$l = 36 \text{ mm}$
$a = 175 \text{ mm}$	$g = 14 \text{ mm}$
$e = 144 \text{ mm}$	$Z = 51,2 \text{ mm}$
$i = 21 \text{ mm}$	$Bi = 49,2 \text{ mm}$
$s = 16 \text{ mm}$	$n = 19 \text{ mm}$
$b = 100 \text{ mm}$	

Obrázek 42: Ložisková jednotka UCFL – hlavní rozměry

- **Kontrola ložiska v podporách A,B,C:**

- **Stanovení zatížení ložiska radiální a axiální silou:**

Radiální síly v tomto případě přesně stanovit. Musím zde uvažovat výrobní nepřesnosti hřídele, nesouosost ložisek. V praxi se zavádí opravný koeficient 3-4 násobek tíhových účinků hřídele.

$$l_1 = 1266,5 \text{ mm} \Rightarrow 12,5 \text{ kg} \Rightarrow \text{zatížení hřídele na ložiska} \sim 125 \text{ N}$$

$$F_{RABC} = 4 \cdot 125$$

$$F_{RABC} = 500 \text{ N}$$

$$F_{AABC} = 0 \text{ N}$$

(68)

- **Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení ložiska:**

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P_r = X \cdot F_{RABC} + Y \cdot F_{AABC}$$

$$P_r = 1 \cdot 500 + 0 \cdot 0$$

$$P_r = 500 \text{ N}$$

(69)

- **Stanovení statického ekvivalentního zatížení ložiska:**

$$X_0 = 0,6$$

$$Y_0 = 0,5$$

$$P_{or} = X_0 \cdot F_{RABC} + Y_0 \cdot F_{AABC}$$

$$P_{or} = 0,6 \cdot 500 + 0 \cdot 0$$

$$P_{or} = 300 \text{ N}$$

(70)

- **Stanovení bezpečnosti ložiska při statickém zatížení:**

$s_0 = 1$... pro normální provozní poměry a normální požadavky na chod

$$C_{or} = s_0 \cdot P_{or}$$

$$C_{or} = 1 \cdot 300$$

$$C_{or} = 300 \text{ N}$$

$$C_o \geq C_{or} \text{ ... vyhovuje}$$



- **Výpočet základní životnosti ložiska:**

$p_1 = 3$... pro ložiska s bodovým stykem (kuličková)

$$L = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{p_1}$$

$$L = \left(\frac{29300}{500}\right)^3$$

$$L = 2,1 \cdot 10^5 h$$

(71)

- **Výpočet životnosti ložiska v provozních hodinách:**

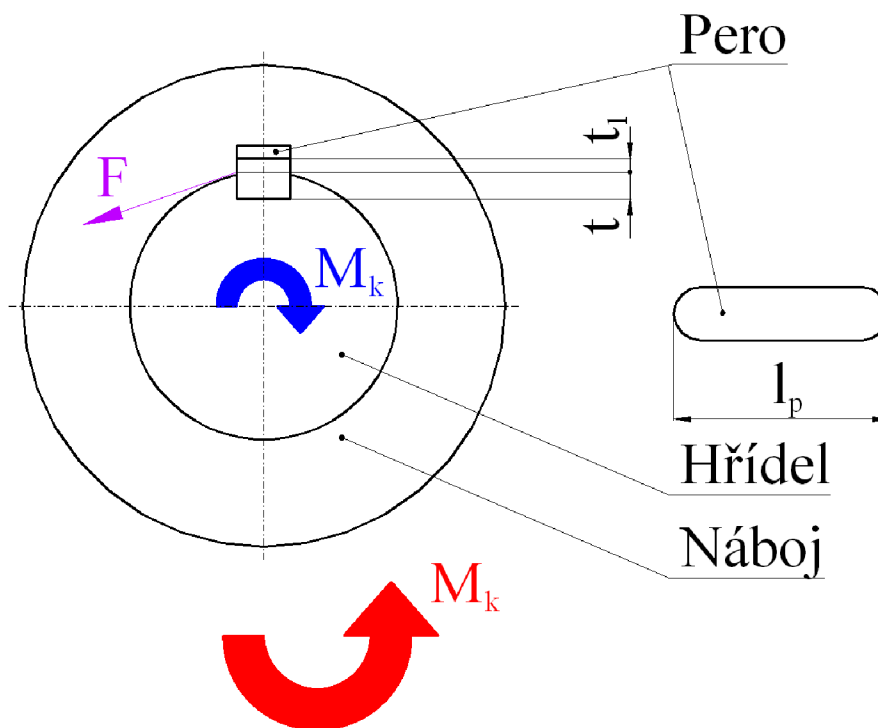
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{p_1} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_1}\right)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{29300}{500}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1000}\right)$$

$$L_{10h} = 3,4 \cdot 10^6 h$$

(72)

5.8 Kontrola pera na hřídeli II. a hřídelích frézovacích válců



Obrázek 43: Působení sil u spoje perem



- **Pro hřídel II.:**

- ***Výpočet kroutícího momentu:***

$$P_2 = 33kW$$

$$n_2 = 540ot \cdot min^{-1}$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot P_2}{2 \cdot \pi \cdot n_2}$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 33}{2 \cdot \pi \cdot 540}$$

$$M_{k1} = 583,6 N \cdot m$$

(73)

- ***Výpočet tlaku působícího na pero a drážku:***

$$d_h = 40 mm$$

$$l_p = 105 mm$$

$$t_1 = 3,1 mm$$

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{k1}}{d_h \cdot l_p \cdot t_1}$$

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 583,568}{40 \cdot 105 \cdot 3,1}$$

$$p = 85,6 MPa$$

(74)

$$p_D = 90 MPa \dots \text{pro ocel}$$

$$p_D \geq p \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

- **Pro hřídele frézovacích válců:**

- ***Výpočet kroutícího momentu:***

$$P_2 = 33kW$$

$$n_2 = 540ot \cdot min^{-1}$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot P_2}{2 \cdot \pi \cdot n_2}$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 33}{2 \cdot \pi \cdot 540}$$

$$M_{k1} = 583,6 N \cdot m$$

(75)

- ***Výpočet tlaku působícího na pero a drážku:***

$$d_h = 48 mm$$

$$l_p = 80 mm$$

$$t_1 = 3,5 mm$$

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{k1}}{d_h \cdot l_p \cdot t_1}$$

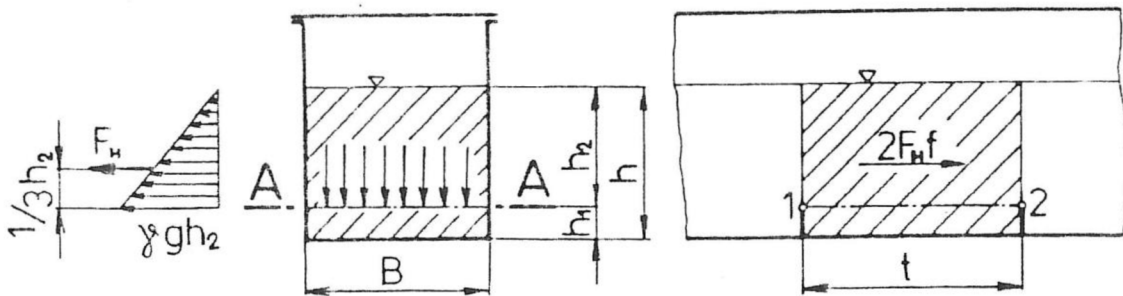


$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 583,568}{48 \cdot 80 \cdot 3,5}$$
$$p = 86,8 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$p_D = 90 \text{ MPa} \dots \text{pro ocel}$$
$$p_D \geq p \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

6 NÁVRH PODLAHOVÉHO DOPRAVNÍKU

Z důvodu posouvání materiálu ve spojitě vrstvě nikoliv po částech volím dopravník na principu otevřeného redleru. Základní uspořádání redleru je tažný orgán (dva řetězy) spojeny unášečem, je veden přes hnací a napínací kladky. Horní větev se pohybuje po dnu rozmetadla. Dolní větev se pohybuje v části pod podlahou s smýká se po vodičkách. Redlery nachází své uplatnění při dopravě lehce pohyblivých zrnitých, práškovitých nebo jemně kašovitých sypkých látek. Nejsou vhodné pro dopravu lepkavých materiálů.



