



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Konstrukční návrh špalíkovače

Design of Wood Chipper

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Michal LUKÁŠEK

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.





Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Konstrukční návrh špalíkovače“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, která je uvedena na konci bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 16.7.2018

.....
Michal Lukášek



Poděkování

Tímto bych rád poděkoval mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D., za cenné rady a připomínky. Také bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu a trpělivost při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Michal Lukášek
Název BP:	Konstrukční návrh špalíkovače
Anglický název:	Design of Wood Chipper
Rok:	2018
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 50 počet obrázků 42 počet tabulek 9 počet příloh 2
Klíčová slova:	Špalíkovač, Lesní technika, návrh
Keywords:	Wood chipper, Forestry machinery, design
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem špalíkovače. Teoretická část obsahuje rozdělení špalíkovačů podle jejich základních částí. Obsahem praktické části jsou potřebné výpočty a konstrukční návrh. Součástí bakalářské práce je zhotovení 3D modelu a výkresové dokumentace.
Abstract:	This bachelor thesis deals with a design of wood chipper. The theoretical part includes the distribution of wood chippers according to their main parts. The content of practical part is necessary calculations and construction design. Part of the bachelor thesis is 3D model and drawing documentation.

Obsah

1.	Úvod	1
2.	Rozdělení špalíkovačů	2
2.1.	Rozdělení špalíkovačů podle typu dělicího mechanismu	2
2.1.1.	Mechanismus s konickým šroubovým břitem.....	2
2.1.2.	Mechanismus s otáčejícími se rotory s břity	3
2.2.	Rozdělení špalíkovačů podle typu pohonu	4
2.2.1.	Pohon vývodovou hřídelí z traktoru.....	4
2.2.2.	Pohon spalovacím motorem.....	4
2.2.3.	Pohon elektromotorem napájeným ze sítě.....	5
2.3.	Rozdělení špalíkovačů podle typu konstrukce	5
2.3.1.	Stacionární konstrukce.....	6
2.3.2.	Mobilní konstrukce	6
2.4.	Přehled strojů dostupných na trhu	8
3.	Výpočty základních parametrů a konstrukční návrh špalíkovače	11
3.1.	Základní parametry špalíkovače	11
3.1.1.	Výpočet kroutícího momentu	11
3.1.2.	Návrh převodových poměrů	11
3.2.	Výpočet kroutících momentů na hřídeli II. a III.....	12
3.3.	Výpočet potřebné síly a kroutícího momentu	13
3.3.1.	Použité vztahy pro výpočet potřebné síly a kroutícího momentu	13
3.3.2.	Výpočet potřebné síly a kroutícího momentu	15
3.4.	Návrh a kontrola pojistné spojky.....	18
3.5.	Návrh čelních ozubených kol soukolí 1,2	20
3.5.1.	Návrh normálového modulu z dovoleného napětí na ohyb (dle Bacha)	20
3.5.2.	Návrh normálového modulu z dovoleného napětí na dotyk (Hertzův tlak)	21
3.5.3.	Kontrolní výpočet ozubení	22
3.6.	Návrh drážkování pro spojení hřídele I. a pojistné spojky	23
3.7.	Statická kontrola hřídelí a návrh ložiskové jednotky.....	23
3.7.1.	Výpočet silových poměrů v ozubení.....	23
3.7.2.	Výpočet reakčních sil v podporách a maximálního ohybového momentu.....	24
3.7.3.	Statická kontrola hřídele I.....	27
3.7.4.	Návrh ložiskové jednotky.....	27
3.8.	Kontrola těsného pera na hřídeli I.....	28
3.9.	Konstrukční návrh špalíkovače	29
3.9.1.	Rám	30
3.9.2.	Mechanismus.....	32
3.9.3.	Plechové kryty	35
4.	Závěr	37
	Seznam použité literatury.....	38



Seznam zkratk a symbolů	39
Seznam obrázků	42
Seznam tabulek	43
Seznam příloh.....	43

1. Úvod

Špalíkovač je strojní zařízení, které patří do lesní a zemědělské techniky. Slouží ke zpracování větví, dřeva a dřevního odpadu po těžbě, po probírkách v lesích, prořezávkách nebo z truhlářských a pilařských závodů. Zpracovávané kusy dřeva je nutno obsluhou stroje umístit ke vstupní násypce, nicméně poté už dochází k samočinnému prostupu mechanismem. Následně má obsluha čas na přípravu dalších kusů určených ke zpracování. Uvnitř stroje dochází k dělení kusů na špalíky pomocí rotorů s břity, z čehož je odvozen název stroje. Špalík po oddělení opustí mechanismus díky kinetické energii, která je předána rotory s břity. Pomocí plechové výsypky špalík opustí pracovní prostor mechanismu. Tvar plechové výsypky je uzpůsoben dle další manipulace se zpracovaným dřevem.

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh mobilního špalíkovače a základní výpočty parametrů tohoto stroje.

2. Rozdělení špalíkovačů

Na trhu jsou daná strojní zařízení dostupná v různých konstrukčních variantách. Rozdílnost těchto zařízení je především v základních částech, které mají stejnou funkci, ale různá provedení. Jednou ze základních částí jsou plechové svařence připevněné k zařízení, sloužící ke správnému vstupu a výstupu dřeva. Plechové svařence rovněž slouží k dodržení bezpečnosti práce. Další částí je mechanismus, který zajišťuje dělení materiálu. Nedílnou součástí je pohon dodávající energii celému zařízení a v neposlední řadě dostatečně tuhý rám, ke kterému je vše připevněno.

2.1. Rozdělení špalíkovačů podle typu dělicího mechanismu

Špalíkovače k dělení dřeva využívají dva základní typy dělicích mechanismů. Jsou jimi mechanismus s kónickým šroubovým břitem a mechanismus s otáčejícími se rotory s břity.

2.1.1. Mechanismus s kónickým šroubovým břitem

Mechanismus využívající k dělení dřeva kónický šroubový břit má výhodu především v plynulém dělení materiálu, čímž nedochází k rázům do mechanismu a snižování životnosti celého zařízení. Dělení zajišťuje dvouchodý šroubový břit. Hřídel, ke které je přivařen břit je uložena na obou koncích v ložiskách. Stoupání břitů je dané konstrukcí, a proto se nedá měnit délka špalíků vystupujících z mechanismu. Výše zmíněné konstrukční řešení je znázorněné na Obr. 1. Na Obr. 2 je vidět výsledný tvar špalíků po zpracování. Tvar špalíku odpovídá průchodu mechanismem s kónickým šroubovým břitem, proto jsou konce špalíků zešíkmené. [1]



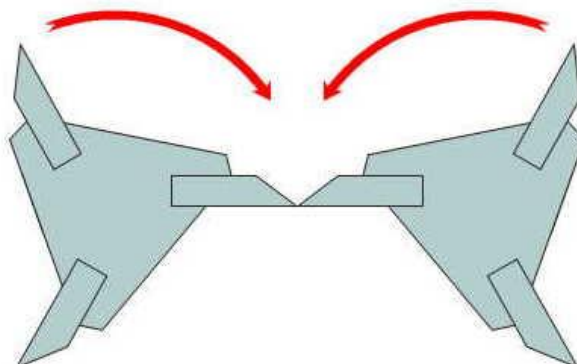
Obr. 1.: Kónický šroubový břit [1]



Obr. 2.: Špalík oddělen pomocí šroubového břitu [1]

2.1.2. Mechanismus s otáčejícími se rotory s břity

V tomto mechanismu zajišťují dělení dřeva dva rotory s břity (viz Obr. 3), které se rovnoměrně otáčejí. Během otáčení se k sobě ostří břitů plynule přiblíží na vzdálenost 0,1 mm. Břity jsou vsunuty do drážek rotorů a připevněny pomocí šroubů. Břity se vyrábějí z kvalitních nástrojových ocelí, a proto je možné je opakovaně brousit. Po nabroušení je nutné pod ně vložit podložku, aby byla opět dodržena požadovaná mezera mezi břity. Synchronizaci otáčení rotorů zajišťují dvě ozubená kola, která rovněž obstarávají přenos kroutícího momentu. Zpracované dřevo z tohoto mechanismu je zobrazeno na Obr. 4. [2; 3]



Obr. 3.: Rotory s břity [2]



Obr. 4.: Špalíky děleny pomocí rotorů s břity [2]

2.2. Rozdělení špalíkovačů podle typu pohonu

Špalíkovače mohou využívat tři základní typy pohonu, které jsou uvedeny níže.

2.2.1. Pohon vývodovou hřídelí z traktoru

V tomto případě je kroutící moment do stroje dodáván z traktoru pomocí vývodové hřídele. Vývodová hřídel je propojena se vstupní hřídelí stroje pomocí kardanové hřídele. Využití tohoto pohonu je vidět na Obr. 5. [4]



Obr. 5.: Propojení pomocí kardanové hřídele [5]

2.2.2. Pohon spalovacím motorem

U tohoto konstrukčního řešení viz Obr. 6, je využíván pro pohon celého mechanismu spalovací motor. Tato varianta je ideální do míst, kde nemáme možnost využití elektrické energie. Spalovací motor je s mechanismem propojen pomocí řemenic a klínových řemenů. Před poškozením při přetížení je stroj chráněn talířovými pružinami. Při přetížení dochází

k pro pružení talířových pružin a tím k uvolnění řemenů a prokluzu na řemenici motoru. Následně dojde k zastavení motoru. [4]



Obr. 6.: Pohon spalovacím motorem [4]

2.2.3. Pohon elektromotorem napájeným ze sítě

Pohon zajišťuje elektromotor (viz Obr. 7). Pro jehož funkci je nezbytná neustálá dodávka elektrické energie. Takto řešený pohon je ideální řešení pro ty, kteří nevlastní traktor a chtějí stroj využívat pouze pro domácí potřeby, kde mají zdroj elektrické energie neustále k dispozici. Kroutící moment z elektromotoru je převeden do mechanismu pomocí řemenic a klínových řemenů. [6]



Obr. 7.: Pohon elektromotorem [6]

2.3. Rozdělení špalíkovačů podle typu konstrukce

Konstrukce rámu špalíkovačů se dělí na mobilní a stacionární.

2.3.1. Stacionární konstrukce

Stacionární konstrukce není určena k častému přesouvání, ale i přesto obsahuje prvky, které usnadňují přesun stroje. V tomto případě jsou to malá kolečka umístěná na konstrukci spolu s madlem, za které lze konstrukci pohodlně uchopit. Tyto prvky jsou vidět na Obr. 8. [7]



Obr. 8.: Stacionární konstrukce [7]

2.3.2. Mobilní konstrukce

Pro časté přemísťování zařízení je vhodná mobilní konstrukce rámu. Dále jsou konstrukce rámu děleny na rám nesený a na vlastním podvozku.

Na vlastním podvozku

Konstrukce na vlastním podvozku je navržena tak, aby obsahovala vlastní nápravu. Na Obr. 9 je vidět konkrétní podvozek s terénní úpravou. Podvozek obsahuje šípová kola, která jsou vhodná do hůře dostupného terénu. Dále je tato konstrukce uzpůsobena pro zapojení na tažné zařízení automobilu. [8]



Obr. 9.: Konstrukce s vlastním podvozkem [8]

Další možností je umístit mechanismus na podvozek se zapojením na tažné zařízení, jak je zobrazeno na Obr. 10. U této varianty je výhodou možnost přidělení technického průkazu a spolu s ním i SPZ podvozku. Podvozek je tudíž homologován pro silniční provoz a je možné zařízení kamkoliv dopravit. Tato konstrukce je uzpůsobena především pro zpevněný povrch, a proto není vhodné ji využívat v náročnějším terénu. [9]



Obr. 10.: Stroj na podvozku [9]

Nesený stroj

Nesený stroj je zařízení, které se přemísťuje pomocí tříbodového závěsného systému. Nevýhoda této varianty spočívá v nezbytnosti traktoru k přemísťování a pohonu zařízení. Tento druh stroje je vhodný pro uživatele, kteří disponují potřebnou technikou. Nesené stroje jsou zpravidla poháněné pomocí vývodové hřídele traktoru. Ukázkou neseného stroje s pohonem vývodovou hřídelí lze vidět na Obr. 11.



