



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh a výroba sekačky dřevního odpadu

**Design and Manufacturing of Cutter
for Tree Branches and Lumber Waste**

Diplomová práce

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D.

Bc. Martin Štěpka

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh a výroba sekačky dřevního odpadu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu literatury.

V Praze 19. června 2015

Bc. Martin Štěpka

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za vedení diplomové práce, konzultace a cenné připomínky k návrhu sekačky dřevního odpadu. Dále děkuji své rodině, která mi poskytla svou podporu během studia na vysoké škole.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Martin ŠTĚPKA
Název BP:	Návrh a výroba sekačky dřevního odpadu
Anglický název:	Design and Manufacturing of Cutter for Tree Branches and Lumber Waste
Rok:	2015
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. František Lopot, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 113 počet obrázků 80 počet tabulek 3 počet příloh 10
Klíčová slova:	dřevní odpad, štěpkovač, špalíky
Keywords:	wood waste, woodchipper, chunks of wood

Anotace:

Předložená diplomová práce se zabývá návrhem mobilní sekací jednotky a jejím pohonem pro větve syrového smrku do průměru 90 mm. První kapitola odkrývá dostatečně nevyužitý potenciál lesů a představuje dřevo jako plnohodnotné palivo. Navazující oddíl mapuje dostupná technická řešení sekacích jednotek a trh dřevních sekaček. Na tomto základě byla jako výchozí typ vybrána dvourotorová sekačka s protiběžnými noži. Jejím návrhem se dále zabývá značná část práce.

Abstract:

This thesis describes the design of a mobile cutting unit and its drive for raw spruce branches up to a diameter of 90 mm. The first chapter reveals enough untapped potential of forests and presents wood as a full-fledged fuel. Follow partition maps available technical solutions of chopping units and market of wood chippers. On this basis, the default type is selected twin-rotor chopper with counter-rotating blades. Its design is solved in significant part of the work.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	9
1. Úvod.....	15
2. Cíle práce.....	18
3. Dřevo jako plnohodnotné palivo	19
3.1. Možnost těžby dřeva v nevlastním lese.....	20
3.2. Pravý potenciál lesů	21
4. Teorie dřevní sekačky	24
4.1. Patentovaný mechanismus dřevní sekačky	24
4.2. Jedno-rotorový špalíkovač s opěrnou deskou	25
4.3. Dvou-rotorový špalíkovač s protiběžnými noži	26
4.4. Síly na sekacím ústrojí špalíkovače	27
4.5. Vliv osově vzdálenosti hřídelí na příkon stroje.....	29
4.6. Osová vzdálenost a mezera mezi hřídelemi.....	30
5. Trh dvou-rotorových špalíkovačů	32
5.1. Rojek Dřevoobráběcí stroje.....	32
5.1.1. Drtiče dřevní hmoty DH 10 E, DH 10 S.....	32
5.1.2. Drtiče dřevní hmoty DH 10 EP, DH 10 SP	34
5.1.3. Drtič dřevní hmoty DH 10 TP	35
5.2. Šálek Agroservis Prostějov.....	36
5.2.1. Dělič dřevního odpadu Bobr 75 T	36
5.2.2. Dělič dřevního odpadu Bobr 75 Transport	37
5.3. Urban Kovo	38
5.3.1. Štěpkovače s vlastním motorem.....	39
5.3.1.1. Stacionární stroje – EM 70, SM 70.....	39
5.3.1.2. Stroje na mobilním podvozku, Spal. Motor – SMV 70, SMH 70	40
5.3.2. Štěpkovače za traktor.....	40

5.3.2.1. TR 70, TR 75.....	40
5.3.2.2. TR 110	42
5.4. Vyhodnocení vyráběných modelů	42
6. Vlastní návrh dřevo-sekacího stroje	43
6.1. Koncepce	43
6.1.1. Terra - Vari systém	43
6.1.2. Tok materiálu strojem	44
6.1.3. Návrhová skica koncepce dřevní sekačky	44
6.2. Návrh rozměrů sekacího ústrojí.....	45
6.3. Pohon.....	46
6.3.1. Otáčky motoru	46
6.3.2. Otáčky nožových hřídelí.....	47
6.3.3. Celkový převod pohonu	47
6.3.4. Dílčí převody pohonu.....	47
6.3.5. Návrh spalovacího motoru.....	49
6.3.5.1. Příkon pro nožovou jednotku.....	49
6.3.5.2. Příkon pro pásový dopravník s kluznou deskou.....	52
6.3.5.3. Volba spalovacího motoru.....	57
6.3.6. Pracovní momenty v částech stroje.....	59
6.3.7. Návrh řemenového převodu motor / předloha	61
6.3.7.1. Osová vzdálenost převodu.....	61
6.3.7.2. Délka řemenu	62
6.3.7.3. Počet řemenů	62
6.3.8. Napínání řemenů	63
6.3.8.1. Pevná napínací kladka.....	63
6.3.8.2. Výkyvná napínací kladka.....	64
6.3.8.3. Posuvná deska motoru.....	65

6.4.	Řemenice jako setrvačnick	65
6.4.1.	Brzdná rampa	66
6.4.2.	Celkové zatížení stroje	67
6.4.2.1.	Parametry řemenice – setrvačnicku	67
6.4.2.2.	Krouticí moment od setrvačnicku	67
6.4.2.3.	Celkový moment	67
6.4.2.4.	Rozběh stroje	68
6.5.	Návrh špalíkovací hlavy	69
6.5.1.	Čelní ozubená kola	69
6.5.2.	Hřídele	72
6.5.2.1.	Spodní nožová hřídel	72
6.5.2.2.	Horní nožová hřídel	76
6.5.2.3.	Předlohová hřídel	77
6.5.3.	Sekací nože	81
6.5.3.1.	Návrh rozměrů nože	82
6.5.3.2.	Kontrola nože – analytický výpočet	83
6.5.3.3.	Kontrola nože – počítačová simulace pomocí MKP	84
6.5.3.4.	Srovnání analytického výpočtu a počítačové simulace	85
6.5.4.	Ložiska na hřídelích	86
6.5.4.1.	Uložení hřídelí do ložisek	87
6.5.5.	Stojiny	88
6.5.6.	Upevnění ozubených kol	89
6.5.7.	Kontrola pera	90
6.6.	Návrh mobilního podvozku	91
6.6.1.	Kola	91
6.6.2.	Nosný rám	92
6.7.	Návrh násypky	93

6.8. Návrh konstrukce pásového dopravníku	94
6.8.1. Návrh průměru hnací hřídele	94
6.9. Návrh pytlovacího zařízení	96
7. Rozpočet nákladů.....	97
8. Závěrné vyhodnocení práce.....	99

Seznam zkratk a symbolů

Značka	Název	Jednotky
F	tečná síla na břitu nože	[N]
$M_{hř}$	moment na nožové hřídeli	[Nm]
r	poloměr roztečné kružnice kola, dráhy břitu nože	[mm]
α	úhel natočení nože od horizontální roviny	[°]
F_s	štípací silová složka	[N]
F_v	vtahovací silová složka	[N]
$F_{střih}$	střihová síla	[N]
σ_P	mez pevnosti v tlaku větve smrku pro příčný směr	[MPa]
A	osová vzdálenost nožových hřídelí	[mm]
d_{min}	minimální průměr hřídele	[mm]
d_{max}	maximální průměr hřídele	[mm]
X	mezera mezi kulatými hřídeli	[mm]
d_{rozt}	průměr roztečné kružnice ozubeného kola	[mm]
M	modul ozubeného kola	[mm]
Z	počet zubů ozubeného kola	[mm]
I_{celk}	celkový převod pohonu stroje	[1]
n_{mot}	otáčky motoru	[ot/min]
$n_{nožů}$	otáčky nožových hřídelí	[ot/min]
I_s	moment setrvačnosti velké řemenice	[kg*m ²]
E_K	kinetická energie setrvačnicku	[J]
ω	úhlová rychlost	[rad/s]
f	frekvence otáčení	[Hz]
I_{OK}	převod soukolí kolo - pastorek	[1]
$I_{řem}$	převod řemenového převodu motor - předloha	[1]
L_{hi}	příčná délka průřezu větve v hladinách i	[mm]
$b_{bř}$	šířka otupeného břitu nože	[mm]
S_p	plocha dotyku břitu nože a větve	[mm ²]
L_{dopr}	délka dopravníku	[mm]
ε	úhel sklonu dopravníku	[°]
H_{dopr}	převýšení dopravníku	[mm]
\check{S}_z	pracovní šířka žlabu dopravníku	[mm]

H_b	výška bočnic dopravníku	[mm]
H_u	výška unašečů na pásu	[mm]
B_p	šířka pásu	[mm]
T_p	tloušťka pásu	[mm]
$L_{\dot{s}}$	průměrná délka špalíku	[mm]
$V_{vta\dot{h}}$	rychlost vtahování větve do stroje	[m/s]
$I_{\dot{r}em-dopr}$	převod řemenu pro pohon dopravníku	[1]
n_{dopr}	otáčky hnací hřídele dopravníku	[ot/min]
V_{dopr}	rychlost dopravníku	[m/s]
ω_{db}	úhlová rychlost hřídelí dopravníku	[rad/s]
I_{toku}	poměr toku materiálu do stroje vůči dopravníku	[1]
ρ	hustota smrkového dřeva	[kg/m ³]
$m_{\dot{s}p}$	hmotnost špalíku	[kg]
V_1	objem špalíku	[m ³]
$m_{1,91}$	hmotnost ideálních 1,91 špalíku	[kg]
Q	hmotnostní dopravní výkon dopravníku	[t/h]
O_c	celkové odpory na dopravníku	[N]
O_H	hlavní odpory na dopravníku	[N]
O_V	vedlejší odpory na dopravníku	[N]
O_p	přídavné odpory na dopravníku	[N]
f_1	součinitel tření mezi tkaninou a kluznou deskou	[1]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
q_1	hmotnost 1m dopravního pásu	[kg]
m_{p1}	hmotnost samotného pásu	[kg]
m_{un1}	hmotnost unašečů	[kg]
L_{4u}	délka 4 unašečů	[m]
S_p	měrná plocha pásu na 1m délky	[m ²]
O_p	celkové odpory na dopravníku	[N]
m_p	měrná hmotnost pásu	[kg/m ²]
m_{un1}	měrná hmotnost unašečů	[kg/m]
q_2	hmotnost nákladu na 1m délky pásu	[kg]
m_{cd}	celková hmotnost nákladu na dopravníku	[kg]
O_{V1}	odpor setrvačných sil	[N]



O_{v2}	odpor tření dopravované hmoty o žlab v urychl. oblasti	[N]
O_{v3}	odpor ložisek bubnů	[N]
O_{v4}	odpor ohybu pásu na bubnech	[N]
O_{tv}	odpor z překonání výšky	[N]
$O_{dž}$	odpor tření materiálu o žlab	[N]
λ	boční náklon celého stroje	[°]
N_x	normálová síla mezi materiálem a střenou žlabu	[N]
G_m	tíha dopravovaného materiálu	[N]
μ_x	součinitel tření materiálu o žlab	[1]
P_b	příkon na hnacím bubnu dopravníku	[W]
η_{bub}	účinnost přenosu síly z bubnu na pás	[1]
M_{KHB}	krouticí moment na hřídeli hnacího bubnu dopravníku	[Nm]
$\eta_{řem}$	účinnost řemenového převodu	[1]
P_{NHb}	výkon pro dopravník odebíraný ze spodní nožové hř.	[W]
M_{NHb}	moment pro dopravník odebíraný ze spodní n. hř.	[Nm]
ω_{NH}	úhlová rychlost nožové hřídele	[rad/s]
M_{CD}	celkový moment na kole spodní nožové hřídele	[Nm]
η_{OK}	účinnost soukolí	[1]
M_{PAST}	moment na pastorku	[Nm]
M_{MOT}	moment na motoru	[Nm]
n_{max}	maximální otáčky motoru	[ot/min]
P_{min}	minimální výkon motoru	[kW]
P	výkon motoru	[kW]
M_{MOTmax}	maximální moment motoru	[Nm]
$M_{Nhř}$	zbytek momentu určený pro sekací nože	[Nm]
$M_{Dhř}$	moment na dolní nožové hřídeli	[Nm]
$M_{Hhř}$	moment na horní nožové hřídeli	[Nm]
D_2	roztečný průměr velké řemenice na předloze	[mm]
D_1	roztečný průměr malé řemenice na motoru	[mm]
a	osová vzdálenost řemenového převodu pro pohon hlavy	[mm]
β	úhel opásání hnací řemenice	[°]
γ	doplňkový úhel do 90°	[°]
L_p	uzavřená délka řemene pro neutrální vlákna	[mm]

v	obvodová rychlost řemenu	[m/s]
K	počet klínových řemenů v převodu	[1]
C_K	součinitel počtu řemenů v převodu	[1]
N_p	skutečný přenášený výkon jedním řemenem	[kW]
N_0	ideální jmenovitý výkon na jeden řemen	[kW]
C_β	součinitel vlivu opásání	[-]
C_L	součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_P	součinitel vlivu dynamičnosti a pracovního cyklu	[-]
f_s	frekvence sekání	[Hz]
δ_t	čas zastavení velké řemenice	[s]
T_{seku}	čas jednoho seku	[1]
$\omega_{vř}$	úhlová rychlost velké řemenice	[rad/s]
ε_s	úhlové zpomalení setrvačnicku	[rad/s ²]
$d_{vř}$	roztečný průměr velké řemenice	[mm]
$m_{vř}$	hmotnost velké řemenice	[kg]
M_{KS}	kroucí moment od setrvačnicku	[Nm]
M_{PAST_C}	celkový moment na předloze	[Nm]
M_{CD_C}	celkový moment na kole spodní hřídele	[Nm]
$M_{Dhř_C}$	celkový moment na dolní hřídeli	[Nm]
$M_{Hř_C}$	celkový moment na horní hřídeli	[Nm]
$M_{Nhř_C}$	celkový zbytek momentu na kole spodní nožové hřídele	[Nm]
\check{s}_{st}	pracovní šířka mezi stojinami	[mm]
a_{nh}	osová vzdálenost nožových hřídelí	[mm]
m_n	normální modul ozubeného kola	[mm]
f_p	konstanta pro kalená kola	[1]
K_F	součinitel zátěže kol	[1]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[1]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[1]
$b_{WF/mm}$	poměrná šířka kola	[1]
Z_1	počet zubů na pastorku	[1]
σ_{FP}	upravená mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Flimb}	bázová mez únavy v ohybu	[MPa]
a_{nhp}	osová vzdálenost mezi kolem a pastorkem	[mm]

d_{rp}	roztečný průměr pastorku	[mm]
S_F	součinitel bezpečnosti pro ohyb zubů v patě	[1]
S_H	součinitel bezpečnosti pro dotyk zubů	[1]
S_{Fmin}	doporučený součinitel bezpečnosti pro ohyb zubů v patě	[1]
S_{Hmin}	doporučený součinitel bezpečnosti pro dotyk zubů	[1]
Re	mez kluzu materiálu	[MPa]
T_D	dovolené napětí v krutu	[MPa]
F_{rdX}	s. složka od šikmého řemenového převodu k dopravníku	[N]
F_{rdY}	s. složka od šikmého řemenového převodu k dopravníku	[N]
F_{rkX}	silová složka od zatížení ozubeného kola	[N]
F_{rkY}	silová složka od zatížení ozubeného kola	[N]
R_{AX}	složka silové reakce v podpoře A	[N]
R_{BX}	složka silové reakce v podpoře B	[N]
R_{AY}	složka silové reakce v podpoře A	[N]
R_{BY}	složka silové reakce v podpoře B	[N]
M_{ox}	složka ohybového momentu	[Nm]
M_{oy}	složka ohybového momentu	[Nm]
M_{OC}	celkový ohybový moment	[Nm]
W_{Oh}	průřezový modul v ohybu pro kruhovou hřídel	[mm ³]
σ_O	ohybové napětí	[MPa]
W_K	modul průřezu v krutu	[MPa]
T_K	smykové napětí v krutu	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
ζ	součinitel pro krut – hypotéza H.M.H	[1]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
$n_{př}$	maximální otáčky předlohy	[ot/min]
$D_{min_př}$	minimální průměr předlohy	[mm]
$g_{vřY}$	tíha velké řemenice	[N]
$d_{lož_př}$	průměr předlohové hřídele pod ložisky	[mm]
$d_{stř_př}$	průměr předlohové hřídele mezi stojinami	[mm]
$F_{řmX}$	s. složka od šikmého řemenového převodu k motoru	[N]
$F_{řmY}$	s. složka od šikmého řemenového převodu k motoru	[N]
$F_{řg}$	součet složek sil ve směru y	[N]

F_{rpX}	silová složka od zatížení pastorku	[N]
F_{rpY}	silová složka od zatížení pastorku	[N]
R_{CX}	složka silové reakce v podpoře C	[N]
R_{DX}	složka silové reakce v podpoře D	[N]
R_{CY}	složka silové reakce v podpoře C	[N]
R_{DY}	složka silové reakce v podpoře D	[N]
$l_{nože}$	délka sekacího nože	[mm]
$h_{nože}$	výška sekacího nože	[mm]
l_{sek}	volná délka nože mimo hřídel	[mm]
$\check{s}_{nože}$	šířka sekacího nože	[mm]
$L_{bš}$	míra od břitu nože k osám připevňovacích šroubů	[mm]
F_{pn}	síla na břitu nože ve stavu přetížení stroje	[N]
L_{mo}	délka od břitu nože k obrysu šroubové hlavy	[mm]
M_{on}	ohybový moment v kontrolované oblasti nože	[Nm]
W_{on}	průřezový modul v ohybu pro obdélníkový nůž	[mm ³]
σ_{on}	ohybové napětí v noži dle analytického výpočtu	[MPa]
K_{on}	ohybová bezpečnost nože vůči mezi kluzu	[mm]
$Re_{19\ 663}$	mez kluzu oceli 19 663	[MPa]
σ_{oa}	ohybové napětí v noži podle MKP simulace	[MPa]
R_A	výsledná silová reakce v podpoře A	[N]
R_B	výsledná silová reakce v podpoře B	[N]
R_C	výsledná silová reakce v podpoře C	[N]
R_D	výsledná silová reakce v podpoře D	[N]
V_m	montážní vůle mezi ložiskem a víčkem	[mm]
b_p	šířka pera	[mm]
h_p	výška pera	[mm]
l_{ap}	aktivní délka pera	[mm]
F_{pero}	síla působící na pero	[N]
p	tlak na bok pera	[MPa]
p_{dp}	dovolený tlak pro otláčení pera	[MPa]
τ	napětí ve stříhu	[MPa]
τ_{ds}	dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
d_{hd}	průměr hnací hřídele dopravníku	[mm]

1. Úvod

Na prahu třetího tisíciletí roste závislost domácností na dodavatelích potravin, a energií. Tento stav ve městech je pochopitelný. Člověk, dostane-li hlad, zajde do obchodu a zakoupí potravinu. Je-li v bytě chladno, stiskne tlačítko a teplá voda rázem zaplní radiátory. S postupným rozvojem technologií a služeb se i lidské pohodlí rozšiřuje na vesnice. A tak lidí, kteří si pěstují vlastní plody na zahradách, chovají drobné hospodářské zvířectvo, je menšina.

Takový je dnes hlavní trend. Co nemám, to koupím. Ovšem nutnou podmínkou je mít peníze. Část lidí dostatek peněz má a část lidí si dovolí nakupovat a žít na dluh. Snad jen pro to, že touží po věcech, které doopravdy ani k životu nepotřebují nebo chtějí udělat dojem na své okolí.

Vlastní malé hospodářství není jen o šetření financí. Ale především o bio-kvalitě vypěstovaného produktu, která převyšuje kvalitu zboží z řetězců. Každý člověk má možnost volby a záleží jen na něm, čemu dá přednost.

Vedle výdajů na potraviny tvoří velkou skupinu výdaje za energie. Rodinné domy jsou vytápěny plynem, elektřinou, tepelným čerpadlem nebo kotlem na tuhá paliva.

Naše rodina dříve topila hnědým uhlím. S plynifikací obce jsme přešli na vytápění plynem. Plyn přináší pohodlí, ale za rok není problém protopit i 40 000 Kč. Proto jsme se časem znovu rozhodli pro připojení kotle na tuhá paliva. Jen namísto hnědého uhlí jsme k topení začali využívat dřevěný odpad z nedaleké paletárny.

Staré palety a odřezky z prken se staly naším novým palivem. Kromě toho jsme začali zpracovávat dřevo z lesa a ze sběrného dvora. Lidé vozí na sběrný dvůr odpad ze svých zahrad – listí, trávu, ale i silné větve ze stromů, pro které nemají další využití. A tak se zde nachází dřevní hmota – palivo zadarmo. Jen ho zvednout.

Pro zpracování dřeva běžně používáme motorovou pilu, sekeru, hydraulickou štípačku a cirkulárku. Ne nadarmo se říká, že u dřeva se člověk ohřeje hned dvakrát. Poprvé při jeho přípravě a podruhé při jeho pálení.

Jednoho zimního dne jsem na internetu shlédl zlomové video, ve kterém Poláci strkají větve stromů do sekacího stroje a z něj padají dřevěné špalíky. Ve srovnání s našimi klasickými způsoby zpracování dřeva do průměru 100 mm, byla jejich efektivita mnohonásobně vyšší než naše. Zkrátka to byla radost štípat dříví.



obr.1.: Polský sekací stroj dřevěné kulatiny do průměru 10 cm, (převzato z [1])

Dřevěné špalíky o maximálním průměru 100 mm dosahují průměrné délky okolo 150 mm. V dřevozpracovatelském průmyslu je možné se setkat i se synonymem ke špalíkům. Často se zde používá termín tzv. “dlouhá štěpka“. Tato nasekaná dřevní hmota je přímo určena jako palivo v kotlích.

Sekací stroje na výrobu dlouhé štěpky se podle výsledného produktu jmenují špalíkovače – štěpkovače. Někteří výrobci také používají výraz drtič dřevní hmoty.

Dřevní sekačky jsou vyráběny v různých koncepcích. Volba jejich pohonu se odvíjí od úmyslu použití.

Pro aplikace v provozech a při přípravě dřeva v domácích kotelnách, tedy v místech s přípojkou elektrické energie, se jako pohon sekačky běžně používá asynchronní elektromotor.

Pro práci v lese, nebo při prořezu struh okolo cest, se nabízí volba pohonné jednotky, která dovolí mobilitu zařízení. Plynulou dodávku energie zde zajišťuje spalovací motor.

Velmi oblíbená koncepce je nesená sekačka za traktor. Sekačka se zavěsí do zadního tříbodového závěsu a přes kardan se z traktoru přivádí potřebný příkon.

Pro zájemce, kteří nevlastní traktor, existuje verze stroje s benzinovým nebo dieselovým spalovacím motorem. Sekačka i pohon jsou umístěny na mobilním podvozku.

Varianta nosného rámu špalíkovače s přidavnými gumovými kolečky je určena pro práci na zahradě a v nedalekém okolí domu.

Pro výjezd na mez nebo do lesa se nejvíce hodí verze s vlastním podvozkem. Podvozek je uložen na bantamových kolech, která jsou nafoukaná vzduchem. Stroj na podvozku je možno přes kulový závěs připojit za automobil nebo za jiný tažný prostředek – např. čtyřkolku, teru.

2. Cíle práce

Cílem práce je, na základě provedené rešerše konstrukčních řešení sekaček dřevního odpadu, navrhnout mobilní sekací jednotku a její pohon pro větve syrového smrku do průměru 90mm.

Základní požadavky na konstrukční řešení a jednotlivé dílčí úlohy práce, související s předložením kompletního návrhu, jsou definovány v následujících bodech:

1. Možnost připojení zařízení do jízdní soupravy za Vari systém s vlečkou
2. Zařízení bude vybaveno bezpečnostní násypkou pro vkládání větví.
3. Výstup z nožové hlavy musí být konstrukčně uzpůsoben tak, aby byla umožněna vzájemná záměna dvojitého pytlovače a pásového dopravníku.
4. Pásový dopravník, bude přepravovat nasekané špalíky přímo do vlečky, kde se bude dřevní hmota hromadit.
5. Návrhové a kontrolní výpočty konstrukčních uzlů
6. 3D model řešení
7. Výkres sestavy
8. Výroba prototypu špalíkovací hlavy

3. Dřevo jako plnohodnotné palivo

Současná cena paliv je pro mnoho lidí neúnosně vysoká. Ne každý si může dovolit, nebo prostě jen nechce, vydat desítky tisíc korun každou zimu za vytápění svého domu. Pro tyto lidi je tu cenná informace o tom, jak využít dřevní odpad, který je v lesích částečně zadarmo a volně k rozebrání.

Dřevo je významný produkt lesa, strategická obnovitelná surovina, která je snadno dostupná. Koloběh výsadby a sklizně dřeva většinou probíhá v desítkách let.

Dřevní hmotu lze podle původu rozdělit na dva základní druhy.

- a) dřevo jehličnatých dřevin
- b) dřevo listnatých dřevin

Dřevo se primárně využívá jako stavební materiál. Buď v kulatém stavu, nebo nařezané fošny. Další využití je ve výrobě nástrojů, lodí, nábytku, papíru a také jako biopalivo.

Největším správcem státních lesů v České republice je podnik Lesy ČR. Vedle státních lesů se zde nachází velké množství lesů soukromých. Které byly v restitucích navraceny původním vlastníkům. Někteří si lesní plochy ponechali, jiní je přeprodali novým majitelům.



obr.2.: Uložené palivové dřevo, (převzato z [2])

3.1. Možnost těžby dřeva v nevlastním lese

V případě, že člověk nevlastní svůj les, ale v jeho okolí nějaký je, má několik možností, jak z něj získat dřevo na topení. Nejprve je nutno zjistit, zda se jedná o les vlastněný státem nebo se jedná o les soukromý. S tím pomůže náhled do katastru nemovitostí běžně dostupný na internetu, nebo přímo příslušná okresní pobočka katastru.

V případě soukromého lesa je nutné obrátit se na majitele lesa a dohodnout případný odprodej vybraného dřeva. Záleží na majiteli, zda bude s prodejem dřeva souhlasit, nebo ne. Pro případ lesů vlastněných státem je zde několik možností, jak z lesa získat dřevo. Práva a povinnosti návštěvníka státního lesa stanovuje lesní zákon 289/1995 Sb.

Veškerou dřevní hmotu dělíme podle její tloušťky na hroubí a nehroubí. Hroubí je nadzemní dřevní hmota – část stromu, která na slabším konci má tloušťku alespoň 7 cm s kůrou. Za nehroubí, neboli klest, se považuje přirozený opad větví a zbytky dřeva po těžbě, jejichž průměr na silnějším konci větví je menší než 7 cm s kůrou.

Pokud se nehroubí po těžbě neprodá jako biopalivo specializovaným firmám, často se bez užitku na místě spaluje.

Podle platného zákona může občan v lese sbírat suchou na zemi ležící klest. Zákon však zatím nestanovuje maximální množství, které je možné zdarma si z lesa odnést. Na základě zkušeností si lze lesní zákon vysvětlit tak, že samosběr je možný pouze v menším množství a pro soukromé účely.

V případě odběru velkého množství nehroubí po těžbě, je dobré obrátit se na zaměstnance lesní správy. Dohodnout se, co je možné zdarma zpracovat a odvést. A za co je už nutno zaplatit příslušnou finanční částku.

Lesy ČR poskytují za zvýhodněnou cenu možnost tzv. samovýroby dřeva. Občan po dohodě se zaměstnanci Lesů ČR vykácí a zpracuje revírníkem vybrané a označené dřevo.

Zpravidla se jedná o zbytky po těžbě, soušky, polomy nebo porosty do čtyřiceti let věku. Samovýroba probíhá v prořezávkách a probírkách, při kterých je možné těžit jen stromy, jež revírník předem označí barevným sprejem.