Obrázek 44: Rozměry a rozložení tlaků redleru

Legenda k Obr.44 a 45:

- F_Hvodorovná tlaková síla na stěnu žlabu mezi dvěma unášeči [N]
- fsoučinitel smykového tření mezi částicemi materiálu a stěnou žlabu [-]
- t_2rozteč unášečů [m]
- ρsypný úhel [°]
- γsypná hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- h_2výška dopravovaného materiálu [m]
- h_1výška horní větve redleru [m]
- B šířka žlabu [m]
- ψsoučinitel vyjadřující zmenšení pracovního průřezu S [-]
- μsoučinitel odporu [-]
- f_{celk}celkový součinitel odporu [-]

- **Vstupní parametry:**

$$h_1 = 0,0445\text{m}$$
$$h_2 = 1,179\text{m}$$
$$B = 2,012\text{m}$$
$$t_2 = 0,588\text{m}$$
$$\gamma = 1004\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$$
$$f = 0,70$$
$$\rho = 40^\circ$$



$$h = h_1 + h_2 = 1,2235m$$

$$\psi = 0,9 - 0,95$$

$$\mu = 0,6$$

$$f_{celk.} = 0,60$$

$$Z = 2250N$$

$$f_{\check{c}} = 0,16$$

$$f_1 = 0,3$$

$$f_2 = 0,45$$

$$k_p = 4 - 6$$

- **Výpočet tlakové síly na stěnu žlabu:**

$$F_H = \frac{1}{2} \cdot h_2 \cdot \gamma \cdot tg^2 \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right) \cdot h_2 \cdot t_2$$

$$F_H = \frac{1}{2} \cdot 1,179 \cdot 1004 \cdot tg^2 \cdot \left(\frac{\pi}{4} - \frac{40}{2} \right) \cdot 1,179 \cdot 0,588$$

$$F_H = 49,8N$$

(77)

- **Výpočet podmínky výšky vrstvy k šířce žlabu:**

$$\frac{h_2}{B} < \frac{tg\rho}{f \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right)}$$

$$\frac{1,179}{2,012} < \frac{tg \cdot 40}{0,675 \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{40}{2} \right)}$$

$$0,585 < 3,524 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

(78)

- **Výpočet svislého tlaku v rovině A-A:**

$$p_y = \gamma \cdot h_2$$

$$p_y = 1004 \cdot 1,179$$

$$p_y = 1183,7Pa$$

(79)

- **Výpočet ohybového momentu v rovině A-A:**

$$M_o = 2 \cdot F_H \cdot f \cdot \frac{1}{3} \cdot h_2$$

$$M_o = 2 \cdot 49,839 \cdot 0,70 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1,179$$

$$M_o = 27,4N \cdot m$$

(80)



- **Výpočet ohybového napětí:**

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} \Rightarrow \frac{2 \cdot h_2^3 \cdot \gamma \cdot f \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right)}{B \cdot t_2} \\ \sigma_o &= \frac{2 \cdot 1,179^3 \cdot 1004 \cdot 0,70 \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{40}{2} \right)}{2,012 \cdot 0,588} \\ \sigma_o &= 118,3 \text{ Pa}\end{aligned}\tag{81}$$

- **Výpočet tlakového napětí v bodě 1:**

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= p_y \cdot \sigma_o \\ \sigma_1 &= 1183,716 \cdot 118,257 \\ \sigma_1 &= 139982,7 \text{ Pa}\end{aligned}\tag{82}$$

- **Výpočet smykového napětí v bodě 1:**

$$\begin{aligned}\tau_1 &= \sigma_1 \cdot \operatorname{tg} \rho \\ \tau_1 &= \sigma_1 \cdot \operatorname{tg} \rho \\ \tau_1 &= 117459,4 \text{ Pa}\end{aligned}\tag{83}$$

Aby nedošlo k odtržení horní vrstvy o výšce h_2 od spodní, musí být smykové napětí τ_1 větší nebo rovno smykovému napětí τ_p , vyvolanému v rovině A-A posouvající silou.

$$\begin{aligned}\tau_p &= \frac{2 \cdot F_H \cdot f}{B \cdot t_2} \\ \tau_p &= \frac{2 \cdot 49,839 \cdot 0,70}{2,012 \cdot 0,588} \\ \tau_p &= 58,978 \text{ Pa} \\ \tau_1 &\geq \tau_p \Rightarrow \text{vyhovuje}\end{aligned}\tag{84}$$

- **Výpočet minimální rozteče řetězu:**

$$\begin{aligned}t_2 &\geq \frac{2 \cdot h_2^3 \cdot \gamma \cdot f \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \rho}{B \cdot \operatorname{tg} \rho - h_2 \cdot f \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right)} \\ t_2 &\geq \frac{2 \cdot 1,179^3 \cdot 1004 \cdot 0,70 \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{40}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} 40}{2,012 \cdot \operatorname{tg} 40 - 1,179 \cdot 0,70 \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{40}{2} \right)} \\ t_2 &\geq 523,4 \text{ mm}\end{aligned}\tag{85}$$

- **Volba dopravní rychlosti:**

Dopravní rychlost volím z řady dle ČSN 26 2508

$$v_1 = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



- **Stanovení maximálního dopravního množství:**

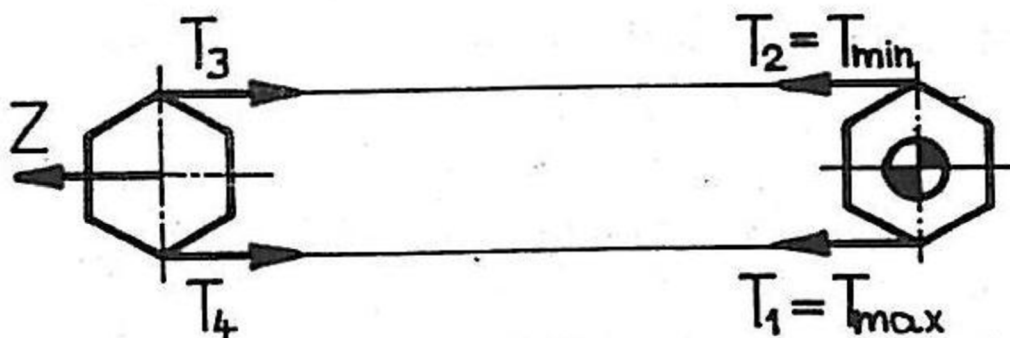
$$\begin{aligned}Q &= 3,6 \cdot S \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi \\Q &= 3,6 \cdot 2,462 \cdot 0,103 \cdot 1004 \cdot 0,9 \\Q &= 794,7t \cdot \text{hod}^{-1}\end{aligned}\tag{86}$$

- **Výpočet pracovního průřezu:**

$$\begin{aligned}S_D &= B \cdot h \\S_D &= 2,012 \cdot 1,2235 \\S_D &= 2,5m^2\end{aligned}\tag{87}$$

- **Výpočet výkonu hnacího motoru:**

$$\begin{aligned}P_3 &= \mu \cdot \frac{Q \cdot g \cdot L_D}{3,6} + 1000 \\P_3 &= 0,6 \cdot \frac{794,751 \cdot 9,81 \cdot 5,628}{3,6} + 1000 \\P_3 &= 8302,7W\end{aligned}\tag{88}$$



Obrázek 45: Síly na dopravniku

6.1 Výpočet jednotlivých odporů

6.1.1 Odpor vlivem tření o dno žlabu

$$\begin{aligned}F_1 &= f_{celk.} \cdot q_1 \cdot g \cdot L_D \\F_1 &= 0,45 \cdot 1080 \cdot 9,81 \cdot 5,628 \\F_1 &= 26832,3N\end{aligned}\tag{89}$$

6.1.2 Odpor vlivem tření materiálu o stěny žlabu

$$\begin{aligned}F_2 &= \gamma \cdot f_{celk.} \cdot h^2 \cdot L_D \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right) \\F_2 &= 1004 \cdot 0,70 \cdot 1,2235 \cdot 5,628 \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{40}{2} \right) \\F_2 &= 587,9N\end{aligned}\tag{90}$$

**6.1.3 Odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu**

$$\begin{aligned}F_3 &= f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_D \\F_3 &= 0,3 \cdot 35,2 \cdot 9,81 \cdot 5,628 \\F_3 &= 583,1N\end{aligned}\tag{91}$$