Obr. 11.: Nesený stroj [5]

2.4. Přehled strojů dostupných na trhu

Produkt firmy ROJEK

DH 10 EP – Drtič dřevní hmoty

K pohonu špalíkovače DH 10 EP (viz Obr. 12) je použit elektromotor, který je spojený s dělicím mechanismem pomocí řemenového převodu. Dělicí mechanismu tvoří dva rotory s břitý. Mechanismus s pohonem je připevněn ke svařenému rámu, který obsahuje i kolečka pro lepší přemísťování stroje.



Obr. 12.: DH 10 EP – Drtič dřevní hmoty [10]

Technické parametry:

Tab. 1.: Technické parametry DH 10 EP [10]

Rozměry (délka x šířka x výška)	1 800 mm x 1 114 mm x 1 840 mm
Hmotnost	250 kg
Výkon pohonu	2,2 kW
Max. rozměr zpracovávaného materiálu	Hranol 6 x 6 cm
	Kulatina – měkká, čerstvá Ø 8 cm
	Kulatina – tvrdá, suchá Ø 5 cm
Výkonnost	Cca 1,5 m ³ /h
Cena	85 920 Kč (71 004 Kč bez DPH)

Produkt firmy BYSTROŇ – INTEGRACE S. R. O.:

PIRBA LONGA

Špalíkovač PIRBA LONGA (viz Obr. 13) je poháněn vývodovou hřídelí traktoru a přemísťován pomocí tříbodového závěsného systému kategorie II. Dělení dřeva obstarává dvouchodý konický šroubový břit.



Obr. 13.: PIRBA LONGA [11]

Technické parametry:

Tab. 2.: Technické parametry PIRBA LONGA [11]

Rozměry (délka x šířka x výška)	1 850 mm x 1 000 mm x 900 mm
Hmotnost	225 kg
Výkon pohonu	Traktor od 20 kW
Max. rozměr zpracovávaného materiálu	Ø 10 cm
Výkonnost	Cca 7 m ³ /h
Cena	54 990 Kč bez DPH

Produkt firmy LUMAG

Špalíkovač Lumag HH 1000

Lumag HH 1000 (viz Obr. 14) k pohonu využívá spalovací motor, z něhož je pomocí řemenového převodu dodáván kroučící moment do dělicího mechanismu. Mechanismus, spolu se spalovacím motorem, jsou připevněny k rámu. Pro snadné přemísťování špalíkovače rám obsahuje čtyři kola z nichž jsou dvě otočná.



Obr. 14.: Špalíkovač Lumag HH 1000 [12]

Technické parametry:

Tab. 3.: Technické parametry Špalíkovač Lumag HH 1000 [12]

Rozměry (délka x šířka x výška)	2 000 mm x 1 100 mm x 1 450 mm
Hmotnost	Cca 270 kg
Výkon pohonu	11 kW
Max. rozměr zpracovávaného materiálu	Ø 10 cm
Výkonnost	Cca 4,5 m ³ /h
Cena	84 990 Kč (70 239,67 Kč bez DPH)

3. Výpočty základních parametrů a konstrukční návrh špalíkovače

3.1. Základní parametry špalíkovače

Navrhovaný špalíkovač je přímo určený pro traktor Zetor FORTERRA CL 120, proto je zařízení dimenzováno na výkonové parametry tohoto stroje, respektive pojistné spojky. Vhodným konstrukčním řešením byl zvolen mechanismus s otáčejícími se rotory s břity. Celý mechanismus je připevněn na mobilní konstrukci nesenou pomocí tříbodového závěsného systému. Tento systém je velmi často využíván u zemědělské a lesní techniky.

3.1.1. Výpočet kroutícího momentu

V katalogu výrobce [13] bylo zjištěno, jaký výkon a otáčky jsou na vývodové hřídeli traktoru. Zjištěné parametry jsou uvedeny v Tab. 4. Pomocí těchto údajů byl spočten maximální dostupný kroutící moment na vstupní hřídeli Mk_1 .

Tab. 4.: Parametry vývodové hřídele [13]

Parametry vývodové hřídele
$P_{max} = 60 \text{ kW}$
$n_1 = 540 \text{ ot/min} = 9 \text{ ot/s}$

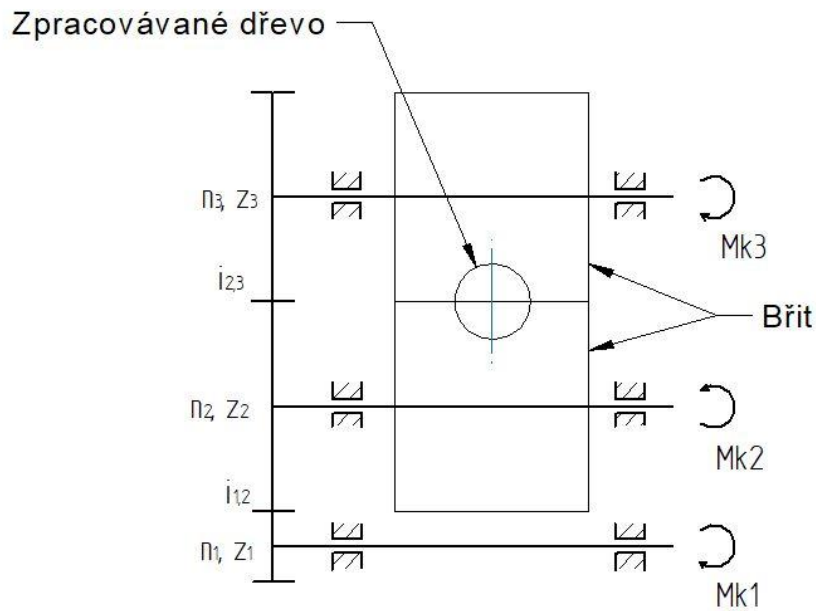
$$Mk_1 = \frac{P_{max} \cdot 1\,000}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 1\,000}{2 \cdot \pi \cdot 9} = 1\,061,03 \text{ Nm} \quad (1)$$

3.1.2. Návrh převodových poměrů

Základní převody ozubených kol byly navrženy s počty zubů:

- Pastorek - $z_1 = 19$
- Kolo 1 - $z_2 = 48$
- Kolo 2 - $z_3 = 48$

Pomocí počtu zubů byly vypočteny následující převodové poměry dle vzorců (2) a (3). Dále byly vypočteny z převodových poměrů otáčky hřídele II. a III. pomocí vzorců (4) a (5).



Obr. 15.: Skica mechanismu

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{19} = 2,53 \quad (2)$$

$$i_{2,3} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{48}{48} = 1 \quad (3)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{540}{2,52} = 213,75 \text{ ot/min} = 3,56 \text{ ot/s} \quad (4)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2,3}} = \frac{213,75}{1} = 213,75 \text{ ot/min} = 3,56 \text{ ot/s} \quad (5)$$

3.2. Výpočet kroutících momentů na hřídeli II. a III.

Pomocí předchozích vypočtených hodnot a účinnosti páru čelních ozubených kol s přímými zuby, která je $\eta_{1,2} = \eta_{2,3} = 0,98$, byl vypočten kroutící moment dle vzorce (6) a (7) na hřídeli II. a III., které jsou znázorněny na Obr. 15. [14]

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot i_{1,2} \cdot \eta_{1,2} = 1\,061,03 \cdot 2,53 \cdot 0,98 = 2\,626,9 \text{ Nm} \quad (6)$$

$$Mk_3 = Mk_2 \cdot i_{2,3} \cdot \eta_{2,3} = 2\,696,9 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 2\,574,4 \text{ Nm} \quad (7)$$

Pro další výpočty bylo uvažováno, že mechanismus bude působit na hřídeli II. a III. stejným kroutícím momentem symetricky, protože jsou hřídele II. a III. rotory špalíkovacího mechanismu, které budou mezi sebou pomocí břitů dělit dřevo, jak je patrné na Obr. 15 a Obr. 17.

Bylo tedy počítáno s tím, že maximální možný kroutící moment je o velikosti M_{k3} , protože moment snižuje účinnost soukolí.

3.3. Výpočet potřebné síly a kroutícího momentu

Vzhledem k požadavkům na výkonnost stroje byly určeny následující rozměry a vyhledáno mezní smykové napětí dřevin. Největší mezní smykové napětí dřevin bylo z dostupných zdrojů [15] nalezeno $\tau_{sd1} = 5$ MPa. Protože se však nejedná o smyk jako takový a dřevo odděluje ostrý zakalený břit, je možné pro základní výpočty tohoto koncepčního návrhu použít nižší mezní smykové napětí a to $\tau_{sd2} = 3$ MPa. Všechny hodnoty jsou shrnuty v níže uvedené Tab. 5, podle těchto hodnot bylo možné dopočítat potřebnou působící sílu F k dělení dřeva. Pomocí síly F a ramene L byl poté vypočten potřebný moment na hřídeli III., který je označen jako M_{k3p} . [15]

- Roztečný průměr břitů – D [mm]
- Roztečný poloměr břitů – R [mm]
- Maximální průměr zpracovávaného dřeva – d_{max} [mm]
- Maximální poloměr zpracovávaného dřeva – r_{max} [mm]
- Mezní hodnota smykového napětí dřeva – τ_{sd2} [MPa]

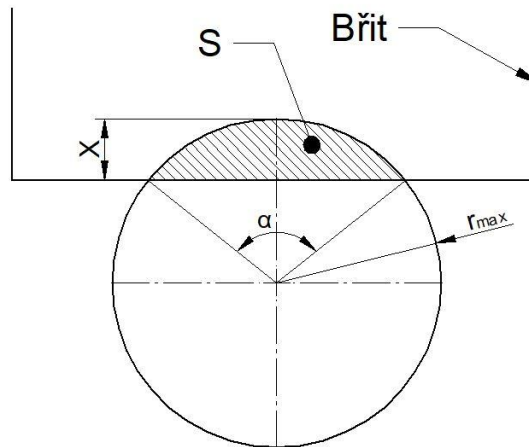
Tab. 5.: Základní rozměry a smykové napětí

$D = 240$ mm
$R = 120$ mm
$d_{max} = 110$ mm
$r_{max} = 55$ mm
$\tau_{sd2} = 3$ MPa

3.3.1. Použité vztahy pro výpočet potřebné síly a kroutícího momentu

Pro výpočet potřebné síly k dělení materiálu bylo třeba zjistit plochu S na kterou byl použit geometrický vzorec (8) pro výpočet kruhové úseče, která je vidět na Obr. 16. V tomto případě je úhel α závislý na proměnné X . Obr. 16 znázorňuje řez kolmo na osu vkládaného dřeva.

$$S = \frac{1}{2} \cdot r_{max}^2 \cdot \left(\left(\frac{\alpha}{180} \cdot \pi \right) - \sin(\alpha) \right) \quad [mm^2] \quad (8)$$

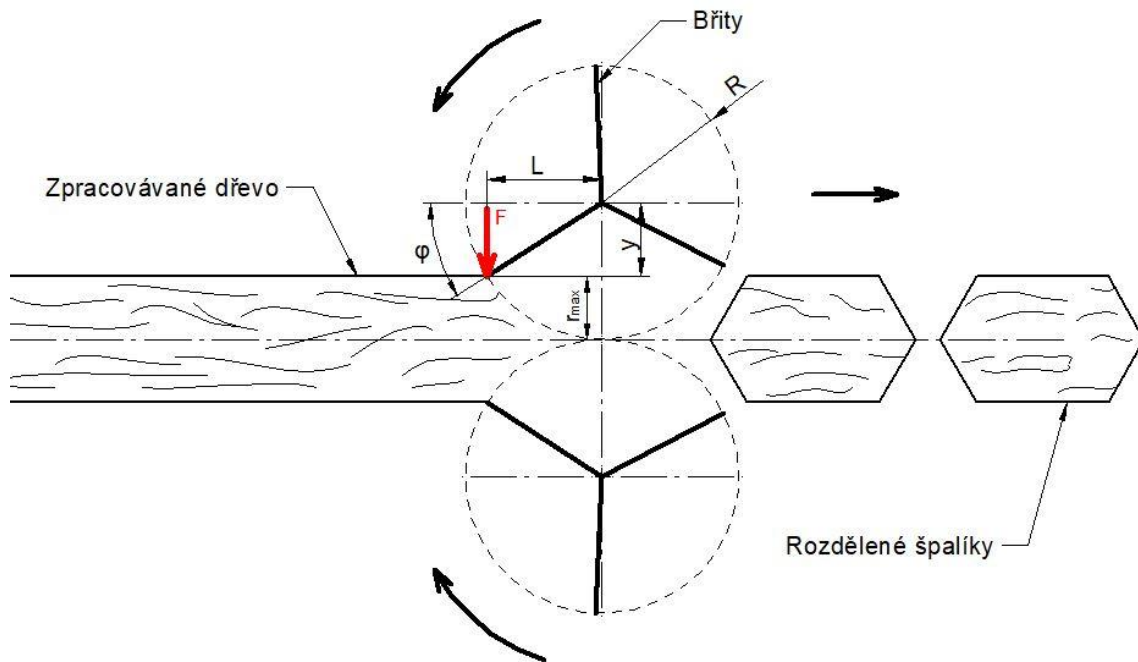


Obr. 16.: Kruhová úseč špalíku

Úhel α na Obr. 16 byl tedy vyjádřen pomocí proměnné X zakreslené také na Obr. 16, na které je závislý i úhel φ (natočení břitu), který je vidět na Obr. 17. Parametr X značí, jak hluboko je břit ve zpracovávaném dřevě viz Obr. 16. Výpočet úhlu α je uvedený jako vzorec (9). Dále je patrné ve vzorci (10) jak se vyjádřila síla F ze vztahu pro výpočet smykového napětí. [16]