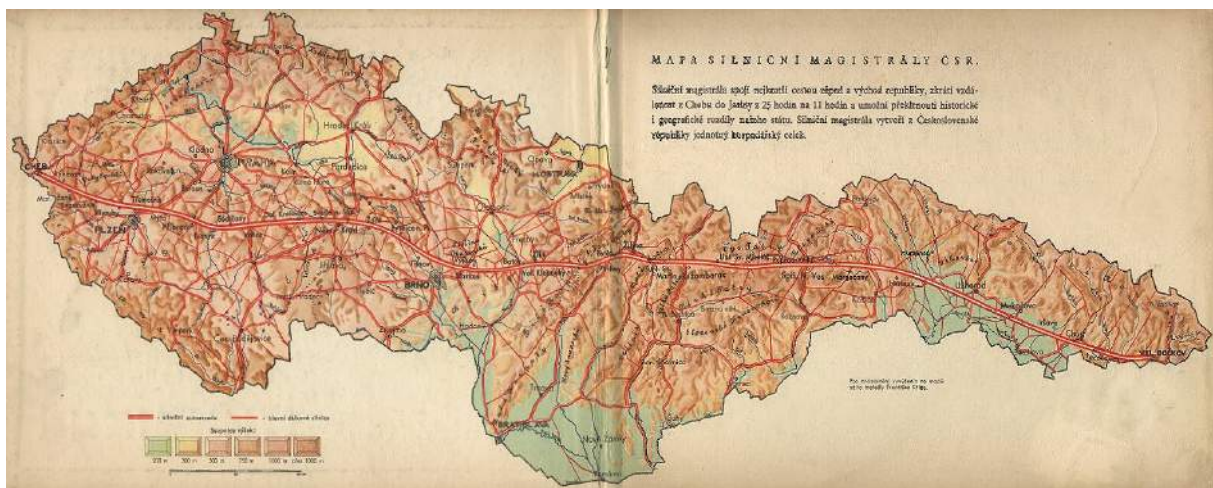
3.2. Pravý potenciál lesů

Území České republiky je ze 33 % pokryto lesy, z toho 60 % jsou státní lesy s možnou řízenou těžbou dřeva. Tato čísla při odpovídajícím hospodaření představují značný ekonomický potenciál, který z velké části stále zůstává nevyužit.

Tato situace představuje problém, který je diskutován prakticky nepřetržitě od vzniku samostatného Československa po rozpadu Rakousko-Uherska. Československo tehdy tvořily čtyři země – Čechy, Morava a Slezsko, Slovensko a Podkarpatská Rus. Transformace společnosti se koncem 20. let projevila značně vysokou nezaměstnaností napříč všemi regiony. Dalším aspektem sociální nevyrovnanosti tehdejšího státu, která by v budoucnu mohla mít na fungování společnosti fatální vliv, byly a jsou značné rozdíly v technické vyspělosti jednotlivých regionů.

Průmyslník Dr.h.c. Jan Antonín Baťa se ve své knize “Budujme stát pro 40 milionů lidí“, vydané ve Zlíně v roce 1938, zamýšlí nad výhledem naší země do budoucna.

Baťa v knize nastínil možné řešení v podobě budování dopravní infrastruktury mezi jednotlivými kouty rozlehlé země.



obr.3.: Mapa Československa doplněná magistrálou, (převzato z [3])

Při pohledu na mapu je vidět, že země jsou od sebe odděleny horami a vyspělost obyvatelstva v jednotlivých koutech značně kolísá. V tehdejší Československu byste našli místa průmyslově velmi vyspělá, kde se vyráběly nejmodernější stroje. Na druhé straně tu byly i kouty, kde se životní úroveň zastavila i před více jak tři sta lety.

Základním prvkem Baťovy vize byla různorodá dopravní síť, která by umožnila přesun strojů a odborných sil k nedobytným surovinám v zaostalých koutech. Transport strojů a surovin měl napomoci k ekonomickému rozkvětu všech propojených oblastí.

"Na jedné straně máme končiny s obrovskými nadbytky přírodních surovin, zatímco se na druhé straně v jiných krajích za stejné suroviny draho platí. A drahocenné látky, které v některých krajích doslova hníjí, není možno dovézt do krajů, v nichž je jich nejvíce zapotřebí, protože jsou po ruce dopravní prostředky pouze zastaralé a nesmyslně drahé.

A moderní stroje, které se v nadbytku rodí v průmyslových krajích, nemohou se dostat do oněch zaostalých a opuštěných končin, protože lidé v nich nemají peněz, aby si je koupili. Peníze těchto krajů hníjí v lesích v podobě milionů krychlových metrů dřeva, pro něž tu není upotřebení a jež pro nedostatek dopravních prostředků nebo drahotu dopravy nelze jinak dopravit.

Peníze těchto krajů spí v zemských vrstvách v podobě obrovského bohatství nejrůznějších nerostů, které tu není možno těžiti a levným moderním způsobem odtud vyvážeti tam, kde jich je třeba." [3]



obr.4.: Dřevo hníje v lesích, (převzato z [3])

Shrnutí důvodů nezaměstnanosti v tehdejší Československu Baťa vyjádřil jednou jasně znějící větou. Kterou nahlas pronesl jako součást proslovu ve spolku Československých inženýrů a architektů v Hradci Králové na veřejné přednášce o budování státu dne 16. března 1938.

"Lidé na Podkarpatsku jsou nezaměstnaní proto, že jim hníje dřevo v lesích a nábytkové továrny v Čechách a na Moravě jsou nezaměstnané proto, že mají drahé dřevo." [3]

Při zpětném ohlédnutí za průmyslníkem Baťou lze konstatovat, že už v jeho době cítil nezanedbatelný potenciál, který se skrývá v lesích, resp. ve využití dřeva.

Ostatně během druhé světové války, kdy většina benzínu a nafty šla na frontu, chyběly pro automobily levné pohonné hmoty. Tehdy byla velká část automobilů přebudována nebo rovnou vyráběna pro pohon na spalování dřevoplynu.

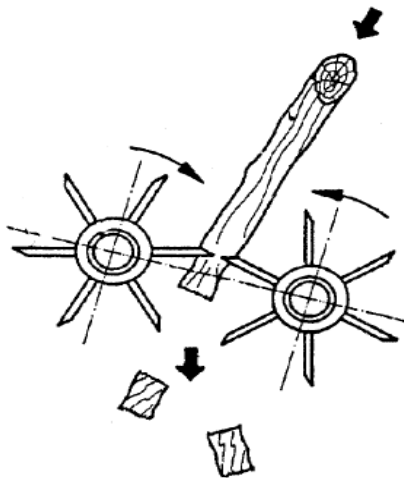
Plně nevyužitý potenciál lesů v dnešní době představuje nehroubí, které se velmi často bez užitku spaluje. Díky špalíkovačům lze bezcenný odpad přeměnit v plnohodnotné palivo, které je rovnocennou alternativou k uhlí, plynu nebo elektřině.

4. Teorie dřevní sekačky

4.1. Patentovaný mechanismus dřevní sekačky

Myšlenkou zpracování dřevěného odpadu pro účely spalování nebo kompostování, podle velikosti výsledného produktu, se zabýval okolo roku 1990 pan František Svoboda z Úsobí na Vysočině. Výsledkem jeho bádání byl patent štěpkovacího ústrojí. Patent z roku 1993 nese označení č. 278245 – Štěpkovač dřevního odpadu.

Princip štěpkování se lišil od všech doposud používaných štěpkovacích metod. Štěpkovací mechanismus je tvořen dvojicí opačně se otáčejících hřídelí. Hřídele jsou opatřeny stejným počtem symetricky rozmístěných nožů pro postupné oddělování štěpků z odpadních větví. Větve jsou postupně vtahovány do prostoru mezi hřídele. Dvojice protiběžných nožů vždy zabírá proti sobě. Ve stejný okamžik se jejich ostří k sobě přiblíží až na vzdálenost menší než 1 mm, tím dojde k utnutí dřevěné klády. Každý z nožů seká právě polovinu průřezu klády.



obr.5.: Patentovaný štěpkovací mechanismus, (převzato z [4])

Od lidí z dřevozpracujícího oboru jsem se doslechl, že stejný princip se již dávno před tím využíval ve sklárnách při sekání skleněných tyček. Jednalo se o sekací stroj. Ovšem tuto informaci se nepodařilo důkazně ověřit.

Každopádně první člověk, který veřejně vyšel ven s nápadem využití tohoto sekacího principu na dřevěném odpadu, byl skutečně František Svoboda z Úsobí.

Tento patent byl krátce po jeho vydání nabídnut firmě Rojek, která se zabývá vývojem a výrobou dřevozpracujících strojů, kotlů již od roku 1921. Délka patentové ochrany v Česku je při placení udržovacích poplatků maximálně 20 let. Díky tomu se v roce 2013 otevřel trh pro nové výrobce špalíkovacích hlav.

4.2. Jedno-rotorový špalíkovač s opěrnou deskou

Vedle dvou-rotorového navíc existuje jedno-rotorový stroj, který seká větev proti opěrné desce. Princip je podobný štěpkovačům produkujícím drobnou štěpku.

Jedno-rotorový špalíkovač je ve srovnání s dvou-rotorovým méně složitý a tudíž i výrobně levnější. Pořizovací cena zařízení je zhruba poloviční. Zatímco dvou-rotorová sekačka zvládne useknout i průměry okolo 80 – 100 mm čerstvého měkkého dřeva, jedno-rotorová je vhodná do maximálního průměru větví 60 mm. Při limitním průměru větve už dochází k podélnému prasknutí špalíku a namísto pěkného špalíku jsou produktem dva “dřevěné půlměsíce“ nebo dřevěná drť. Pro menší průměry spolehlivě produkuje ucelenou polínku.

Aby jedno-rotorový stroj sám dokázal vtahovat větve, je nutné navrhnout a zejména v praxi odladit konstrukci nožové hřídele i polohu opěrné desky.

Nožová hřídel může mít nože vyjímatelné, nebo i navařené přímo na hřídeli. Nejjednodušší konstrukce sekací hlavy, které zároveň stačí nejslabší motor, má nože navařené po obvodu hlazenkové hřídele. Jako ideální se zde osvědčil počet pěti nožů a šikmá opěrná deska vůči směru vtahovaných větví.



obr.6.: Svařenec nožové hřídele
(převzato z [9])



obr.7.: Princip jedno-rotorového stroje

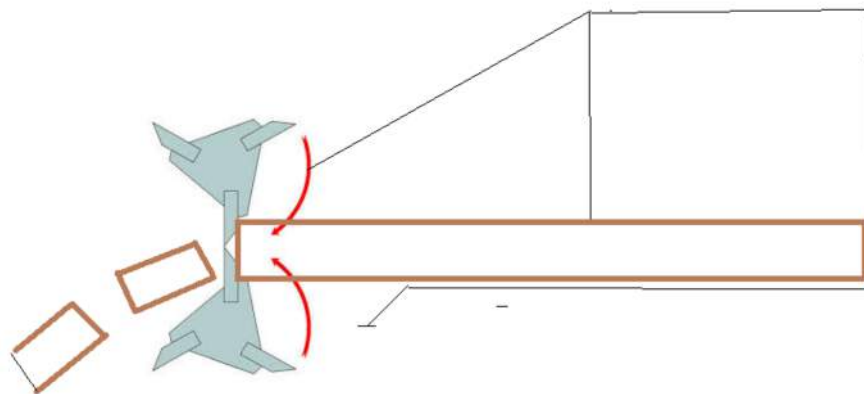
Díky širokému spektru použití dnes naprostou většinu trhu dřevních sekaček pokrývají dvou-rotorové špalíkovače. Jedno-rotorové štěpkovače tvoří jednotky procent z celkového objemu vyprodukovaných strojů.

Proto dále bude řešena pouze dvou-rotorová varianta stroje se dvěma hřídelemi a protiběžnými noži.

4.3. Dvou-rotorový špalíkovač s protiběžnými noži

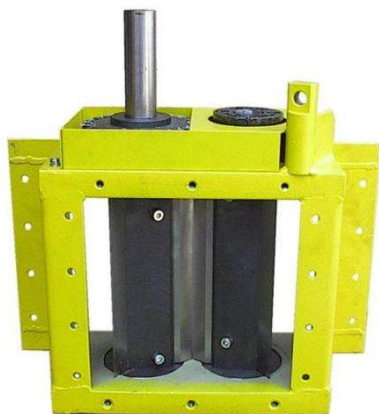
Převzetím patentu firmou Rojek začala práce pro jejich konstruktéry. Tři roky pracovali, až princip sekání podstatně vylepšili a dovedli ho k funkční dokonalosti. Pro dosažení protiběžného otáčení hřídelů je použito dvojice ozubených kol se vzájemným převodem rovným jedné.

Výsledkem jejich práce se stal nový drtič, který začali vyrábět a prodávat do celého světa. Rojkův sekáček se stal nejrozšířenějším typem dřevní sekačky, pro který jsou typické dva rotory se třemi protiběžnými noži na každém z hřídelů.



obr.8.: Typický mechanismus Rojek s šesti noži a odfrézovanými hřídelemi, (upraveno z [5])

Výsledným produktem dřevní sekačky je tzv. KKD. Pod zkratkou se skrývá název Krátké Kusové Dřevo. Pro případ Rojka se jedná o dlouhou štěpku – špalíky o délce 5 – 7cm. Délka špalíků se odvíjí od použité osové vzdálenosti hřídelů a od průměru sekaného dřeva. Výhodou KKD je možnost jeho brzkého použití v kamnech. Již za 3 měsíce od výroby z čerstvého dřeva KKD vyschne. Ideální pro skladování jsou rašlové pytle, dřevník, místa s dobrým přístupem větru, který urychlí vysychání.



obr.9.: Nožová jednotka Rojek s oz. koly,
(převzato z [5])

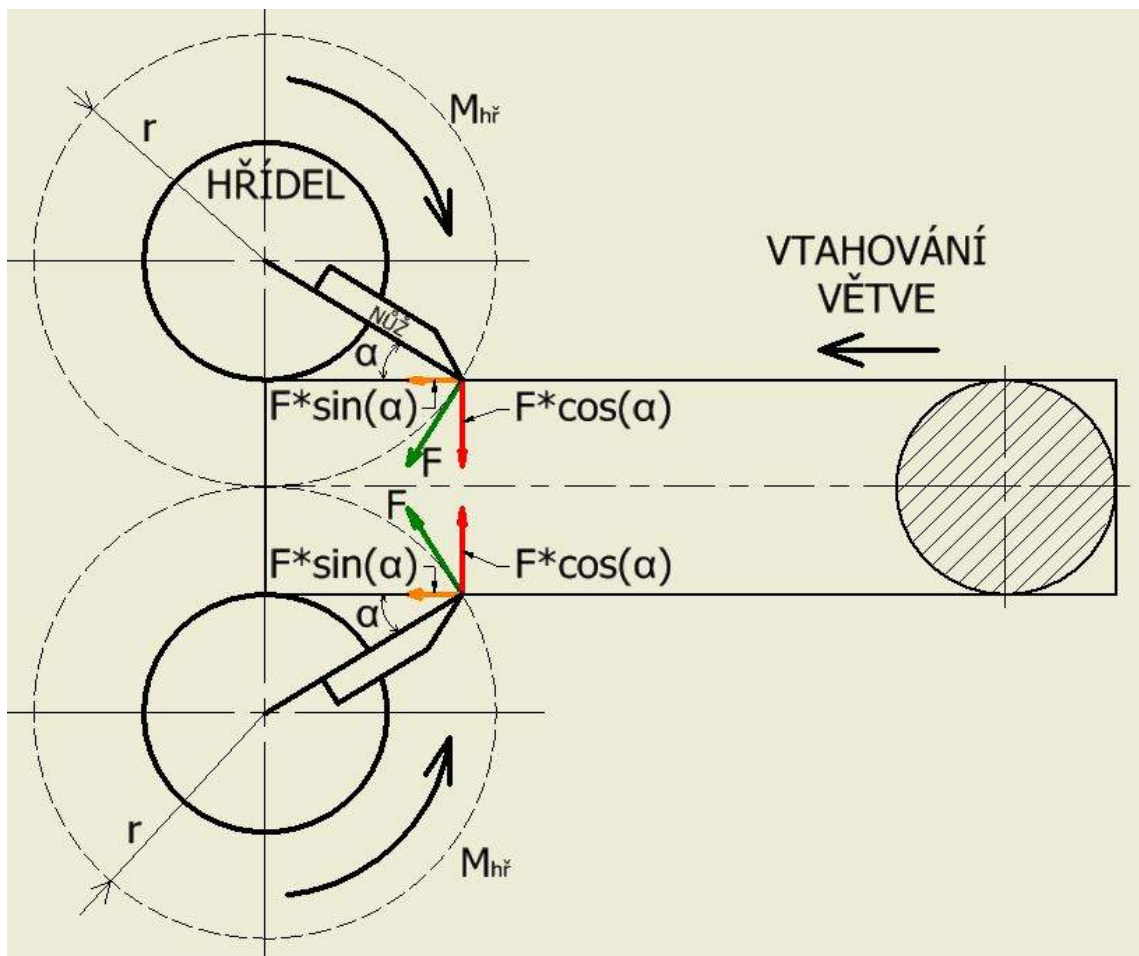


obr.10.: Produkt KKD – Krátké Kusové Dřevo,
(převzato z [5])

4.4. Síly na sekacím ústrojí špalíkovače

Od motoru přiváděný příkon na spodní hřídel nožové jednotky se při zanedbání účinnosti soukolí dělí mezi obě nožové hřídele v poměru 50% a 50%. Nože současně sekají a podle zákona akce a reakce tvoří podporu větve.

Předností dvurotorového principu je fakt, že nože upevněné na hřídelích zároveň větví sekají a zároveň ji vtahují dovnitř. Zařízení proto není nutno vybavovat podavačem větví do sekacího prostoru. Je to způsobeno rotací nožů kolem osy hřídele. Kdy tečnou sílu na břítu lze rozložit na dvě složky – část sekací a vtažovací.



obr.11.: Sílové poměry na nožích dvurotorového špalíkovače

Ve schématu nožového mechanismu obr. 11 je znázorněn maximální průměr větve, který odpovídá mezeře mezi hřídelemi. Spodní i horní nůž současně dopadají na obvod větve. V další fázi se postupně vnořují do větve. Sekají ji a vtahují.

Na každý nůž v záběru působí tečná síla F , která je výsledkem krouticího momentu $M_{hř}$. Je možné ji vyjádřit vztahem

$$F = \frac{M_{hř}}{r} \quad (1)$$

Kdy přiváděný moment na hřídeli je podělený poloměrem r , na kterém leží břit nože. Poloměr r je při zanedbání mezery 0,2 mm mezi protiběžnými noži roven polovině osové vzdálenosti hřídelů, resp. je roven polovině roztečné kružnice ozubeného kola.

Tečnou sílu F tvoří její dvě vektorové složky – složka štípací a složka vtahovací. Výchozí parametr pro určení aktuálních silových složek je proměnný úhel natočení nože od horizontálního směru. V obrázku č. 11 je úhel označen jako α .

Štípací silová složka F_s pracuje ve vertikální rovině a lze ji vyjádřit vztahem

$$F_s = F \cdot \cos \alpha. \quad (2)$$

Vtahovací silová složka F_v pracuje v horizontální rovině a lze ji vyjádřit vztahem

$$F_v = F \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

Za povšimnutí stojí fakt, že vždy dva protilehlé nože spoluzabírají v jedné vertikální rovině. K oddělení špalíku od klády nedochází stříhem, ale dochází zde k příčnému utlačení kulatiny.

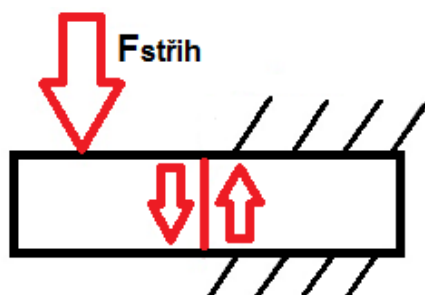


obr.12.: Štípací síly v jedné rovině

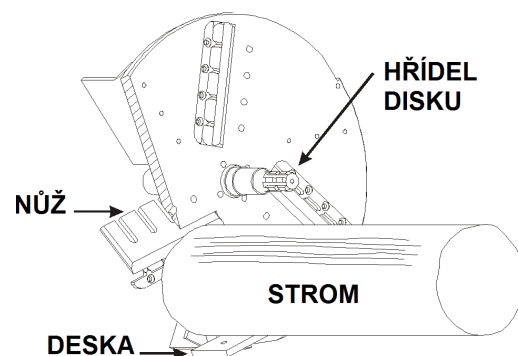


obr.13.: Sekací ústrojí špalíkovače, (převzato z [6])

Dělení stříhem se využívá u diskových štěpkovačů, jejichž produktem jsou drobné štěrky o velikosti 2 - 4 cm. Na rotujícím disku jsou upevněny tři nože po 120°. Ty sekají do větve, která je podepřena opěrnou deskou tzv. kovadlinou.



obr.14.: Prostý stříh



obr.15.: Diskový štěpkovač, (převzato z [7])

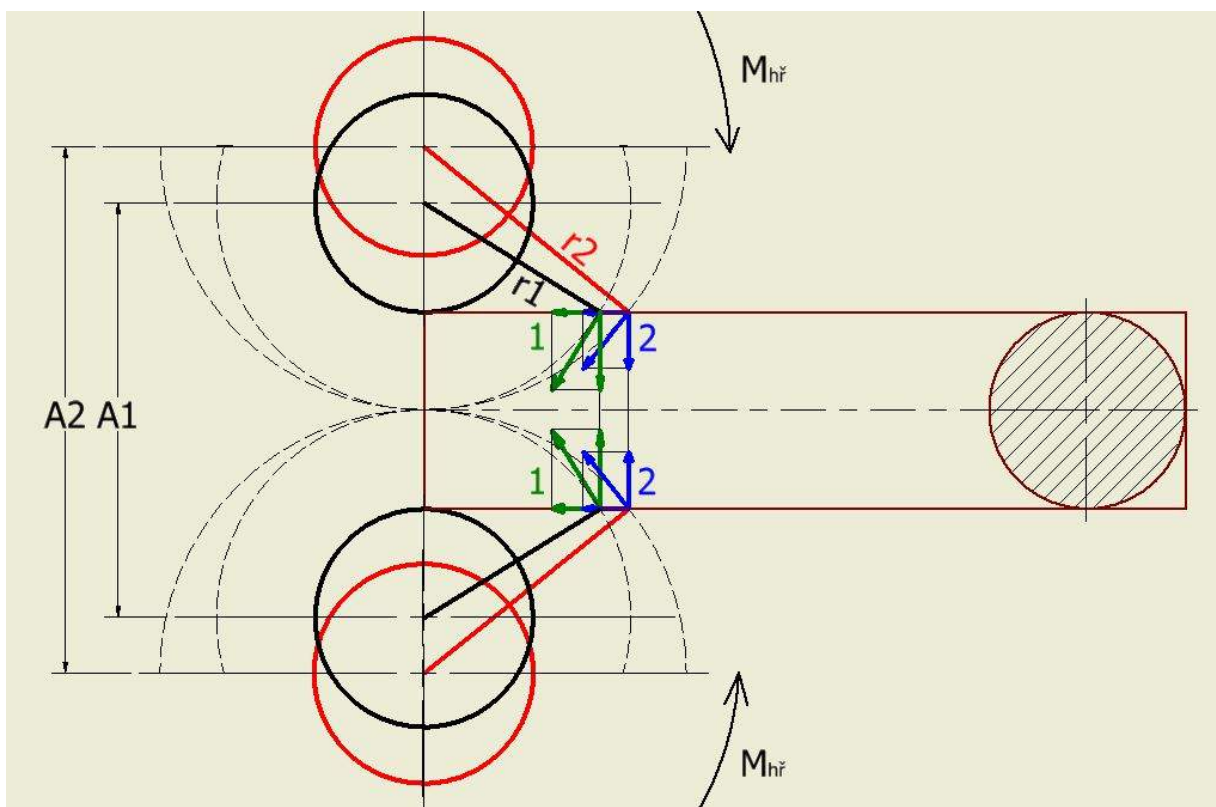
4.5. Vliv osové vzdálenosti hřídelí na příkon stroje

Štípací a vtahovací složka síly na noži úměrně závisí na aktuální míře úhlu α a také na velikosti tečné síly F , která je funkcí krouticího momentu a poloměru břitu. Níže budou popsány průběhy složek během pracovního cyklu, tj. při dělení klády.

Štípací složka má cosinový průběh velikosti. To znamená, že pro okamžik dopadu nože na kládu nabývá štípací složka maximální hodnoty a v průběhu natočení nože, resp. seku, postupně klesá. Pro úhel $\alpha = 90^\circ$, kdy nůž dojde do dolní úvrati, je štípací složka rovna 0, tj. $\cos(90) = 0$.

Vtahovací složka má sinový průběh a pro okamžik dopadu nože na kládu má nejmenší velikost. V průběhu seku postupně narůstá až do úhlu $\alpha = 90^\circ$, kdy je vtahovací složka rovna síle na břitu nože F .

Na obrázku č. 16 je zachycena úvaha nad velikostí složkových sil při konstantním krouticím momentu na hřídelích a měnící se osové vzdálenosti hřídelí.



obr.16.: Vliv osové vzdálenosti na velikost síly na břitu při konstantním kr. momentu

Tučná černá barva znázorňuje polohu hřídelí a nožů r_1 pro menší osovou vzdálenost A_1 . Červená barva vykresluje polohu hřídelí a nožů r_2 pro větší osovou vzdálenost A_2 . Skica zachycuje stav, kdy nože dopadají na kládu, jejíž průměr je roven mezeře mezi hřídelemi tj. pro A_1 . Pro A_2 je mezera větší než průměr klády.

Pro konstantní moment na hřídeli je s rostoucím ramenem od osy otáčení na břítu nože stále menší síla F . Tento nový stav vyobrazuje červené delší rameno r_2 a na jeho konci kratší modrý vektor tečné síly F . Díky kratší síle F jsou kratší i její pracovní složky. Pro účel přetnutí větve nás nejvíce zajímá štípací složka.

Ve výsledku to znamená, že s rostoucí osovou vzdáleností klesá štípací silová složka a k přetnutí větve stejného průměru je zapotřebí přivést na hřídel větší krouticí moment. Jenž vyvine takovou štípací sílu, která pod břitem nože vyvolá napětí větší nebo rovno mezi pevnosti v tlaku pro příčný směr větve. Mez pevnosti v tlaku pro příčný směr čerstvého smrku je 4,1 MPa [8]. Přivedení většího krouticího momentu je možné ovlivnit silnějším motorem, nebo zvětšením převodu mezi motorem a noži.

4.6. Osová vzdálenost a mezera mezi hřídelemi

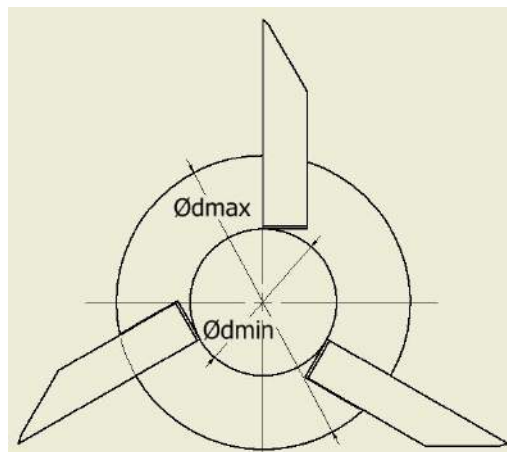
Pro minimalizaci rozměrů celého stroje se při návrhu pracuje s co nejmenší osovou vzdáleností nožových hřídelí s ohledem na průchozí mezera mezi válci. Průchozí mezera tedy závisí na osové vzdálenosti A , dále na průměrech hřídelí.

Minimální průměr hřídele d_{\min} standardně vychází z podmínky dovoleného namáhání na krut. Tyto nejmenší průřezy se zpravidla používají v místech hřídele, kde jsou montována dostatečně únosná kuličková ložiska. S vyšší požadovanou únosností ložiska roste hřídelový průměr vnitřního kroužku.

Maximální průměr hřídele d_{\max} se konstrukčně volí tak, aby zhruba na minimálním průměru hřídele končila drážka pro nůž. Nůž je suvně vložen do drážky a přitáhnut pevnostními šrouby k jejímu podélnému boku. Rovina boku drážky, resp. břítu nože, prochází osou hřídele. Maximální průměr přímo ovlivňuje velikost mezery.

Mezeru X mezi kulatými hřídelemi je možné vyjádřit jednoduchým vztahem

$$X = A - d_{\max} \quad (4)$$



obr.17.: bokorys nožové hřídele

Vztah č.4 neplatí pro špalíkovače značky Rojek. Podle obrázku č.8 je patrné, že jejich hřídele nejsou kulaté, ale jsou ofrézované do tvaru trojúhelníku. Z jehož vrcholů vychází usazené nože. Rojek na strojích používá malou osovou vzdálenost.

Ofrézované boky hřídelí umožní průchodnost větví větších průměrů při malé osové vzdálenosti. Dle kapitoly 4.2. to v důsledku znamená potřebu nižšího krouticího momentu na nožové hlavě. Mezi spřaženými hřídelemi je také použito menší – levnější ozubené soukolí. Roztečný průměr ozubeného kola odpovídá osové vzdálenosti nožových hřídelí štěpkovače.

5. Trh dvou-rotorových špalíkovačů

Tato kapitola mapuje aktuální situaci na poli předních výrobců dřevních sekaček v České republice. Každý producent je níže představen několika svými stroji. Na základě vybraných parametrů proběhne srovnání konkurenčních produktů.