6.1.4 Odpor vlivem tření unášecího řetězu o vratné vedení

$$\begin{aligned}F_4 &= f_1 \cdot q_2 \cdot L_D \\F_4 &= 0,3 \cdot 35,2 \cdot 5,628 \\F_4 &= 59,4N\end{aligned}\tag{92}$$

6.1.5 Odpor napínací řetězové kladky

$$\begin{aligned}F_5 &= Z \cdot \left(f_2 \cdot \frac{d}{D_1} + f_{\check{c}} \cdot \frac{d_1}{D_1} \right) \\F_5 &= 2250 \cdot \left(0,45 \cdot \frac{0,06}{0,121} + 0,16 \cdot \frac{0,06}{0,121} \right) \\F_5 &= 680,6N\end{aligned}\tag{93}$$

- *Výpočet maximální síly v tažném elementu:*

$$\begin{aligned}T_{max.} &= T_1 = \frac{Z}{2} + F_1 + F_2 + F_3 + F_5 \\T_{max.} &= \frac{2250}{2} + 26832,3 + 587,9 + 583,1 + 680,6 \\T_{max.} &= 29808,9N\end{aligned}\tag{94}$$

- *Výpočet minimální síly v tažném elementu:*

$$\begin{aligned}Z &= 2 \cdot (T_2 + F_4) + F_5 \Rightarrow T_2 \\T_2 &= \frac{Z - 2 \cdot F_4 - F_5}{2} \\T_2 &= \frac{2350 - 2 \cdot 59,4 - 680,6}{2} \\T_2 &= 1550,6N\end{aligned}\tag{95}$$

- *Pevnostní kontrola unášecího řetězu:*

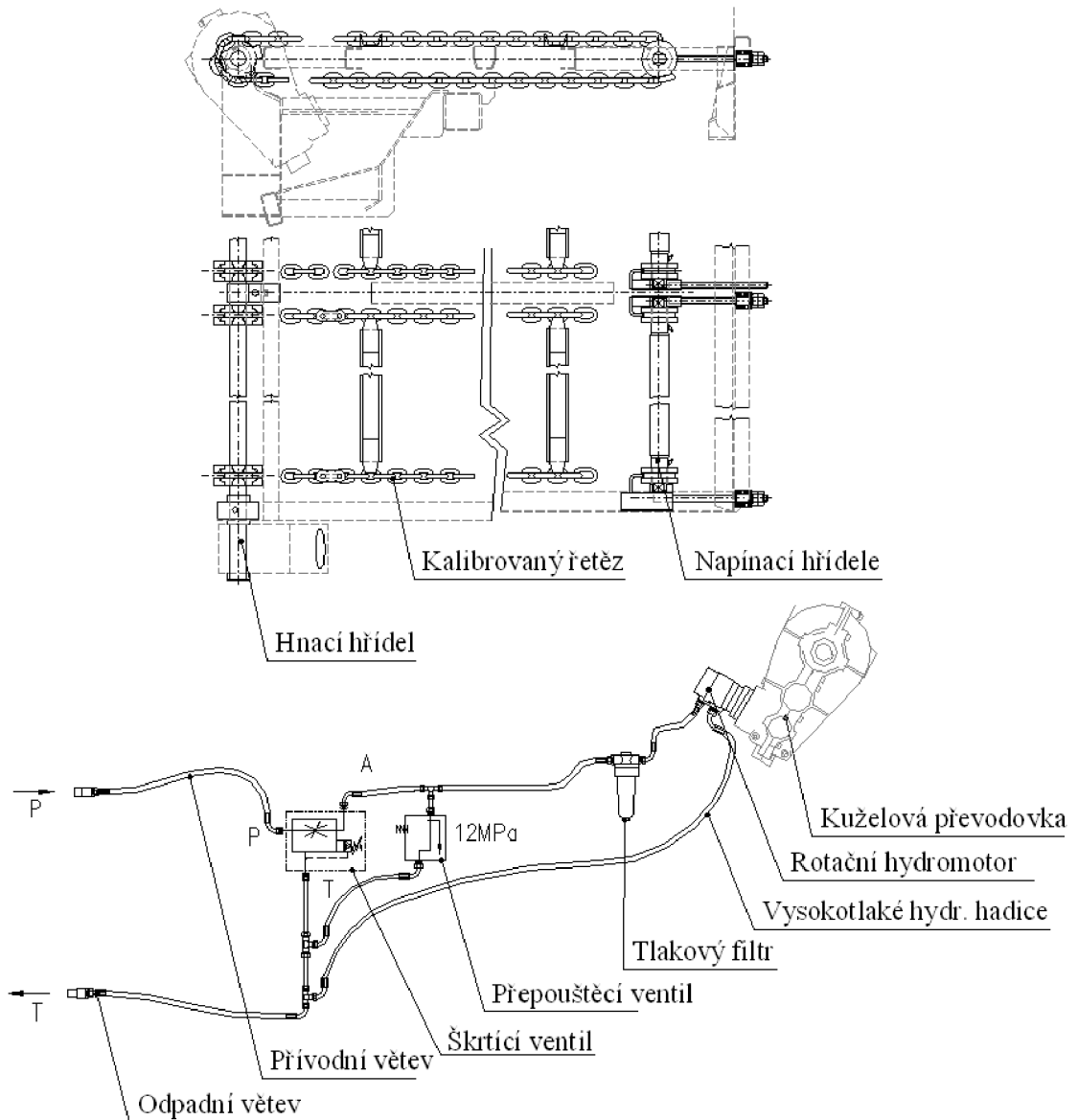
$$T_{max.} \leq \frac{F_{oD}}{1,5 \cdot k_p}$$

F_{oD} ... maximální dovolená síla na jeden řetěz [N]

$$\begin{aligned}F_o &= T_{max.} \cdot (1,5 \cdot k_p) \\F_o &= 29808,6 \cdot (1,5 \cdot 4) \\F_o &= 178851,6N\end{aligned}\tag{96}$$

- Volba řetězu:**
 Volím 4 řady kalibrovaného řetězu jakosti 8 normy ČSN 02 3215, který má maximální dovolenou sílu na jeden řetěz 50000N.

6.2 Návrh pohonu podlahového dopravníku



Obrázek 46: *Hydraulický pohon*

6.2.1 Volba kuželové převodovky

Volím kuželovou převodovku od francouzské firmy *S-I-S-P* [16]

Tabulka 9: *Parametry převodovek*

Převodový poměr i [-]	1:35,4
Přenášený krouticí moment M_k [Nm]	6100
Přenášený výkon P [kW]	0,85

Označení kuželových převodovek dle S-I-S-P:**RH33005****Obrázek 47:** Kuželová převodovka**6.2.2 Volba rotačního hydromotoru**Volím lamelový rotační hydromotor od dánské firmy *Sauer&Danfoss* [20]**Tabulka 10:** Parametry hydromotoru

Max. otáčky n [ot.min ⁻¹]	475
Max. výkon P [kW]	12,5
Max. tlak p [Pa]	175
Max. průtok Q [l.min ⁻¹]	65
Geometrický objem V_g [cm ³]	127,5

Označení rotačního hydromotoru dle Sauer&Danfoss:**OMR125**



Obrázek 48: *Hydromotor*

6.2.3 Volba škrťacího ventilu

Škrťací ventil volím od německé firmy *Bucher* [21].

Pomocí škrťacího ventilu řeším regulaci posuvu podlahového dopravníku, který ještě opatřuji elektromagnetickým ovládním. Tudiž je možno regulovat požadovanou dávku hnoje přímo z kabiny traktoru.

Tabulka 11: *Parametry škrťacího ventilu*

Max. provozní tlak p [Pa]	315
Max. průtok Q [l.min ⁻¹]	70
Přesnost [%]	± 5
Tlaková ztráta Δp [Pa]	65
Pracovní teplota C [°]	-20 až +80



Obrázek 49: *Škrťací ventil*



6.2.4 Volba přepouštěcího ventilu

Volím přepouštěcí ventil od italské firmy *Hydrocontrol* [22]

Slouží nám k ochraně podlahového dopravníku a všech hydraulických prvků v obvodu při přetížení stroje. Ventil je nastaven z výroby na tlak 12MPa.