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{r_{max} - X}{r_{max}}\right) \quad [^\circ] \quad (9)$$

$$\tau_{sd2} = \frac{F}{S} \Rightarrow F = \tau_{sd2} \cdot S \quad [N] \quad (10)$$



Obr. 17.: Schéma rotorů s břitů s vyznačenými parametry

Další závislá hodnota na hloubce značené X je parametr y . Ten slouží jako pomocný rozměr pro výpočet ramena L a následně kroutícího momentu Mk_{3P} . Parametr y byl vypočten pomocí vzorce (11). Z parametru y poté vyplývá výpočet pomocí Pythagorovy věty (12), což je délka ramene L , která přímo souvisí s velikostí Mk_{3P} . Ve vzorci (13) je vidět výpočet pomocného úhlu φ závislého na proměnné X . Hodnoty φ později slouží ke grafickému znázornění závislosti potřebného kroutícího momentu na natočení břitů.

$$y = R - r_{max} + X \quad [mm] \quad (11)$$

$$L = \sqrt{R^2 - y^2} \quad [mm] \quad (12)$$

$$\varphi = \arccos\left(\frac{L}{R}\right) \quad [^\circ] \quad (13)$$

$$Mk_{3P} = \frac{F \cdot L}{1000} \quad [Nm] \quad (14)$$

3.3.2. Výpočet potřebné síly a kroutícího momentu

V následující Tab. 6 jsou uvedeny hodnoty parametrů α a S , které byly získány pomocí výše uvedených vztahů. Konkrétně ze vztahů (8) a (9). V Tab. 6 jsou také uvedeny hodnoty síly F , které byly vypočteny pomocí vztahu (10).

Tab. 6.: Síla potřebná k přestřižení F

X (0; 55> [mm]	2,5	5	10	15	20	25	30	35
α [°]	34,6	49,2	70,2	86,7	101	113,9	125,9	137,4
S [mm ²]	54,8	154,2	423	778,3	1 180,2	1 623,5	2 099,5	2 601,2
F[N]	164,6	462,6	1 289,9	2 334,9	3 540,5	4 870,5	6 298,6	7 803,5
X <40; 55> [mm]	40	45	50	54	55			
α [°]	148,3	159,	169,6	177,9	180			
S [mm ²]	3 122,3	3 657,8	4 202,4	4 641,7	4 751,7			
F[N]	9 367	10 973,3	12 607,3	13 925	14 255			

V Tab. 7 jsou uvedeny hodnoty parametrů y , φ a L , které byly vypočteny ze vztahů (11), (12) a (13), pomocí těchto vztahů a vzorce (14) byla vypočtena velikost potřebného kroutícího momentu M_{k3P} .

Tab. 7.: Kroutící moment potřebný k přestřižení M_{k3P}

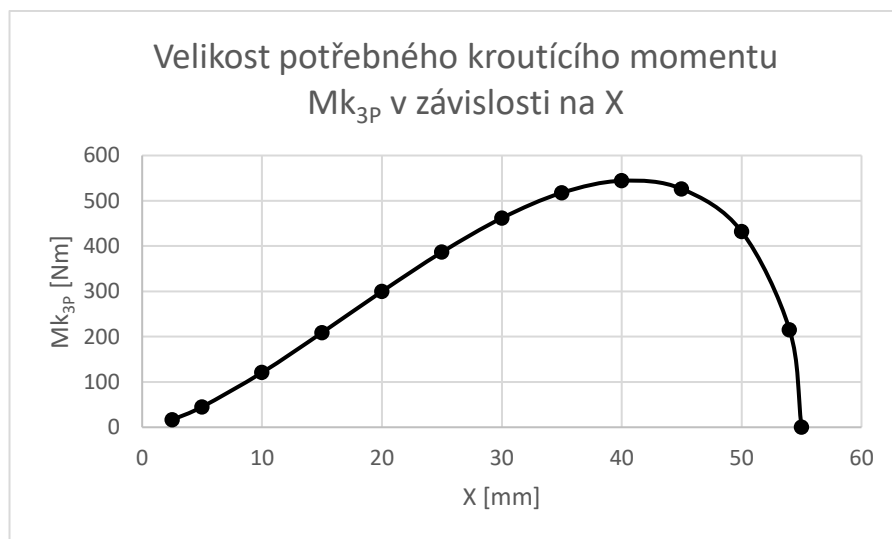
X (0; 55> [mm]	2,5	5	10	15	20	25	30	35
y [mm]	67,5	70	75	80	85	90	95	100
φ [°]	34,2	35,7	38,7	41,8	45,1	48,6	52,3	56,4
L [mm]	99,2	97,5	93,7	89,4	84,7	79,4	73,3	66,3
M_{k3P} [Nm]	16,3	45,1	120,8	208,8	299,9	386,6	461,8	517,6
X <40; 55> [mm]	40	45	50	54	55			
y [mm]	105	110	115	119	120			
φ [°]	61	66,4	73,4	82,6	90			
L [mm]	58,1	48	34,3	15,5	0			
M_{k3P} [Nm]	544,2	526,3	432,1	215,3	0			

V Tab. 7 je barevně vyznačeno, že v poloze břitu kdy $X = 40$ mm vzniká největší potřebný kroutící moment M_{k3P} . Na tuto hodnotu X navázaly další výpočty. Byla na ní dimenzována pojistná spojka, hřídele a další.

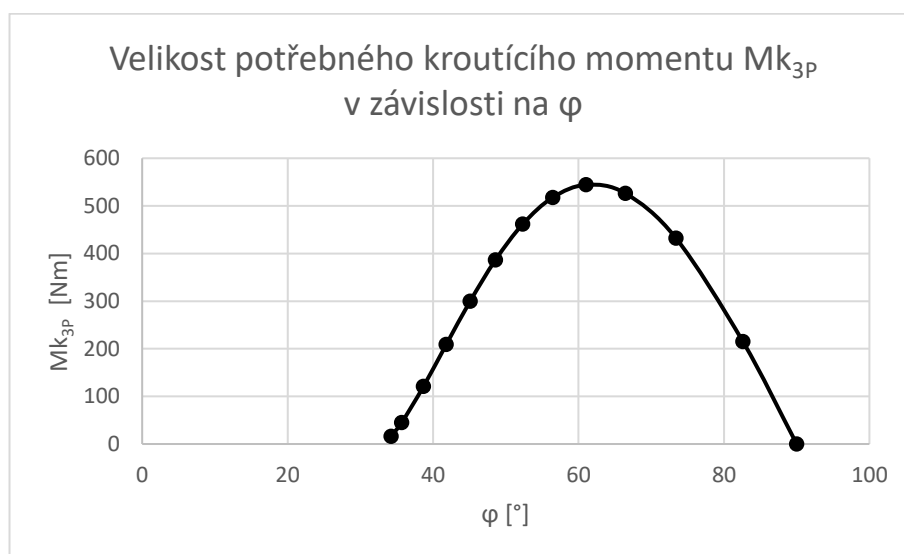
Na Obr. 18 a Obr. 19 jsou grafy znázorňující závislost potřebné síly F a potřebného kroutícího momentu M_{k3P} na hodnotě X . Další graf na Obr. 20 zobrazuje průběh závislosti potřebného kroutícího momentu M_{k3P} na úhlu natočení břitu φ .



Obr. 18.: Velikost potřebné síly F v závislosti na X



Obr. 19.: Velikost potřebného kroučícího momentu $M_{k_{3P}}$ v závislosti na X

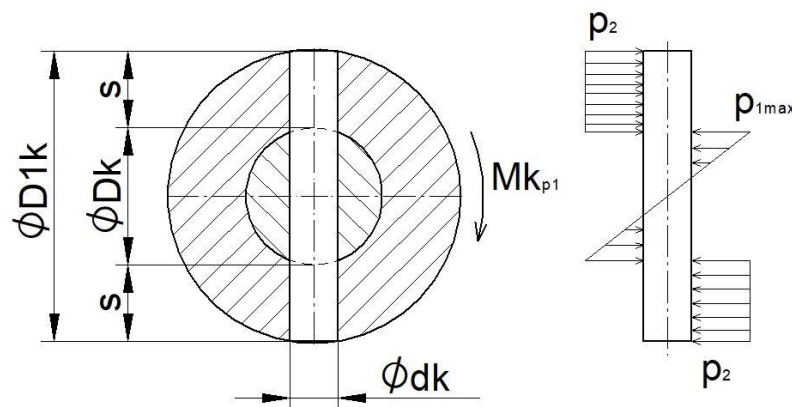


Obr. 20.: Velikost potřebného kroučícího momentu $M_{k_{3P}}$ v závislosti na φ

3.4. Návrh a kontrola pojistné spojky

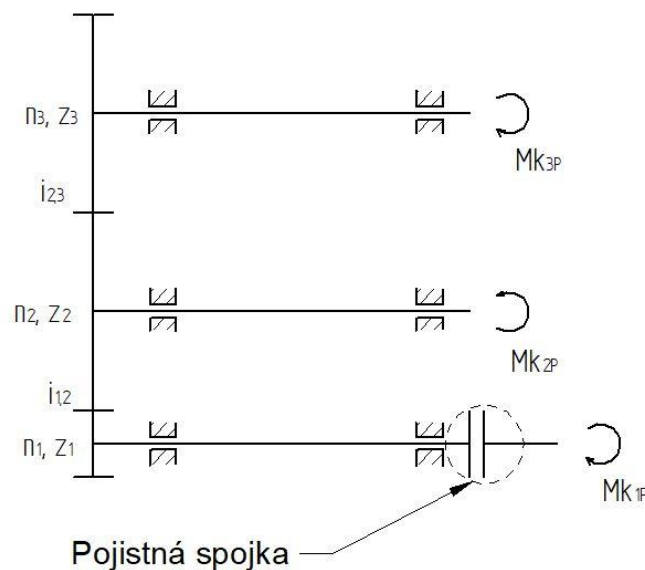
V souvislosti s ochranou drahých strojních součástí a celého mechanismu před zdeformováním či úplným zničením, je důležité zahrnout do návrhu pojistnou spojku. V případě přetížení dojde k aktivaci pojistné spojky a tím k přerušení dodávání kroutícího momentu do mechanismu.

Pro tento koncepční návrh byla vybrána pojistná spojka s příčným kolíkem. Spojka v řezu je vidět na Obr. 21.



Obr. 21.: Příčný kolík pro spojení hřídele s nábojem (zatížený kroutícím momentem)

Umístění spojky v mechanismu je vidět na Obr. 22. Pro dimenzování spojky bylo potřeba zpětně dopočítat potřebný kroutící moment $M_{k_{1P}}$ na vstupní hřídeli I. z potřebného kroutícího momentu $M_{k_{3P}}$ na hřídeli III.. Následně byly dimenzovány rozměry a materiály spojky pomocí velikosti kroutícího momentu



Obr. 22.: Umístění pojistné spojky

V níže uvedených vztazích (15) a (16) je znázorněno, jak byly vypočítány potřebné kroutící momenty Mk_{2P} a Mk_{1P} pomocí účinnosti a převodových poměrů čelních ozubených soukolí.

$$Mk_{2P} = \frac{Mk_{3P}}{i_{2,3} \cdot \eta_{2,3}} = \frac{544,2}{1 \cdot 0,98} = 555,3 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$Mk_{1P} = \frac{Mk_{2P}}{i_{1,2} \cdot \eta_{1,2}} = \frac{555,3}{2,52 \cdot 0,98} = 224,3 \text{ Nm} \quad (16)$$

Dále byly určeny parametry spojky:

- Průměr náboje - $D_{1k} = 80 \text{ mm}$
- Průměr hřídele - $D_k = 56,5 \text{ mm}$
- Průměr kolíku - $d_k = 12 \text{ mm}$

Dovolená napětí materiálů pro míjivé namáhání jsou uvedena v Tab. 8.