Vedle certifikovaných dílen v Česku existují i neoficiální výrobci. Mezi ně patří různá zámečnictví a domácí kovodělci. Tito lidé si produkcí sekacích jednotek pouze přivydělávají a špalíkovače pro ně znamenají jen formu vedlejšího příjmu. S ohledem na jejich velký počet a spíše lokální význam výroby, zde více nebudou rozvedeni.

5.1. Rojek Dřevoobráběcí stroje

Firma Rojek píše svou dřevozpracovatelskou tradici již od roku 1921. Dnešní výrobní program podniku představuje kompletní vybavení truhlářských dílen, kotle na tuhá paliva a drtiče dřevního odpadu. Produkty exportuje do 67 států celého světa.

Díky předešlým kapitolám víme, že právě Rojek se v devadesátých letech dvacátého století stal prvním výrobcem drtičů dřevního odpadu. Brzy po uvedení produktové řady na trh byl Rojek zahlcen poptávkami ze zahraničí a musel na čas výrobu drtičů přerušit. Nestačil totiž vyrábět a plnit zakázky. Krátce po přelomu tisíciletí obnovil výrobu stroje. Zásluhou stále rostoucích cen energií (plyn, elektřina, topné oleje, uhlí) vzrostla obliba těchto drtičů i mezi lidmi v České republice.

Produktová řada drtičů nese označení DH 10 a je tvořena celkem pěti modely. Jednotlivé typy se od sebe navzájem liší nosnou konstrukcí stroje. Další rozdělení je podle pohonu. Ten je řešen asynchronním elektromotorem, spalovacím motorem nebo náhonem z traktoru. Celá řada obsahuje totožnou nožovou jednotku, viz obr. 9. Podle druhu pohonu stroj zvládne nasekat průměr 80 – 90 mm v případě čerstvého měkkého dřeva. Délka dlouhé štěpky se pohybuje mezi 50 -120 mm.

5.1.1. Drtiče dřevní hmoty DH 10 E, DH 10 S

Oba stroje patří mezi základní modely řady. Písmena v názvu vypovídají o druhu pohonu sekačky. E vyjadřuje pohon asynchronním elektromotorem 3 x 400 V o výkonu 2,2 kW. S značí čtyřtaktní spalovací motor Honda GX160 o výkonu 3,6 kW se spotřebou 0,6 l/h benzínu natural 95. Hodinová výkonnost obou štěpkovačů je cca 1,5 m³/h krátkého kusového dřeva.

Převod mezi motorem a nožovou hlavou je zajištěn klínovým řemenem a čelní převodovkou, která je nasazena přímo na spodní nožovou hřídel.

V případě přetížení stroje, díky vložení velké – tvrdé větve, je před poškozením ochráněn talířovými pružinami. Které jsou umístěny na reakčním šroubu převodovky. V mezním stavu přetížení nebo zastavení nožů dojde ke stlačení pružin a tím dojde k vychýlení řemenice na převodovce. Potom klínové řemeny mezi motorem a převodovkou proklouznou a přeruší se přenos sil od motoru. Benzinový motor se asi za dvě vteřiny zastaví sám. Elektromotor je nutno obratem vypnout vypínačem, aby se nespálilo statorové vinutí.

Modely poháněné elektromotorem a spalovacím motorem jsou určeny pro čerstvé větve měkkého dřeva, např. smrku, do průměru až 80mm. V případě tvrdého suchého habru, dubu, buku, jabloně je průměr vkládaných větví omezen na 50 mm.

Drtič DH 10 E váží 165 kg a je možno jej zakoupit za 73 511 Kč včetně DPH. Hmotnost modelu DH 10 S je 170 kg a prodává se za 80 350 Kč vč. DPH.

Hlavní nedostatek u těchto strojů je šikmo vzhůru orientovaná násypka, která zhoršuje manipulaci s dlouhými větvemi maximálních průměrů. V jednadvacátém století je sekání dříví na zem nebo do přepravek poněkud překonané. Tyto nedostatky řeší další rozšířené modely řady DH.



obr.18.: DH 10 E (převzato z [10])



obr.19.: DH 10 S (převzato z [11])

5.1.2. Drtiče dřevní hmoty DH 10 EP, DH 10 SP

Tuhý podvozek strojů je svařen ze čtvercových jeklů. Spolu s horizontální násypkou a dvojitým pytlovačem dodává dřevním sekačkám kompaktní vzhled.

Pytlovací zařízení je uzpůsobeno pro plnění dvou rašlových pytlů. Mezi plnicími skružemi pytlů je přehazovací usměrňovač toku špalíků. Přehazovač si můžete představit jako pohyblivý vertikální plech, který je umístěn mezi skružemi pytlů. Na straně u skruží se otáčí kolem šikmé vertikální osy a druhou volnou stranou se opírá o stěnu dopravního tunelu. Tím je možné vždy cestu k jednomu pytli uzavřít a druhou cestou zatím protéká materiál do dalšího pytle. Po naplnění prvního pytle se usměrňovač přehodí do druhé krajní polohy a druhý pytel se obratem začíná plnit přítékajícím materiálem. Plný první pytel je mezitím možné vyměnit za nový prázdný.

Tok materiálu z nožové hlavy do pytlů je díky zemské přitažlivosti řízený samospádem. Rozměr volného rašlového pytle je 570 x 1040 mm (šířka x výška). Pro zajištění spádu je trychtýřovitá násypka umístěna ve výšce 1200 mm nad zemí.

Konstrukce a parametry pohonných jednotek jsou totožné s předchozími modely DH 10 E, DH 10 S. Maximální průměry větví zůstaly na 80 mm pro čerstvé měkké dřevo a na 50 mm pro tvrdé suché dřevo. Oba modely DH 10 EP, SP váží 250 kg. Díky těmto hmotnostem a konstrukci strojů je omezena jejich pohyblivost. Proto tyto modely nejčastěji nachází využití v dílnách, v blízkém okolí domů, kam je lze s úsilím nakloněné dostrkat. Pro práci ve vzdáleném lese je nutno celý stroj naložit na podvalník a převést jej na požadované místo k práci. Model DH 10 EP stojí 81 624 Kč vč. DPH a cena drtiče DH 10 SP se drží na 89 546 Kč vč. DPH.

PŘEHAZOVAČ TOKU



obr.20.: DH 10 EP (převzato z [12])



obr.21.: DH 10 SP (převzato z [5])

5.1.3. Drtič dřevní hmoty DH 10 TP

Jedná se o nesený stroj v zadním tříbodovém závěsu traktoru. Samotný traktor je použit jako pohonná jednotka dřevní sekačky. Drtič se přes vložený kardan, přetěžovací spojku a převodovku připojí na vývodový hřídel traktoru.

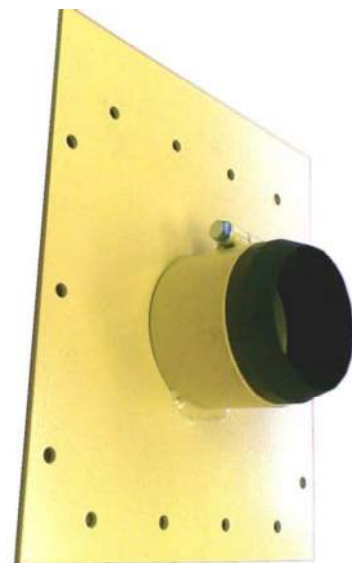
Nožová jednotka je u tohoto modelu umístěna na šikmém rámu. Díky natočení jednotky je natočena i násypka. Jejíž dno takto tvoří šikmé “vé” a klesá se vzdáleností od nožové hlavy. Na výstupu sekačky je montován dvojitý pytlovač.

Na všechny modely Rojek je možné připojit tzv. odvětvovač, viz obr. 23. Ovšem u modelu DH 10 TP je jeho využití nejvíce praktické. Odvětvovač je trubka s ostře nabroušenou hranou a slouží k osekání jemných větviček z hlavní větve. Trubka je navařena na plech. Odvětvovač je možné namontovat mezi nožovou hlavu a násypku. Takže výsledek je takový, že při pohledu do násypky nevidíte přímo nože, ale prosvítají na vás skrze trubku, jejíž osa je ve směru násypky. Představte si, že do stroje, do osekávací trubky, vhodíte celý smrček. Drtič si větev sám vtahuje dovnitř, a jemné větvičky se o ostrou hranu oddělují od hlavního kmene. Dno násypky ve tvaru “vé” v tomto případě slouží jako skluzavka pro odseknuté tenké větvičky, které odchází ven ze stroje. Tím se získávají polínka pouze ze silných kmenových větví.

Doporučený minimální výkon traktoru je 25kW. DH 10 TP váží 240 kg a hodinová výkonnost je zhruba 2 m³/h KKD. Stroj zvládne až 90 mm průměr čerstvého měkkého dřeva a 60 mm průměr tvrdého suchého dřeva. Sekačku lze pořídit za 71 844 Kč včetně DPH. Díky pohonu řešeným traktorem je tento model nejlevnější z celé řady.



obr.22.: DH 10 TP (převzato z [13])



obr.23.: Odvětvovač (převzato z [13])

5.2. Šálek Agroservis Prostějov

Podobně jako v případě Rojka tak i Šálkovy špalíkovače netvoří hlavní výrobní program společnosti. Jsou jen jedním z širokého portfolia produktů firmy. Šálek Agroservis produkuje čtyřkolové malotraktory do výkonu 47 koní. Je přímým pokračovatelem Agrostroje Prostějov. Tradice výroby kloubových malotraktorů TZ, TK, MT8 a zahradních fréz započala už v roce 1955. K malotraktorům dále nabízí rozmanitou škálu přídatných zařízení, mezi nimi i nesené špalíkovače.

5.2.1. Dělič dřevního odpadu Bobr 75 T

Bobr 75 T je určený pouze pro malotraktory s nejmenším třibodovým závěsem kategorie 1N. Samotná konstrukce stroje tak neumožňuje jeho přímé použití pro standardní závěsy velkých traktorů. Pro tento případ by se musela navrhnout a vyrobit redukce, která by umožnila připojení Bobra 75 T za velké traktory. Sám výrobce žádnou redukci nevyrábí. Tím se okrádá o širší možnosti použití a o další potenciální zakázky ze strany majitelů klasických traktorů.

Jednoduchá nosná konstrukce děliče je tvořena zohýbanou a svařenou trubkou. Na zadní straně je navařeno oko pro dodatečné připojení návěsu.

Nožové ústrojí není tvořeno klasickými hřídelemi, ale je složeno z nožových bubnů. Nože jsou vyjímatelné a při otupení se dají brousit a znovu nastavit tak, aby se vždy dva protiběžné nože v záběru přiblížily až na minimální vzdálenost 0,2 mm.

Doporučený minimální výkon pohonu traktoru je 4 kW. Bobr 75 T váží 95 kg. Nožové bubny se otáčejí rychlostí 100 otáček/min a produkují polínka o délce 60 až 100 mm. Potom je hodinová výkonnost zhruba 2,5 m³/h KKD. Stroj zvládne až 75 mm průměr čerstvého měkkého dřeva a 70 mm průměr tvrdého suchého dřeva.

Dělič se prodává za 42 229 Kč včetně DPH.



obr.24.: Bobr 75T v závěsu (převzato z [14])



obr.25.: Nožová jednotka (převzato z [14])

5.2.2. Dělič dřevního odpadu Bobr 75 Transport

Bobr 75 Transport konstrukčně vychází ze základního modelu Bobr 75 T. Oba modely mají totožnou nožovou jednotku a stejné výkonové parametry. Vylepšená verze stroje je na první pohled oproti primární vybavena vyklápěcí násypkou a oběžným pásovým dopravníkem. Krátké kusové dřevo tak může být rovnou od nožové hlavy transportováno do přistaveného návěsu.

Možná nevýhoda konstrukce dopravníku je ta, že je napevno přivařen k nosnému rámu. Díky tomu má dopravník konstantní sklon 45°. Pro některé návěsy s vysokými bočnicemi by v tomto případě byl problém plnit je v zapojeném stavu do jízdní soupravy traktor, dělič a návěs. Jako řešení se nabízí odpojení návěsu od soupravy a jeho nastavení do vhodné pracovní pozice pod dopadový prostor materiálu z dopravníku.

Nesklopný dopravník navyšuje potřebné parkovací rozměry dřevní sekačky v nepoužívaném stavu v garáži. Minimální potřebný parkovací prostor je zhruba 2500 x 2000 x 1200 mm (délka x výška x šířka).

Pohon dopravníku je řešen pomocí jednoho klínového řemenu typu A. Řemen je veden soustavou kladek, která umožní přenést síly z čelní roviny stroje do podélné roviny dopravníku. Pohon začíná na horní hřídeli nožové hlavy a končí na hnacím bubnu dopravníku v dopadovém prostoru KKD z nožové jednotky. Hnací buben se otáčí téměř polovičními otáčkami, než kterými se otáčí nožová hřídel. Pro případ kusové dopravy a krátkosti dopravníku je pro snížení složitosti konstrukce a ceny poháněn spodní buben dopravníku. Horní pracovní polovina pásu je "tlačena".

Celková hmotnost stroje se díky dopravníku vyšplhala na 125 kg. Dělič Bobr 75 Transport se prodává za 66 429 Kč vč. DPH.



obr.26.: Bobr 75 Transport (převzato z [15])



obr.27.: Tok dřeva strojem (převzato z [15])

5.3. Urban Kovo

Pan Vladislav Urban původně pracoval jako živnostník v oboru zámečnick. První špalíkovací stroj sestrojil se svým synem pro vlastní potřebu. Uvědomili si potenciál, který skrývá dřevěný odpad, a rozhodli se s ním vytápět svou provozovnu.

Dřevní sekačka se jim osvědčila, a tak začali konstrukci stroje zdokonalovat. V roce 2009 započali zakázkovou výrobu neseného modelu za traktor. V následujících letech se Urbanovi zaměřili na vývoj dalších modelů špalíkovaček. Modelová řada se postupně rozrůstala a přitahovala nové zákazníky. Díky tomu se výroba štěpkovačů stala jejich hlavní a jedinou činností.

V roce 2011 založili firmu Urban Kovo s.r.o. V současné době asi polovina produkce směřuje do 28 zemí Evropy. Od roku 2009 již celkem více jak 500 strojů pomáhá novým majitelům šetřit čas a peníze. Každým rokem se zatím navyšuje kapacita výroby. To svědčí o ještě nenasyceném trhu štěpkovačů, resp. o zvyšujícím se zájmu lidí o alternativní zdroje energie a snižování nákladů v této oblasti.

Produktovou řadu tvoří sedm základních konstrukčně odlišných modelů. Velkým plusem štěpkovačů Urban je variabilita práce s nasekaným dřevem. Téměř všechny stroje jsou navrženy tak, aby na ně bylo možné namontovat jednoduchý i dvojitý pytlovač, plnič pro velkoobjemový “big bag“ vak. V případě přání zákazníka lze stroj vybavit oběžným pásovým dopravníkem.

V polovině roku 2015 firma provedla “facelift“ produktové řady. Vzhledová změna spočívá v nahrazení původní násypky se čtvercovým průřezem za novou. Nový průřez násypky má tvar položeného obdélníku a vstup je vertikálně zkosený.

Urbanovi zaměřili zvýšenou pozornost na provozní bezpečnost strojů. Všechny násypky jsou okolo vstupu vybaveny bezpečnostním rámem.

Ochranný trubkový rám je pákový mechanismus, jehož bod otáčení je na horní straně násypky. V případě potřeby neprodleně zastaví stroj. Obsluze stačí lehce stisknout rám, který má vždy po ruce. Bezpečnostní vypínač motoru je vyveden na bok násypky. Rám má konstrukčně nastavený krátký pracovní chod. Při vychýlení rámečku dojde k dorazu na vypínač motoru. Motor je obratem vypnut.

Celá produktová řada je, kromě modelu TR 110, vybavena stejnou nožovou hlavou. Parametry pro TR 110 budou uvedeny zvlášť. Sekačky zvládnou utnout průměry až 80 mm čerstvého měkkého dřeva, 65 mm čerstvého tvrdého dřeva a 50 mm suchého tvrdého dřeva. Délka dlouhé štěpky se pohybuje mezi 60-130 mm.

5.3.1. Štěpkovače s vlastním motorem

U všech strojů s vlastním motorem je celkový převod rozložen mezi převod klínovým řemenem a výklopnou převodovkou. Maximální pracovní otáčky nožového ústrojí mohou dosáhnout 200 otáček/min. Při přetížení stroje dojde ke stlačení talířových pružin na záchytu reakce převodovky a k vychýlení převodové skříně.

Spolu s převodovkou se vychýlí i horní řemenice. Tím zmizí předpětí a převod klínovým řemenem začne prokluzovat. Po chvíli se motor zastaví. Pokud se tak stane, nože obvykle zůstanou zakousnuté ve větvi a nelze je samovolně vytáhnout ven z násypky. K uvolnění větve slouží páka, jež se nasadí na vstupní hřídel převodovky. Jejím otočením dojde k pootočení nožů a uvolnění větve. Maximální změřená výkonnost strojů dosahuje až 4 m³/h krátkého kusového dřeva.

5.3.1.1. Stacionární stroje – EM 70, SM 70

Stacionární dřevní sekačky jsou určeny pro ruční popojíždění na krátké vzdálenosti. K těmto účelům jsou vybaveny dvěma pevnými bantamovými kolečky a dvěma otočnými kolečky s brzdou pro fixaci stroje na místě. Oba modely jsou konstrukčně zcela totožné, liší se jen použitou pohonnou jednotkou.

Štěpkovač **EM 70** je poháněn třífázovým asynchronním elektromotorem o výkonu 5,5 kW. Hmotnost stroje s dvojitým pytlovačem dosahuje 340 kg.

Pro **SM 70** tvoří pohonnou jednotku čtyřtákní spalovací motor Briggs & Stratton Vanguard o výkonu 7,5 kW tj. 10 koní. Hmotnost SM 70 s dvojitým pytlovacím zařízením dosahuje 330 kg.

Obě sekačky se prodávají za totožné katalogové ceny. Modely vybavené dvojitým pytlovačem je možné zakoupit za 90 145 Kč vč. DPH. Pro modely doplněné pásovým dopravníkem je cena stanovena na 114 345 Kč vč. DPH.



obr.28.: EM 70 (převzato z [16])



obr.29.: SM 70 (převzato z [17])

5.3.1.2. Stroje na mobilním podvozku, Spal. Motor – SMV 70, SMH 70

Model **SMV 70** je postaven na terénním podvozku se dvěma výklopnými nápravami. Hodí se pro použití na nezpevněných lesních a polních cestách. Pohyblivé nápravy umožňují kolům volné kopírování terénu. Použitá bantamová kola zajistí alespoň minimální odpružení stroje. Konstrukce stroje je navržena tak, že těžiště je posunuto lehce na přední kola. Během pracovního použití se tím eliminuje naklonění stroje dozadu vlivem opřené větve v násypce.

Varianta stroje s dvojitým pytlovačem na rašlové pytle váží 380 kg a stojí 99 946 Kč vč. DPH. Verze SMV 70 s dopravníkem se prodává za 124 146 Kč vč. DPH.

Stroj **SMH 70** je vhodný k použití na zpevněných komunikacích, protože je usazen na schváleném podvalníku a doplněn o SPZ. Na snímku č. 31 je vyobrazen model doplněný pásovým dopravníkem. Před začátkem práce je nutné stroj vpředu zajistit opěrným kolečkem na oji a vzadu upevnit dvě stabilizační nohy. Poté je vše připraveno pro bezpečný pracovní výkon.

Hmotnost stroje s dvojitým pytlovačem je 420 kg. SMH 70 stojí 116 160 Kč vč. DPH. Varianta vybavená dopravníkem se prodává za 140 360 Kč vč. DPH.



obr.30.: SMV 70 (převzato z [18])



obr.31.: SMH 70 (převzato z [19])

5.3.2. Štěpkovače za traktor

5.3.2.1. TR 70, TR 75

Štěpkovač **TR70** je nesený na třibodovém závěsu traktoru. Pohon stroje je zajištěn z vývodové hřídele traktoru přes kardan s přetěžovací spojkou nastavenou na kroutící moment 1600 Nm. V případě vložení příliš silné větve dochází k prokluzu spojky a tím k ochraně traktoru i spalíkovače.

Štěpkovač TR 70 je chráněn průmyslovým vzorem číslo 34840. Průmyslový vzor slouží k ochraně designu proti kopírování jinými výrobci. Typickými prvky pro TR 70 je šikmo skloněná nožová jednotka, která je zároveň uchycena k nosnému rámu pouze na jedné straně. Vstupní hřídel zakrývá převlečená ochranná trubka.

Pro převoz z místa na místo se stroj v závěsu nadzvedne do pojezdové výšky. Po příjezdu na nové pracovní místo může špalíkovač zůstat vyvěšen v závěsu. K tomu se využívá stabilizačních řetězů, které nedovolí pozvolný pokles stroje v závěsu. Nebo je možné stroj posadit opěrnými nohama na zem. Vhodná pracovní poloha se určí na základě rovinnosti zemského povrchu a výšky pracující obsluhy.

Doporučený výkon traktoru je 50 – 60 koní a maximální otáčky vývodové hřídele jsou stanoveny na 540 ot/min. TR 70 dosahuje hmotnosti 250 kg. Nejvyšší hodinová výkonnost byla naměřena 6 m³/h krátkého kusového dřeva.

Cena TR 70 s dvojitým pytlovačem na rašlové pytle nebo pytlovačem na “big bag“ je 61 710 Kč vč. DPH. Pro tento model zatím není v prodeji nabídka dopravníku.

Štěpkovač **TR 75** se od typu TR 70 odlišuje zejména použitím předřazeného řemenového převodu mezi vstupní hřídelí a nožovou jednotkou. Díky vloženému reduktoru otáček je možné připojit stroj k traktorům s nízkým výkonem. K sekání větví maximálních průměrů už lze tak použít i malotraktor o výkonu 20 koňských sil.

Řemenový převod tlumí rázy a zároveň plní funkci přetěžovací spojky. Velká řemenice slouží jako vyhlazovací setrvačnick chodu stroje a k tlumení rázů.

TR 75 váží 340 kg. Maximální hodinová výkonnost byla naměřena 5m³/h KKD. Cena za TR 75 s dvojitým pytlovačem na rašlové pytle je 78 650 Kč vč. DPH. Model vybavený pásovým dopravníkem se prodává za 102 850kč vč. DPH.



obr.32.: TR 70 s “big bag“ (převzato z [20])



obr.33.: TR 75 (převzato z [21])

5.3.2.2. TR 110

TR 110 je vlajková loď firmy Urban. Jedná se o nesenou dřevní sekačku na třibodovém závěsu traktoru. Pohon je zajištěn přes kardan s přetěžovací spojkou. Na vstupu špalíkovače je navíc vložena redukční převodovka.

Od typu TR 70 se liší především schopností zpracovat větší průměr materiálu. Do stroje je možné vložit čerstvou smrkovou kládu o průměru až 120 mm nebo je možné vkládat větší počet větví menších průměru najednou, čímž se práce značně zrychlí. Krátké kusové dřevo dosahuje délky od 70 do 220 mm délky.

Doporučený výkon traktoru je 70 – 80 koní a maximální otáčky vývodové hřídele jsou díky vložené převodovce stanoveny na 1000 ot/min. TR 110 dosahuje hmotnosti 670 kg. Nejvyšší hodinová výkonnost byla naměřena 10 m³/h KKD.

Cena TR 110 s dvojitým pytlovačem na rašlové pytle je 191 180 Kč vč. DPH. Varianta stroje vybavená dopravníkem se nechá pořídit za 221 430 Kč vč. DPH.



obr.34.: TR 110 s pytlovačem (převzato z [22]) obr.35.:TR110 dopravník (převzato z [22])

5.4. Vyhodnocení vyráběných modelů

Na českém trhu dřevních sekaček si lze vybrat celkem ze čtrnácti různých modelů od třech certifikovaných výrobců.

Zadání práce stanovuje návrh mobilní sekačky za malotraktor Vari s vlečkou. Na základě výše provedené rešerže byl vybrán produkt, kterému bude stroj navržený v této práci přímou konkurencí na trhu. Jedná se o terénní model Urban SMV 70.

Jedině Urban totiž vyrábí variantu stroje na mobilním podvozku, který je možno připojit za tažné vozidlo. Vzhledem k cílenému použití na nezpevněných cestách byl tento model upřednostněn před strojem Urban SMH 70 na podvalníku.

6. Vlastní návrh dřevo-sekacího stroje

6.1. Koncepce

6.1.1. Terra - Vari systém

Terra latinsky znamená země. Terra Vari systém je jednonápravový malotraktor, za který je možné připojit různá příslušenství a hospodářské pracovní orgány jako je vlečka, sekačka, obraceč sena, pluh, vyorávač, brány, rotavátor aj. Slovo Vari vyjadřuje širokou variabilitu použití a jedná se o stavebnicový systém.



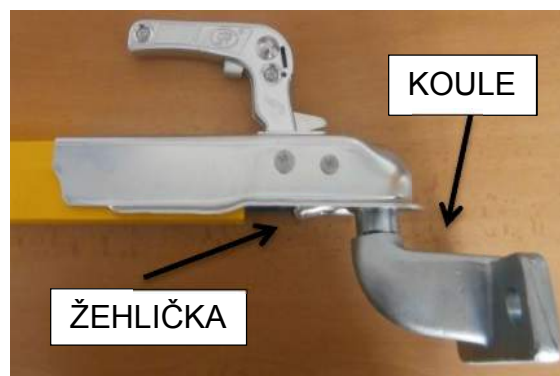
obr.36.: Terra Vari systém (převzato z [23])

obr.37.: Vari s vlečkou (převzato z [24])

Vnitřní dno vlečky je po připojení k malotraktoru ve vodorovné poloze a leží ve výšce 300 mm nad zemským povrchem. Samotná vlečka z výroby není vybavena zadním tažným zařízením. Proto bude dodatečně vyrobeno.

Nosná trubka vlečky, která současně tvoří oj, končí na úrovni nápravy. Ve zbylé části valníku je jen ploché dno bez podélné výztuhy. Zadní okraj je zakončen příčným L - profilem, který současně tvoří příčnou podložku podlahy.

Cílem konstrukce tažného zařízení je dovaření navazující středové trubky o průřezu 50x5 až na úroveň zadního čela vlečky. Původní příčný L - profil bude zapaščen do drážky trubky a spoj bude důkladně provařen. Na zadní volné čelo nosné trubky bude navařena příruba s otvory pro dva šrouby M16 kterými se připevní tažná koule o průměru 50 mm. Střed koule bude umístěn ve výšce 340 mm nad zemí. Tato míra se stává základním rozměrem pro návrh mobilního špalíkovače.



obr.38.: Tažné zařízení

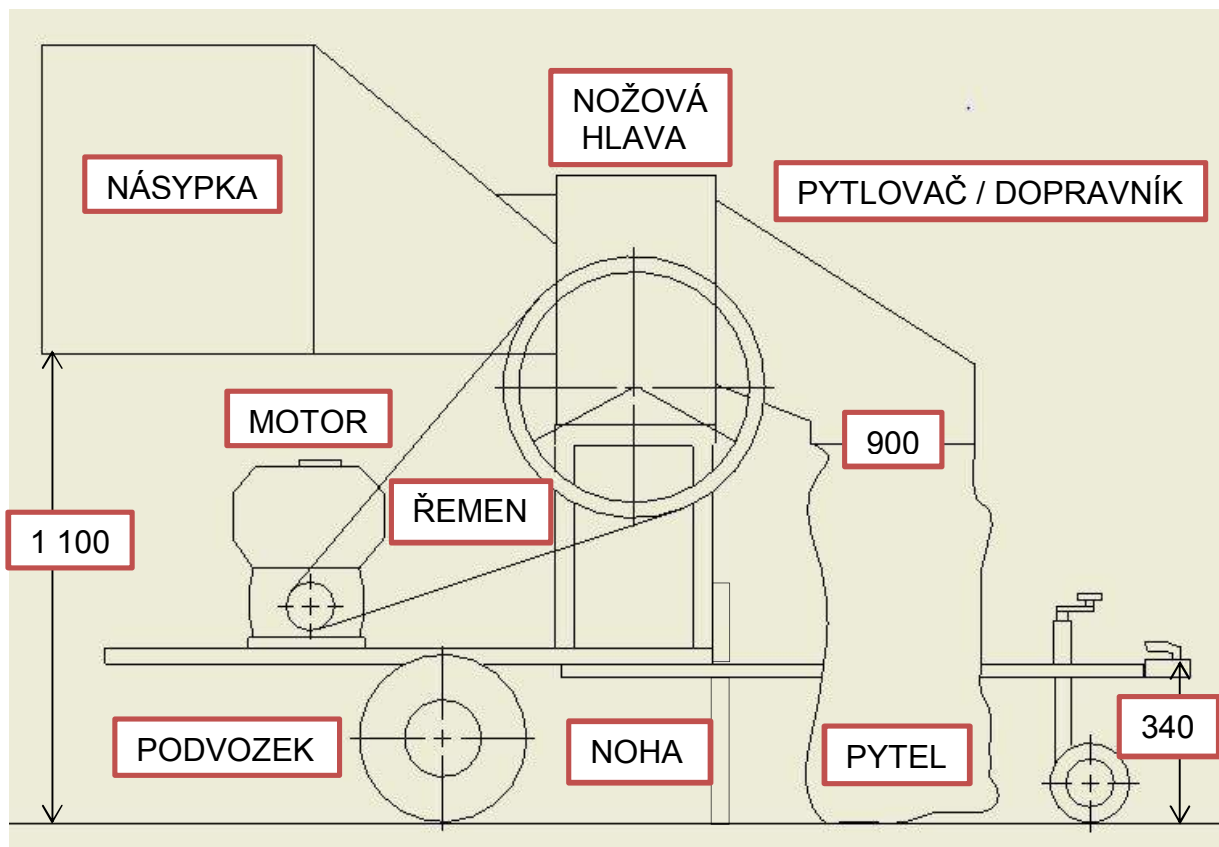
6.1.2. Tok materiálu strojem

Celkový tok dřeva strojem lze rozdělit do tří po sobě jdoucích fází.