6.2.5 Volba vysokotlakého filtru

Filtr volím od firmy *Sofima* [23]. Slouží nám k filtraci oleje v přívodní větvi do hydromotoru.

6.3 Návrh a výpočet ložisek podlahového dopravníku

Zde volím ložiska kluzná z důvodu malé rychlosti dopravníku. Tyto ložiska jsou vhodná do rychlosti $v = 2m \cdot s^{-1}$. Další výhody těchto ložisek jsou možnost chodu nasucho, dobré kluzné vlastnosti, plynulý chod bez zadržávání, vhodnost pro otáčivé i kývavé pohyby, nepatrné opotřebování, dobrá odolnost vůči nečistotám a prakticky žádné nároky na údržbu. Pro prodloužení doby trvanlivosti ložisek je budeme mazat oleji nebo plastickými mazivy určenými pro mazání kluzných ložisek. Nejvhodnější jsou lithiové maziva.

Technické údaje:

Přípustné statické měrné zatížení: $p_M = 250MPa$

Přípustná kluzná rychlost: $v_{max.} = 2m \cdot s^{-1}$

Přípustný teplotní rozsah: -200 až + 280°C

Maximální hodnota součinu: $e_E \cdot p_k \cdot v = 1,5MPa \cdot m \cdot s^{-1}$

- **Vstupní údaje:**

Vnitřní průměr pouzdra	$D_P = 60 \text{ mm}$
Délka pouzdra	$L_P = 54 \text{ mm}$
Zatěžující síla	$F_k = T_{max} + T_{min.} = 31359,5N$
Kluzná rychlost	$v_k = 0,1 \text{ m} \cdot s^{-1}$
Požadovaná životnost	$H_m = 2000 \text{ h}$
Druh pohybu	otáčivý
Způsob zatížení	rotující
Odvod tepla	dobry
Provozní teplota	$t_0 = 60 \text{ °C}$
Mazivo	lithiový olej
Materiál hřídele	konstrukční ocel
Drsnost hřídele	$Ra = 0,4$

- **Výpočet měrného zatížení:**

$$p_k = \frac{F_k}{D_P \cdot L_P}$$
$$p_k = \frac{31359,5}{60 \cdot 54}$$
$$p_k = 10,5MPa$$

(97)



- **Výpočet koeficientu zatížení:**

$$a_e = \frac{p_M}{p_M - p_k}$$

$$a_e = \frac{140}{140 - 10,5}$$

$$a_e = 1,08$$

(98)

$p_M = 140 \text{ MPa}$... maximální dovolené zatížení

- **Výpočet součinu $e_E \cdot p_k \cdot v_k$:**

$$e_E \cdot p_k \cdot v_k = 1,08 \cdot 10,5 \cdot 0,1 = 1,1 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

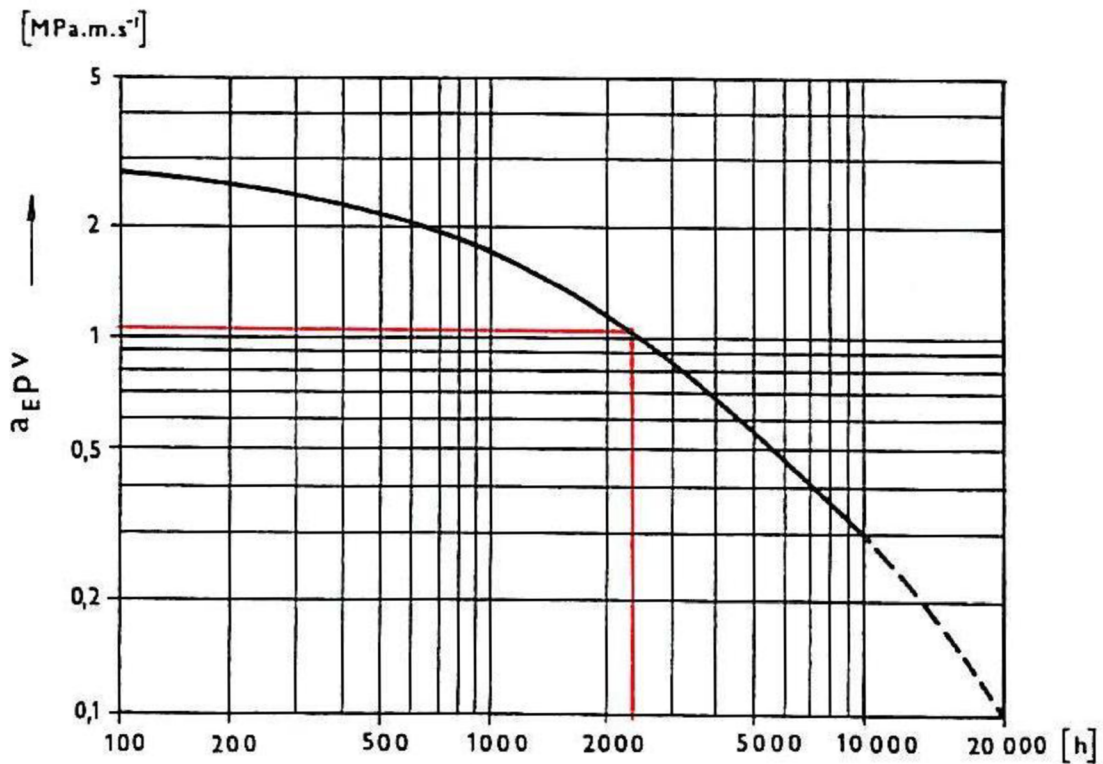
$$(e_E \cdot p_k \cdot v_k)_{\text{max.}} = 1,5 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$e_E \cdot p_k \cdot v_k < (e_E \cdot p_k \cdot v_k)_{\text{max.}} \dots \text{vyhovuje}$$

(99)

- **Určení základní životnosti:**

Určujeme z grafu (viz. Obr.50)



Obrázek 50: Základní životnost

$$H_0 = 2500 \text{ h}$$



- **Předpokládaná životnost bez domazávání:**

- Koeficient teploty a odvodu tepla b_T

$$b_T = 0,6$$

- Koeficient dynamického zatížení kroužku b_F

$$b_F = 3$$

- Koeficient drsnosti povrchu hřídele b_R

$$b_R = 0,8$$

- Koeficient velikost ložiska b_L

$$b_L = 0,85$$

$$H = b_T \cdot b_F \cdot b_R \cdot b_L \cdot H_o$$

$$H = 0,6 \cdot 3 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 2500$$

$$H = 3060h$$

(100)

$$H > H_m \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

- **Předpokládaná životnost s domazáváním:**

$$H_2 = 3 \cdot H$$

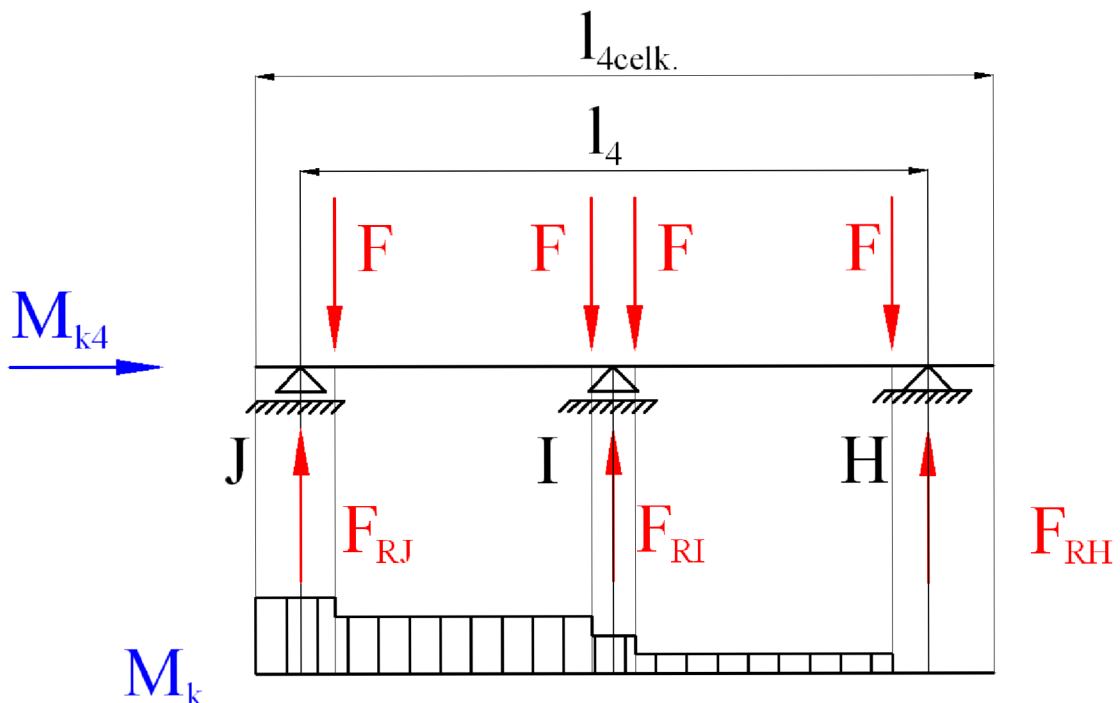
$$H_2 = 3 \cdot 3060$$

$$H_2 = 9180h$$

(101)