Tab. 8.: Dovolené napětí materiálů [16]

$T_{Ds} = 35 \text{ MPa}$	Oceli třídy 37, 42
$P_D = 63 \text{ MPa}$	Ocel 11 700
$T_{Dk} = 45 \text{ MPa}$	

Smykové napětí v kolíku [16]:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot Mk_{1P}}{\pi \cdot d_k^2 \cdot D_k} = \frac{4 \cdot 224,3}{\pi \cdot 12^2 \cdot 56,5} = 35,1 \text{ MPa} \cong \tau_{Ds} = 35 \text{ MPa} \quad (17)$$

Skutečné napětí ve smyku je téměř stejné jako dovolené tzn. že pojistná spojka bude funkční a v případě přetížení se aktivuje.

Výpočet tlaku v hřídeli [16]:

$$p_1 = \frac{6 \cdot Mk_{1P}}{D_k^2 \cdot d_k} = \frac{6 \cdot 224,3}{56,5^2 \cdot 12} = 35,1 \text{ MPa} < p_D = 63 \text{ MPa} \quad (18)$$

Skutečný tlak v hřídeli je menší než dovolený. Vyhovuje.

Výpočet tlaku v náboji [16]:

$$p_2 = \frac{4 \cdot Mk_{1P}}{d_k \cdot (D_{k1}^2 - D_k)} = \frac{4 \cdot 224,3}{12 \cdot (80^2 - 56,5)} = 23,3 \text{ MPa} < p_D = 63 \text{ MPa} \quad (19)$$

Skutečný tlak v náboji je menší než dovolený. Vyhovuje.

Výpočet napětí v krutu [16]:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot Mk_{1P}}{\pi \cdot D_k^3 \cdot \left(1 - 0,9 \cdot \frac{D_k}{d_k}\right)} = \frac{16 \cdot 224,3}{\pi \cdot 56,5^3 \cdot \left(1 - 0,9 \cdot \frac{56,5}{12}\right)} \quad (20)$$

$$= 7,8 \text{ MPa} < \tau_{Dk} = 40 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí v hřídeli je menší než dovolené. Vyhovuje.

3.5. Návrh čelních ozubených kol soukolí 1,2

Návrh čelních ozubených kol byl proveden dle normy ČSN 01 4686. Normálový modul je spočten pomocí návrhového výpočtu z dovoleného napětí na ohyb (dle Bacha) a také podle dovoleného napětí na dotyk (Hertzův tlak). [14]

Materiálem ozubených kol byla zvolena ocel ČSN 16 526 s následujícími vlastnostmi [14]:

- Způsob chemicko – tepelného zpracování: cementováno a kaleno
- Tvrdost v jádře zubu $J_{HV} = 360$
- Tvrdost na boku zubu $V_{HV} = 650 - 700$
- Mez únavy v ohybu (bázová hodnota) $\sigma_{Flimb} = 740 \text{ MPa}$
- Mez únavy v dotyku (bázová hodnota) $\sigma_{Hlimb} = 1\,330 \text{ MPa}$

3.5.1. Návrh normálového modulu z dovoleného napětí na ohyb (dle Bacha)

Poměrná šířka ozubeného kola [17]:

$$\psi_m = \left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) = 10 \quad (21)$$

Součinitel přidavných zatížení [17]:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} = 1,75 \cdot 1,6 = 2,8 \quad (22)$$

Uvedené koeficienty jsou určeny podle normy ČSN 01 4686 [17]

- $K_A = 1,75$ – součinitel vnějších dynamických sil
- $K_{F\beta} = 1,6$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

Mezní napětí v ohybu [17]:

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 740 = 444 \text{ MPa} \quad (23)$$

Výpočet normálového modulu z dovoleného napětí na ohyb [17]:

$$m'_{n12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot Mk_{1P}}{\psi_m \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 224,3}{10 \cdot 19 \cdot 444}} = 3,5 \text{ mm} \quad (24)$$

- $f_p = 18$ – pro kalená ozubená kola

Z výše uvedených vzorců byla vypočtena hodnota normálového modulu o minimální velikosti $m'_{n12} = 3,5$ mm.

3.5.2. Návrh normálového modulu z dovoleného napětí na dotyk (Hertzův tlak)

Poměrná šířka ozubeného kola [17]:

$$\psi_d = \left(\frac{b_{WH}}{d_1} \right) = 0,6 \quad (25)$$

Součinitel přidavných zatížení [17]:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,6 = 2,8 \quad (26)$$

Uvedené koeficienty jsou určeny podle normy ČSN 01 4686. [17]

- $K_A = 1,75$ – součinitel vnějších dynamických sil
- $K_{H\beta} = 1,6$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

Mezní napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak) [17]:

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlimb} = 0,8 \cdot 1\,330 = 1\,064 \text{ [MPa]} \quad (27)$$

Výpočet průměru roztečné kružnice pastorku [17]:

$$d'_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M k_{1P}}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{1,2} + 1}{i_{1,2}}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 224,3}{0,6 \cdot 1\,064^2} \cdot \frac{2,53 + 1}{2,53}} = 83,8 \text{ mm} \quad (28)$$

- $f_H = 770$ – součinitel pro přímé zuby
- $i_{1,2} = 2,53$ – převodový poměr soukolí

Minimální rozměr roztečné vychází $d'_1 = 83,8$ mm z této hodnoty byl vypočten minimální normálový modul.

Normálový modul [17]:

$$m''_{n12} = \frac{d'_1}{z_1} = \frac{83,8}{19} = 4,4 \text{ mm} \quad (29)$$

Z vypočtených normálových modulů byla vybrána vyšší hodnota a podle ní nejbližší vyšší normalizovaný modul dle ČSN 01 4608.

Vybraný zaokrouhlený modul je tedy $m_n = 5$ mm.

3.5.3. Kontrolní výpočet ozubení

Kontrolní výpočet ozubení byl proveden pomocí programu *all_Návrh čelního ozubení.xsl* [18]. Hodnoty výsledných bezpečností jsou uvedeny v Tab. 9.

Tab. 9.: Výsledky kontrolního výpočtu ozubení

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	pastorek	kolo 1		pastorek	kolo 1
z₁	19		d	95	240	σ_{Flim}	740	740
z₂	48		d _a	105	250	σ_{Hlim}	1330	1330
m_n	5		d _f	82,5	227,5	Y _{Fa}	2,845852	2,34478
x₁	0		d _b	89,2708	225,5262	Y _{sa}	1,543025	1,696413
x₂	0		d _w	95	240	Y _e	0,705754	0,705754
α_n	20		h _a	5	5	Y _{β}	1	1
β	0		h _f	6,25	6,25	F _{β}	6	6
a_w	167,5		h	11,25	11,25	Y _{N,X}	1	1
b₁	55		s _n	7,853982	7,853982	Z _H	2,494573	2,494573
b₂	50		s _t	7,853982	7,853982	Z _E	189,8	189,8
P	12,683		v _n	7,853982	7,853982	Z _e	0,885884	0,885884
n₁	540		v _t	7,853982	7,853982	Z _{β}	1	1
M_{k1}	224284,7		α_w	20		Z _B	1	1
v	2,686062					Z _{R,T}	1	1
u	2,526316					K _A	1,75	1,75
						K _V	1,051942	1,046912
Kontrolní rozměry						K _{Fα}	1,2	1,2
	1	2				K _{Fβ}	1,6	1,6
h_k	3,737889	3,737889				K _{Hα}	1,2	1,2
s_k	6,93524	6,93524	Konst. tloušťka			K _{Hβ}	1,6	1,6
z'	3	6						
M/z	38,23217	84,54494	Přes zuby					
d	7,380329	7,380329				S _F	3,934496	3,967615
M/d	102,0559	247,3803	Přes kuličky			S _H	1,431837	1,435273

Porovnání hodnot doporučených bezpečností [17] s hodnotami z Tab. 9:

- $S_{Fmin} = 1,4 \div 1,7 < S_{F1} = 3,93; S_{F2} = 3,97$ - bezpečnost v ohybu
- $S_{Hmin} = 1,1 \div 1,2 < S_{H1} = 1,43; S_{H2} = 1,44$ - bezpečnost v dotyku

Z výše uvedeného porovnání je patrné, že skutečné bezpečnosti jsou větší než minimální doporučené. Z toho plyne, že ozubení vyhovuje požadované únosnosti.

3.6. Návrh drážkování pro spojení hřídele I. a pojistné spojky

Na základě potřebného kroutícího momentu M_{k1P} a dovoleného napětí v krutu τ_{kD} byl vypočten minimální průměr hřídele d'_H pomocí vztahu (30). [19]

$$d'_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1P}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 224,3 \cdot 1000}{\pi \cdot 40}} = 30,6 \text{ mm} \quad (30)$$

- Dovolené napětí v krutu vstupního hřídele – $\tau_{kD} = 40 \text{ MPa}$

Poté byl zvolen průměr hřídele d_H dle normy ČSN EN ISO 14 střední řady rovnobokého drážkování hřídelí. Zvolený průměr také musí splňovat podmínku $d'_H < d_H$. Proto byl vybrán průměr $d_H = 32 \text{ mm}$ a drážkování ISO 14 – 8x32n6x38 na hřídeli a ISO 14 – 8x32H7x38 v náboji. Vybrané drážkování má účinnou stykovou plochou $A' = 13,2 \text{ mm}^2$. [19]

Výpočet minimální činné délky drážkování [19]:

$$l' = \frac{4 \cdot M_{k1P} \cdot 1000}{A' \cdot (D_H + d_H) \cdot p_{Dd}} = \frac{4 \cdot 224,3 \cdot 1000}{13,2 \cdot (38 + 32) \cdot 80} = 12,1 \text{ mm} \quad (31)$$

- Dovolené napětí na bocích drážkování s tvrzeným povrchem $p_{Dd} = 80 \text{ MPa}$

Podle minimální činné délky drážkování a podmínky $l \geq l'$ byla zvolena délka $l = 45 \text{ mm}$.

Kontrola drážek na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{k1P} \cdot 1000}{A' \cdot (D_H + d_H) \cdot l} = \frac{4 \cdot 224,3 \cdot 1000}{13,2 \cdot (38 + 32) \cdot 45} = 21,5 \text{ MPa} \leq p_{Dd} = 80 \text{ MPa} \quad (32)$$

Skutečné napětí je nižší než dovolené. Drážkování vyhovuje.

3.7. Statická kontrola hřídelí a návrh ložiskové jednotky

3.7.1. Výpočet silových poměrů v ozubení

Pomocí parametrů ozubení, které jsou v Tab. 9 a kroutícího momentu M_{k1P} byly vypočteny silové poměry v ozubení. Síly v ozubení se rozdělují na síly v rovině tečné a radiální. V tomto případě u soukolí s přímými zuby nevznikají axiální síly. [14]

Výpočet tečné síly působící od kola 1 na pastorek:

$$F_{t2,1} = \frac{2 \cdot M_{k1P} \cdot 1000}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 224,3 \cdot 1000}{95} = 4721,8 \text{ N} \quad (33)$$

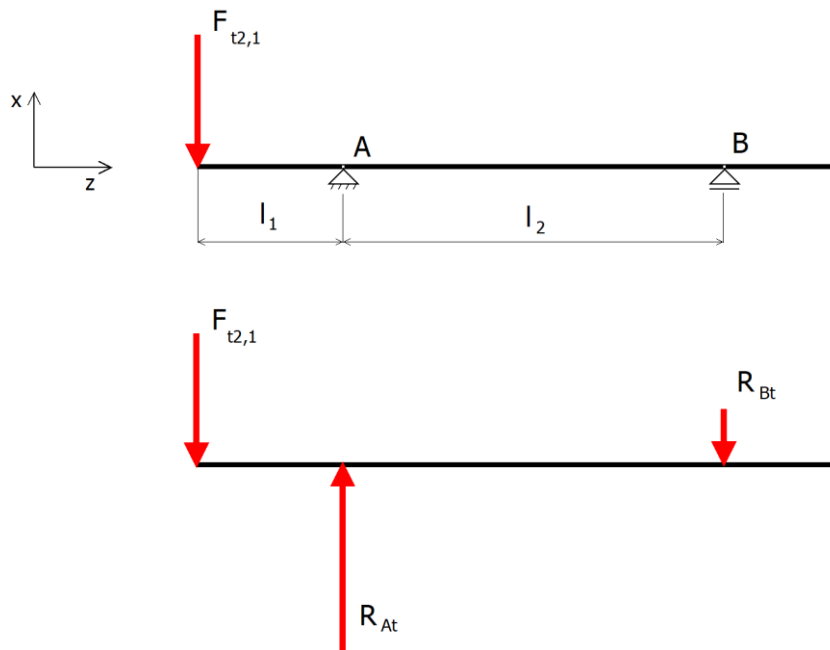
Výpočet radiální síly působící od kola 1 na pastorek:

$$F_{r2,1} = F_{t2,1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) = 4\,721,8 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 1\,718,6 \text{ N} \quad (34)$$

3.7.2. Výpočet reakčních sil v podporách a maximálního ohybového momentu

Reakční síly v podporách A a B byly vypočtené zvlášť pro rovinu tečných (viz Obr. 23) a rovinu radiálních sil (viz Obr. 24).