1. větev v násypce
2. sekání větve v nožové hlavě
3. vypravení špalíků – pytlovač, transportér

Obsluha stroje nejprve vhodí celou větev na dno násypky a její konec je strčen do nožové hlavy. Pracující nože uchopí konec větve a začínají kládu postupně vtahovat a sekát na jednotlivé špalíky. Poté špalíky samospádem padají směrem k zemi. Na výstupu nožové jednotky může být instalováno pytlovací zařízení nebo v místě dopadu špalíků může začínat pásový dopravník, který převezve produkt do přistavené korby.

6.1.3. Návrhová skica koncepce dřevní sekačky



obr.39.: Ideová skica mobilního špalíkovače s pytlovacím zařízením

Dalším ze základních konstrukčních rozměrů je výška rašlového pytle, která ve volném stavu pytle nabývá hodnoty 1040 mm. Pytel je obvykle 100 - 140 mm nasazen na pytlovací obruči pytlovače. Zde je také upevněn příchýtkami proti pádu.

Pro zajištění funkčního chodu stroje je nutné při konstrukci dodržet pracovní výškový spád. Podobně jako je potřebný spád na vodních elektrárnách.

Návrh průběhu spádu začíná od nejnižšího místa a tím je spodní kraj pytlovací obruče, resp. je to místo, kde začíná volný pytel. S ohledem na potřebné nasazení pytle na pytlovací obruč je tato výšková hladina stanovena na 900 mm nad zemí.

Nejvyšší počáteční místo spádu je vnitřní dno násypky. Pro volbu této výškové hladiny je brán v úvahu stroj - obsluhující člověk, který celkově měří 1 900 mm. Konstruktor při návrhu stroje musí brát na zřetel ergonomické činitele. Tedy konstruovat tvary stroje takovým způsobem, aby byl přizpůsobený pohybovým možnostem, případně rozměrům, lidského těla. Obsluha stroje bude vkládat větve do násypky. To znamená, že nejvíce bude pracovat rukama a pažemi k předloktí. Proto jako výchozí ergonomický rozměr stojícího člověka bude jeho míra od země k loktům. Tato výška je 1 100 mm.

Osa spodní nožové hřídele se na základě průzkumu konkurenčních produktů umísťuje přibližně do výšky násypky. Potom místo, kde se setkává horní a spodní protiběžný nůž, se nachází v polovině osově vzdálenosti hřídelí, resp. leží nad rovinou násypky. To proto, aby rotující nůž na spodní hřídeli mohl větve zesponu podebrat a vtáhnout ji do záběru s horním nožem.

6.2. Návrh rozměrů sekacího ústrojí

Od navrhovaného stroje se požaduje, aby dokázal nasekat větve čerstvého smrku o maximálním průměru až 90 mm v dřevěném jádře. Takováto větev má zpravidla tloušťku kůry cca 1 mm. Celkový vnější průměr větve je potom 92 mm.

V ideálním případě by mezera mezi hřídeli X měla odpovídat maximálnímu průměru sekané větve. Tím se tak předchází pěchování větve mezi hřídele a přidávanému namáhání hřídelí.

Pro minimalizaci obrábění hřídelí navrhuji nožové hřídele kulaté a nikoliv ofrézované do trojúhelníku, jako používá Rojek. Konstrukční zvyklost praví, že vnější průměry hřídelů dvou-rotorového stroje by měly zhruba odpovídat průměrům sekaného materiálu.

S ohledem na dostatečně hluboké drážky pro nože volím vnější průměry hřídelí 100 mm. Potom osová vzdálenost nožových hřídelí dle (5) vychází 192 mm.

$$A = X + d_{max} = 92 + 100 = 192mm \quad (5)$$

V tomto kroku se zatím jedná o první přibližný návrh, v dalším postupu budou jednotlivé volby prověřeny příslušným rozměrovým a pevnostním výpočtem.

Na paměti je nutné mít skutečnost, že osová vzdálenost hřídelí se rovná roztečné kružnici ozubených kol, které vzájemně spřahují nožové hřídele. Průměr roztečné kružnice ozubeného kola se vypočte dle vztahu (6).

$$d_{rozt} = M * Z = 192mm \quad (6)$$

Kde M je modul ozubeného kola a Z zde vystupuje jako počet zubů věnce. Velikost modulu ozubených kol ve špalíkovacích hlavách se obvykle pohybuje mezi hodnotami 4 – 6 mm. V následujících rovnicích bude ověřeno, který z řady modulů vyhovuje podmínce (6).

Roztečný průměr je podělený příslušným modulem. Aby bylo možné tento modul použít pro daný roztečný průměr, je nutné, aby ve výsledku vyšel celý počet zubů.

$$\frac{192}{4} = 48 \quad (7)$$

Pro modul velikosti 4 mm vychází počet zubů celých 48. Modul 4 mm lze použít.

$$\frac{192}{5} = 38,4 \quad (8)$$

Pro modul velikosti 5 mm vychází počet zubů necelých 38,4. Modul 5 mm nelze pro tento roztečný průměr použít.

$$\frac{192}{6} = 32 \quad (9)$$

Pro modul velikosti 6 mm vychází počet zubů celých 32. Modul 6 mm lze použít.

Konečný výběr modulu soukolí z dostupných velikostí 4 mm a 6 mm bude proveden na základě požadovaného převodového poměru a pevnostního výpočtu modulu v kapitole 6.5.1.

6.3. Pohon

6.3.1. Otáčky motoru

Protože dřevní sekačka bude umístěna na mobilním podvozku, jako pohonná jednotka přichází v úvahu pouze spalovací motor. V dnešní době se v naprosté většině pohonů mobilních strojů, ať už se jedná o frézy na pařezy, řezačky asfaltu, mobilní čerpadla nebo štěpkovače, využívá čtyřtakových spalovacích motorů. Všechny používané spalovací motory, širokého spektra výkonů, dosahují maximálních otáček 3600 ot/min.

6.3.2. Otáčky nožových hřídelí

Provedená rešerže vypovídá o tom, že mobilní sekačky dokáží běžně utnout maximální průměr měkkého čerstvého dřeva 80 mm. 90 mm průměr dokáže ucvaknout pouze pohon vedený z traktoru. Jak tedy utnout průměr 90 mm pomocí mobilního špalíkovače, který je poháněn spalovacím motorem?

Napovědět by mohla zkušenost ze sekání dřeva běžnou sekerou. Zde platí následující poznatek. Čím více se člověk rozmáchne, tak tím sekera dosáhne vyšší rychlosti a větší kinetické energie. Přetnutí polínka jde snadněji. Takže pokud dřevní sekačka dosáhne na nožích vyšších otáček, půjde sekání velkých průměrů snáze.

Certifikovaní výrobci mobilních štěpkovačů dosahují hodnoty maximálních otáček na nožích 200 ot/min. Rychlost vtahování větve je 1,5 m/s. Ve sféře zámečnické výroby lze najít i stroje, které na nožích dosahují maximálně 300 ot/min. Ty potom vtahují rychlostí až 2 m/s, což se z ergonomického hlediska dá považovat za limitní hranici použitelnosti. Tyto stroje jsou schopny utnout i průměr 90 mm.

Na základě této skutečnosti volím maximální otáčky hřídelí 300 ot/min.

6.3.3. Celkový převod pohonu

Celkový převod pohonu stroje i_{celk} je podílem otáček motoru n_{mot} a otáček nožové hlavy $n_{\text{nožů}}$.

$$i_{\text{celk}} = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{nožů}}} = \frac{3\,600}{300} = 12 \quad (10)$$

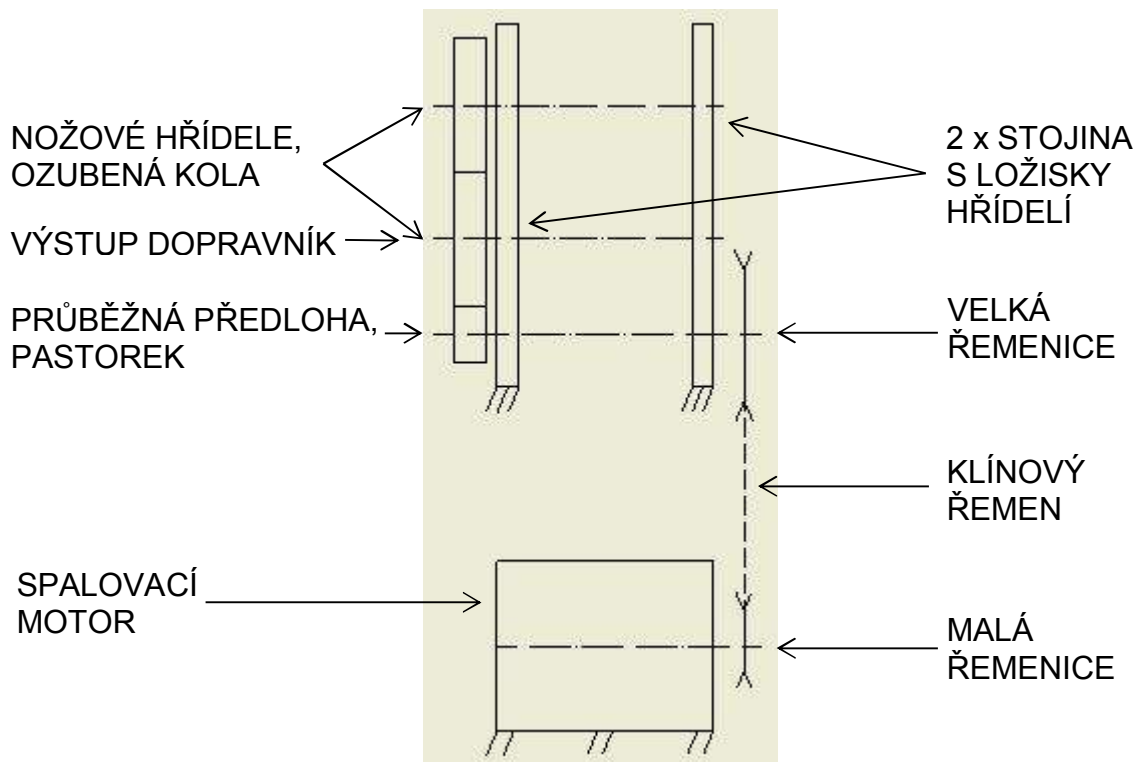
Převodové číslo je rovné 12. Jedná se o vysoký převod, který je nutno rozdělit.

6.3.4. Dílčí převody pohonu

Certifikovaní výrobci špalíkovačů rozdělují celkový převod mezi převod klínovým řemenem a převodovku. Používané převodovky se dají zakoupit za cenu okolo 13 000 Kč. S ohledem na tuto pořizovací cenu, která by zbytečně navyšovala náklady dřevní sekačky, bylo rozhodnuto o jejím nahrazení vloženou předlohou.

Při sériové výrobě špalíkovačů by bylo možné použít převodovku, která by zajistila kompaktnější konstrukci stroje. S ohledem ale na plánovanou kusovou výrobu je užití vložené předlohy racionální volba.

Celkový převod pohonu bude tvořen klínovým řemenem od motoru na předlohu a dále ozubeným soukolím z předlohy na spřažené nožové hřídele.



obr.40.: Návrhové schéma nožové hlavy a uspořádání pohonu

Jednoválcový spalovací motor je nerovnoměrným zdrojem dodávané energie. Dále pak vznikají velké rázy při dopadu nožů na větev. Pro vyhlazení chodu sekacího ústrojí a snížení rázových vibrací, které namáhají celou konstrukci stroje, přichází v úvahu použití vyhlazovacího setrvačnicku.

Setrvačnicku současně poslouží jako zásobník kinetické energie, kterou svým zpomalením může dodat nožům k přetnutí např. tvrdé větve, suku, nebo náhodného hřebíku ve dřevě.

Ideální setrvačnicku je takový, který má svou hmotnost uloženu co nejdále od osy otáčení. Tím potom roste charakteristická veličina moment setrvačnosti I_s .

Kinetická energie setrvačnicku závisí na druhé mocnině úhlové rychlosti ω , resp. na druhé mocnině frekvence otáčení f a lze ji vyjádřit vztahem

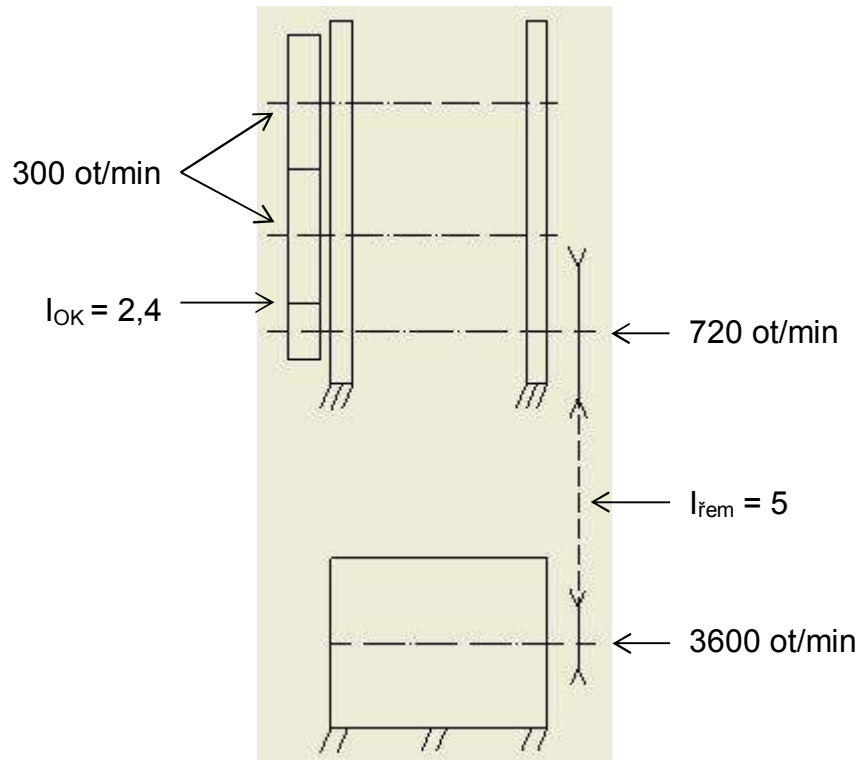
$$E_k = \frac{1}{2} I_s \omega^2 = 2\pi^2 I_s f^2. \quad (11)$$

Z tohoto důvodu je dobré umístit setrvačnicku na rychloběžnou hřídel pohonu. Díky řemenovému převodu se nabízí použití velké řemenice do funkce setrvačnicku. Nahromaděná energie v setrvačnicku může tak být předána přes tuhý převod ozubenými koly na nožové hřídele.

S ohledem na rozdělení celkového převodového poměru a rozložení hmoty setrvačnicku, je v tomto případě nutné volit velký převodový poměr na řemenu i_{rem} .

i_{rem} volím 5. Potom zbývající dílčí převod mezi pastorkem a kolem se vyjádří

$$i_{OK} = \frac{i_{celk}}{i_{rem}} = \frac{12}{5} = 2,4. \quad (12)$$



obr.41.: Schéma velikosti převodů a otáček v jednotlivých uzlech stroje

6.3.5. Návrh spalovacího motoru

6.3.5.1. Příkon pro nožovou jednotku

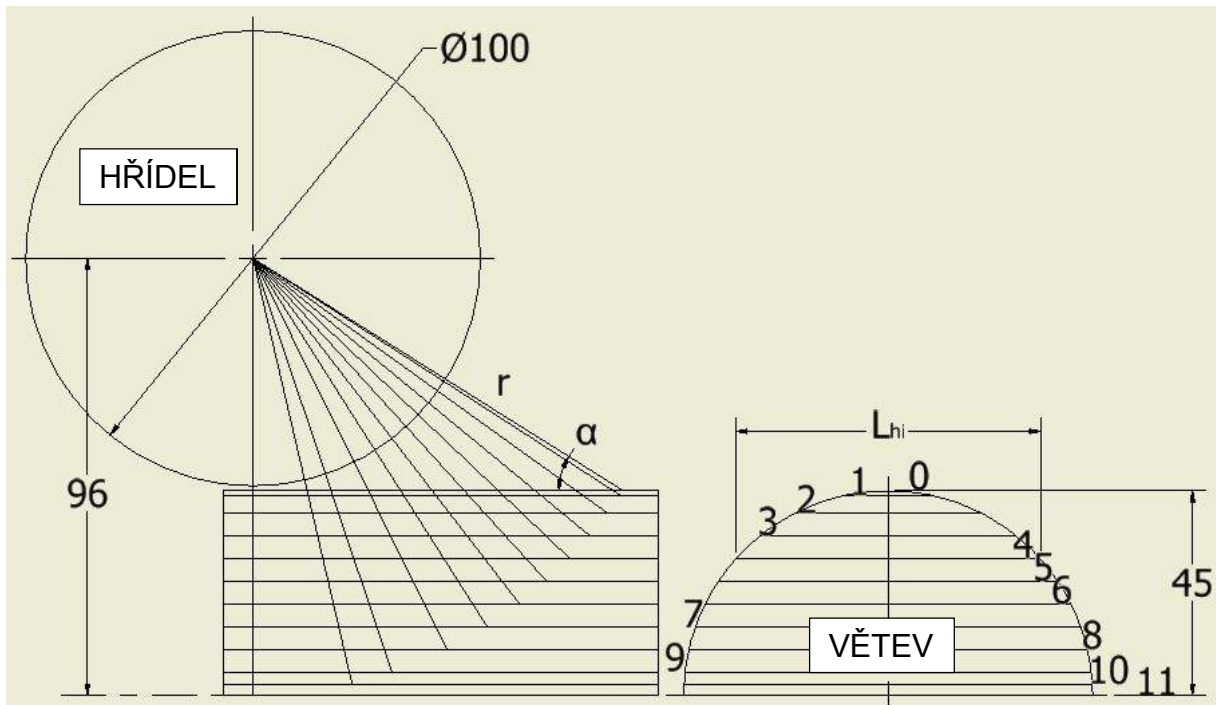
Základní výpočet výkonu motoru vychází z příčné pevnosti dřeva v tlaku. Kapitola 4.1. objasňuje mechaniku nožového ústrojí. Každý z protiběžných nožů v záběru seká právě polovinu průřezu klády. Při zanedbání účinnosti soukolí to znamená, že na každou hřídel je nutno přivést polovinu krouticího momentu.

Respektive celkový krouticí moment jde z předlohy na spodní nožovou hřídel a na ní dochází k dělení toku krouticího momentu. Polovina se spotřebuje přímo na spodní hřídeli a druhá polovina přechází skrze soukolí na horní nožovou hřídel.

Na obrázku č.42 je schematicky znázorněna polovina sekací nožové jednotky. Horní hřídel je pro přehlednost doplněna pouze jedním nožem, jehož úhlovým průmětem bude znázorněna trajektorie seku horní poloviny průřezu větve. Spodní hřídel a dolní polovina průřezu zde nejsou zobrazeny, protože se jedná o totožný děj.

Celkový sek se rozdělí na několik fází, které odpovídají hladinám v polovičním průřezu větve. V hladinách se vypočte tlaková pevnostní podmínka dřeva.

Jako modelový případ je použita čerstvě uříznutá větev ze smrku ztepilého. Celkový průměr větve je 92 mm včetně kůry. Pro zjednodušení návrhu bude uvažováno dělení pouze dřevěného jádra větve o průměru 90 mm. Mez pevnosti v tlaku pro příčný směr čerstvého smrku je $\sigma_p = 4,1 \text{ MPa}$ [8].



obr.42.: Schéma trajektorie seku a výpočtových hladin v polovině průřezu větve

Větev a sek jsou rozděleny na dvanáct postupných fází. Ve fázi 0 dopadá břit nože na obrys větve a zanořuje se. Ve fázi 11 břit nože dosahuje dolní úvrati a na průřez větve působí pouze tah. V této závěrečné fázi je již celý průřez přetát. Tyto dvě okrajové fáze nebudou ve výpočtu uvažovány. Tlakový výpočet proběhne od hloubky 1 mm do hloubky 42,5 mm.

Úhel α je proměnný úhel natočení nože od horizontálního směru. L_{hi} vyjadřuje příčnou délku průřezu v hladinách i .

Pro návrh bude uvažováno otupené ostří nože se šířkou břitu $b_{bř} = 0,5 \text{ mm}$. Potom plochu S_p pro výpočet napětí mezi břitem nože a větví lze vyjádřit vztahem

$$S_p = b_{bř} * L_{hi} \quad (13)$$

Postup výpočtu

Z pevnostní podmínky (14) pro tlak se získá nutná minimální štípací síla F_s .

$$\sigma_p = \frac{F_s}{S_p} \Leftrightarrow F_s = \sigma_p * S_p \quad (14)$$

Štípací sílu je potom možné přepočítat na tečnou sílu F na břitů nože.

$$F = \frac{F_s}{\cos \alpha} \quad (15)$$

Poté lze snadno dopočítat minimální potřebný moment na noži $r = 96$ mm pro jednu nožovou hřídel.

$$M_{hř} = r * F \quad (16)$$

Výsledky výpočtu podle výše uvedených vztahů pro konkrétní hladiny jsou sepsány v tabulce č. 1.

Tabulka 1: Postupný výpočet momentu na jedné nožové hřídeli

HLADINA	α (°)	$b_{bř}$ (mm)	L_{hi} (mm)	σ_p (MPa)	F_s (N)	F (N)	$M_{hř}$ (Nm)
1=1mm	32,8	0,5	18,87	4,1	38,684	46,021	4,418
2=5mm	35,69	0,5	41,23	4,1	84,522	104,067	9,991
3=10mm	39,45	0,5	56,57	4,1	115,969	150,184	14,418
4=15mm	43,43	0,5	67,08	4,1	137,514	189,357	18,178
5=20mm	47,70	0,5	74,83	4,1	153,402	227,933	21,882
6=25mm	52,34	0,5	80,62	4,1	165,271	270,504	25,968
7=30mm	57,54	0,5	84,85	4,1	173,943	324,091	31,113
8=35mm	63,62	0,5	87,75	4,1	179,888	404,859	38,866
9=40mm	71,43	0,5	89,44	4,1	183,352	575,740	55,271
10=42,5mm	76,90	0,5	89,86	4,1	184,220	812,769	78,026

V intervalu od 42,5 mm do středu větve tj. 45 mm se úhel α blíží k 90° . Potom jeho cosinus jde k 0 a minimální vypočtená síla na břitů F se strmě blíží k nekonečnu. Hladina 42,5 mm je v tomto návrhu vzata jako limitní hladina pro čistě tlakový návrh.

Při spojení horní i dolní poloviny průřezu k sobě získáme celistvý průřez větve. Uprostřed, v místě kde se potkávají zabírající nože, se nachází oblast celkem vysoká 5 mm, pro kterou již zcela neplatí tlakový výpočet. V této oblasti se, díky sekání tlakem, nachází napěchovaný materiál, který má již jiné mechanické vlastnosti než volná dřevní hmota. **Pro tento materiál nejsou uvedeny meze pevnosti.**

Vertikální štípací síla se rychle blíží k nule a převládá zde dynamický tah. Kombinací doznívajícího tlaku a maximálního tahu dochází k oddělení špalíku od větve. V této oblasti průřezu hraje významnou roli setrvačnický, který nožům dodává kinetickou energii a udržuje je v rovnoměrném rotačním pohybu.



obr.43.: Napěchovaný materiál široký 5 mm uprostřed březové větve (převzato z [25])

Výpočet říká, že pro tlakové utnutí maximálního průřezu na hladině č. 10 je potřebný minimální krouticí moment na jedné hřídeli $M_{hr} = 78,026 \text{ Nm}$.

6.3.5.2. Příkon pro pásový dopravník s kluznou deskou

Návrh potřebného příkonu pro dopravník proběhne podle normy Pásově transportéry [26].

Pro dosah dopravníku do vlečky je délka volena $L_{dopr} = 1500 \text{ mm}$. Dopravník bude transportovat nasekaný materiál do kopce pod úhlem $\varepsilon = 40^\circ$. Výškový rozdíl je $H_{dopr} = 964 \text{ mm}$. Dopravní žlab je tvořen z plechu a má šířku $\check{S}_z = 230 \text{ mm}$, výška bočnic dosahuje $H_b = 150 \text{ mm}$.

Dopravní pás je volen z PVC a nese označení Gumex GS 220/R 2v1. Pás je zespodu potažen kluznou tkaninou, která snižuje koeficient tření mezi kluznou deskou - žlabem a pásem. Shora je pás oblepen dvanácti příčnými unašeči o výšce $H_u = 75 \text{ mm}$. Šíře pásu je $B_p = 217 \text{ mm}$. Tloušťka pásu dosahuje hodnoty $T_p = 2,6 \text{ mm}$.

Pro určení pracovních parametrů na dopravníku je nejdříve nutné vyjádřit rychlost vtahování materiálu mezi nožové hřídele, jejichž otáčky jsou 300 ot/min. Předpokládá se, že stroj generuje špalíky o průměrné délce $L_s = 130 \text{ mm}$. Potom za jednu otáčku hřídelí dochází k posuvu větve o 390 mm. Za jednu vteřinu se hřídele otočí celkem pětkrát, poté vychází rychlost vtahování $v_{vtah} = 1,95 \text{ m/s}$.

S ohledem na krátkou pracovní vzdálenost, transport kusového materiálu a jednoduchost konstrukce bude volena jako hnací hřídel ta spodní. Pohon spodní hřídele dopravníku je řešen přes klínový řemen ze spodní nožové hřídele. Převodový poměr je zde volen $i_{\text{řem-dopr}} = 1,539$. Otáčky hnací hřídele vychází $n_{\text{dopr}} = 195$ ot/min.

Průměr dopravníkových válečků na spodní i horní hřídeli je 100 mm. Následně lze přes úhlovou rychlost vyjádřit dopravní rychlost pásu v_{dopr} .

$$v_{\text{dopr}} = \omega_{\text{db}} * r_v = \frac{2 * \pi * n_{\text{dopr}}}{60} * r_v = \frac{2 * \pi * 195}{60} * 0,05 = 1,021 \text{ m/s} \quad (17)$$

Poměr toku materiálu do stroje vůči dopravníku vyjadřuje poměr pracovních rychlostí.

$$I_{\text{toku}} = \frac{v_{\text{vtah}}}{v_{\text{dopr}}} = \frac{1,95}{1,021} = 1,91 \quad (18)$$

Podle (18) poteče na dopravníku 1,91krát více materiálu než poteče násypkou do nožové hlavy. Pro dopravník o délce 1500 mm to znamená, že musí pobrat 2865 mm dlouhou řadu špalíků čerstvého smrku o průměru 90 mm. Ve skutečnosti špalíky nebudou v řadě, nýbrž vždy bude několik kusů vedle sebe v celé délce dopravníku podle toho, jak zrovna dopadnou na pás a jak se vejdou mezi unašeče. Pro určení hmotnostního dopravního výkonu se dle (19) nejprve vypočte hmotnost jednoho špalíku, poté ve (20) se vyjádří hmotnost ideálních 1,91 špalíků vedle sebe.