6.4 Návrh hřídelů podlahového dopravníku

- **Návrh tažného hřídele:**



Obrázek 51: Průběhy VVÚ na hnací hřídeli

Legenda k Obr.51:

- M_kprůběh kroutícího momentu
- M_{k4}kroutící moment přenášený hřídelem na podlahový dopravník



- **Vstupní parametry:**

Vycházím z maximálních hodnot použitých hydraulických hodnot.

$$Q = \max. 65l \cdot \min.^{-1} = 1,083 \cdot 10^{-3} m^3 \cdot s^{-1}$$

$$p_{\xi} = \max. 12MPa$$

$$l_4 = 2037mm$$

- **Výpočet teoretického výkonu hydromotoru:**

$$P_t = p_{\xi} \cdot Q$$

$$P_t = 12 \cdot 10^6 \cdot 1,083 \cdot 10^{-3}$$

$$P_t = 12,9kW$$

(102)

- **Výpočet otáček hnacího hřídele dopravníku:**

$$V_g = 125,7 \cdot 10^{-6} \dots \text{geometrický výkon hydromotoru [m}^3\text{]}$$

$$n = \frac{Q}{V_g}$$

$$n = \frac{1,083 \cdot 10^{-3}}{125,7 \cdot 10^{-6}}$$

$$n = 8,7 \text{ot.} \cdot \min.^{-1}$$

(103)

- **Výpočet maximálního kroutícího momentu působící na hřídel:**

$$M_{k \max.} = \frac{P_D \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}}$$

$$M_{k \max.} = \frac{12,9 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{8,7}{60}}$$

$$M_{k \max.} = 14,2N \cdot m$$

(104)

- **Návrh průměru hřídele a materiálu hřídele:**

- Minimální průměr hřídele volím $d_{\min.} = 60mm$
- Materiál hřídele volím 11 600 ($Re = 300MPa$)

- **Výpočet maximálního kroutícího momentu působící na hřídel:**

- Pro kruhový průřez:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{\min.}^3}{16}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 60^3}{16}$$

$$W_k = 42,411 \cdot 10^3 mm^3$$

(105)



- **Výpočet napětí:**

$$\begin{aligned}\tau_{max} &= \frac{M_{k\ max.} \cdot 10^3}{W_k} \\ \tau_{max} &= \frac{14,2 \cdot 10^3}{42,411 \cdot 10^3} \\ \tau_{max} &= 0,3\ MPa\end{aligned}\tag{106}$$

Materiál 11 600

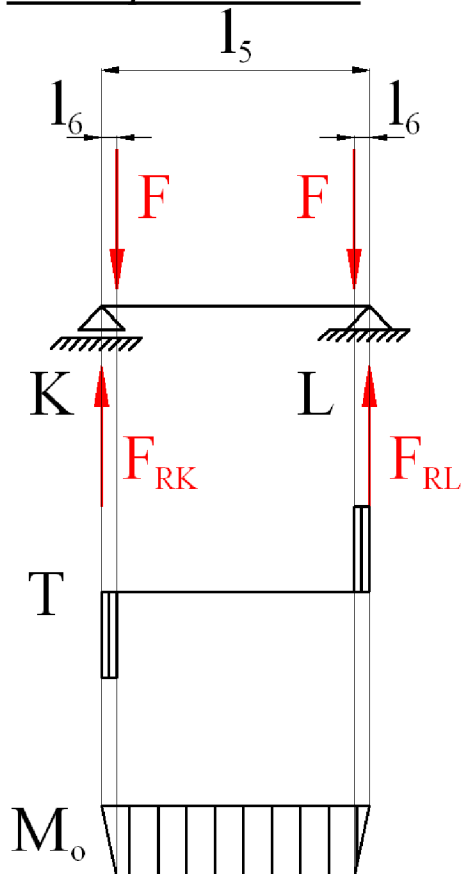
$$60 \cdot 10 = \sigma_{pt}$$

$$\begin{aligned}\sigma_k &= 0,7 \cdot \sigma_{pt} \\ \sigma_k &= 420\ MPa\end{aligned}\tag{107}$$

- **Výpočet bezpečnosti:**

$$\begin{aligned}k_{k\ min.} &= \frac{\sigma_k}{2 \cdot \tau_{max}} \\ k_{k\ min.} &= \frac{420}{2 \cdot 0,3} \\ k_{k\ min.} &= 7 \dots\ vyhovuje\end{aligned}\tag{108}$$

- **Návrh napínacích hřídelů:**



Obrázek 52: Průběhy VVÚ na napínacích hřídelích



Legenda k Obr.52:

- M_oprůběh ohybového momentu
- Fmax. síla od řetězů dopravníku

- **Vstupní parametry:**

$$F = 31359,5 \text{ N}$$

$$l_5 = 943 \text{ mm}$$

$$l_6 = 54 \text{ mm}$$

- **Výpočet maximálního ohybového momentu působící na hřídel:**

$$M_{o \max.} = F \cdot l_5 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{o \max.} = 31359,5 \cdot 943 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{o \max.} = 29572 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(109)

- **Návrh průměru hřídele a materiálu hřídele:**

- Minimální průměr hřídele volím $d_{\min.} = 60 \text{ mm}$
- Materiál hřídele volím 11 600 ($Re = 300 \text{ MPa}$)

- **Výpočet maximálního ohybového momentu působící na hřídel:**

- Pro kruhový průřez:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{\min.}^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 60^3}{32}$$

$$W_o = 21,2 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

(110)

- **Výpočet napětí:**

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{o \max.}}{W_o}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{29572}{21,2 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_{\max} = 1,4 \text{ MPa}$$

(111)

Materiál 11 600

$$\frac{60}{10} = \sigma_{pt}$$

$$\sigma_k = 0,7 \cdot \sigma_{pt}$$

$$\sigma_k = 420 \text{ MPa}$$

(112)



- **Výpočet bezpečnosti:**

$$\begin{aligned}k_{k \min.} &= \frac{\sigma_k \cdot W_o}{M_{o \max.}} \\k_{k \min.} &= \frac{420 \cdot 21,2 \cdot 10^3}{29572} \\k_{k \min.} &= 10 \dots \text{vyhovuje}\end{aligned}\tag{113}$$

6.5 Kontrola pera na hnací hřídeli podlahového dopravníku

Působení sil viz. Obr.43

- **Pro pero na převodovku:**

- **Výpočet kroutícího momentu:**

- $P_t = 12,9 \text{ kW}$
- $n_1 = 8,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

$$\begin{aligned}M_k &= \frac{P \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}} \\M_k &= \frac{12,9 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{8,7}{60}} \\M_k &= 14,2 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}\tag{114}$$

- **Výpočet tlaku působícího na pero a drážku:**

$$\begin{aligned}d_h &= 60 \text{ mm} \\l_p &= 155 \text{ mm} \\t_1 &= 4,2 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}p &= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{k1}}{d_h \cdot l_p \cdot t_1} \\p &= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 14,2}{60 \cdot 155 \cdot 4,2} \\p &= 0,7 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{115}$$

$$\begin{aligned}p_D &= 90 \text{ MPa} \dots \text{pro ocel} \\p_D &\geq p \Rightarrow \text{pero vyhovuje}\end{aligned}$$