Rovina tečných sil:



Obr. 23.: Uvolnění v rovině tečných sil

Silová a momentová rovnováha:

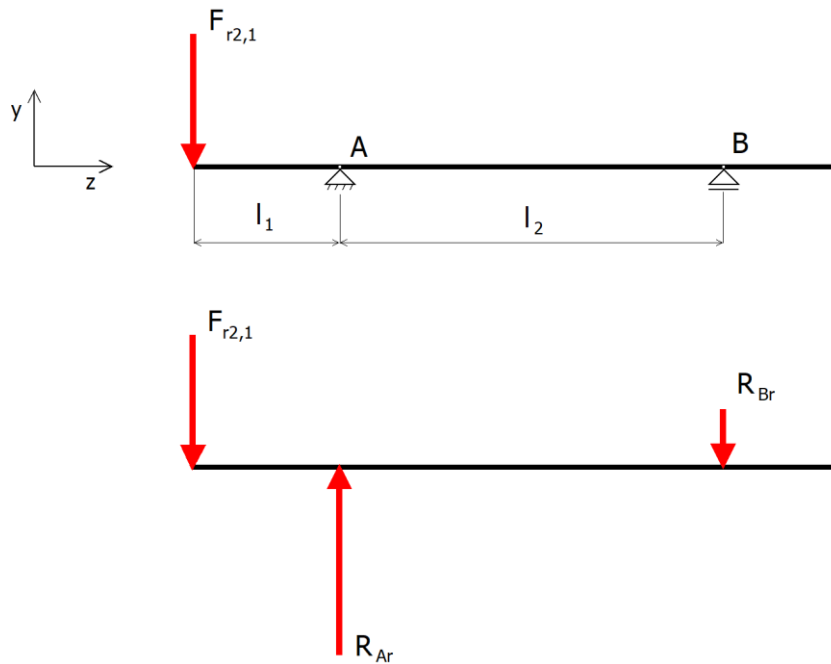
$$x: -F_{t2,1} + R_{At} - R_{Bt} = 0 \quad (35)$$

$$M_{Bt}: -F_{t2,1} \cdot (l_1 + l_2) + R_{At} \cdot l_2 = 0 \quad (36)$$

$$R_{At} = \frac{F_{t2,1} \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{4\,721,8 \cdot (61 + 369)}{369} = 5\,502,3 \text{ N} \quad (37)$$

$$R_{Bt} = -F_{t2,1} + R_{At} = -4\,721,8 + 5\,502,3 = 780,6 \text{ N} \quad (38)$$

Rovina radiálních sil:



Obr. 24.: Uvolnění v rovině radiálních sil

Silová a momentová rovnováha:

$$y: -F_{r2,1} + R_{Ar} - R_{Br} = 0 \quad (39)$$

$$M_{Br}: -F_{r2,1} \cdot (l_1 + l_2) + R_{Ar} \cdot l_2 = 0 \quad (40)$$

$$R_{Ar} = \frac{F_{r2,1} \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{1\,718,6 \cdot (61 + 369)}{369} = 2\,002,7 \text{ N} \quad (41)$$

$$R_{Br} = -F_{r2,1} + R_{Ar} = -1\,718,6 + 2\,002,7 = 284 \text{ N} \quad (42)$$

Celkové reakční síly v podporách:

$$R_A = \sqrt{R_{At}^2 + R_{Ar}^2} = \sqrt{5\,502,3^2 + 2\,002,7^2} = 5\,855,4 \text{ N} \quad (43)$$

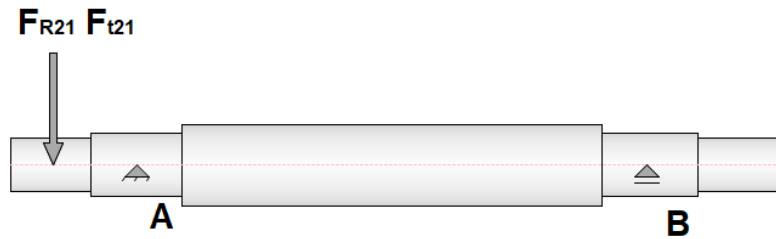
$$R_B = \sqrt{R_{Bt}^2 + R_{Br}^2} = \sqrt{780,6^2 + 284^2} = 830,7 \text{ N} \quad (44)$$

Výpočet celkové velikosti sil

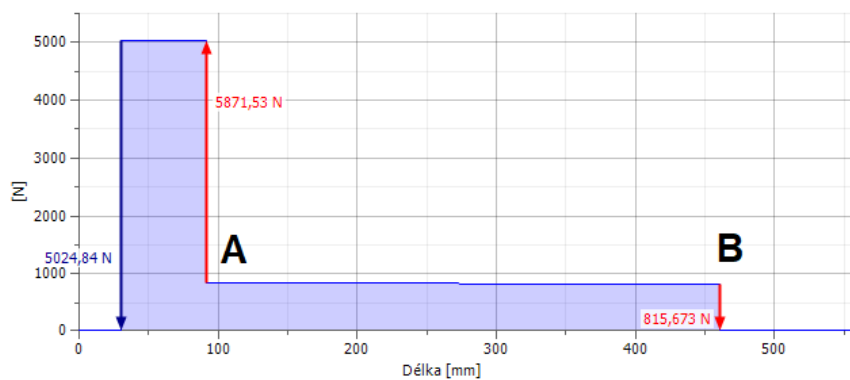
Pomocí programu *Autodesk Inventor Professional 2018* byla provedena simulace zatížení hřídele, díky které byly získány hodnoty maximálního ohybové momentu a celkových reakčních sil v podporách A a B.

Celkové hodnoty zatížení a maximálního momentu

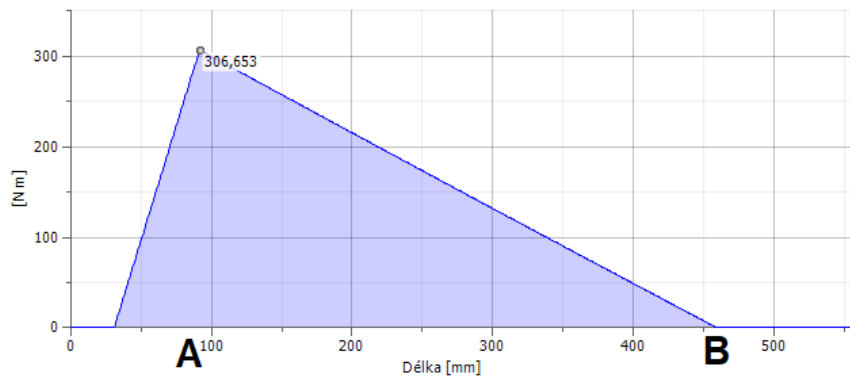
Zjednodušené schéma hřídele.



Obr. 25.: Hřídel I.



Obr. 26.: Průběh zatížení



Obr. 27.: Průběh ohybového momentu

Hodnoty získané pomocí simulace:

- Celkové zatížení v podpoře A: $R_{AC} = 5\,871,5\text{ N}$
- Celkové zatížení v podpoře B: $R_{BC} = 815,7\text{ N}$
- Maximální ohybový moment $M_{o_{\max}} = 306,7\text{ Nm}$

Pro další výpočty byly použity hodnoty získané pomocí simulace v programu *Autodesk Inventor Professional 2018*, protože program do výpočtu zahrnuje více faktorů jako například vlastní váhu apod. .

3.7.3. Statická kontrola hřídele I.

Statická kontrola byla provedena v místě největšího namáhání, které je v podpoře A, protože zde dochází k největšímu ohybovému momentu.

Modul průřezu v ohybu v místě působení $M_{o_{max}}$ [14]:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{h1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} = 8\,946,2 \text{ mm}^3 \quad (45)$$

Modul průřezu v krutu v místě působení $M_{o_{max}}$ [14]:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{h1}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 45^3}{16} = 17\,892,4 \text{ mm}^3 \quad (46)$$

Napětí v ohybu [14]:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{306,7 \cdot 1000}{8\,946,2} = 34,3 \text{ MPa} \quad (47)$$

Napětí v krutu [14]:

$$\tau_{k1} = \frac{Mk_{1P}}{W_k} = \frac{224,3 \cdot 1000}{17\,892,4} = 12,5 \text{ MPa} \quad (48)$$

Redukované napětí podle hypotézy HMH ($\alpha = \sqrt{3}$) [14]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{34,3^2 + (\sqrt{3} \cdot 12,5)^2} = 40,6 \text{ MPa} \quad (49)$$

Výsledná bezpečnost (materiál 11 700 => $R_e = 300 \text{ MPa}$) [14]:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{40,6} = 7,4 \quad (50)$$

Výsledná bezpečnost je dostatečně velká. Konstrukční návrh vyhovuje.

3.7.4. Návrh ložiskové jednotky

Pro toto konstrukční řešení byla zvolena přírubová ložisková jednotka (se soudečkovými ložisky) od firmy SKF, konkrétně FYNT 45 F se základní dynamickou únosností $C = 102 \text{ kN}$ a základní statickou únosností $C_0 = 98 \text{ kN}$. [20]

Protože při použití přímého ozubení na kolech a pastorku mechanismu nevznikají žádné axiální síly, bylo uvažováno:

$$P = R_{AC} = 5\,871,5 \text{ N}$$

Požadovaná trvanlivost ložiska $L_h = 25\,000$ hod

Výpočet minimální dynamické únosnosti ložiska [14]:

$$C = P \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} = 5\,781,5 \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 540 \cdot 25\,000}{10^6}} = 43\,110,8\,N = 43,1\,kN \quad (51)$$

Z výpočtu je patrné, že ložisková jednotka s velkou rezervou vyhovuje. Velká rezerva je z důvodu použití stejných ložiskových jednotek pro celý mechanismus. Výpočet stačí provést jen v té podpoře, ve které je větší zatížení.