Hustota smrku je $\rho = 780 \text{ kg/m}^3$ [8]. V_1 představuje objem jednoho špalíku.

$$m_{\text{šp}} = \rho * V_1 = \rho * \frac{\pi * D_{\text{šp}}^2}{4} * L_s = 780 * \frac{\pi * 0,09^2}{4} * 0,13 = 0,645 \text{ kg} \quad (19)$$

$$m_{1,91} = 1,91 * m_{\text{šp}} = 1,91 * 0,645 = 1,232 \text{ kg} \quad (20)$$

Dle (21) je již možné vypočítat hmotnostní dopravní výkon transportéru.

$$Q = 3,6 * m_{1,91} * \frac{v_{\text{dopr}}}{L_s} = 3,6 * 1,232 * \frac{1,021}{0,13} = 34,833 \text{ tun/h} = 34833 \text{ kg/h} \quad (21)$$

Pohybové odpory

Celkové odpory O_c , které poslouží pro návrh potřebného příkonu, se skládají ze tří odporových složek – hlavní O_H , vedlejší O_V a přídatné O_p . O_c je vypočítán ve (31).

Hlavní odpor

O_H popisuje třecí odpor mezi kluznou deskou a tkaninou pásu v horní větvi dopravníku a vyjádří se rovnicí (22). Dolní vratná větev je pověšena ve vzduchu a výpočet se na ní nevztahuje.

$$O_H = f_1 * L_{dopr} * g * (q_1 + q_2) * \cos \varepsilon = 0,2 * 1,5 * 9,81 * (1,71 + 9,477) * \cos 40 = 25,221N \quad (22)$$

Kde f_1 je součinitel tření mezi tkaninou na rubu pásu a kluznou deskou – žlabem.

$f_1 = 0,2$ - dáno výrobcem pásu Gumex

Tíhové zrychlení je $g = 9,81$. Veličiny v závorce q_1, q_2 jsou dále popsány ve (23), (24).

Hmotnost 1m dopravního pásu

Pro celkovou hmotnost 1m dopravního pásu q_1 je nutné uvažovat hmotnost samotného pásu m_{p1} a hmotnost unašečů m_{un1} . Vyjádří se vztahem (23).

Na pásu dlouhém 3330 mm je navařeno celkem 12 unašečů dlouhých 217 mm. Stejnolehlá rozteč unašečů je 277,5 mm. Tomu odpovídají čtyři unašeče na jeden metr délky pásu. Čtyři unašeče celkově měří $L_{4u} = 868$ mm. Pás o délce 1m zaujímá plochu $S_p = 0,217$ m².

Výrobce udává měrnou hmotnost pásu $m_p = 3,6$ kg/m². Měrná hmotnost unašečů potom je $m_{un} = 1,07$ kg/m.

$$q_1 = m_{p1} + m_{un1} = S_p * m_p + L_{4u} * m_{un} = 0,217 * 3,6 + 0,868 * 1,07 = 1,71kg \quad (23)$$

Hmotnost nákladu na 1m délky pásu

Řadu špalíků dlouhou 1m tvoří 7,692 špalíků o délce 130 mm vyskládaných za sebou. Pro určení jejich hmotnosti je nutné vzít v úvahu ideální počet špalíků vedle sebe tj. 1,91. Hmotnost nákladu na 1m délky pásu q_2 potom vyjadřuje (24).

$$q_2 = 7,692 * m_{1,91} = 7,692 * 1,232 = 9,477kg \quad (24)$$

Celková hmotnost nákladu na dopravníku

Celkovou hmotnost naloženého dřeva na délce dopravníku m_{cd} vyjadřuje vztah (25). Kdy je hmotnost nákladu na 1m délky pásu vynásobena délkou dopravníku.

$$m_{cd} = q_2 * L_{dopr} = 9,477 * 1,5 = 14,216kg \quad (25)$$

Vedlejší odpory

Vedlejší odpory podle normy zahrnují odpor setrvačných sil v oblasti urychlování dopravované hmoty tj. O_{v1} , odpor tření dopravované hmoty o boční vedení v urychlovací oblasti tj. O_{v2} . Další odporové složky tvoří odpor ložisek bubnů O_{v3} a odpor ohybu pásu na bubnech O_{v4} .

Protože useklý špalek letí z nožové hlavy rychlostí 1,95 m/s a dopravní pás se pohybuje rychlostí 1,021 m/s, tak je nutné letící kládu zpomalit na dopravní rychlost transportéru. Zpomalení bude řešené nárazem o strop výletového tobogánu resp. o brzdou desku z PVC, která bude zakrývat výletový prostor z nožové jednotky. Z těchto důvodů je možné složku O_{V1} zanedbat, spolu sní i složku O_{V2} .

Pro zjednodušení návrhu je na základě normy pro každý buben s ložisky volen odpor 49,05 N, tzn. celkový odpor v ložiskách bubnů je $O_{V3} = 98,1$ N.

Ohybový odpor PVC pásu přes oba bubny se dle normy volí $O_{V4} = 196,1$ N. Celkové vedlejší odpory vyjadřuje rovnice (26).

$$O_V = O_{V3} + O_{V4} = 98,1 + 196,1 = 294,2N \quad (26)$$

Přídavné odpory

Přídavné odpory tvoří odpor z překonání transportní výšky O_{tv} a odpor tření dopravovaného materiálu o stěny dopravního žlabu $O_{dž}$.

$$O_P = O_{tv} + O_{dž} = 89,621 + 25,267 = 114,888N \quad (27)$$

Odpor z překonání transportní výšky popisuje rovnice (28), kde hmotnostní dopravní výkon Q je vyjádřen v tunách / h.

$$O_{tv} = + \frac{Q * H_{dopr} * g}{3,6 * v_{dopr}} = \frac{34,833 * 0,964 * 9,81}{3,6 * 1,021} = 89,621N \quad (28)$$

Odpor tření dopravovaného materiálu žlabem

Pro odpor tření dopravovaného materiálu žlabem bude uvažován boční náklon celého stroje $\lambda = 15^\circ$. Bude zde simulována poloha stroje v mírném svahu. Materiál se opře o boční stěnu žlabu a vznikne normálová síla N_x mezi materiálem a boční stěnou. Velikost této síly popisuje rovnice (29).

Pro výpočet se uvažuje celková hmotnost dopravovaného materiálu ze vztahu (25) $m_{cd} = 14,216$ kg, resp. jeho tíha $G_m = 139,459$ N.

$$N_x = G * \sin \lambda = 139,459 * \sin 15 = 36,095N \quad (29)$$

Odporová třecí síla se ve vztahu (30) získá násobením normálové síly N_x a součinitele tření mezi materiálem a stěnou žlabu $\mu_x = 0,7$ [26].

$$O_{dž} = \mu_x * N_x = 0,7 * 36,095 = 25,267N \quad (30)$$

Nyní je možné dopočítat **celkový dopravní odpor O_c** , který je součtem všech dílčích odporů a je roven obvodové síle na hnacím bubnu dopravníku.

$$O_c = O_H + O_V + O_P = 25,221 + 294,2 + 114,888 = 434,309N \quad (31)$$

Příkon na hnacím bubnu dopravníku se stanoví podle (32) [27]. Kde účinnost přenosu sil z bubnu na pás je $\eta_{bub} = 0,9$ [26].

$$P_b = \frac{O_c * v_{dopr}}{\eta_{bub}} = \frac{434,309 * 1,021}{0,9} = 492,7W \quad (32)$$

Poté je možné z příkonu vypočítat krouticí moment, který bude zatěžovat hřídel hnacího bubnu.

$$M_{KHB} = \frac{P_b}{\omega_{db}} = \frac{492,7 * 60}{2 * \pi * 195} = 24,128Nm \quad (33)$$

Příkon a krouticí moment z nožové hřídele pro dopravník

Převod sil mezi hnacím bubnem a spodní nožovou hřídelí je realizován pomocí řemenového převodu $i_{rem-dopr} = 1,539$. Převod je tvořen jedním řemenem o průřezu A. Jeho účinnost je $\eta_{rem} = 0,92$ [27]. Odebíraný výkon z kola dolní nožové hřídele je vyjádřen v rovnici (34). Na ní poté navazuje vztah (35), který vyjadřuje odebíraný krouticí moment z kola dolní nožové hřídele.

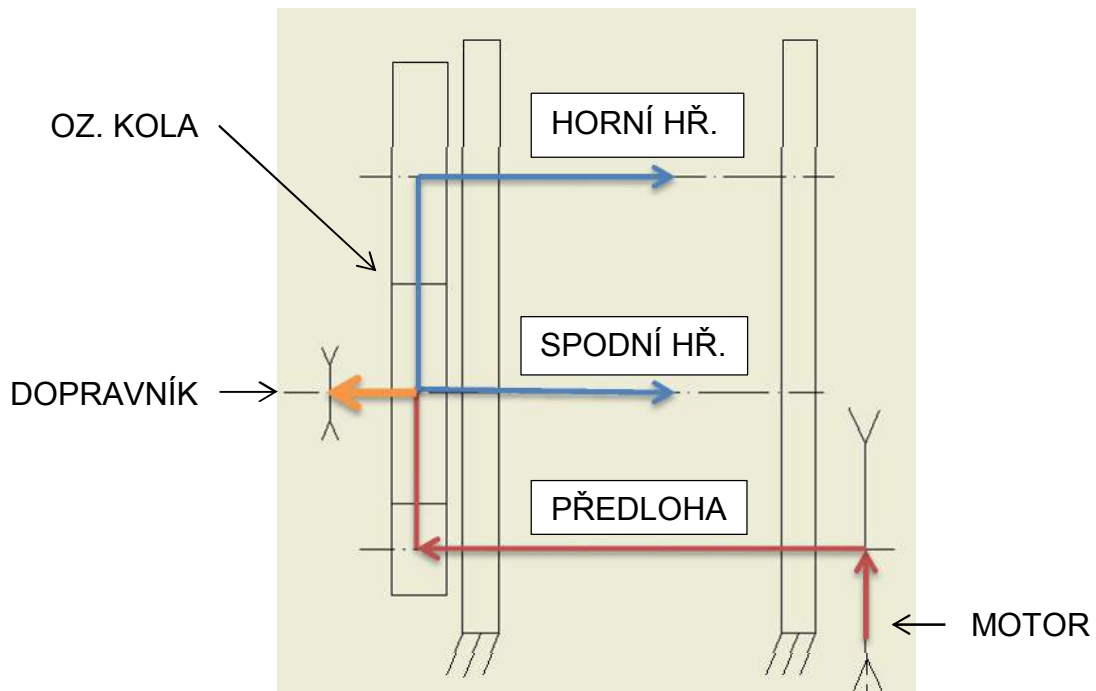
$$P_{NHb} = \frac{P_b}{\eta_{rem}} = \frac{492,7}{0,92} = 535,544W \quad (34)$$

$$M_{NHb} = \frac{P_{NHb}}{\omega_{NH}} = \frac{535,544 * 60}{2 * \pi * 300} = 17,047Nm \quad (35)$$

6.3.5.3. Volba spalovacího motoru

Pro návrh výkonu spalovacího motoru je nutné projít celý pohon od spotřebičů momentu až k motoru a zohlednit jednotlivé převody a jejich účinnosti.

Výchozím bodem je **ozubené kolo spodní nožové hřídele**, na kterém dochází k dělení toku výkonu. Část výkonu jde bočním vývodem na **dopravník**, zbytek výkonu je rovnoměrně rozdělen **mezi spodní a horní nožovou hřídel**.



obr.44.: Dělení toku výkonu na kole spodní nožové hřídele

První část krouticího momentu na kole spodní nožové hřídele je moment pro dopravník ze vztahu (35).

Zbývá část krouticího momentu na kole spodní nožové hřídele je použita na sekání nožovými hřídelemi. Na každou hřídel je nutné dovést minimální moment z kapitoly 6.3.5.1.

Krouticí moment pro horní hřídel je přiveden ze spodní hřídele přes ozubené soukolí s převodem rovným jedné.

Pro celkový moment na kole spodní hřídele M_{CD} se musí moment horní hřídele podělit účinností soukolí a k němu přičíst krouticí moment spodní hřídele bez zohlednění účinnosti, dále se přičte moment pro dopravník. Účinnost soukolí je $\eta_{ok} = 0,98$ [27].

$$M_{CD} = \frac{M_{hř}}{\eta_{OK}} + M_{hř} + M_{NHb} = \frac{78,026}{0,98} + 78,026 + 17,047 = 174,691 Nm \quad (36)$$

Na kolo spodní nožové hřídele přichází krouticí moment z pastorku na předloze. Mezi pastorkem a kolem je převod $i_{ok} = 2,4$. Účinnost soukolí je $\eta_{ok} = 0,98$ [27]. Moment na pastorku se vyjádří vztahem (37).

$$M_{PAST} = \frac{M_{CD}}{i_{ok} * \eta_{ok}} = \frac{174,691}{2,4 * 0,98} = 74,273 \text{ Nm} \quad (37)$$

Na předlohu přichází krouticí moment přes klínový řemen od motoru. Převodový poměr řemenu je $i_{rem} = 5$. Účinnost řemenového převodu je $\eta_{rem} = 0,92$ [27]. Výsledný minimální moment na motoru se nechá vyjádřit rovnicí (38).

$$M_{MOT} = \frac{M_{PAST}}{i_{rem} * \eta_{rem}} = \frac{74,273}{5 * 0,92} = 16,146 \text{ Nm} \quad (38)$$

Minimální hodnota krouticího momentu motoru vychází 16,146 Nm. Z momentu a z maximálních otáček motoru $n_{max} = 3600$ ot/min lze zjistit minimální výkon motoru.

$$P_{min} = M_{MOT} * \omega = M_{MOT} * \frac{2 * \pi * n}{60} = 16,146 * \frac{2 * \pi * 3600}{60} = 6,087 \text{ kW} \quad (39)$$

Minimální výpočtový výkon motoru je roven 6,087 kW. Ovšem tuto hodnotu je potřeba brát s jistou rezervou. Protože výpočet uprostřed větve není možné jednoznačně fyzikálně popsat a spočítat potřebné síly.

Na základě výše popsaných faktů a používaných motorů konkurencí byl pro pohon mobilního špalíkováře vybrán spalovací motor o maximálním výkonu 9,6 kW.

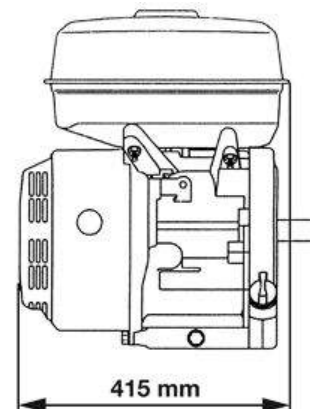
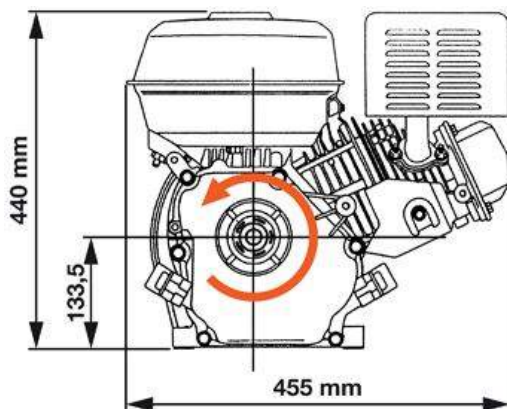
Konstrukčně se jedná o kopii motoru Honda GX 390, která je světově rozšířená. Rakouská firma Rotek tento motor prodává se zdvihovým objemem 420 ccm a výkonu $P = 9,6$ kW při 3 600 otáčkách za minutu. Motor dosahuje nejvyššího krouticího momentu $M_{MOTmax} = 26,7$ Nm při 2 500 ot/min.



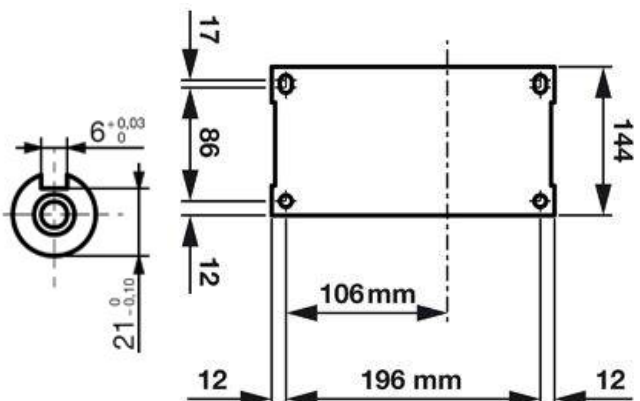
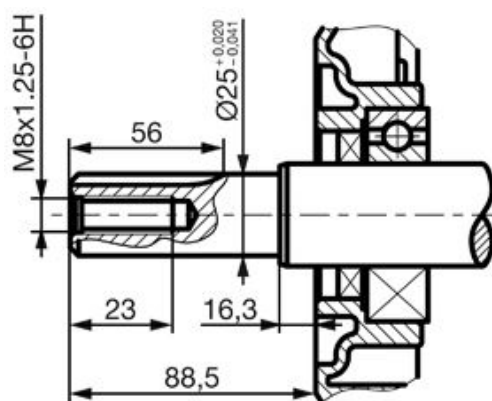
obr.45.: Rotek 420-E-25x88,5 (převzato z [28]) obr.46.: Pohled na hřídel (převzato z [28])

Motor je vybavený kromě ručního tahacího startéru také elektrostartérem, což symbolizuje písmeno E v názvu motoru. Hodnota 25 mm označuje průměr výstupní hřídele a 88,5 mm je její délka od obrysu karteru.

Palivem je běžný benzin natural 95 a nádrž ho pojme až 6,5 litru. Při maximálních otáčkách motor dosahuje spotřeby až 2 litry benzínu za hodinu. Motor je mazán motorovým olejem. Olejová skříň pojme 1,1 litru oleje. Hladina hluku dosahuje ve vzdálenosti 7 m od motoru hodnoty 73 decibel. Hmotnost motoru bez náplní je přijatelných 33 kg.



obr.47.: Čelní míry motoru (převzato z [28]) obr.48.: Boční míra motoru (převzato z [28])



obr.49.: Rozměry válcové hřídele (převzato z [28]) obr.50.: Přípojná deska (převzato z [28])

6.3.6. Pracovní momenty v částech stroje

Za základě volby výkonu motoru je nutné vyjádřit běžné pracovní krouticí momenty v jednotlivých částech stroje. K tomu se použije převrácených vztahů (36) až (39). Maximální moment na motoru dosahuje hodnoty 26,7 Nm. Moment na předloze se spočte podle vztahu (40).

$$M_{PAST} = M_{MOT} * I_{rem} * \eta_{rem} = 26,7 * 5 * 0,92 = 122,82Nm \quad (40)$$

Moment na kole spodní nožové hřídele vyjadřuje rovnice (41).

$$M_{CD} = M_{PAST} * I_{OK} * \eta_{OK} = 122,82 * 2,4 * 0,98 = 288,873 Nm \quad (41)$$

Na kole spodní nožové hřídele dochází k dělení toku momentu. Moment o velikosti $M_{NHb} = 17,047 Nm$ teče vývodem na pohon dopravníku. Zbytek $M_{Nhř}$ (42) se rovnoměrně rozdělí mezi nožové hřídele.

$$M_{Nhř} = M_{CD} - M_{NHb} = 288,873 - 17,047 = 271,826 Nm \quad (42)$$

Polovina zbývajícího momentu $M_{Nhř}$ jde na spodní hřídel a druhá polovina přes ozubené soukolí jde na horní hřídel.

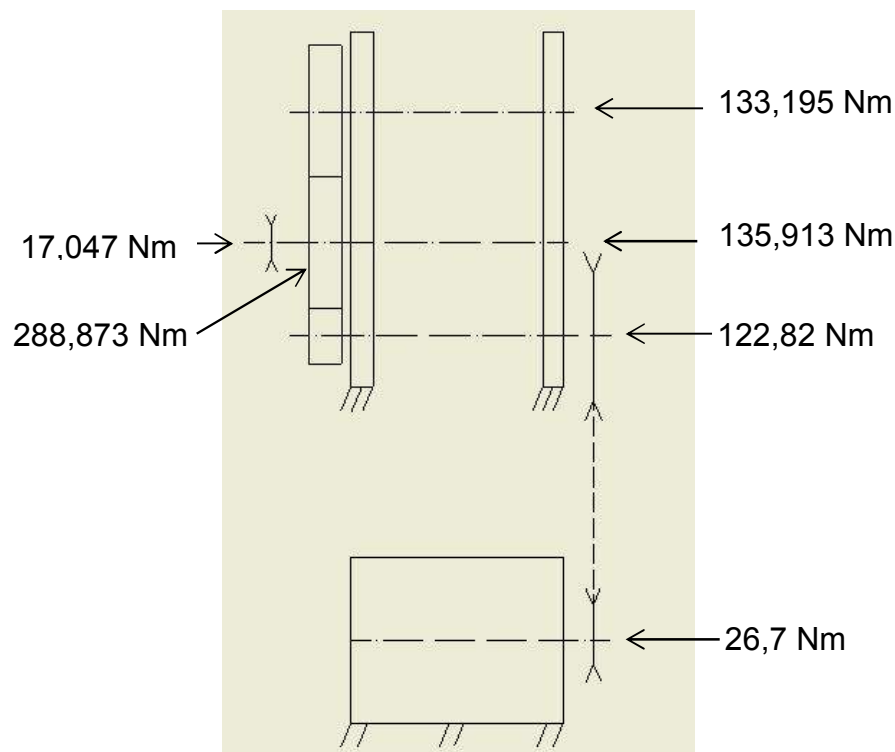
Potom moment na dolní hřídeli lze vyjádřit rovnicí (43) a moment na horní hřídeli vztahem (44).

$$M_{Dhř} = \frac{M_{Nhř}}{2} = \frac{271,826}{2} = 135,913 Nm \quad (43)$$

$$M_{Hhř} = \frac{M_{Nhř}}{2} * \eta_{OK} = \frac{271,826}{2} * 0,98 = 133,195 Nm \quad (44)$$

Reálné pracovní velikosti momentů na nožích jsou téměř 1,7 krát vyšší než návrhové pro tlak. Tím je zajištěn spolehlivý pracovní chod stroje i v oblasti utuženého středového pásu větve.

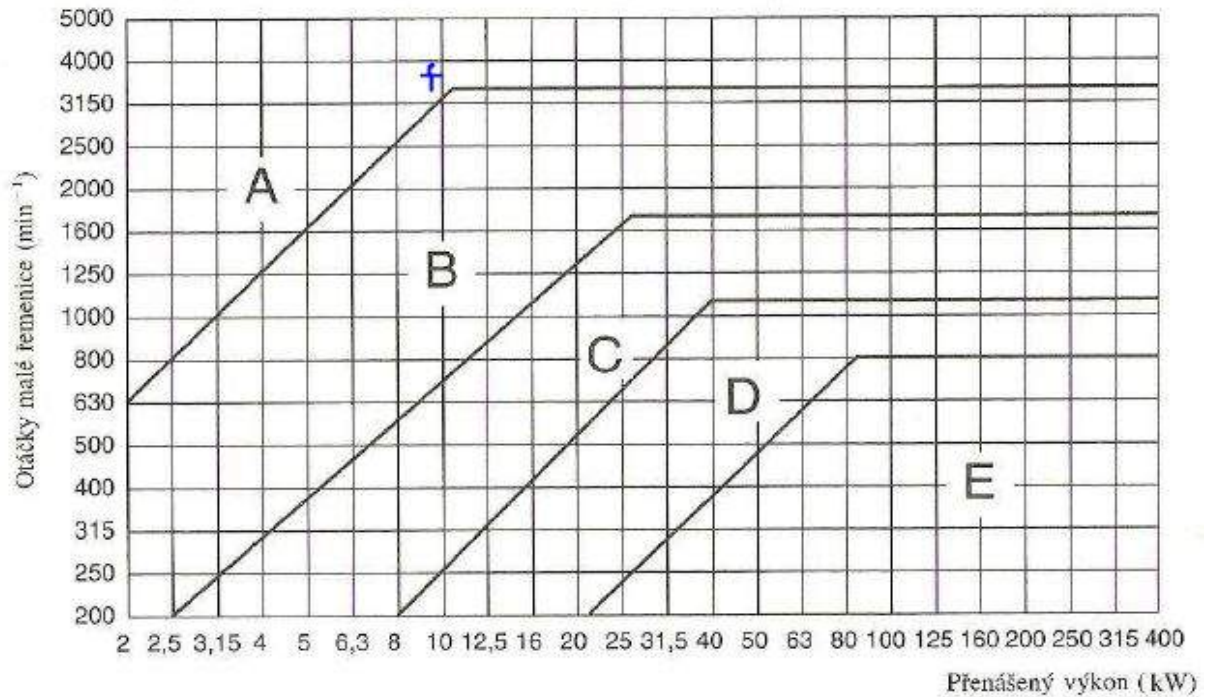
V obrázku č. 51 jsou schematicky znázorněny polohy a velikosti momentů.



obr.51.: Velikosti pracovních momentů v uzlech stroje

6.3.7. Návrh řemenového převodu motor / předloha

Návrhem řemenového převodu se zabývá norma ČSN 02 3111 [29]. Podle hodnoty přenášeného výkonu a pracovních otáček se zvolí typ průřezu řemenu.



obr.52.: Diagram pro určení průřezu řemenu (převzato z [29])

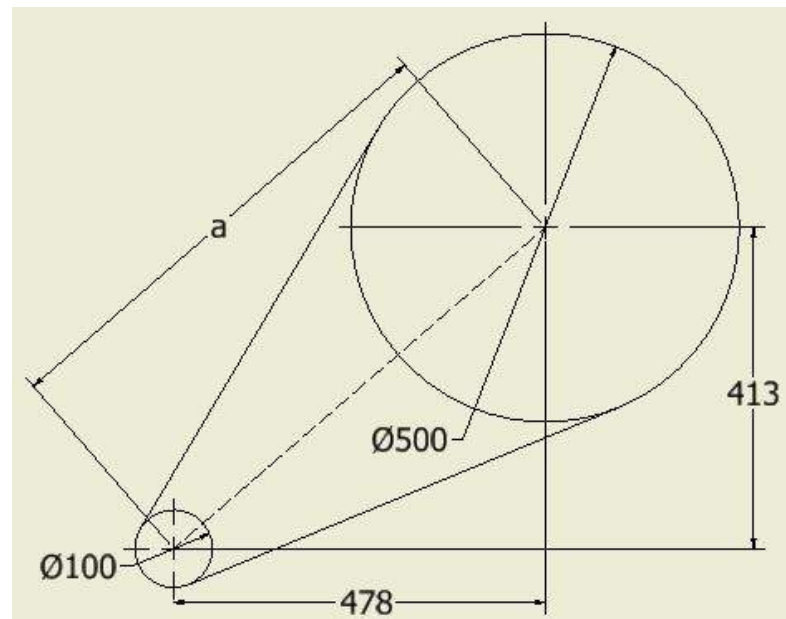
Pracovní bod řemenu leží v oblasti pro průřez A. Proto je vybrán řemen A (13x8). Převodový poměr je výše zvolen $i_{\text{řem}} = 5$. Minimální roztečný průměr malé řemenice je normou určen na 90 mm. Při nižších průměrech dochází k nadbytečnému namáhání řemenu ohybem.

S ohledem na použití velké řemenice jako setrvačnicku je její roztečný průměr volen $D_2 = 500$ mm. Na základě požadovaného převodu vychází roztečný průměr malé řemenice $D_1 = 100$ mm. Velká řemenice bude spojena s předlohou pomocí svěrného pouzdra Taper lock. Malá řemenice na výstupní hřídeli motoru bude uložena na peru a axiálně zajištěna deskou a šroubem.

6.3.7.1. Osová vzdálenost převodu

Díky umístění nožové hlavy na podstavci a motoru na rámu je dle obrázku 39 patrný výškový rozdíl poloh řemenic. V tomto případě se jedná o šikmý řemenový převod. Obrázek 53 zobrazuje reálnou polohu řemenic. Na jejím základě je možné určit osovou vzdálenost převodu a .

$$a = \sqrt{478^2 + 413^2} = 631,7 \text{ mm} \quad (45)$$



obr.53.: Vzájemná pozice řemenic

6.3.7.2. Délka řemenu

Uzavřená délka řemene se uvádí pro rovinu neutrálních vláken. Stanoví se výpočtem podle (48). β vyjadřuje úhel opásání hnací řemenice a γ značí doplňkový úhel do 90° .

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_2}{2 \cdot a} - \frac{D_1}{2 \cdot a} = \frac{500}{1263,4} - \frac{100}{1263,4} \Leftrightarrow \beta = 143,084^\circ \quad (46)$$

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 90^\circ - \frac{143,084}{2} = 18,458^\circ \quad (47)$$

$$L_p = 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) \quad (48)$$

$$L_p = 2 \cdot 631,7 \cdot \sin \frac{143,084}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (500 + 100) + \frac{\pi \cdot 18,458}{180} \cdot (500 - 100) = 2269,745 \text{ mm}$$

Normalizovaná roztečná délka řemene dle ISO 4184 je 2270 mm. Tento řemen je možné běžně zakoupit.