- **Pro pera řetězových kol:**

- **Výpočet kroutícího momentu:**

- $P_t = 12,9 \text{ kW}$
- $n_1 = 8,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

$$M_k = \frac{P \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}}$$



$$M_k = \frac{12,9 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{8,7}{60}}$$
$$M_k = 14,2 N \cdot m \quad (116)$$

- *Výpočet tlaku působícího na pero a drážku:*

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

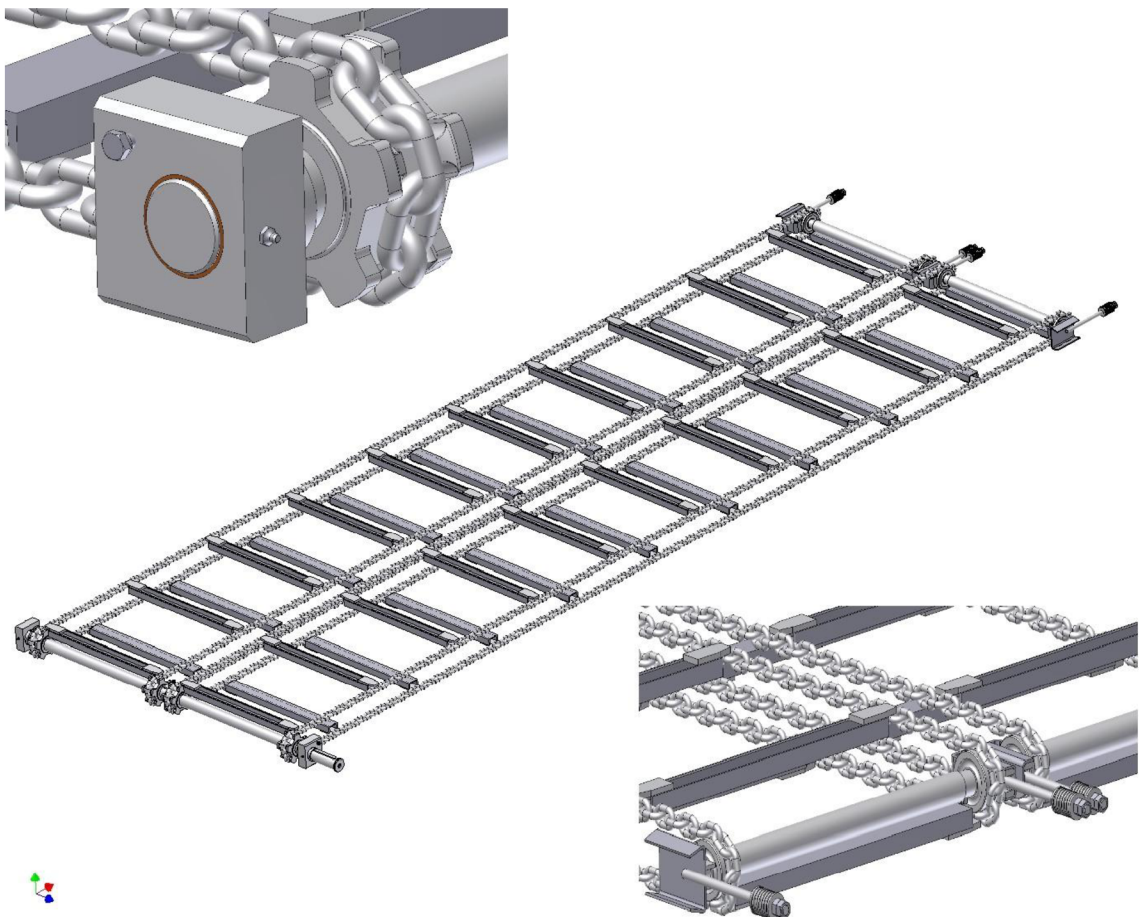
$$l_p = 64 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4,2 \text{ mm}$$

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{k1}}{d_h \cdot l_p \cdot t_1}$$
$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 14,2}{60 \cdot 64 \cdot 4,2}$$
$$p = 1,7 \text{ MPa} \quad (117)$$

$$p_D = 90 \text{ MPa} \dots \text{pro ocel}$$

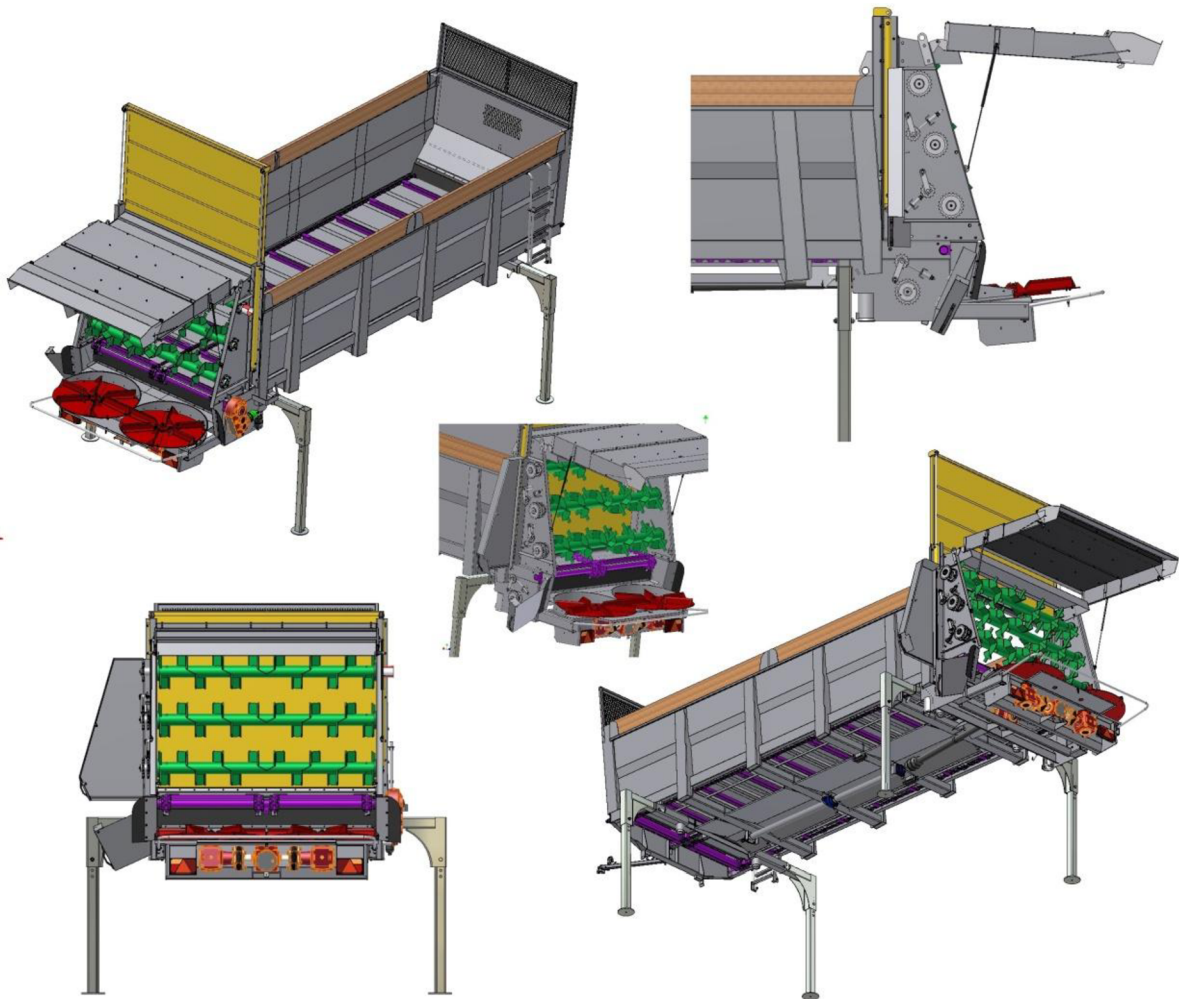
$$p_D \geq p \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$



Obrázek 53: Model podlahového dopravníku



7 MODEL KONCEPČNÍHO ROZMETADLA RM20

**Obrázek 54:** Model koncepčního rozmetadla RM20**Tabulka 12:** Technické údaje RM20

Celková hmotnost [t]	20
Objem [m ³]	13,4
Rozměry (d x š x v) [m]	5,4x1,98x1,25
Provedení náprav	Tandem
Doporučený výkon traktoru [HP]	160
Otáčky vývodového hřídele [ot/min ⁻¹]	540/1000
Počet řetězů na jednom dopravníku [ks]	2