3.8. Kontrola těsného pera na hřídeli I.

Pro výpočet bylo zvoleno pero 12e7x8x50 dle ČSN 02 2562. Dovolенý tlak pro neposuvný ocelový náboj $p_d = 120\,MPa$. [16]

Kontrola na otláčení [21]:

$$l_a = l_p - b = 50 - 12 = 38\,mm \quad (52)$$

$$p_p = \frac{4 \cdot Mk_{1P}}{d_{h2} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 224,3 \cdot 1000}{39 \cdot 8 \cdot 38} = 75,7\,MPa \leq p_d = 120\,MPa \quad (53)$$

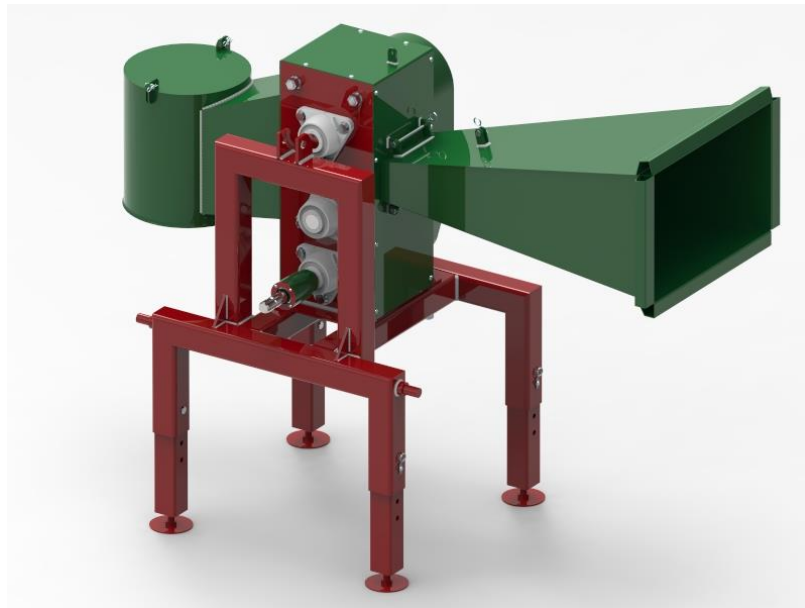
Kontrola na střih [21]:

$$\tau_{sp} = \frac{2 \cdot Mk_{1P}}{d_{h2} \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 224,3 \cdot 1000}{39 \cdot 12 \cdot 38} = 25,2\,MPa \leq \tau_{sD} = 120\,MPa \quad (54)$$

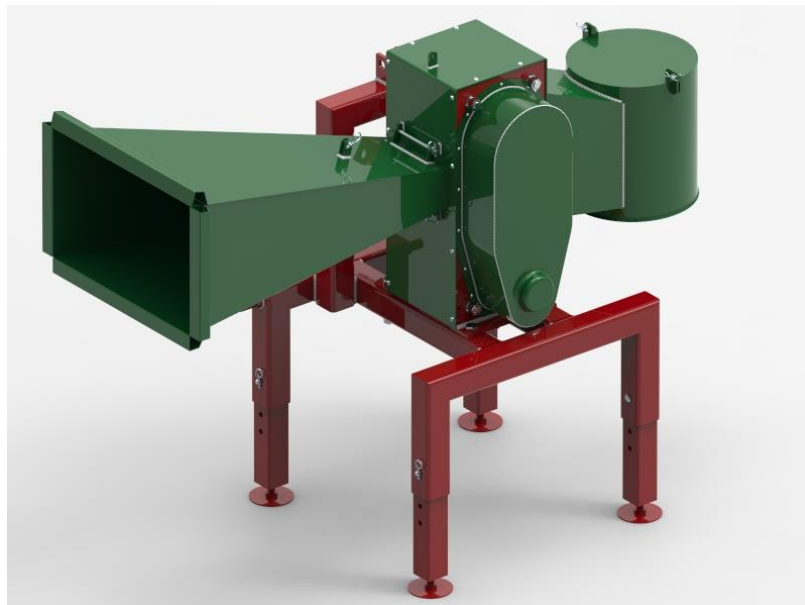
Pero vyhovělo kontrole na otláčení i na střih, může být tedy použito.

3.9. Konstrukční návrh špalíkovače

Špalíkovač byl navržen co nejjednodušeji, z důvodu levné výroby a zároveň co nejnižší výrobní ceny celého stroje. Rovněž byl kladen důraz na použití normalizovaných součástí. Na vyráběné součásti byly použity běžně dostupné polotovary. Na Obr. 28 a Obr. 29 je znázorněn návrh celého stroje na základě vypočtených a zvolených parametrů. Špalíkovač se skládá z rámu, mechanismu a plechových krytů.



Obr. 28.: Špalíkovač – pracovní poloha násypky



Obr. 29.: Špalíkovač – pracovní poloha násypky I

Na Obr. 30 je znázorněno, jak lze přestavět násypku do přepravní polohy pro lepší a pohodlnější manipulaci při přemísťování stroje.



Obr. 30.: Špalíkovač – přepravní poloha násypky

3.9.1. Rám

Z důvodu pohonu špalíkovače vývodovou hřídelí traktoru a vcelku malých rozměrů mechanismu včetně plechových krytů, byla pro rám zvolena svařovaná konstrukce, která je nesená pomocí tříbodového závěsného systému. Traktor Zetor FORTERRA CL 120 disponuje v základní výbavě tříbodovým závěsným systémem kategorie II. Na parametry této kategorie byl rám zkonstruován. [13]

Svařený rám na Obr. 31 je tvořen z bezešvé čtyřhranné trubky tvářené za tepla s rozměry 80x80x5 dle normy ČSN 42 5720 [22]. Rám je doplněn plechy o tloušťce 8 mm, které plní funkci výztuh. Plechy o tloušťce 10 mm tvoří jeden bod tříbodového závěsného systému.



Obr. 31.: Rám I. pohled

Dále rám obsahuje nohy, které se dají seřídit a zajistit pomocí vyvrtaných děr a čepů 14x90x84 ČSN 02 2109.05. K přesnějšímu a stabilnějšímu ustavení slouží patky zašroubované do noh a zajištěné pomocí nízké matice M20x2,5 ČSN 02 1403.25. Lépe je seřizování zřejmě z Obr. 32. Na Obr. 33 lze vidět pole čtyř děr sloužící k připevnění celého mechanismu k rámu. [16]



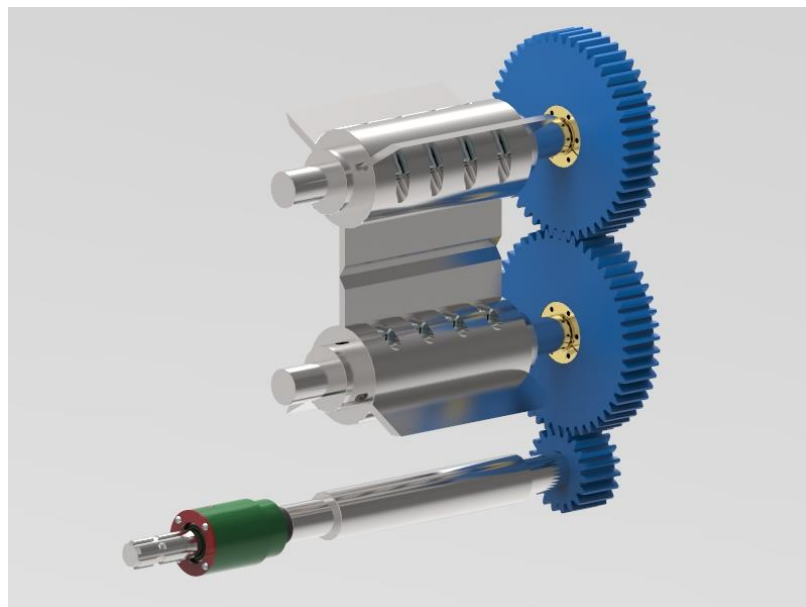
Obr. 32.: Rám II. pohled



Obr. 33.: Rám III. pohled

3.9.2. Mechanismus

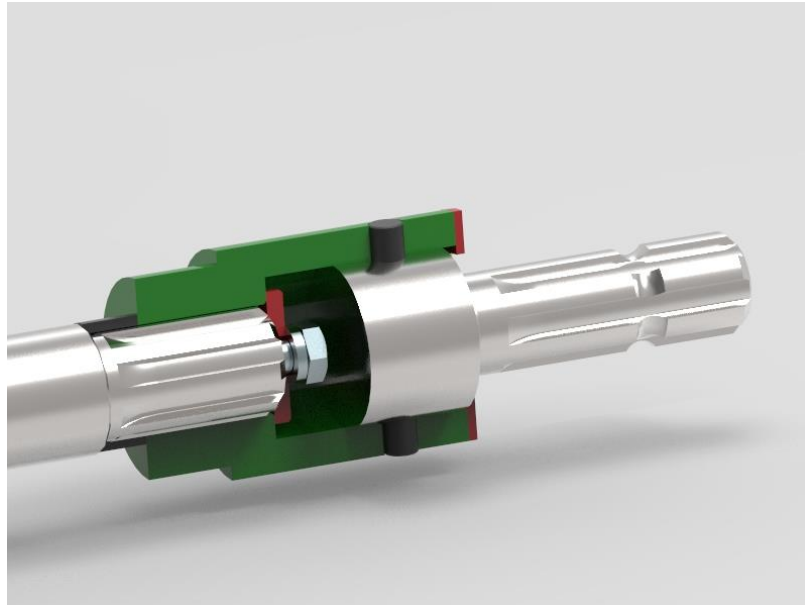
Mechanismus se skládá z hřídele I., II., III., pojistné spojky, ozubených kol a součástí, díky kterým jsou smontovány. Hřídel I. je vstupní hřídel, pomocí níž a ozubeného soukolí se přenáší kroutící moment dodávaný vývodovou hřídelí dále do mechanismu. Hřídel II. a III. slouží k dělení dřeva pomocí břitů, které jsou na ně připevněny. Hřídele s ozubenými koly jsou zobrazeny na Obr. 34.



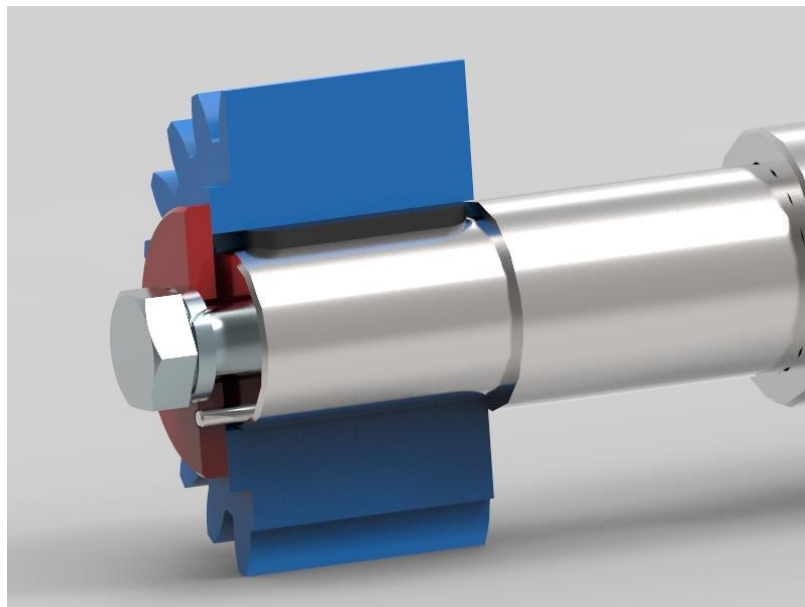
Obr. 34.: Hřídele s ozubenými koly

Hřídel I.

Na hřídel I. je pomocí pojistné spojky s příčným kolíkem a drážkování ISO 14 – 8x32x38 přiváděn kroutící moment. Pojistná spojka a spojení spojky s hřídelí, které je zajištěno pojistnou deskou je vidět na Obr. 35. Na Obr. 36 je zobrazeno spojení pastorku s hřídelí I. pomocí těsného pera 12e7x8x50 dle ČSN 02 2562. [16]



Obr. 35.: Pojistná spojka

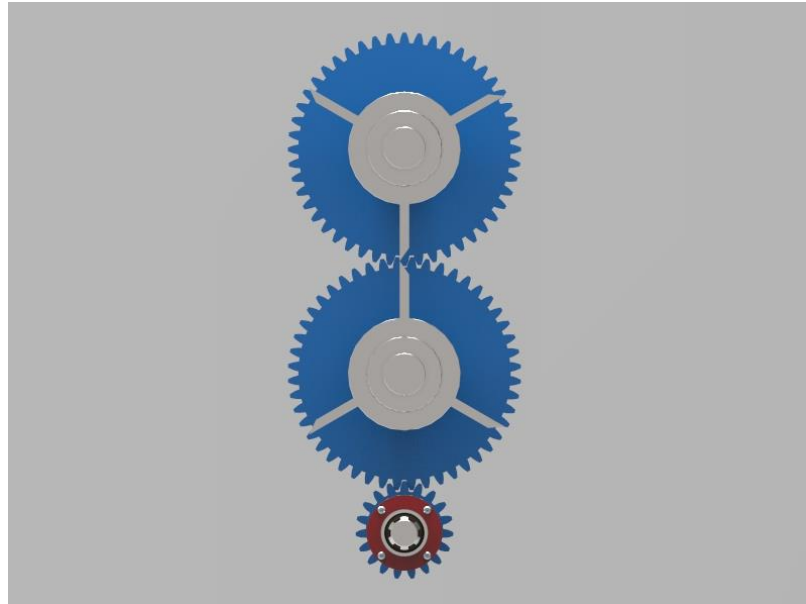


Obr. 36.: Spojení pastorku s hřídelí I.