6.3.7.3. Počet řemenů

Obvodová rychlost řemene se určí z otáček a z průměru hnací řemenice.

$$v = \frac{D_1 \cdot n_{mot}}{19100} = \frac{100 \cdot 3600}{19100} = 18,848 \text{ m/s} \quad (49)$$

Celkový počet řemenů K potřebný pro přenos daného výkonu P se určí z (50).

$$K = \frac{P}{N_P * C_K} = \frac{9,6}{1,7172 * 0,95} = 5,885 \quad (50)$$

Kde C_K je součinitel počtu řemenů v převodu, který respektuje nerovnoměrné rozdělení přenášeného výkonu na jednotlivé řemeny, $C_K = 0,95$ [-], [29].

N_P [kW] je skutečný přenášený výkon jedním řemenem v provozních podmínkách. Určí se rovnicí (51).

$$N_P = N_0 * \frac{C_\beta * C_L}{C_P} = 2,34 * \frac{0,9 * 1,06}{1,3} = 1,7172 \text{ kW} \quad (51)$$

Kde jednotlivé členy se určí z tabulek v ČSN 02 3111, [29]

N_0 – ideální jmenovitý výkon na jeden řemen [kW], $N_0 = 2,34$ kW,

C_β – součinitel vlivu úhlu opásání [-], $C_\beta = 0,9$,

C_L – součinitel vlivu délky řemene [-], $C_L = 1,06$,

C_P – součinitel dynamičnosti a pracovního cyklu [-], $C_P = 1,3$.

Celkový počet klínových řemenů dle (50) vychází 5,885. Ve srovnání tohoto doporučeného čísla a počtu řemenů, který dnes konkurence využívá na motorech o stejném výkonu, se počty značně liší.

V dnešní běžné praxi se pro výkon 9,6 kW často používá 2 x řemen průřezu B, nebo 3 x řemen průřezu A. S narůstajícím počtem řemenů roste napínací síla a také namáhání hřídelí. V této situaci je možné přihlédnout k tomu, že norma ČSN 02 3111 pochází z roku 1987. Technický vývoj jde kupředu a dnešní řemeny již zvládnou přenést větší výkony než tehdejší uvažované.

Proto na této dřevní sekačce bude mezi motorem a předlohou použit 3 x řemen průřezu A.

6.3.8. Napínání řemenů

Napínání klínových řemenů je možné řešit třemi způsoby.

6.3.8.1. Pevná napínací kladka

Motor je napevno přišroubován k rámu a osami řemenic tak není možné vzájemně hýbat. Napínací kladka se umísťuje na volnou vratnou větev, v tomto případě by se jednalo o spodní větev řemenů. Kladka se zpravidla umísťuje na rameno spojené s rámem. Na rameni je zajištěn posuvný pohyb kladky potřebný pro požadované dopnutí řemenů. Když jsou řemeny vhodně napnuty, pozice kladky se zajistí utažením šroubu.

V běžném provozu může nastat situace, kdy dojde k přetížení stroje vlivem vložení větve s příliš velkým průměrem. Vzápětí dojde k zastavení nožového mechanismu i velké řemenice. Díky pevné konstrukci řemenového obvodu se nemají řemeny kam uvolnit a motor se vlivem nepohybujících se řemenů natvrdo zastaví. Protože spalovací motor má měkkou charakteristiku, kdy při nulových otáčkách je i nulový krouticí moment. Na druhou stranu asynchronní elektromotor dává krouticí moment i při nulových otáčkách. Při jeho použití by se musel obratem stisknout pohotovostní vypínač, aby se předešlo spálení statorového vinutí.

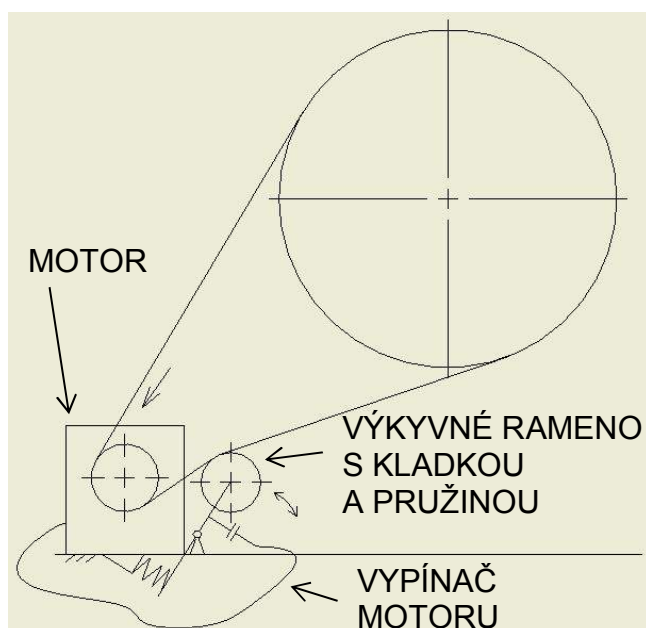
V případě malého předeptnutí řemenů může při zastavení velké řemenice dojít k prokluzu řemenů na hnací řemenici a tím k jejich spálení při pozdním vypnutí motoru.

6.3.8.2. Výkyvná napínací kladka

Jedná se o totožnou kladku jako v prvním případě. Ovšem tato kladka bude umístěna na výkyvném rameni. Kyvné rameno bude tlačit kladku na řemen díky předeptaté tlačné pružině.

Během přetížení stroje vyniká použití výkyvné kladky. Její rameno se vychýlí z polohy pro běžný provoz a na jeho dorazu je instalován vypínač, který zkratuje a vzápětí vypne spalovací motor.

Jedná se o zajímavé řešení a konstrukce stroje je na zástavbu kyvné kladky prostorově připravena. Pro zajištění spolehlivého provozu, s ohledem na kmitání volné větve řemenového převodu během pracovního cyklu, by tato varianta vyžadovala důkladné naladění.



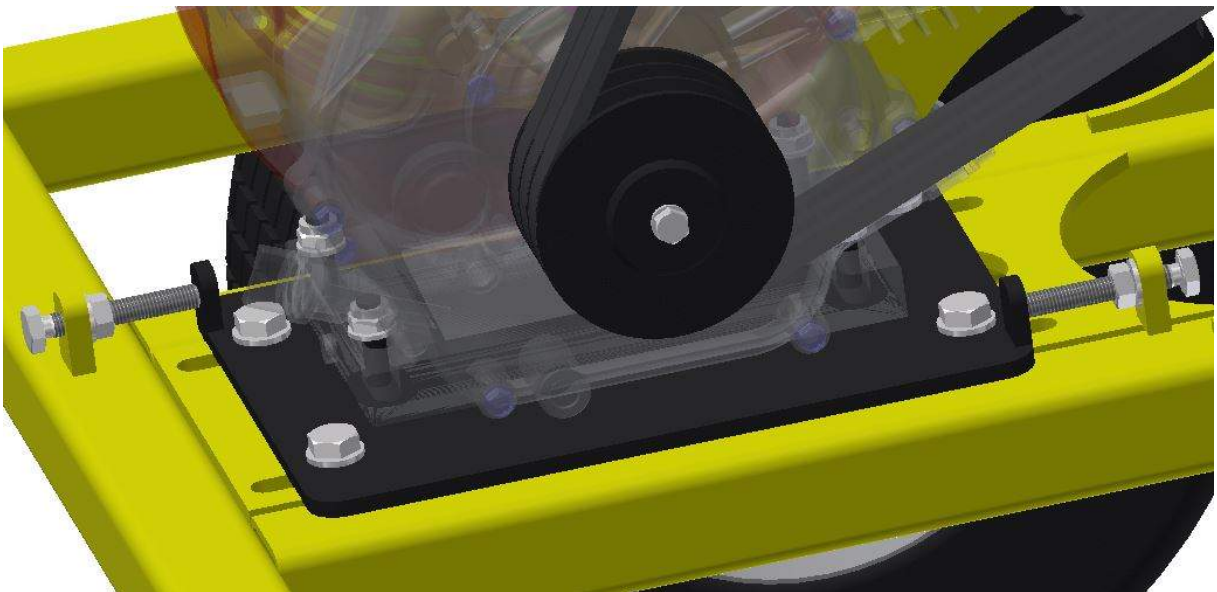
obr.54.: Instalovaná výkyvná kladka

6.3.8.3. Posuvná deska motoru

Motor je připevněn na pohyblivou desku. Desku je možné pomocí příčné dvojice stavěcích šroubů vychýlit a předepnout tak řemeny. Po nastavení vhodného předpětí řemenů se základová deska motoru přitáhne dalšími šrouby k rámu stroje.

Ve stavu přetížení se posuvná deska motoru chová stejně jako pevná kladka. Výsledkem je, podle velikosti předepnutí řemenů, buď zastavení motoru natvrdo, nebo volný prokluz řemenů. Kde je poté nutné motor co nejdříve vypnout vypínačem.

Tato varianta napínání řemenů byla díky své jednoduchosti vybrána pro použití v konstrukční úloze.



obr.55.: Posuvná deska motoru a nastavení předepnutí řemenů pomocí stavěcích šroubů

6.4. Řemenice jako setrvačnick

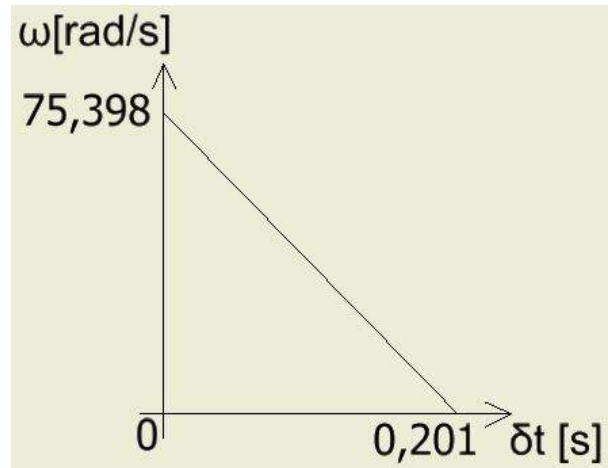
V kapitole 6.3.4. bylo nastíněno použití velké řemenice jako vyhlazující setrvačnick chodu stroje. Řemenice dosahuje maximálních otáček 720 ot/min.

Při přetížení stroje, díky vložení příliš silné větve do nožové jednotky, může dojít k téměř okamžitému zastavení setrvačnicku. Potom celá jeho naakumulovaná kinetická energie je předána přes předlohu na ozubená soukolí a dále přes hřídele až na nože. Díky této přídavné energii může i větev, která běžně do stroje nepatří, být ještě několikrát přeseknuta předtím, než se řemenice zcela zastaví.

Pro tento limitní provozní případ musí být dimenzovány všechny součásti, přes které se povalí energie setrvačnicku. Proto nestačí dimenzovat jen na běžné provozní zatížení od spalovacího motoru, ale je nutné dimenzovat od součtu obou zatížení.



obr.56.: Velká řemenice o průměru 500 mm, vpravo montážní pouzdro Taper lock



obr.57.: Brzdná rampa velké řemenice

6.4.1. Brzdná rampa

Nožové hřídele se otáčejí maximálními otáčkami až 300 ot/min, tj. 5 ot/s. Za jednu vteřinu stroj provede 15 seků. Frekvence sekání je $f_s = 15$ Hz. Doba trvání jednoho seku vyjadřuje rovnice (52).

$$T_{seku} = \frac{1}{15} = 0,067s \quad (52)$$

Při vložení příliš silné větve do nožové jednotky nedojde k jejímu zastavení ihned při prvním seku. Pro přiblížení reálné situace bude uvažován čas zastavení δt za tři seky, resp. za jednu otáčku hřídelí.

$$\delta t = 3 * T_{seku} = 3 * 0,067 = 0,201s \quad (53)$$

Doba zastavení nožových hřídelí se rovná době zastavení velké řemenice. Setrvačnick na nulové otáčky bude zpomalovat z otáček 720 ot/min. Jeho úhlová rychlost $\omega_{vř}$ se vyjádří vztahem (54).

$$\omega_{vř} = \frac{2 * \pi * n}{60} = \frac{2 * \pi * 720}{60} = 75,398rad / s \quad (54)$$

Úhlové zpomalení setrvačnicku ε_s lze spočítat dle (55) a graficky vyjádřit pomocí brzdné rampy na obrázku 57.

$$\varepsilon_s = \frac{\delta \omega_{vř}}{\delta t} = \frac{75,398}{0,201} = 375,114rad / s^2 \quad (55)$$

Úhlové zpomalení je na intervalu δt konstantní, pokles úhlové rychlosti má lineární průběh. Na tomto základě bude mít i krouticí moment, který vzniká zpomalením setrvačnicku, v celém intervalu δt konstantní velikost.

6.4.2. Celkové zatížení stroje

6.4.2.1. Parametry řemenice – setrvačnicku

roztečný průměr: $d_{vř} = 500$ mm

hmotnost včetně upínacího pouzdra Taper lock: $m_{vř} = 19,2$ kg

moment setrvačnosti k ose rotace: $I_s = 0,638\ 134\ 341$ kg*m² (Autodesk Inventor 2012)

6.4.2.2. Krouticí moment od setrvačnicku

Kinetická energie setrvačnicku se během jeho zpomalení – zastavení přemění na krouticí moment. Pro určení velikosti se vychází ze zákona síly pro rotační těleso.

$$M_{KS} = I_s * \varepsilon_s = 0,638134341 * 375,114 = 239,373 Nm \quad (56)$$

Krouticí moment, vlivem zastavení setrvačnicku na předloze, dosahuje hodnoty 239,373 Nm. Tento moment je konstantně dodáván během celé doby zastavování.

6.4.2.3. Celkový moment

Celkový moment na předloze se vyjádří jako součet momentu od motoru M_{PAST} a momentu od setrvačnicku M_{KS} .

$$M_{PAST_C} = M_{PAST} + M_{KS} = 122,82 + 239,373 = 362,193 Nm \quad (57)$$

Poté se přepočtem z kapitoly 6.3.5. určí konečné velikosti krouticích momentů na nožových hřídelích. Celkový moment na kole dolní nožové hřídele lze popsat vztahem (58).

$$M_{CD_C} = M_{PAST_C} * I_{OK} * \eta_{OK} = 362,193 * 2,4 * 0,98 = 851,878 Nm \quad (58)$$

Celkový krouticí moment se na kole spodní hřídele dělí mezi dopravník, horní a dolní nožovou hřídel.

Protože mezi výstupem ze spodní nožové hřídele a hnací hřídelí dopravníku je použitý řemenový převod tvořený jedním řemenem o průřezu A, tak lze počítat s řemenem jako s přetěžovací spojkou, která v případě zastavení setrvačnicku proklouzne a na dopravník poteče jen původní velikost momentu $M_{NHb} = 17,047$ Nm.

Zbytek momentu na kole spodní nožové hřídele $M_{Nhř_C}$ se rovnoměrně rozdělí mezi obě hřídele. Hodnotu zatížení spodní nožové hřídele vyjadřuje rovnice (59). Vztah (60) udává celkové zatížení na horní nožové hřídeli.



$$M_{Dhř_C} = \frac{M_{Nhř_C}}{2} = \frac{851,878 - 17,047}{2} = 417,416 \text{ Nm} \quad (59)$$

$$M_{Hhř_C} = \frac{M_{Nhř_C}}{2} * \eta_{OK} = \frac{851,878 - 17,047}{2} * 0,98 = 409,067 \text{ Nm} \quad (60)$$

Pro tyto zátěžné hodnoty budou dále dimenzovány jednotlivé konstrukční uzly stroje. Ve srovnání s běžnými provozními zátěžemi z kapitoly 6.3.6. je tato celková zátěž, která respektuje i možné dynamické síly, téměř třikrát vyšší.

6.4.2.4. Rozběh stroje

Roztáčení setrvačnicku při nastartování motoru ručním nebo elektrickým startérem je díky vysokému řemenovému převodu v praxi ověřené a funguje.

Eventuálním vylepšením na dalších strojích může v budoucnu být použití odstředivé spojky v jádře motorové řemenice. Spojka by potom umožňovala startování motoru bez připojené zátěže. Obsluha by se tak vyhnula nutnému rozpohybování setrvačných hmot pohonu stroje na úkor své vložené energie.

6.5. Návrh špalíkovací hlavy

Pracovní šíře mezi stojinami je volena na hodnotu $\check{s}_{st} = 200$ mm.

6.5.1. Čelní ozubená kola

Návrh ozubených kol volně navazuje na kapitolu 6.2. a bude proveden podle Kugla [27]. V kapitole 6.2 byla určena osová vzdálenost soukolí mezi nožovými hřídelemi, resp. roztečný průměr kol na nožových hřídelích $a_{nh} = d_{rozt} = 192$ mm. Požadované osové vzdálenosti odpovídá použití eventuálních modulu velikosti 4 mm nebo 6 mm.

Pro modul velikosti 4 mm by ozubené kolo mělo 48 zubů, pro modul velikosti 6 mm by na ozubeném věnci bylo 32 zubů.

Na základě rozdělení celkového převodu pohonu, kap. 6.3.4, byl převod mezi pastorkem na předloze a kolem na spodní nožové hřídeli stanoven na $l_{OK} = 2,4$.

Nyní proběhne **návrh modulu** ozubení na **namáhání ohybem**. Výpočet je aplikován na pastorek na předloze a je zde uvažován maximální možný moment, který může nastat při opakovaných přetíženích stroje. Normální modul m_n se vypočte dle výrazu (61).

$$m_n = f_p * \sqrt[3]{\frac{K_F * M_{PAST_C}}{(b_{WF/mm}) * Z_1 * \sigma_{FP}}} = 18 * \sqrt[3]{\frac{3,375 * 362,193}{10 * 20 * 420}} = 4,395mm \quad (61)$$

Kde f_p je konstanta pro kalená ozubená kola, $f_p = 18$,

K_F se vyjádří součinem (62),

kde K_A je součinitel vnějších dynamických sil, $K_A = 2,25$ pro nerovnoměrné zatěžování stroje jednoválcovým spalovacím motorem a nerovnoměrné zatěžování pracovní nožovou jednotkou,

$K_{H\beta}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce, pro letmo uložené soukolí špalíkovače dosahuje hodnoty $K_{H\beta} = 1,5$,

$$K_F = K_A * K_{H\beta} = 2,25 * 1,5 = 3,375 \quad (62)$$

$b_{WF/mm}$ vyjadřuje poměrnou šířku kola, $b_{WF/mm} = 10$,

Z_1 je počet zubů na pastorku, pro modul 4 vychází $Z_1 = 20$,

σ_{FP} je upravená mez únavy v ohybu a vypočítá se pomocí rovnicí (63),

$$\sigma_{FP} = 0,6 * \sigma_{Flimb} = 0,6 * 700 = 420Mpa \quad (63)$$

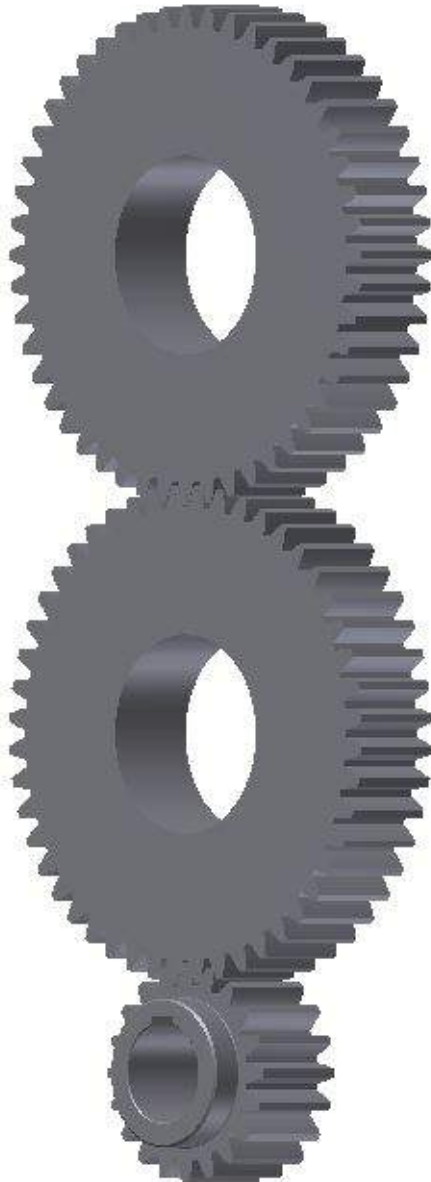
kde σ_{Flimb} značí bázovou mez únavy v ohybu pro zušlechtný materiál 14 220, $\sigma_{Flimb} = 700$ MPa,



Normální modul m_n dle (62) vychází 4,395 mm. Tato hodnota se velmi blíží teoreticky možné uvažované hodnotě 4mm. Při uvážení faktu, že modul byl navržen na maximální možné zatížení, které nastává výjimečně a toto zatížení téměř třikrát převyšuje běžné pracovní zatížení, je jako definitivní velikost modulu volena 4 mm.

Modul 4 mm oproti modulu 6 mm umožňuje větší počet zubů v záběru soukolí, to zaručuje menší namáhání zubů a klidnější chod soukolí. Soukolí má přímé zuby.

Ozubené soukolí se bude celkově skládat ze tří ozubených kol - jeden pastorek a dvě totožná kola pro nožové hřídele.



Osová vzdálenosti budou bez korekcí. Často se pastorek vyrábí o širší modulu širší než kolo. Ovšem u špalíkovače jsou poměrné šířky všech ozubených kol vůči modulu stanoveny na hodnotu 10. To proto, aby byla možná záměna vyráběných a nakupovaných kol. Nakupované polotovary kol se všechny vyrábí v poměrné šířce 10.

Parametry ozubených kol a převodu

- modul 4 mm, šířka kol 40mm
- osová vzdálenost mezi koly nožových hřídelí $a_{nh} = 192$ mm.
- osová vzdálenost mezi kolem spodní hřídele a pastorkem $a_{hp} = 136$ mm
- roztečný průměr kol $d_{rozt} = 192$ mm
- roztečný průměr pastorku $d_{rp} = 80$ mm
- materiál kol ocel 14 220, ozubení cementováno do hloubky $0,8 \pm 0,2$ mm, kaleno na 58–60 HRC, vyráběno odvalovací obrážečkou

obr.58.: Soukolí - pastorek a dvě kola

6.5.2. Hřídele

Metodický postup výpočtu, použité vztahy a dovolené hodnoty namáhání jsou převzaty od Kugla [27].

6.5.2.1. Spodní nožová hřídel

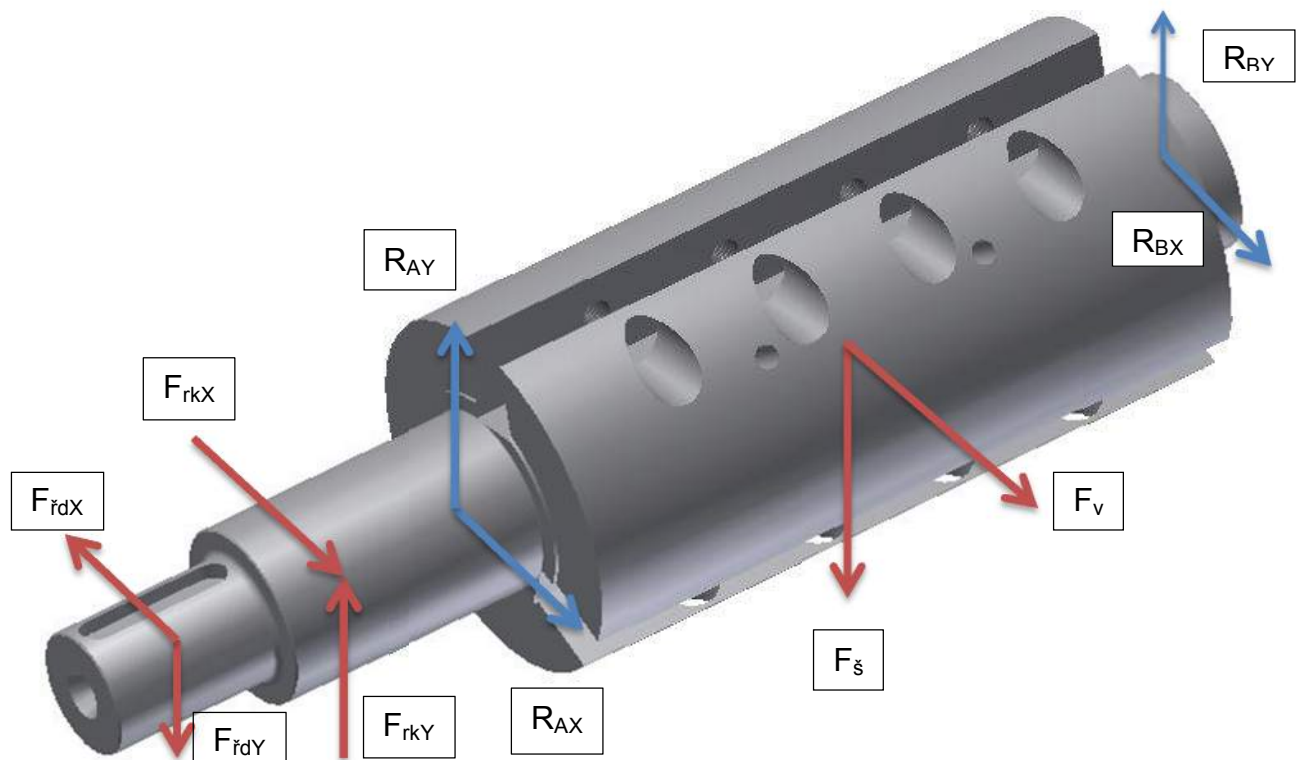
Během stavu přetížení dosahuje krouticí moment na spodní nožové hřídeli hodnoty $M_{Dhř_C} = 417,416 \text{ Nm}$. Vnější průměr hřídele byl v kapitole 6.2. s ohledem na dostatečné zapuštění nožů do hřídele zvolen $d_{max} = 100 \text{ mm}$.

Minimální průměr hřídele d_{min} se vyjádří z podmínky na dovolené namáhání na krut podle (64). Dovolené napětí v krutu je voleno $\tau_D = 50 \text{ MPa}$.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{Dhř_C}}{\pi * \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 417416}{\pi * 50}} = 34,903 \text{ mm} \quad (64)$$

Minimální průměr hřídele vychází 34,903 mm. S přihlédnutím na dostatečnou únosnost svěrných pouzder mezi kolem a hřídelí se podle zkušenosti z praxe dřevních sekaček doporučuje používat minimální průměr hřídele $d_{min} = 50 \text{ mm}$.

Tento průměr je volen i pod ložiska a stejně tak nožové drážky končí na průměru d_{min} . Výstup na dopravník dosahuje průměru 35 mm a je na něm vyfrézovaná drážka pro pero 10x8x45. Materiál hřídele je ocel 11600, $R_e = 300 \text{ MPa}$.



obr.59.: Zatížená spodní hřídel s drážkami pro nože a dírami pro připevňovací šrouby nožů

Výpočet reakcí v podporách hřídele

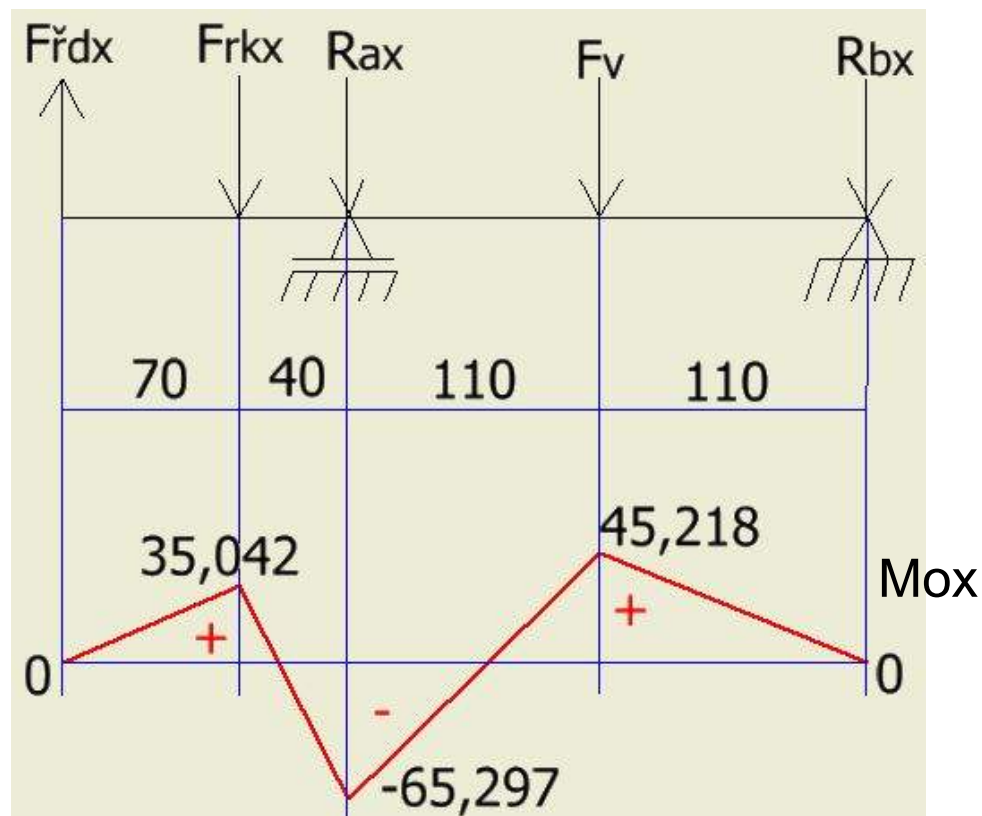
Pro návrh životnosti ložisek je nutno znát dlouhodobou zátěž v místech ložisek a ne ojedinělá dynamická maxima. Proto reakce hřídele budou počítány z běžného provozního krouticího momentu na hřídeli $M_{Dhr} = 135,913 \text{ Nm}$. Moment na kole dosahuje provozní hodnoty $M_{CD} = 288,873 \text{ Nm}$.