8 ZÁVĚR

V úvodu diplomové práce jsem provedl seznámení se současným rozmetadlem chlěvské mrvy a kompostů MC146 a dále jsem uvedl a porovnal některé konkurenční výrobky, které také slouží k rozmetání organických hnojiv. V další části jsem provedl postup při návrhu rozmetadla, ale především jsem se zabíral popisem stavby koncepčního stroje RM20. Po té jsem se zabýval činiteli, kteří nám ovlivňují optimální rovnoměrnost rozhozu. V další kapitole následoval návrh mechanického systému pohonu rozmetadla a jeho detailní řešení, včetně všech potřebných výpočtů, které jsem prováděl podle příslušných norem. U pohonu frézovacích válců se mohli případně zvolit převody řemenové nebo s ozubeným řemenem. V mém případě vzhledem ke konstrukci stroje a pracovních podmínkách jsem zůstal u převodu řetězového, protože v případě řemenového převodu by mohlo docházet k častým prokluzům řemenu a v případě ozubeného řemenu by mohlo docházet k přeskokování přes zuby. Dále jsem volil vhodné úhlové převodovky, kardanové hřídele, ložiskové jednotky, spojky, které jsou součástí mechanického systému. V hydraulickém pohonu jsem se zabýval návrhem řetězového podlahového dopravníku, který má obdobnou funkci jako Redlerův dopravník s výjimkou, že není uzavřený, a k němu potřebné výpočty. Po té jsem k němu navrhl příslušnou převodovku, rotační hydromotor, a další části potřebné pro hydraulický obvod. Všechny komponenty jsem volil podle katalogů příslušných výrobců. V závěrečné části jsem vytvořil výkresovou dokumentaci pomocí 3D softwaru Auto desk Inventor 11 a pomocí 2D softwaru AutoCAD 2007.

**9 SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A JEJICH JEDNOTKY**

Značka	Název	Jednotky
a	Skutečná osová vzdálenost	mm
a _I	Skutečná osová vzdálenost úseku I.	mm
a _{II}	Skutečná osová vzdálenost úseku II.	mm
a _{i1}	Osová vzdálenost úseku I.	mm
a _{i2}	Osová vzdálenost úseku II.	mm
a _e	Koeficient zatížení	-
b _{i1}	Osová vzdálenost úseku I.	mm
b _{i2}	Osová vzdálenost úseku II.	mm
b ₁	Vnitřní šířka řetězu	mm
b _F	Koeficient dynamického zatížení kroužku	-
b _L	Koeficient velikosti ložiska	-
b _R	Koeficient drsnosti povrchu hřídele	-
b _T	Koeficient teploty a odvodu tepla	-
B	Šířka žlabu	m
B ₁	Šířka zubu jednořadého kola	mm
C	Základní dynamická únosnost	N
c _{i1}	Osová vzdálenost úseku I.	mm
c _{i2}	Osová vzdálenost úseku II.	mm
C _o	Základní statická únosnost	N
C _{or}	Bezpečnost ložiska při statickém zatížení	N
c _z	Zaoblení zubu	mm
D	Vnější průměr střižné spojky	mm
d	Průměr čepu unášecího řetězu	mm
d ₁	Průměr čepu napínací řetězky	mm
d _{a1}	Průměr hlavové kružnice pastorku	mm
d _{a2}	Průměr hlavové kružnice kola	mm
d _{f1}	Průměr patní kružnice pastorku	mm
d _{f2,3,4}	Průměr patní kružnice kola	mm
d _h	Průměr hřídele	mm
d _{min}	Minimální průměr hřídele	mm
d _p	Vnější průměr kalené vložky	mm
D ₁	Roztečný průměr napínací řetězky	mm
D _p	Vnitřní průměr pouzdra	mm
d _s	Průměr střižného šroubu	mm
d _{sd}	Vnitřní průměr kalené vložky	mm
D _s	Roztečná kružnice	mm
d _{t1}	Roztečný průměr pastorku	mm
d _{t2,3,4}	Roztečný průměr řetězového kola	mm
d _v	Průměr válečku	mm
f	Součinitel smykového tření	-
f ₁	Součinitel smykového tření mezi řetězem a dnem	-
f ₂	Součinitel tření v unášecím řetězu	-
f _{celk.}	Celkový součinitel odporu	-
f _č	Součinitel čepového tření v ložiskách řetězky	-
F	Síla potřebná k přestřížení šroubů	N



F_1	Odpor vlivem tření o dno žlabu	N
F_2	Odpor vlivem tření o stěny žlabu	N
F_3	Odpor vlivem tření unášecího řetězu o dno žlabu	N
F_4	Odpor vlivem tření unášecího řetězu o vratné vedení	N
F_5	Odpor napínací řetězové kladky	N
F_f	Síla od frézování	N
F_H	Vodorovná tlaková síla	N
F_k	Zatěžující síla	N
F_o	Obvodová síla	N
F_{oD}	Maximální dovolená síla	N
F_{omax}	Maximální obvodová síla	N
F_{pt}	Síla při přetržení řetězu	kN
F_R	Reakce v ložiscích	N
F_{RA}	Reakce v ložisku A	N
F_{RB}	Reakce v ložisku B	N
F_{RC}	Reakce v ložisku C	N
F_{RD}	Reakce v ložisku D	N
F_{RE}	Reakce v ložisku E	N
F_{RF}	Reakce v ložisku F	N
F_{RG}	Reakce v ložisku G	N
F_t	Celková tažná síla	N
F_v	Výsledná síla	N
f_x	Rozdíl poloměrů náboje řetězového kola a roztečné kružnice	mm
H	Předpokládaná životnost	h
H_2	Předpokládaná životnost s domazáváním	h
h	Celková výška dopravované vrstvy materiálu	m
h_1	Výška horní větve redleru	m
h_2	Výška dopravovaného materiálu	m
$h_{čk}$	Maximální čelní házení patní kružnice kola	mm
$h_{čp}$	Maximální čelní házení patní kružnice pastorku	mm
H_m	Požadovaná životnost	h
$h_{min.}$	Hloubka drážky pod výpočtovou šířkou	mm
H_o	Základní životnost	h
h_{ok}	Maximální obvodové házení patní kružnice kola	mm
h_{op}	Maximální obvodové házení patní kružnice pastorku	mm
$h_{p1,2}$	Průhyb řetězu úseku I., II., III.	mm
$i_{1,2,3,4}$	Převodový poměr	-
K	Součinitel	-
$k_{k min.}$	Bezpečnost	-
k_d	Dynamická bezpečnost	-
k_p	Bezpečnost proti opotřebení	-
k_s	Statická bezpečnost	-
L	Základní životní ložiska	h
l_1	Vzdálenost mezi ložisky předlohového hřídele	mm
L_{10h}	Životnost ložiska v provozních hodinách	h
l_2	Vzdálenost mezi ložiskem a působištěm síly	mm
l_3	Vzdálenost mezi ložisky frézovacích válců	mm
l_4	Vzdálenost mezi ložisky dopravníku	mm
l_5	Vzdálenost mezi ložisky hnané hřídele dopravníku	mm