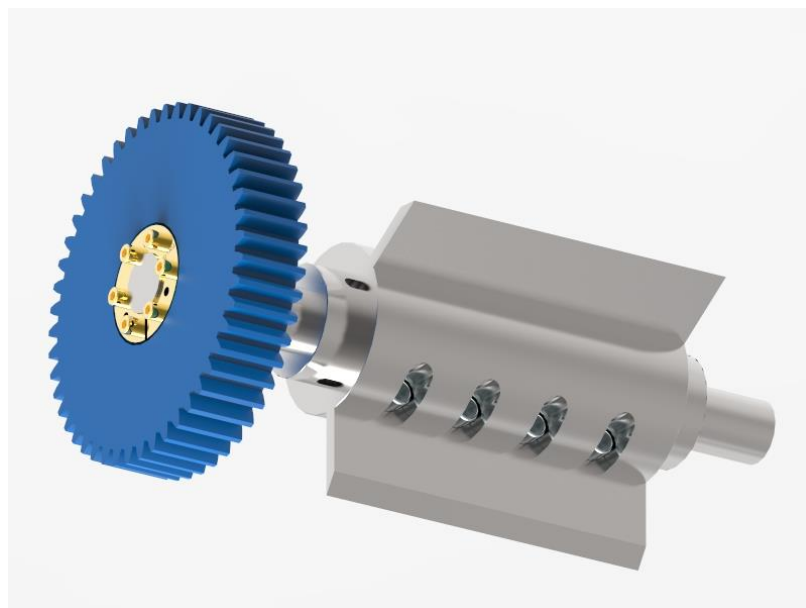
Hřídel II. a III.

Hřídel II. a III. využívají stejnou tvarovou hřídel i svěrné pouzdro na přenášení kroutícího momentu z ozubených kol na hřídele. Jediný rozdíl mezi hřídelí II. a III. je

v obráceném připevnění břitů, aby ostří břitů bylo funkční, jak je patrné z Obr. 37. Připevnění břitů na hřídel pomocí šroubů a použité samostředící svěrné pouzdro TLK 131 42x75 je vidět na Obr. 38. [23]



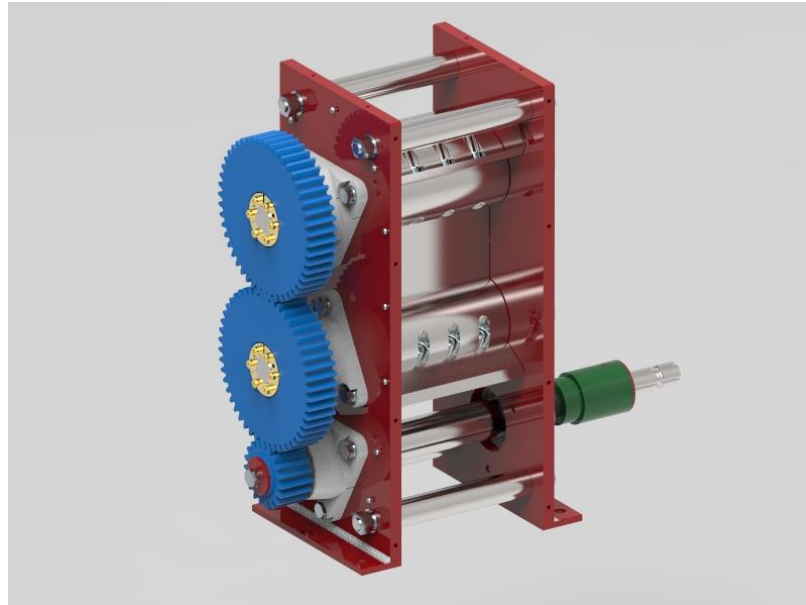
Obr. 37.: Pohled na břity



Obr. 38.: Hřídel II

Mechanismus

Sestavený mechanismus je zobrazen na Obr. 39. Na obrázku je patrné, že hřídele jsou pomocí přírubových ložiskových jednotek se soudečkovými ložisky (FYNT 45 F [20]) připevněny k ocelovým deskám. Desky jsou k sobě staženy pomocí matic na ocelových tyčích.



Obr. 39.: Sestavený mechanismus

Plechový kryt je zde z důvodu bezpečnosti a také kvůli zamezení vstupu cizích těles mezi ozubená kola, což by mohlo zapříčinit poškození ozubení. Celý mechanismus spolu s plechovým krytem ozubených kol je zobrazen na Obr. 40.

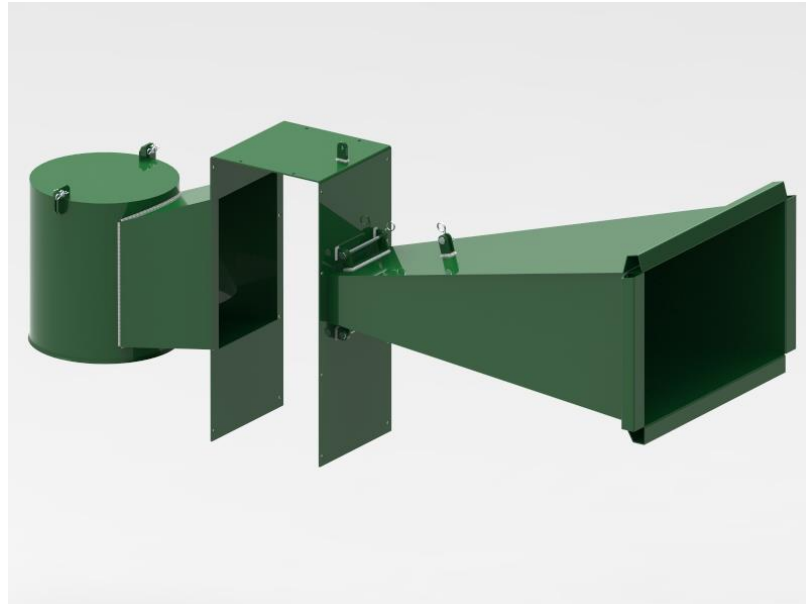


Obr. 40.: Mechanismus s plechovým krytem ozubených kol

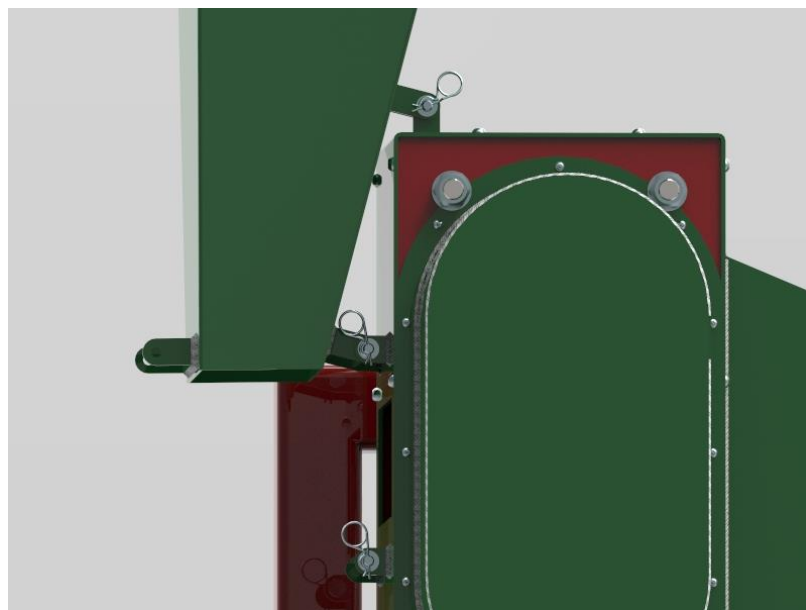
3.9.3. Plechové kryty

Plechové kryty zobrazeny na Obr. 41 jsou zde kvůli bezpečnosti a také zajištění požadovaného vstupu a výstupu dřeva z mechanismu. Základ tvoří plechový kryt mechanismu, ke kterému je navařena výsypka kruhového tvaru. Výsypka je takto tvarována proto, aby bylo možné na její výstup připevnit rašlový pytel, který zachycuje zpracované

dřevo, čímž se usnadní manipulace. Násypka je ke krytu mechanismu připevněna pomocí čepů se závlačkami proto, aby jí bylo možné jednoduše přestavit do přepravní polohy viz Obr. 42.



Obr. 41.: Plechové kryty



Obr. 42.: Zajištění násypky v přepravní poloze

4. Závěr

V úvodu bakalářské práce je shrnuto k čemu slouží špalíkovač i popis jeho funkce. Teoretická část práce uvádí různé typy špalíkovačů, které jsou aktuálně dostupné na trhu. Jsou rozděleny podle dělicího mechanismu, typu pohonu a konstrukce. Dále byly v praktické části bakalářské práce provedeny potřebné návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů. Pomocí vypočtených a zvolených hodnot byl zhotoven model a výkres špalíkovače v programu Solid Edge ST10.

Seznam použité literatury

- [1] Špalíkovače. *Bystroň - Integrace s. r. o.* [Online] 2017. [Citace: 30. Červen 2018.] <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/7/spalikovace/100/za-traktor/vyrobek/26/pirana-longa-s-foukanim/>.
- [2] ROJEK DH 10 Tp drtič dřevní hmoty. *AZ TECHNIKA*. [Online] [Citace: 5. Červenec 2018.] <https://www.aztechnika.cz/rojek-dh-10-tp-drtic-drevni-hmoty-spalikovac-za-traktor-doprava-zdarma-21109.html#description>.
- [3] PROFISTROJE.CZ. *ŠTĚPKOVAČ URBAN TR110*. [Online] [Citace: 4. Července 2018.] http://www.profistroje.cz/stepkovac-urban-tr110_1587.html.
- [4] AZ TECHNIKA. *ROJEK DH 10 S drtič dřevní hmoty*. [Online] [Citace: 5. Červenec 2018.] <https://www.aztechnika.cz/rojek-dh-10-s-drtic-drevni-hmoty-spalikovac-doprava-zdarma-21108.html>.
- [5] URBAN KOVO S. R. O. *URBAN TR110 S DVOJITÝM PYTLOVAČEM*. [Online] [Citace: 5. Červenec 2018.] <http://www.stepkovac.com/urban-tr110-s-dvojitym-pytlovacem-83138.html#description>.
- [6] BYSTROŇ - INTEGRACE S. R. O. *PIRBA LONGA 11KW*. [Online] [Citace: 4. Červenec 2018.] <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/7/spalikovace/106/s-elektrommotorem/vyrobek/37/pirba-longa-11kw/>.
- [7] BYSTROŇ - INTEGRACE S. R. O. *PIRANA LONGA 14HP*. [Online] [Citace: 5. Červenec 2018.] <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/7/spalikovace/103/se-spalovacim-motorem/vyrobek/30/pirana-longa-14hp/>.
- [8] BYSTROŇ - INTEGRACE S. R. O. *PIRANA LONGA 23,5HP KOLA 410X160*. [Online] [Citace: 5. Červenec 2018.] <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/7/spalikovace/103/se-spalovacim-motorem/vyrobek/34/pirana-longa-235hp-kola-410x160/>.
- [9] BYSTROŇ - INTEGRACE S. R. O. *PIRANA LONGA 23,5HP NA PODVOZKU*. [Online] [Citace: 29. Červen 2018.] <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/7/spalikovace/103/se-spalovacim-motorem/vyrobek/35/pirana-longa-235hp-na-podvozku/>.
- [10] ROJEK. *DH 10 EP - Drtič dřevní hmoty*. [Online] [Citace: 10. Červenec 2018.] <http://www.rojek.cz/rojek.asp?jazyk=cz&Vyrobek=1662001&go=Vyrobek>.
- [11] BYSTROŇ - INTEGRACE S. R. O. *PIRBA LONGA*. [Online] [Citace: 10. Červenec 2018.] <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/7/spalikovace/100/za-traktor/vyrobek/27/pirba-longa/>.
- [12] LUMAG GERMANY. *Špalíkovač Lumag HH 1000*. [Online] [Citace: 10. Červenec 2018.] <http://www.lumag.cz/spalikovac-lumag-hh-1000?tab=description>.
- [13] ZETOR TRACTORS a.s. *Technické parametry Zetor Forterra*. [Online] 15. Červen 2018. [Citace: 10. Červen 2018.] <https://www.zetor.cz/zetor-forterra-technicke-parametry>.