Výpočet je proveden ve dvou vzájemně kolmých rovinách X a Y, kde působí příslušné silové složky.

Zatížení hřídele

- složky od šikmého řemenového převodu k dopravníku
 - $F_{řdX} = 500,604 \text{ N}$, $F_{řdY} = 276,006 \text{ N}$, vypočteno externě podle Kugla [27]
 - složky od zatížení ozubeného kola
 - $F_{rkX} = 3009,094 \text{ N}$, $F_{rkY} = 1095,221 \text{ N}$, vypočteno externě podle Kugla [27]
 - složky od nožů
- $F_v = 1415,76 \text{ N}$, $F_s = 1200,633 \text{ N}$, (pro vstup nože do klády = 32°),
 podle (2),(3),

Rovina X



obr.60.: Zatížená spodní hřídel v rovině X a průběh ohybového momentu (Nm)

Rovnice X:

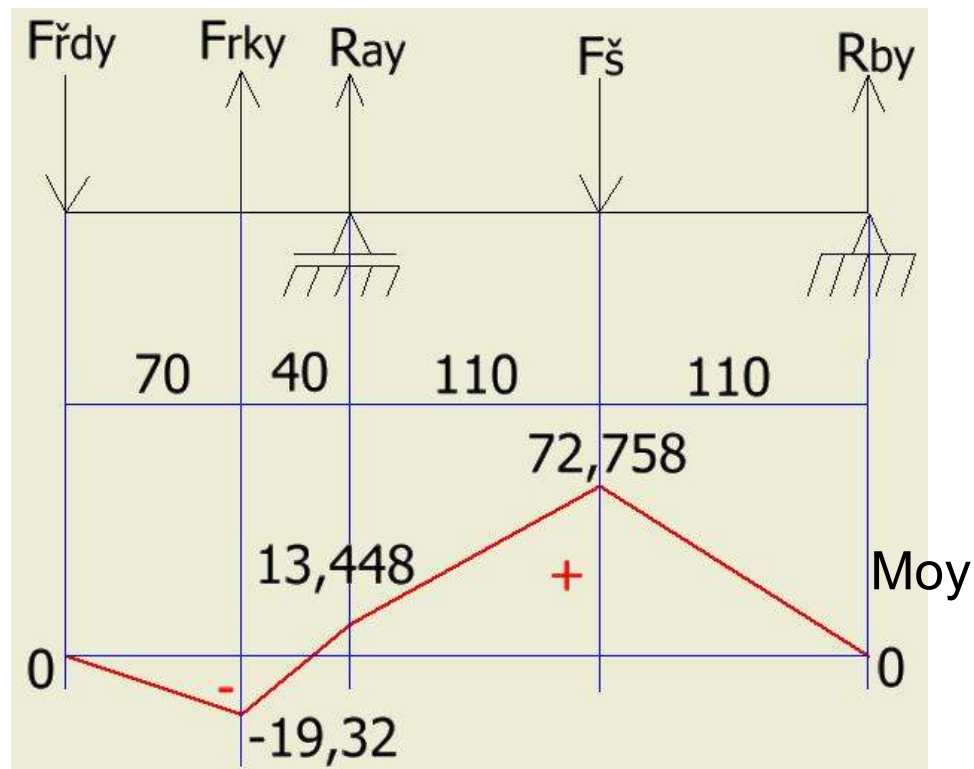
$$X: F_{\dot{R}DX} - F_{RKX} - R_{AX} - F_V - R_{BX} = 0 \quad (65)$$

$$M_{RAX}: -0,11 * F_{\dot{R}DX} + 0,04 * F_{RKX} - 0,11 * F_V - 0,22 R_{BX} = 0 \quad (66)$$

$$\rightarrow R_{AX} = -3513,176 \text{ N}, R_{BX} = -411,074 \text{ N}$$

Obě skutečné složky reakcí mají opačný směr než je původně zvolený v obrázku 60. Průběh ohybového momentu je již počítán a vykreslen pro správný směr.

Rovina Y



obr.61.: Zatížená spodní hřídel v rovině Y a průběh ohybového momentu (Nm)

Rovnice Y:

$$Y: -F_{\dot{R}DY} + F_{RKY} + R_{AY} - F_{\dot{S}} + R_{BY} = 0 \quad (67)$$

$$M_{RAY}: 0,11 * F_{\dot{R}DY} - 0,04 * F_{RKY} - 0,11 * F_{\dot{S}} + 0,22 R_{BY} = 0 \quad (68)$$

$$\rightarrow R_{AY} = -280,015 \text{ N}, R_{BY} = 661,443 \text{ N}$$

Složka R_{AY} má opačný směr než je volen v obrázku 61, složka R_{BY} má stejný směr jako je původně zvolený v obrázku 61. Průběh ohybového momentu je již vykreslen pro správné směry složek reakcí.

Statická kontrola spodní nožové hřídele pro běžný pracovní stav

Z grafů průběhů ohybových momentů, obr. 60, 61, byly odečteny maximální hodnoty pro každou z rovin X, Y v místě největšího namáhání tj. v působišti sil F_V , F_S .
 $M_{Ox} = 45,218 \text{ Nm}$, $M_{Oy} = 72,758 \text{ Nm}$.

V místě maximálního ohybového momentu bude pro usnadnění výpočtu uvažován průměr celistvého jádra nožové hřídele $d_{\min} = 50 \text{ mm}$. Ve skutečnosti je zde ale více nosného materiálu, který dosahuje až průměru $d_{\max} = 100 \text{ mm}$ a zvyšuje tak únosnost hřídele, ovšem ten už není celistvý a jsou v něm vyfrézovány drážky pro nože.

Ohyb

Z momentových složek se vyjádří celkový ohybový moment (69).

$$M_{OC} = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{45,218^2 + 72,758^2} = 85,664 \text{ Nm} \quad (69)$$

Pro výpočet napětí v ohybu je nejdříve nutné spočítat průřezový modul v ohybu W_{oh} .

$$W_{Oh} = \frac{\pi * d_{\min}^3}{32} = \frac{\pi * 50^3}{32} = 12271,846 \text{ mm}^3 \quad (70)$$

Podílem ohybového momentu a modulu průřezu vyjde ohybové napětí σ_o .

$$\sigma_o = \frac{M_{OC}}{W_{Oh}} = \frac{85664}{12271,846} = 6,981 \text{ MPa} \quad (71)$$

Krut

Hřídel je zatížena pracovním krouticím momentem $M_{Dhř} = 135,913 \text{ Nm}$.

Modul průřezu v krutu W_k pro kulatou hřídel se vyjádří vztahem (72).

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * 50^3}{16} = 24543,693 \text{ mm}^3 \quad (72)$$

Podílem krouticího momentu a modulu průřezu v krutu se získá smykové napětí.

$$\tau_K = \frac{M_{Dhř}}{W_K} = \frac{135913}{24543,693} = 5,538 \text{ MPa} \quad (73)$$

Pomocí hypotézy H.M.H. se ve vztahu (74) vypočítá redukované napětí v hřídeli.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\zeta * \tau_K)^2} = \sqrt{6,981^2 + (\sqrt{3} * 5,538)^2} = 11,864 \text{ MPa} \quad (74)$$

Dovolené napětí pro statickou bezpečnost je $\sigma_D = 80 \text{ MPa}$, [27]. Potom je $\sigma_{red} < \sigma_D$, což bezpečně **vyhovuje pro běžný provoz**. Pro stav eventuálního přetížení dřevní sekačky je zde také značná rezerva v namáhání hřídele.

6.5.2.2. Horní nožová hřídel

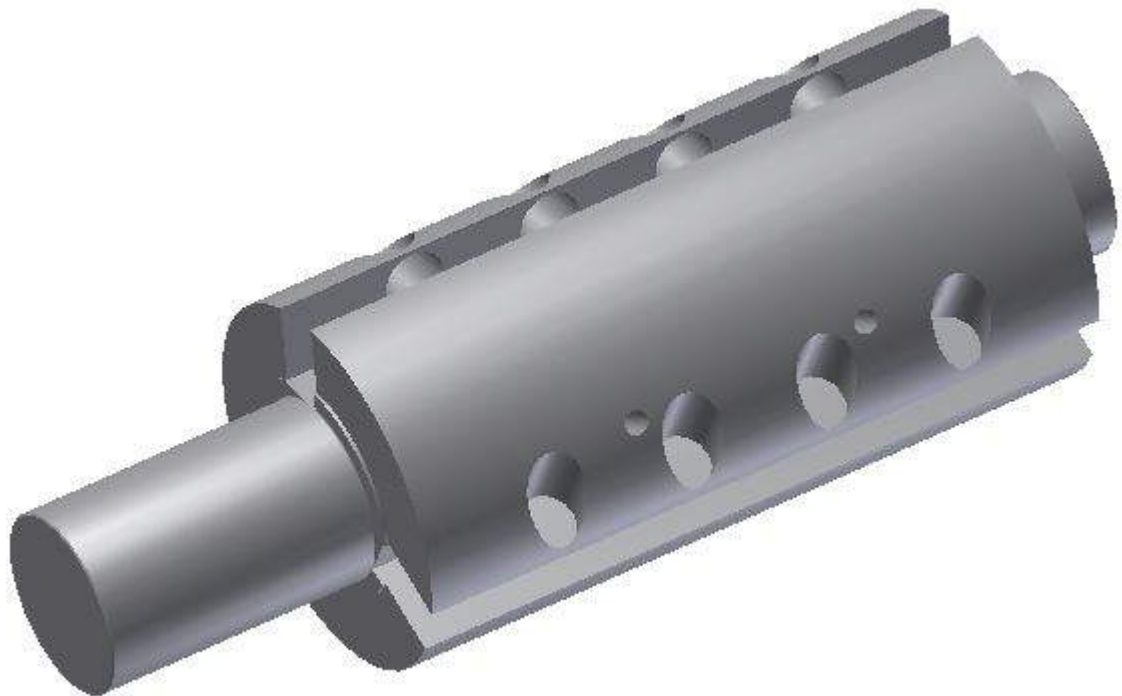
Během stavu přetížení dosahuje krouticí moment na horní nožové hřídeli hodnoty $M_{Hhř_C} = 409,067 \text{ Nm}$

Protože je hřídel zatížena menším krouticím momentem než spodní nožová hřídel, tak by v návrhovém výpočtu vyšel menší minimální průměr než v (64). Díky tomu je možné bezpečně říct, že průměr $d_{\min} = 50 \text{ mm}$ může být zde také použit. Na tento průměr bude montováno svěrné pouzdro pro připevnění kola.

Pro symetrické nožové ústrojí je nutné mít obě nožové hřídele symetrické, proto vnější průměr hřídele je opět $d_{\max} = 100 \text{ mm}$. Materiál hřídele je ocel 11 600.

Horní hřídel navíc v provozu není zatížena žádným řemenovým převodem, a proto i výsledné reakce v podporách hřídele – v ložiskách budou menší než u dolní hřídele.

Potom je pro návrh ložisek možné uvažovat větší reakce ze spodní hřídele, tím bude volba životnosti ložisek na straně bezpečnosti.



obr.62.: Horní nožová hřídel s drážkami pro nože a dírami pro připevňovací šrouby nožů

6.5.2.3. Předlohová hřídel

Během stavu přetížení dosahuje krouticí moment na předlohové nožové hřídeli hodnoty $M_{PAST_C} = 362,193$ Nm. Maximální otáčky předlohy jsou $n_{př} = 720$ ot/min.

Minimální průměr předlohy $d_{min_př}$ se vyjádří z podmínky na dovolené namáhání na krut podle (75). Dovolené napětí v krutu je pro rychloběžnou předlohu voleno $\tau_D = 35$ MPa.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{PAST_C}}{\pi * \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 362193}{\pi * 35}} = 37,493 \text{ mm} \quad (75)$$

Minimální průměr předlohy vychází 37,493 mm. S přihlédnutím na dostatečnou únosnost svěrného spoje mezi upínacím pouzdrem Taperlock pod velkou řemenicí a hřídelí je volen minimální průměr předlohy $d_{min_př} = 40$ mm. Stejný minimální průměr je zvolen také pod pastorek.

Předlohová hřídel je kromě krouticího momentu zatížena i šikmým řemenovým převodem a tíhou g_{vrY} velké řemenice samotné. Protože se jedná o nosník na dvou podporách zatížený silami na převislých koncích, největší ohybový moment bude v jedné z podpor. Pod ložiska volím průměr $d_{lož_př} = 50$ mm. Aby bylo možné vnitřní kroužky ložisek axiálně opřít o osazení hřídele v části mezi stojinami, je nutné volit tento přípojovací průměr s ohledem na doporučení výrobce ložisek.

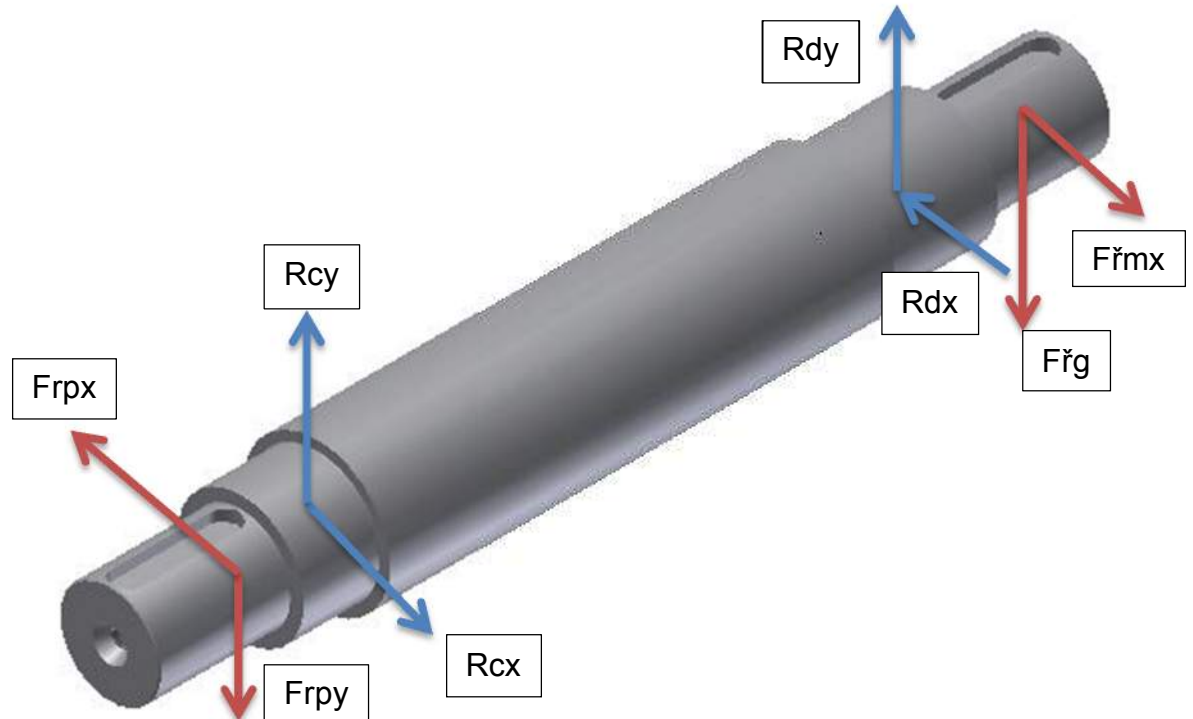
Průměr ve střední části předlohy je volen $d_{stř_př} = 58$ mm. Vybraný průřez umožňuje volné otáčení nožů na spodní nožové hřídeli a nedochází zde ke kolizi s předlohou. Ve volném prostoru bude později umístěno odpadové korýtko, které zabrání padání malých odštěpků na předlohu, resp. na zem, kde by se hromadily.

Pastorek je s hřídelí spojen perem 12x8x50. Svěrný spoj mezi pouzdrem Taperlock a hřídelí je pro vyšší únosnost navíc doplněn také perem o rozměrech 12x8x45. Materiál hřídele je volena ocel 11600, $Re = 300$ MPa.

Výpočet reakcí v podporách předlohové hřídele

Pro návrh životnosti ložisek je nutné opět znát dlouhodobou zátěž v místech ložisek a ne ojedinělá dynamická maxima. Proto reakce hřídele budou počítány z běžného provozního krouticího momentu na hřídeli $M_{PAST} = 122,82$ Nm.

Výpočet je proveden ve dvou vzájemně kolmých rovinách X a Y, kde působí příslušné silové složky.



obr.63.: Zatížená předloha vybavená drážkami pro pera - pro pastorek a pouzdro Taperlock

Zatížení hřídele

- složky od šikmého řemenového převodu k motoru
- $F_{řmX} = 311,025 \text{ N}$, $F_{řmY} = 486,486 \text{ N}$, vypočteno externě podle Kugla [27]
- tíha velké řemenice $g_{vřY} = 188,352 \text{ N}$

Protože síly $F_{řmY}$ a $g_{vřY}$ mají společné působíště, je možné je nahradit jednou součtovou silou $F_{řg} = 674,838 \text{ N}$

- složky od zatížení ozubeného pastorku
- $F_{rpX} = 3070,5 \text{ N}$, $F_{rpY} = 1117,57 \text{ N}$, vypočteno externě podle Kugla [27]

Rovina X

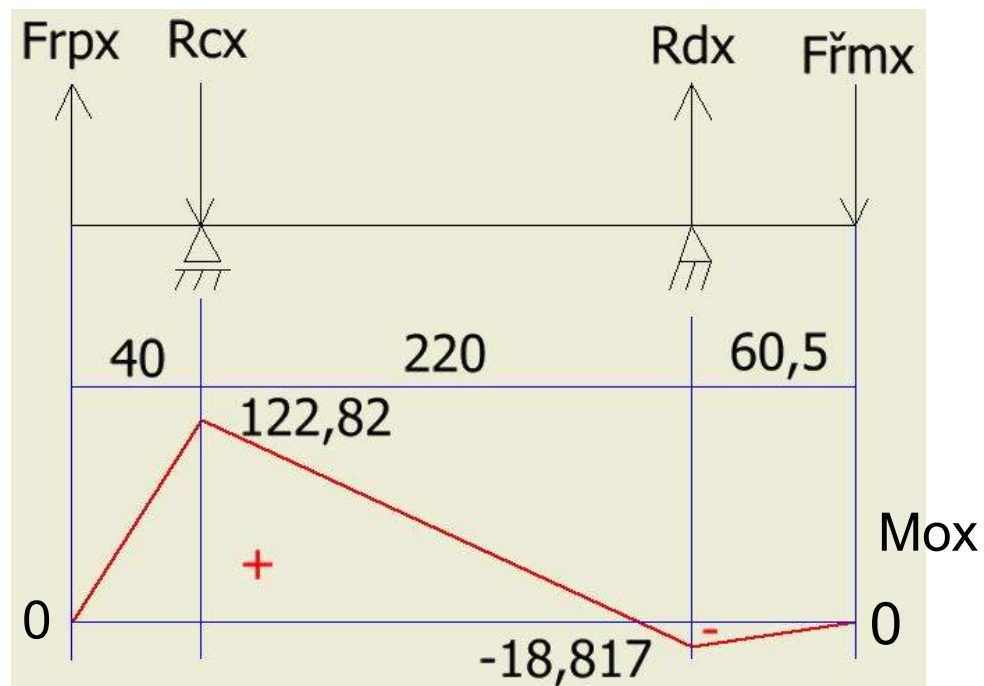
Rovnice:

$$X: F_{MPX} - R_{CX} + R_{DX} - F_{řMX} = 0 \quad (76)$$

$$M_{RCX}: -0,04 * F_{RPX} + 0,22 * R_{DX} - 0,2805 * F_{řMX} = 0 \quad (77)$$

→ $R_{CX} = 3714,305 \text{ N}$, $R_{DX} = 954,83 \text{ N}$

Obě složky reakcí mají totožný směr jako je původně zvolený v obrázku 64. Průběh ohybového momentu je také počítán a vykreslen pro původní správný směr.



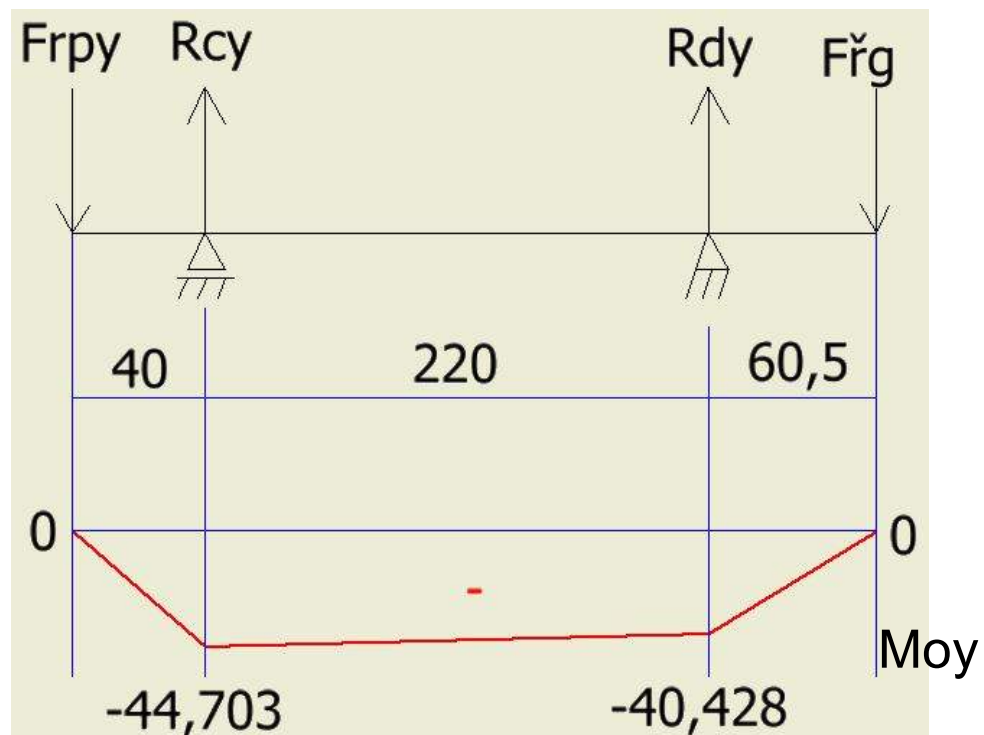
obr.64.: Zatížená předloha v rovině X a průběh ohybového momentu (Nm)

Rovina Y

Rovnice

$$Y: -F_{RPY} + R_{CY} + R_{DY} - F_{\check{R}G} = 0 \quad (78)$$

$$M_{RCY}: 0,04 * F_{RPY} + 0,22 * R_{DY} - 0,2805 * F_{\check{R}G} = 0 \quad (79)$$



obr.65.: Zatížená předloha v rovině Y a průběh ohybového momentu (Nm)

→ $R_{CY} = 1135,184 \text{ N}$, $R_{DY} = 657,224 \text{ N}$

Obě složky reakcí mají totožný směr jako je původně zvolený v obrázku 65. Průběh ohybového momentu je také počítán a vykreslen pro původní správný směr.

Statická kontrola předlokové hřídele pro běžný pracovní stav

Z grafů průběhů ohybových momentů, obr. 64, 65, byly odečteny maximální hodnoty pro každou z rovin X, Y v místě největšího namáhání tj. v podpoře C.

$$M_{ox} = 122,82 \text{ Nm}, M_{oy} = -44,703 \text{ Nm}.$$

V místě maximálního ohybového momentu je průměr hřídele $d_{lož_př} = 50 \text{ mm}$.

Ohyb

Z momentových složek se vyjádří celkový ohybový moment (80).

$$M_{oc} = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{122,82^2 + (-44,703)^2} = 130,702 \text{ Nm} \quad (80)$$

Pro výpočet napětí v ohybu je nejdříve nutné spočítat průřezový modul v ohybu W_{oh} .

$$W_{oh} = \frac{\pi * d_{lož_př}^3}{32} = \frac{\pi * 50^3}{32} = 12271,846 \text{ mm}^3 \quad (81)$$

Podílem ohybového momentu a modulu průřezu vyjde ohybové napětí σ_o .

$$\sigma_o = \frac{M_{oc}}{W_{oh}} = \frac{130702}{12271,846} = 10,651 \text{ MPa} \quad (82)$$

Krut

Předloha je zatížena pracovním krouticím momentem $M_{PAST} = 122,82 \text{ Nm}$.

Modul průřezu v krutu W_k pro kulatou hřídel se vyjádří vztahem (83).

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * 50^3}{16} = 24543,693 \text{ mm}^3 \quad (83)$$

Podílem krouticího momentu a modulu průřezu v krutu se získá smykové napětí.

$$\tau_k = \frac{M_{PAST}}{W_k} = \frac{122820}{24543,693} = 5,004 \text{ MPa} \quad (84)$$

Pomocí hypotézy H.M.H. se ve vztahu (85) vypočítá redukované napětí v předloze.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\zeta * \tau_k)^2} = \sqrt{10,651^2 + (\sqrt{3} * 5,004)^2} = 13,732 \text{ MPa} \quad (85)$$

Dovolené napětí pro statickou bezpečnost je $\sigma_D = 80 \text{ MPa}$, [27]. Potom je $\sigma_{red} < \sigma_D$, což bezpečně **vyhovuje pro běžný provoz**. Pro stav eventuálního přetížení dřevní sekačky je zde také značná rezerva v namáhání hřídele.

6.5.3. Sekací nože

Na každé nožové hřídeli budou umístěny tři sekací nože. Roviny břitů směřují do os hřídelí – obr 15. Úhlová rozteč nožů je 120° .

Nože budou pracovat v celém 200 mm širokém prostoru mezi stojinami. Z každé strany mezi stojinou a nožem bude montážní vůle 1 mm, která zajistí bezpečný provoz bez kolize.

Protože nože jsou nástroj, který je vystaven extrémnímu namáhání, jako výchozí materiál nožů je zvolena nástrojová ocel. Na doporučení technických specialistů byla pro sekací jednotku vybrána ocel 19 663.3. Tato ocel se vyznačuje vysokou prokalitelností a je dokonce určena i k sekání kovů za studena.

Nože jsou zušlechtěny v celém objemu s ohledem na případné broušení břitu při otupení. Tvrdost dosahuje hodnoty **55 HRC**. Minimální životnost nožů na jeden ostrý břit je 400 – 500 m³ dřeva, což běžnému uživateli postačí na několik let.

V materiálovém listu [29] je pro ocel 19 663 zušlechtěnou na tvrdost 47 HRC uvedena mez kluzu **Re_{19 663} = 1550 MPa**. V případě nožů je udaná tvrdost ještě vyšší, díky tomu se posune i hodnota meze kluzu. Pro kontrolu postačí uvažovat tabulkovou hodnotu napětí.

Nože jsou vyrobeny frézováním bez broušení. Sekací úhel nožového klínu je 30° , ale ostří nože je opatřeno malou fazetkou $2 \times 45^\circ$, která se v praxi osvědčila jako vynikající vstupní úhel nože do dřeva. Díky vstupnímu úhlu 45° je kraj ostří mohutnější a v případě potkání hřebíku ve dřevě nebo tvrdého suku nedojde k vylomení ostří.