l_6	Vzdálenost působící síly	mm
L_D	Délka dopravníku	m
L_P	Délka pouzdra	mm
l_p	Délka pera	mm
m	Hmotnost 1m řetězu	kg
M_k	Kroutící moment	N.m
M_{k1}	Kroutící moment	N.m
M_{k2}	Kroutící moment	N.m
M_{k3}	Kroutící moment	N.m
M_{k4}	Kroutící moment	N.m
$M_{k \max.}$	Maximální kroutící moment	N.m
M_o	Ohybový moment	N.m
$M_{o \max.}$	Maximální ohybový moment	N.m
n	Otáčky dopravníku	ot.min ⁻¹
n_1	Otáčky hnacího hřídele	ot.min ⁻¹
$n_{2,3,4}$	Otáčky frézovacích válců	ot.min ⁻¹
P	Celkový přenášený výkon	kW
p	Tlak působící na pero a drážku	MPa
P_1	Výkon potřebný pro pohon rozmetací jednotky	kW
P_2	Výkon potřebný pro pohon frézovacích válců	kW
P_3	Výkon motoru	kW
P_D	Výkon potřebný pro pohon dopravníku	kW
p_D	Dovolený tlak	Pa
p_k	Měrné zatížení	MPa
p_1	Exponent	-
p_m	Přípustné statické měrné zatížení	MPa
p_M	Maximální dovolené zatížení	MPa
P_n	Jmenovitý výkon	kW
P_{or}	Statické ekvivalentní zatížení ložiska	N
P_t	Teoretický výkon hydromotoru	kW
p_p	Tlak v kloubu řetězu	Pa
P_r	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	N
p_s	Směrný tlak v kloubu řetězu	Pa
p_{ξ}	Maximální tlak škrťacího ventilu	MPa
p_y	Svislý tlak	Pa
Q	Dopravní množství	t.hod ⁻¹
q_1	Hmotnost materiálu na 1 m ²	kg
q_2	Hmotnost 1 m řetězu s unašeči	kg
Q_m	Hmotnostní průtok	t/h
q_3	Liniové zatížení frézovacího válce	N
r	Poloměr frézovacího válce	mm
R	Poloměr zaoblení horní hrany drážky řemenice	mm
R_1	Poloměr na zubu	mm
R_2	Poloměr přechodové kružnice	mm
R_3	Poloměr zaoblení zubu	mm
Re	Mez kluzu	MPa
S_D	Plocha kloubu řetězu	mm ²
S_{ξ}	Plocha střížné spojky	mm ²
s_o	Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení	-



t	Rozteč řetězu	mm
T	Posouvající síla	N
t_1	Hloubka drážky v náboji	mm
t_2	Rozteč unášečů	m
T_1	Minimální síla v tažném elementu	N
T_2	Maximální síla v tažném elementu	N
u	Vzdálenost mezi středy poloměrů dna zubu	mm
v	Obvodová rychlost	m.s^{-1}
v_1	Dopravní rychlost redleru	m.s^{-1}
v_k	Kluzná rychlost	m.s^{-1}
$v_{\text{max.}}$	Přípustná kluzná rychlost	m.s^{-1}
V_g	Geometrický výkon hydromotoru	m^3
W_k	Průřezový modul v krutu	mm^3
W_o	Průřezový modul v ohybu	mm^3
X	Součinitel	-
X_o	Koeficient	-
X_I	Počet článků řetězu úseku I.	-
X_{II}	Počet článků řetězu úseku II.	-
Y	Součinitel	-
Y_o	Koeficient	-
Z	Napínací síla	N
z_1	Počet zubů hnacího kola	-
$z_{2,3,4}$	Počet zubů hnaného kola	-
γ	Sypná hmotnost	kg.m^{-3}
ρ	Sypný úhel	°
λ	Činitel tření	-
λ_{DS}	Dovolené napětí ve smyku	MPa
λ_p	Smykové napětí v rovině	MPa
μ	Součinitel odporu	-
ρ_s	Objemová sypná hmotnost	t.m^{-3}
σ_1	Tlakové napětí	MPa
σ_o	Ohybové napětí	MPa
σ_k	Mez kluzu	MPa
σ_{pt}	Pevnost v tahu	MPa
λ_1	Smykové napětí	MPa
λ_k	Napětí v krutu	MPa
λ_{max}	Maximální napětí v krutu	MPa
φ	Činitel provedení řetězu	-
χ	Činitel výkonu	-
ψ	Součinitel vyjadřující zmenšení pracovního průřezu S	-
Δ	Dovolené největší přetížení	%



10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Gajdůšek, J.; Škopán, M.: **Teorie dopravních a manipulačních zařízení**, skripta VUT Brno, 1988
- [2] Leinveber, J.; Řasa, J.; Vávra, P.: **Strojírenské tabulky**, Scienta Praha, 1998
- [3] Vávra, P. a kol.: **Strojnické tabulky**, SNTL Praha, 1998
- [4] Kříž, R.; Martinsko, C.; Weigner, K.: **Strojírenská konstrukce I.**, SNTL Praha, 1986
- [5] Kříž, R. a kol.: **Stavba a provoz strojů I.**, SNTL Praha, 1977
- [6] Kříž, R.: **Strojnické tabulky II. – Pohony**, MONTANEX Ostrava, 1997
- [7] Skopal, V.; Hofírek, M.; Adámek, J.: **Stavba a provoz strojů IV.**, SNTL Praha, 1982
- [8] Boháček, F. a kol.: **Části a mechanismy strojů II.**, skripta VUT Brno, 1983
- [9] Boháček, F. a kol.: **Části a mechanismy strojů III.**, skripta VUT Brno, 1983
- [10] Janíček, P.; Ondráček, E.; Vrbka, J.: **Mechanika těles – Pružnost a pevnost**, skripta VUT Brno, 1992
- [11] Jirků S., Klepš Z., Nožička J.: **Tabulky pro mechaniku a strojnictví**, skripta ČVUT Praha, 1993
- [12] Roh J.: **Hydraulické mechanismy zemědělských strojů**, Ústí nad Labem, 1989
- [13] Procházková V. a kol.: **Konstrukční cvičení - části strojů**, Praha, 1982
- [14] Černoš S.: **Strojně technická příručka I.**, Praha, 1968

**Seznam použitých katalogů:**

- [15] Katalog Bondioly & Pavesi: Getriebe, Italy, 2003
- [16] Katalog S-I-S-P
- [17] Katalog Walterscheid
- [18] Katalog ASAHI, Rozměrový katalog upínacích ložisek
- [19] Katalog Tribometal, Rozměrový katalog kluzných ložisek
- [20] Katalog Sauer&Danfoss, Katalog rotačních hydromotorů
- [21] Katalog Bucher, Katalog škrťicích ventilů
- [22] Katalog Hydrocontrol
- [23] Katalog Sofima

Seznam použitých internetových [www stránek](#):

- [24] <http://www.zdt.cz>
- [25] <http://www.joskin.com>
- [26] <http://www.farmtech.si>
- [27] <http://www.annaburger.de>
- [28] <http://www.crs-marketing.cz>
- [29] <http://www.unicomagro.eu>
- [30] <http://www.bypy.it>
- [31] <http://www.s-i-s-p.fr>
- [32] <http://www.walterscheid.co.nz>
- [33] <http://www.korbel-loziska.cz>
- [34] <http://www.tribometal.sk>
- [35] <http://www.farmweb.cz>

Seznam použitých norem:

- ČSN 01 4809: Výpočet řetězových převodů, 1970.
- ČSN 02 3311: Válečkové řetězy, 1973.
- ČSN 01 4811: Řetězová kola pro válečkové a pouzdrové řetězy, 1967.
- ČSN 02 3215: Článekové vysokopevnostní řetězy pro důlní zařízení, 1987.



11 SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

	Název	Číslo výkresu
Sestava	Komplet RM20	1 – 37.A – 00
Podsestavy	Vana RM20	1 – 37.A – 01
	Připojení MEGA20	2 – 37.A – 02
	Hřídel RM20	3 – 37.A – 03
	Dopravník RM20	2 – 37.A – 04
	Hydraulika pohonu	2 – 37.A – 04 -
	Rozmetací stůl	1 – 37.A – 05
	Řezací válce	1 – 37.A – 06
	Převody	2 – 37.A – 06 -
	Pohony	2 – 37.A – 07
	Převodovky 1000/540	2 – 37.A – 08
	Výsuvné čelo	3 – 37.A – 09



12 SEZNAM PŘILOŽENÝCH PŘÍLOH

Příloha 1: Použití rozmetadla MC146 v praxi.....	P1
Příloha 2: Opatřebování rozmetadla vlivem provozu.....	P2



P1: Použití rozmetadla MC146 v praxi



Obrázek 55: Rozmetání organického hnoje



Obrázek 56: Plnění korby rozmetadla pomocí čelního nakladače



Obrázek 57: *Hromadící se hnůj na rozmetadle bez hradítka*



Obrázek 58: *Naložené rozmetadlo*



P2: Opatřování rozmetadla vlivem provozu



Obrázek 59: *Rozmetací ústrojí*



Obrázek 60: *Vratná větev podlahového dopravníku*



Obrázek 61: *Frézovací válce*



Obrázek 62: *Podlahový dopravník*