- [14] Kugl, Otmar, a další. *PROJEKT - III. ročník*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [15] Přednášky NNK. *People ČVUT*. [Online] [Citace: 10. Květen 2018.] <http://people.fsv.cvut.cz/~machacek/prednaskyNNK/NNK-11.pdf>.
- [16] Řasa, Jaroslav a Švercl, Josef. *STROJNICKÉ TABULKY 1*. Praha : Scienta, spol. s. r. o., pedagogické nakladatelství, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [17] Bureš, Miroslav. Index of /podklady/casti_fs/podklady. *KST*. [Online] [Citace: 20. Červen 2018.] http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf.
- [18] SEPS. *Konstrukční cvičení*. [Online] [Citace: 20. Květen 2018.] https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/KC/all_N%C3%A1vrh%20%C4%8Deln%C3%AADho%20ozuben%C3%AD.xls.
- [19] strojů, Ú12113 Ústav konstruování a částí. Části a mechanismy strojů I. *SEPS*. [Online] [Citace: 10. Květen 2018.] https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/%C4%8CMS1/05C_U3B_Spojen%C3%AD%20n%C3%A1boj+h%C5%99%C3%ADdel,%20dr%C3%A1%C5%BEkov%C3%A1n%C3%AD-%C5%99e%C5%A1en%C3%AD.pdf.
- [20] Přírubové ložiskové jednotky s ložisky s čárovým stykem, pro metrické hřídele. *SKF*. [Online] Vedení skupiny SKF. [Citace: 28. Červen 2018.] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/metric/flanged/index.html?designation=FYNT%2045%20F&unit=metricUnit>.
- [21] Švec, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha : Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. 978-80-01-04138-3.
- [22] Řasa, Jaroslav a Švercl, Josef. *STROJNICKÉ TABULKY 2*. Praha : NAKLADATELSTVÍ SCIENTIA, spol. s.r.o., 2007. ISBN 978-80-86960-20-3.
- [23] TOLLOK. *TOLLOK Locking Assemblies*. [Online] Designbs. [Citace: 25. Červen 2018.] <http://www.tollok.cz/I04.htm>.

Seznam zkratk a symbolů

Označení	Jednotky	Název
P_{\max}	kW	Výkon na vývodové hřídeli traktoru
n_1	ot/min	Otáčky vývodové hřídele traktoru
M_{k1}	Nm	Dostupný kroutící moment na vstupní hřídeli
z_1	-	Počet zubů pastorku
z_2	-	Počet zubů kolo 1
z_3	-	Počet zubů kolo 2

$i_{1,2}$	-	Převodový poměr prvního soukolí
$i_{2,3}$	-	Převodový poměr druhého soukolí
n_2	ot/min	Otáčky hřídele II.
n_3	ot/min	Otáčky hřídele III.
$\eta_{1,2}$	-	Účinnost čelního ozubení s přímými zuby
$\eta_{2,3}$	-	Účinnost čelního ozubení s přímými zuby
Mk_2	Nm	Dostupný kroutící moment na hřídeli II.
Mk_3	Nm	Dostupný kroutící moment na hřídeli III.
τ_{sd1}	MPa	Nalezené mezní smykové napětí dřeva
τ_{sd2}	MPa	Použité mezní smykové napětí dřeva
D	mm	Roztečný průměr břitů
R	mm	Roztečný poloměr břitů
d_{max}	mm	Maximální průměr zpracovávaného dřeva
r_{max}	mm	Maximální poloměr zpracovávaného dřeva
S	mm ²	Plocha kruhové úseče
α	°	Úhel kruhové úseče
X	mm	Hloubka břitu ve zpracovávaném dřevě
φ	°	Natočení břitu
F	N	Síla potřebná k dělení dřeva
y	mm	Pomocný parametr pro výpočet ramene L
L	mm	Rameno potřebné síly F
Mk_{3P}	Nm	Potřebný kroutící moment na hřídeli III.
Mk_{1P}	Nm	Potřebný kroutící moment na vstupní hřídeli I.
Mk_{2P}	Nm	Potřebný kroutící moment na hřídeli II.
D_{1k}	mm	Průměr náboje pojistné spojky
D_k	mm	Průměr hřídele pojistné spojky
d_k	mm	Průměr kolíku pojistné spojky
τ_{Ds}	MPa	Dovolené napětí ve smyku kolíku spojky
ρ_D	MPa	Dovolený tlak oceli pro součásti spojky
τ_{Dk}	MPa	Dovolené napětí v krutu pro hřídel spojky
ρ_1	MPa	Skutečný tlak v hřídeli spojky
ρ_2	MPa	Skutečný tlak v náboji spojky
τ_s	MPa	Skutečné smykové napětí v kolíku spojky
τ_k	MPa	Skutečné napětí v krutu v hřídeli spojky
J_{HV}	-	Tvrдость v jádře zubu
V_{HV}	-	Tvrдость na boku zubu
σ_{Flimb}	MPa	Mez únavy v ohybu
σ_{Hlimb}	MPa	Mez únavy v dotyku
ψ_m, ψ_d	-	Poměrná šířka ozubeného kola
K_F	-	Součinitel přidavných zatížení

K_A	-	Součinitel vnějších dynamických sil
$K_{F\beta}, K_{H\beta}$	-	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
b_{WF}, b_{WH}	-	Šířka ozubeného kola
m_n	-	Normálový modul
σ_{FP}	MPa	Mezní napětí v ohybu
m'_{n12}	mm	Normálový modul z dovoleného napětí na ohyb
f_p	-	Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
d_1	-	Roztečná ozubeného kola
σ_{HP}	MPa	Mezní napětí v dotyku
f_H	-	Pomocný součinitel pro přímé zuby
d'_1	mm	Vypočtený roztečný průměr pastorku
m''_{n12}	mm	Normálový modul z dovoleného napětí na dotyk
S_{Fmin}	-	Doporučená bezpečnost v ohybu
S_{Hmin}	-	Doporučená bezpečnost v dotyku
S_{F1}	-	Vypočtená bezpečnost v ohybu u pastorku
S_{F2}	-	Vypočtená bezpečnost v ohybu kola 1
S_{H1}	-	Vypočtená bezpečnost na dotyk u pastorku
S_{H2}	-	Vypočtená bezpečnost na dotyk kola 1
τ_{kD}	MPa	Dovolené napětí v krutu vstupní hřídele
d'_H	mm	Minimální průměr vstupní hřídele pod drážkováním
d_H	mm	Zvolený průměr vstupní hřídele pod drážkováním
A'	mm ²	Účinná styková plocha drážkování
D_H	mm	Velký průměr drážkování
l'	mm	Minimální činná délka drážkování
l	mm	Skutečná délka drážkování
p_{Dd}	MPa	Dovolené tlakové napětí na bocích drážkování
p	MPa	Skutečné tlakové napětí na bocích drážkování
$F_{t2,1}$	N	Tečná síla působící od kola 1 na pastorek
d_{w1}	mm	Průměr valivé kružnice pastorku
$F_{r2,1}$	N	Radiální síla působící od kola 1 na pastorek
α_w	°	Valivý úhel záběru
R_{At}	N	Reakce v podpoře A v rovině tečných sil
R_{Bt}	N	Reakce v podpoře B v rovině tečných sil
M_{Bt}	Nm	Moment k podpoře B v rovině tečných sil
l_1	mm	Vzdálenost od kola k podpoře A
l_2	mm	Vzdálenost mezi podporami A a B
R_{Ar}	N	Reakce v podpoře A v rovině radiálních sil
R_{Br}	N	Reakce v podpoře B v rovině radiálních sil
M_{Br}	Nm	Moment k podpoře B v rovině radiálních sil
R_A	N	Celková reakční síla v podpoře A

R_B	N	Celková reakční síla v podpoře B
R_{AC}	N	Celková reakční síla v podpoře A pomocí simulace
R_{BC}	N	Celková reakční síla v podpoře B pomocí simulace
$M_{O_{max}}$	Nm	Maximální ohybový moment na hřídeli
W_o	mm ³	Modul průřezu v ohybu
W_k	mm ³	Modul průřezu v krutu
σ_o	MPa	Napětí v ohybu
T_{k1}	MPa	Napětí v krutu v místě největšího ohybového momentu
σ_{red}	MPa	Napětí redukované
R_e	MPa	Mez kluzu
k	-	Bezpečnost
C	kN	Dynamická únosnost ložiskové jednotky
C_0	kN	Statická únosnost ložiskové jednotky
L_h	hod	Požadovaná trvanlivost ložiskové jednotky
p_d	MPa	Dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj
l_a	mm	Délka pera pro výpočet
l_p	mm	Skutečná délka pera
b	mm	Šířka pera
p_p	MPa	Skutečný tlak při kontrole pera na otlacení
T_{sp}	MPa	Skutečné napětí při kontrole pera na stříh
h	mm	Výška pera
d_{h1}	mm	Průměr hřídele v místě největšího ohybového momentu
d_{h2}	mm	Průměr hřídele v místě těsného pera
T_{sD}	MPa	Dovolené napětí na smyk pro pero

Seznam obrázků

Obr. 1.: Konický šroubový břit [1]	2
Obr. 2.: Špalík oddělen pomocí šroubového břitu [1]	3
Obr. 3.: Rotory s břity [2]	3
Obr. 4.: Špalíky děleny pomocí rotorů s břity [2].....	4
Obr. 5.: Propojení pomocí kardanové hřídele [5]	4
Obr. 6.: Pohon spalovacím motorem [4]	5
Obr. 7.: Pohon elektromotorem [6].....	5
Obr. 8.: Stacionární konstrukce [7]	6
Obr. 9.: Konstrukce s vlastním podvozkem [8]	6
Obr. 10.: Stroj na podvozku [9]	7
Obr. 11.: Nesený stroj [5].....	7
Obr. 12.: DH 10 EP – Drtič dřevní hmoty [10]	8
Obr. 13.: PIRBA LONGA [11].....	9
Obr. 14.: Špalíkovač Lumag HH 1000 [12]	10
Obr. 15.: Skica mechanismu.....	12

Obr. 16.: Kruhová úseč špalíku	14
Obr. 17.: Schéma rotorů s břity s vyznačenými parametry	15
Obr. 18.: Velikost potřebné síly F v závislosti na X	17
Obr. 19.: Velikost potřebného kroutícího momentu M_{k3P} v závislosti na X	17
Obr. 20.: Velikost potřebného kroutícího momentu M_{k3P} v závislosti na φ	17
Obr. 21.: Příčný kolík pro spojení hřídele s nábojem (zatížený kroutícím momentem).....	18
Obr. 22.: Umístění pojistné spojky.....	18
Obr. 23.: Uvolnění v rovině tečných sil	24
Obr. 24.: Uvolnění v rovině radiálních sil.....	25
Obr. 25.: Hřídel I.....	26
Obr. 26.: Průběh zatížení	26
Obr. 27.: Průběh ohybového momentu.....	26
Obr. 28.: Špalíkovač – pracovní poloha násypky	29
Obr. 29.: Špalíkovač – pracovní poloha násypky I	29
Obr. 30.: Špalíkovač – přepravní poloha násypky.....	30
Obr. 31.: Rám I. pohled	31
Obr. 32.: Rám II. pohled	31
Obr. 33.: Rám III. pohled	32
Obr. 34.: Hřídele s ozubenými koly.....	32
Obr. 35.: Pojistná spojka	33
Obr. 36.: Spojení pastorku s hřídelí I.....	33
Obr. 37.: Pohled na břity	34
Obr. 38.: Hřídel II.....	34
Obr. 39.: Sestavený mechanismus.....	35
Obr. 40.: Mechanismus s plechovým krytem ozubených kol	35
Obr. 41.: Plechové kryty.....	36
Obr. 42.: Zajištění násypky v přepravní poloze.....	36

Seznam tabulek

Tab. 1.: Technické parametry DH 10 EP [10]	8
Tab. 2.: Technické parametry PIRBA LONGA [11].....	9
Tab. 3.: Technické parametry Špalíkovač Lumag HH 1000 [12].....	10
Tab. 4.: Parametry vývodové hřídele [13]	11
Tab. 5.: Základní rozměry a smykové napětí	13
Tab. 6.: Síla potřebná k přestřižení F	16
Tab. 7.: Kroutící moment potřebný k přestřižení M_{k3P}	16
Tab. 8.: Dovolené napětí materiálů [16]	19
Tab. 9.: Výsledky kontrolního výpočtu ozubení.....	22

Seznam příloh

Příloha 1.: Výkres- ŠPALÍKOVAČ – 00-2018-BP-0

Příloha 2.: Kusovník- ŠPALÍKOVAČ – 00-2018-BP-K