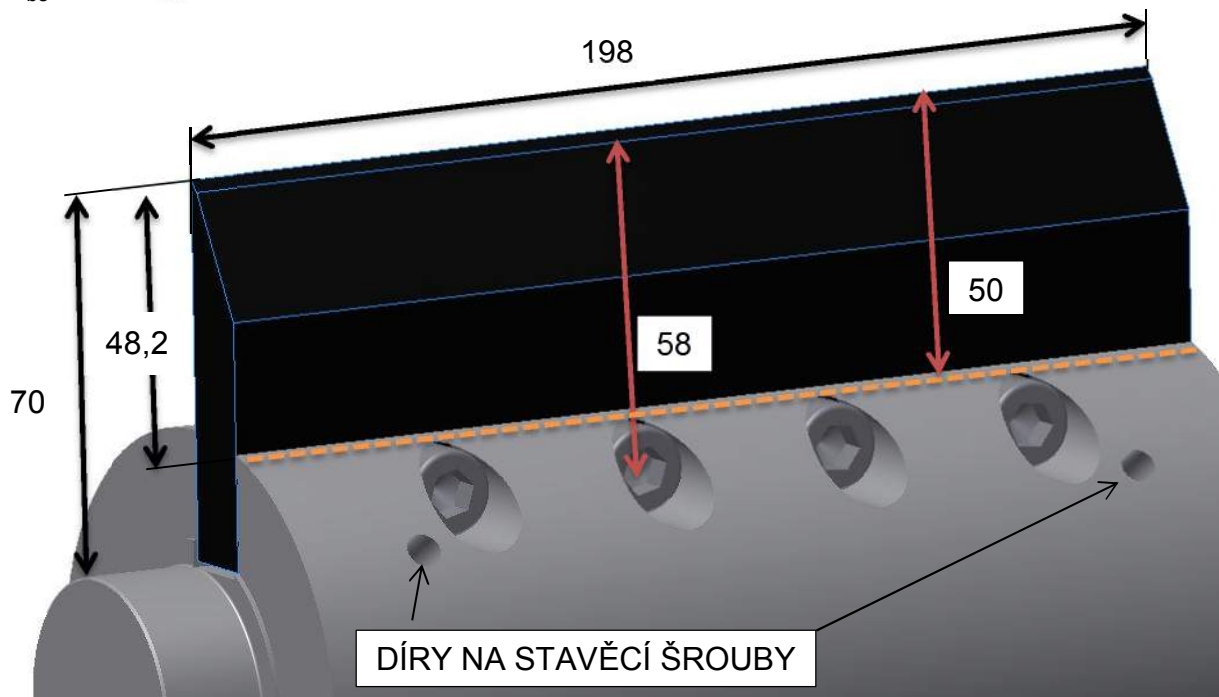


obr.66.: Sekací část nože, břit opatřený fazetkou $2 \times 45^\circ$

6.5.3.1. Návrh rozměrů nože

Délka nože je s ohledem na délku pracovního prostoru mezi stojinami volena $l_{\text{nože}} = 198$ mm. Výška nože je na základě prostorových možností v hřídeli a mimo hřídel volena $h_{\text{nože}} = 70$ mm. Z této hodnoty bude část $l_{\text{sek}} = 48,2$ mm volně přesahovat obrys hřídele a právě tato část nože se bude účastnit sekání. Šířka nože je pro suvnou montáž do drážky hřídele široké 15 mm volena $\delta_{\text{nože}} = 14,75$ mm.

Upevnění každého nože je řešené pomocí čtyř šroubů M10 zvýšené pevnostní třídy 12.9. Praxe u konkurenčních strojů ukázala, že pro zajištění bezpečného provozu postačí dokonce i tři šrouby M10. S ohledem na velký setrvačnick je zde jejich počet navýšen o jeden. Základní míra od břitu nože k osám šroubů je $L_{\text{bš}} = 58$ mm.



obr.67.: Uložení a funkční rozměry nože v hřídeli

Nože se ručně nastaví a zajistí přitažením šroubů M10 do takové polohy, aby mezi břity protiběžných nožů byla minimální vzdálenost 0,2 mm.

Pro snazší nastavení je možné hřídel navíc vybavit průběžnými stavěcími šrouby, které skrze hřídel budou nůž zesponu podpírat. Díky tomu je možné snáze nastavit minimální vzdálenost mezi protiběžnými noži. Ovšem toto řešení snižuje pevnost hřídele, proto v praxi zatím nebude aplikováno.

6.5.3.2. Kontrola nože – analytický výpočet

Nůž bude kontrolován na namáhání maximálním ohybem ve stavu přetížení spodní nožového hřídele. Krouticí moment dosahuje hodnoty $M_{Dhř_C} = 417,416 \text{ Nm}$. Síla na břit nože potom dosahuje velikosti $F_{pn} = 4348,083 \text{ N}$.

Kontrolovat se bude místo nože, kde končí obrysy hlav šroubů. Vzdálenost pro toto místo od břitu nože dosahuje velikosti $L_{mo} = 50 \text{ mm}$ – v obrázku 67 zobrazeno oranžovou přerušovanou čarou po délce nože.

Průřez v tomto místě je obdélníkový a je charakterizován mírami $\check{s}_{nože} = 14,75 \text{ mm}$ a $l_{nože} = 198 \text{ mm}$.

Ohybový moment v kontrolované oblasti se vyjádří pomocí vztahu (86).

$$M_{on} = F_{pn} * L_{mo} = 4348,083 * 0,05 = 217,404 \text{ Nm} \quad (86)$$

Pro určení ohybového napětí se ještě vyjádří průřezový modul v ohybu W_{on} .

$$W_{on} = \frac{l_{nože} * \check{s}_{nože}^2}{6} = \frac{198 * 14,75^2}{6} = 7179,563 \text{ mm}^3 \quad (87)$$

Výslednou velikost ohybového napětí v kontrolovaném místě vyjadřují rovnice (88).

$$\sigma_{on} = \frac{M_{on}}{W_{on}} = \frac{217404}{7179,563} = 30,281 \text{ MPa} \quad (88)$$

Ohybové napětí vyvolané maximálním krouticím momentem ve stavu přetížení stroje dosahuje hodnoty $\sigma_{on} = 30,281 \text{ MPa}$.

Tato hodnota je ve srovnání s mezí kluzu použitého materiálu zanedbatelná. Na základě výpočtu lze konstatovat, že nože jsou navrženy s bezpečností na ohyb $K_{on} = 51,19$.

Předimenzovaná šířka nože není ale zbytečná a má svůj funkční účel. Umožní totiž prodloužit sečnou rovinu pod úhlem 30° , která zde funguje jako klín sekery a pomáhá k oddělení špalíku od zbytku větve.

6.5.3.3. Kontrola nože – počítačová simulace pomocí MKP

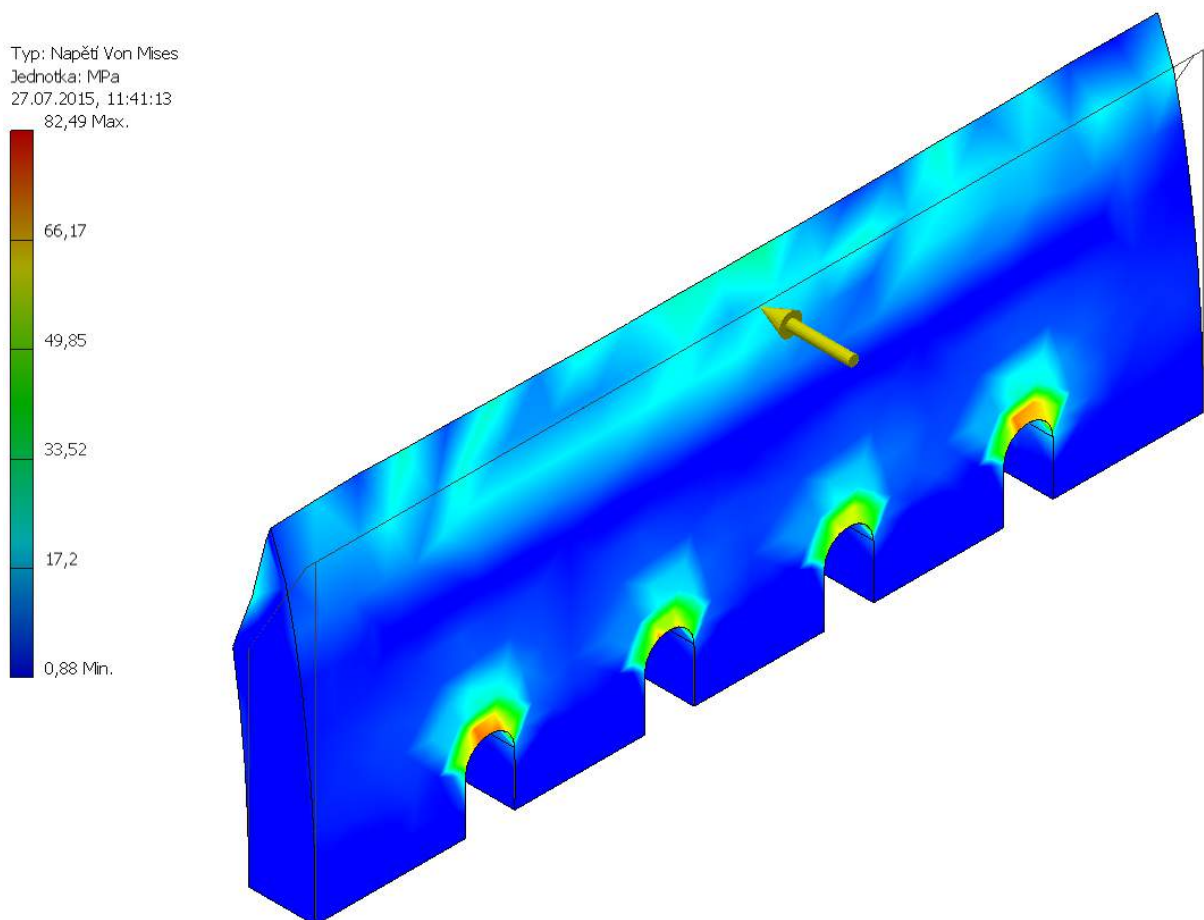
Demonstrace reálné situace byla simulována v programu Inventor 2012. Automatický výpočet MKP je jen virtuální prostředek ke znázornění fyzikální podstaty a jeho **výsledky** je dobré brát s jistou rezervou, která jim přisuzuje **jen informativní charakter**. Výsledky jsou totiž velmi závislé na vhodném uložení součásti, které nejlépe simuluje realitu. Proto je dobré výstup dále porovnat s analytickým výpočtem.

Nastavení okrajových podmínek simulace, zatížení a volba sítě

Okrajové podmínky pro řešení napětí jsou dány druhem a umístěním použitých vazeb. Pevné vazby jsou zvoleny na válcové plochy drážek pro šrouby a na úzkou stojnou plochu nože.

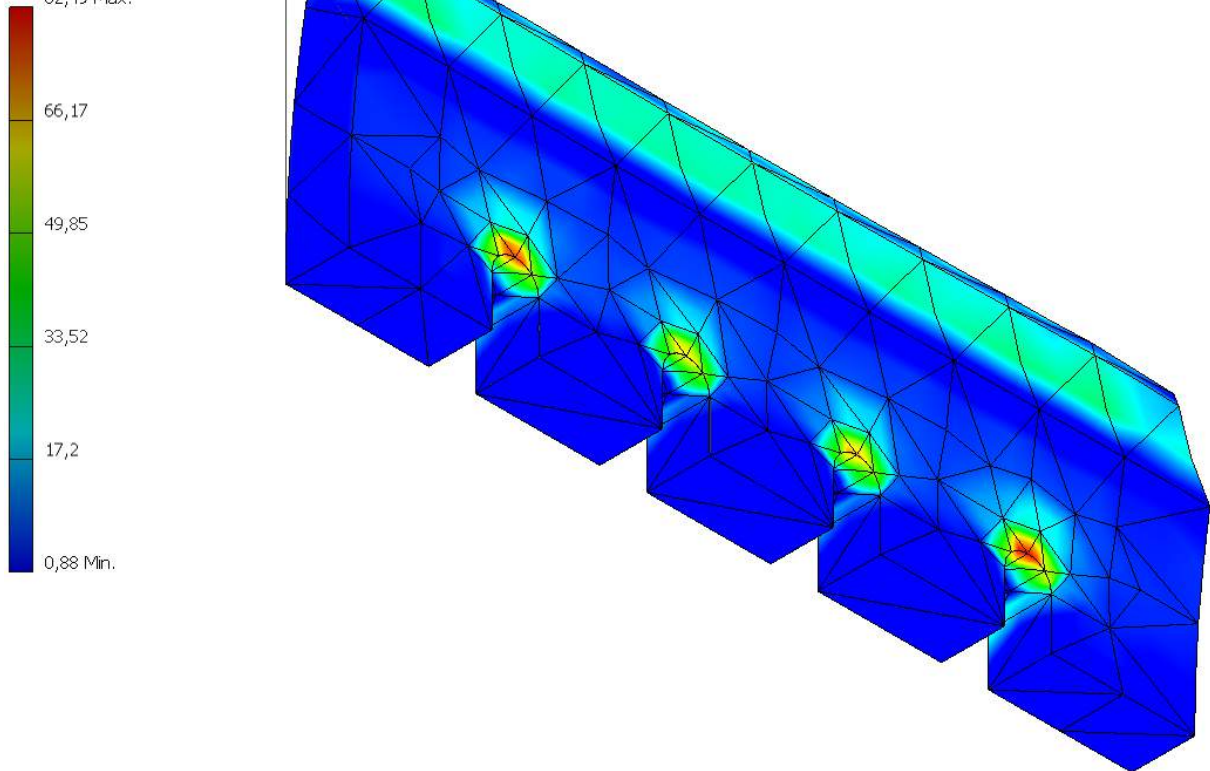
Zatěžující síla F_{pn} je umístěna uprostřed břitu nože, kde dochází k přímému kontaktu nože s větví.

Pro tvorbu sítě je využito lineárních tetraedrických - čtyřstěnných elementů o průměrné velikosti 15 mm.



obr.68.: Zadní pohled - napětí v kontrolované oblasti se pohybuje okolo hodnoty 17,2 MPa

Uzly:1272
 Prvky:592
 Typ: Napětí Von Mises
 Jednotka: MPa
 27.07.2015, 11:46:17
 82,49 Max.



obr.69.: Přední pohled – síť, napětí na šikmém čele břitu dosahuje hodnot 25 – 30 MPa

Na obou snímcích jsou oproti okolí výrazně vyšší hodnoty napětí v místech hran drážek pro šrouby. Právě v těchto místech byla volena pevná vazba. Maximální hodnota napětí zde podle simulace dosahuje $\sigma_{oa} = 82,49$ MPa.

6.5.3.4. Srovnání analytického výpočtu a počítačové simulace

V kontrolované oblasti maximálního ohybového momentu mimo nejbližší okolí drážek pro připevňovací šrouby vychází ohybové napětí:

- dle analytického výpočtu $\sigma_{on} = 30,281$ MPa,
- dle počítačové simulace $\sigma_{oa} = 17,2$ MPa.

Softwarová hodnota je téměř o polovinu nižší než udává analytický výpočet. Takže by to chtělo simulační výpočet nejspíš ještě trochu doladit – např. zjemněním sítě, nebo změnou typu elementů.

Pro demonstraci je to ale v tuto chvíli postačující, protože principiálně se to s analytikou shoduje a ukazuje to tak na správnost jejího provedení.

6.5.4. Ložiska na hřídelích

Pro volbu typu a životnosti ložisek byl využit on-line výpočet firmy ZKL [31]. V kapitole 6.5.2 byly vypočteny jednotlivé reakční složky v podporách hřídelí. Pro dimenzování životnosti ložisek je nutné nejdříve vypočítat celkovou velikost reakce v každé z podpor.

Jak bylo nastíněno v kapitole 6.5.2.2, pro obě nožové hřídele budou použity totožné reakční složky, které vychází z návrhu pro spodní nožovou hřídel. U obou hřídelí leží příslušné podpory vždy na stejné straně.

Spodní a horní nožová hřídel

$$\mathbf{R_{AX} = - 3513,176 N, R_{AY} = - 280,015 N}$$

Výsledná velikost reakce R_A v podpoře A se vyjádří rovnicí (89).

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{(-3513,176)^2 + (-280,015)^2} = 3524,318N \quad (89)$$

Silová reakce v podpoře A dosahuje hodnoty $\mathbf{R_A = 3524,318N}$.

$$\mathbf{R_{BX} = - 411,074 N, R_{BY} = 661,443 N}$$

Výsledná velikost reakce v podpoře B se vyjádří rovnicí (90).

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{(-411,074)^2 + 661,443^2} = 778,774N \quad (90)$$

Silová reakce v podpoře B dosahuje hodnoty $\mathbf{R_B = 778,774N}$.

Předloha

$$\mathbf{R_{CX} = 3714,305 N, R_{CY} = 1135,184 N}$$

Výsledná velikost reakce R_C v podpoře C se vyjádří rovnicí (91).

$$R_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = \sqrt{3714,305^2 + 1135,184^2} = 3883,903N \quad (91)$$

Silová reakce v podpoře C dosahuje hodnoty $\mathbf{R_C = 3883,903N}$.

$$\mathbf{R_{DX} = 954,83 N, R_{DY} = 657,224 N}$$

Výsledná velikost reakce R_D v podpoře D se vyjádří rovnicí (92).

$$R_D = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} = \sqrt{954,83^2 + 657,224^2} = 1159,157N \quad (92)$$

Silová reakce v podpoře D dosahuje hodnoty $\mathbf{R_D = 1159,157N}$.

Všechny hřídele v nožové hlavě jsou usazeny vnitřními kroužky na hřídelích o průměru 50 mm. Další parametr volby ložisek je, aby všechna měla totožnou šířku a vnější průměr kvůli jednotnému uložení ve stojinách a zjednodušení celkového obrábění stojin. Minimální požadovaná životnost ložisek je 15 000 hodin.

Na základě zatížení v podporách A, B, C, D byl v externím výpočtu životnosti ložiska [31] vybrán totožný typ ložisek do všech šesti podpor na špalíkovací hlavě.

Toto **ložisko** nese označení **6210 2RS**. Jedná se o jednořadé kuličkové ložisko a je vybaveno gumovými prachovkami pro delší životnost v prašném prostředí. Nejmenší životnost toto ložisko má v podpoře C, kde doba životnosti vychází 17 036,1 h.

Rozměry ložiska: vnitřní kroužek – 50 mm
 vnější kroužek - 90 mm
 šíře kroužku - 20 mm

6.5.4.1. Uložení hřídelí do ložisek

Ložiska budou uložena vnějšími kroužky ve stojinách. Šířka stojin odpovídá šířce ložisek, takže ložiska nepřesahují obrys stojin. Vnitřní kroužky ložisek budou opřené o osazení hřídelí a vnější kroužky poté budou zvenku stojin chyceny víčky.

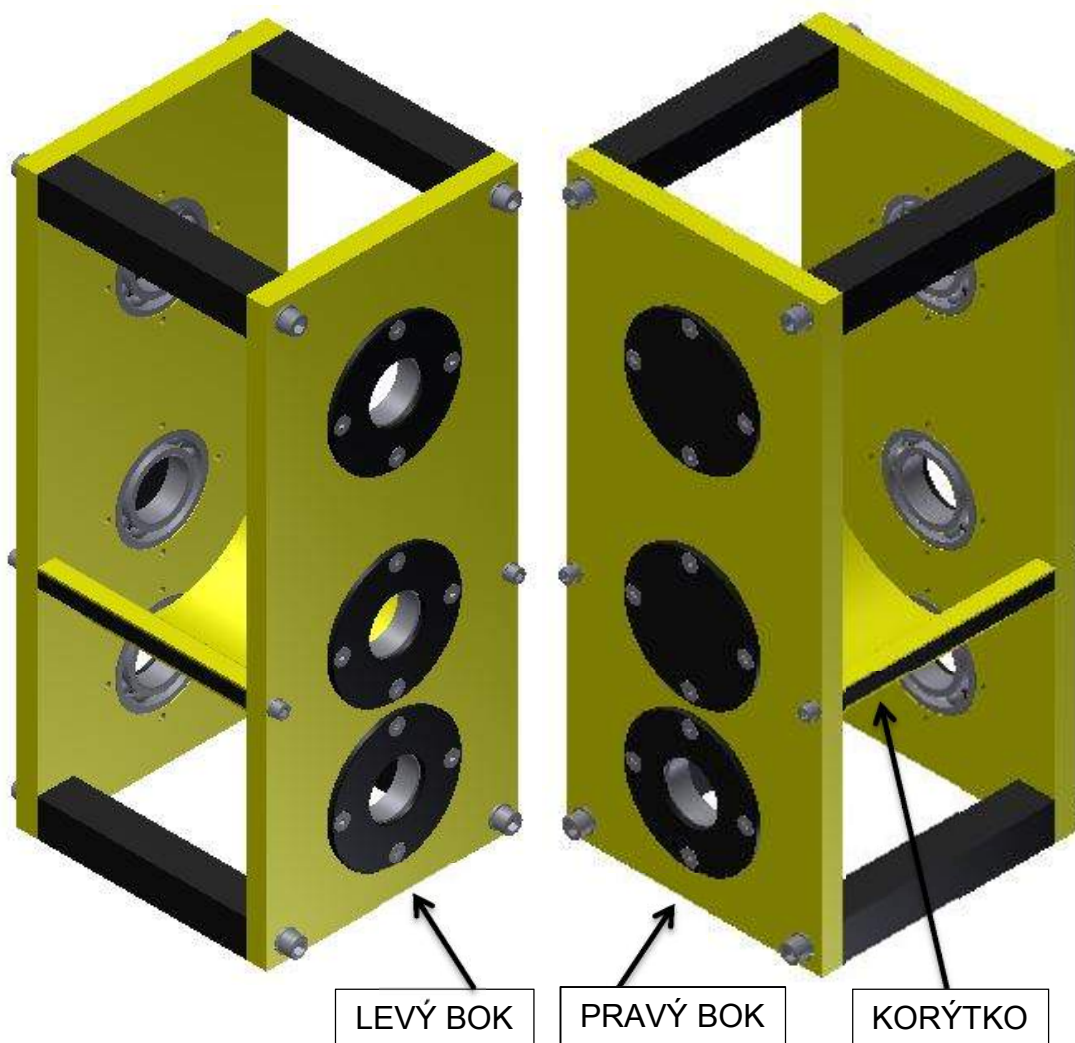
Na každé z hřídelí bude mezi jedním ložiskem a víčkem malá montážní vůle $V_m = 0,2$ mm, která umožní tepelnou dilataci hřídelí v průběhu roku.

6.5.5. Stojiny

S ohledem na šířku ložisek a výše uvedené konstrukční požadavky vychází tloušťka stojin 20 mm. Jejich výška konstrukčně vychází 550 mm, šíře je volena tak, aby obrys stojin bezpečně překrýval rotační nože. Materiál je ocel 11 523.

Pracovní prostor mezi stojinami je určen čtyřmi čtvercovými svorníky, které jsou uloženy v každém z rohů stojin. Boky svorníků, díky zvolenému profilu, slouží jako příchytná stěna násypky, pytlavače nebo tobogánu pro dopravník.

Mezi předlohou a spodní nožovou hřídelí je montováno korýtko, které zabrání spadu odštěpků na zem.



obr.70.: Sešroubované stojiny doplněné o ložiska, víčka a korýtko

6.5.6. Upevnění ozubených kol

Protože sekací hřídele jsou zatíženy rázy, tak jejich spojení s ozubenými koly nebylo řešeno perem, u kterého hrozí otláčení a následné rozhození souběžnosti nožů. Použitím per by se také značně zvýšily nároky na přesnost výroby polohy drážek do hřídelí a kol s ohledem na spřažení záběru nožů.

Namísto pera byl použit moderní spojovací prvek svěrné pouzdro. Svěrné pouzdro je možné kdykoliv povolit a demontovat z hřídele i kola. Navíc hřídel není zatížena vrubem pro drážku pera a zůstává všude hladký kulatý povrch bez koncentrátorů napětí.

S přihlédnutím na průměry hřídelí a šířku ozubených kol byl vybrán typ RCK 70 s maximálním přenositelným krouticím momentem až 2 580 Nm.



obr.71.: Svěrná pouzdra RCK 70 dodávaná ve voskovém papíru

6.5.7. Kontrola pera

V této kapitole bude zkontrolováno pero mezi pastorkem a předlohou na silové účinky, které odpovídají stavu **přetížení dřevo-sekačského stroje**.

Pera pod řemenicemi v řemenovém převodu pro dopravník byla kontrolována externě již při konstrukčním návrhu.

Výpočet je proveden podle [29], dovolené hodnoty jsou ze stejného zdroje.

Průměr, na kterém je spoj realizován, je $d_{\min_př} = 40$ mm.

Rozebíratelný spoj je tvořen perem 12x8x50, kde je šířka pera $b_p = 12$ a výška pera $h_p = 8$ mm. Aktivní délka pera pro přenos silových účinků v náboji dosahuje velikosti $l_{ap} = 38$ mm.

Ve stavu přetížení je předloha vystavena krouticímu momentu

$M_{PAST_C} = 362,193$ Nm, potom působící síla na pero vychází $F_{pero} = 18\,109,65$ N.

.Kontrola boků pera na otláčení

$$p = \frac{4 * M_{PAST_C}}{d_{\min_př} * h_p * l_{ap}} = \frac{4 * 362193}{40 * 8 * 38} = 119,142 \text{ MPa} \quad (93)$$

$p < p_{dp}$, $p_{dp} = 130$ MPa

Pero na otláčení **vyhovuje**.

Kontrola pera na stříh

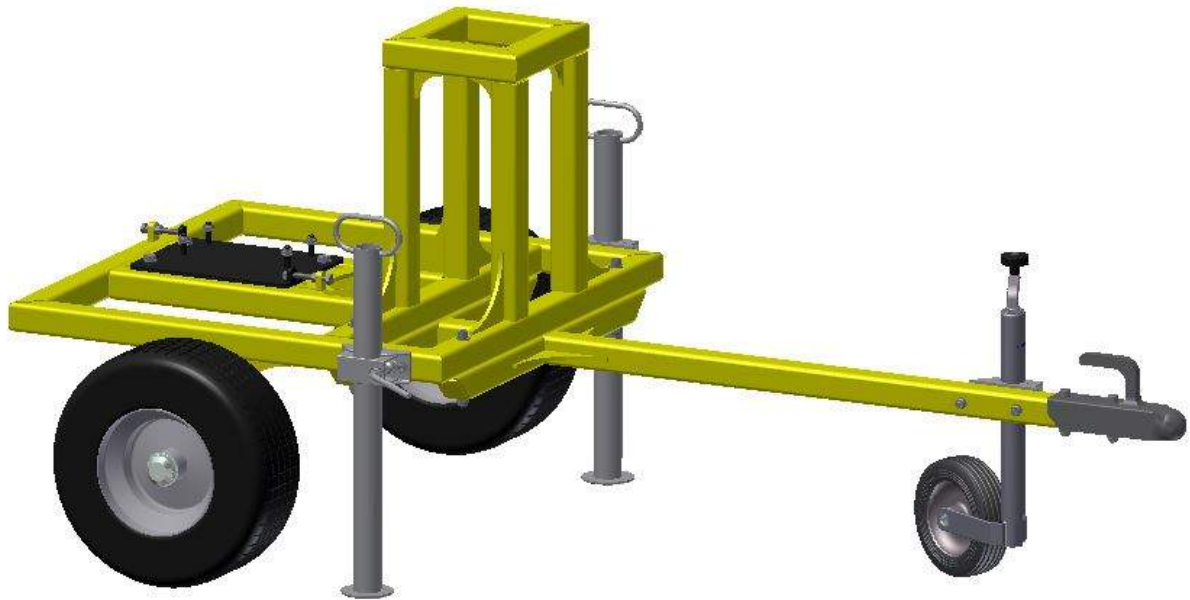
$$\tau = \frac{2 * M_{PAST_C}}{d_{\min_př} * b_p * l_{ap}} = \frac{2 * 362193}{40 * 12 * 38} = 39,714 \text{ MPa} \quad (94)$$

$\tau < \tau_{ds}$, $\tau_{ds} = 60 - 90$ MPa

Pero na stříh **vyhovuje**.

6.6. Návrh mobilního podvozku

Podvozek bude konstruován jako jednonápravový, který bude doplněn o stabilizační systém v podobě třetího pojezdového kolečka na oji a dvou postranních opěrných nohou.



obr.72.: Jednonápravový podvozek se stabilizačním systémem

6.6.1. Kola

Protože mobilní stroj nebude mít vlastní odpružení, tak s ohledem na tuto skutečnost byla zvolena kola bantamová s duší. Jejich rozměry jsou 16 x 6,5 – 8.

Každé kolo je konstruováno na statické zatížení až 300 kg. Pro případ dynamického provozního zatížení se únosnost každého z nich sníží na 225 kg.

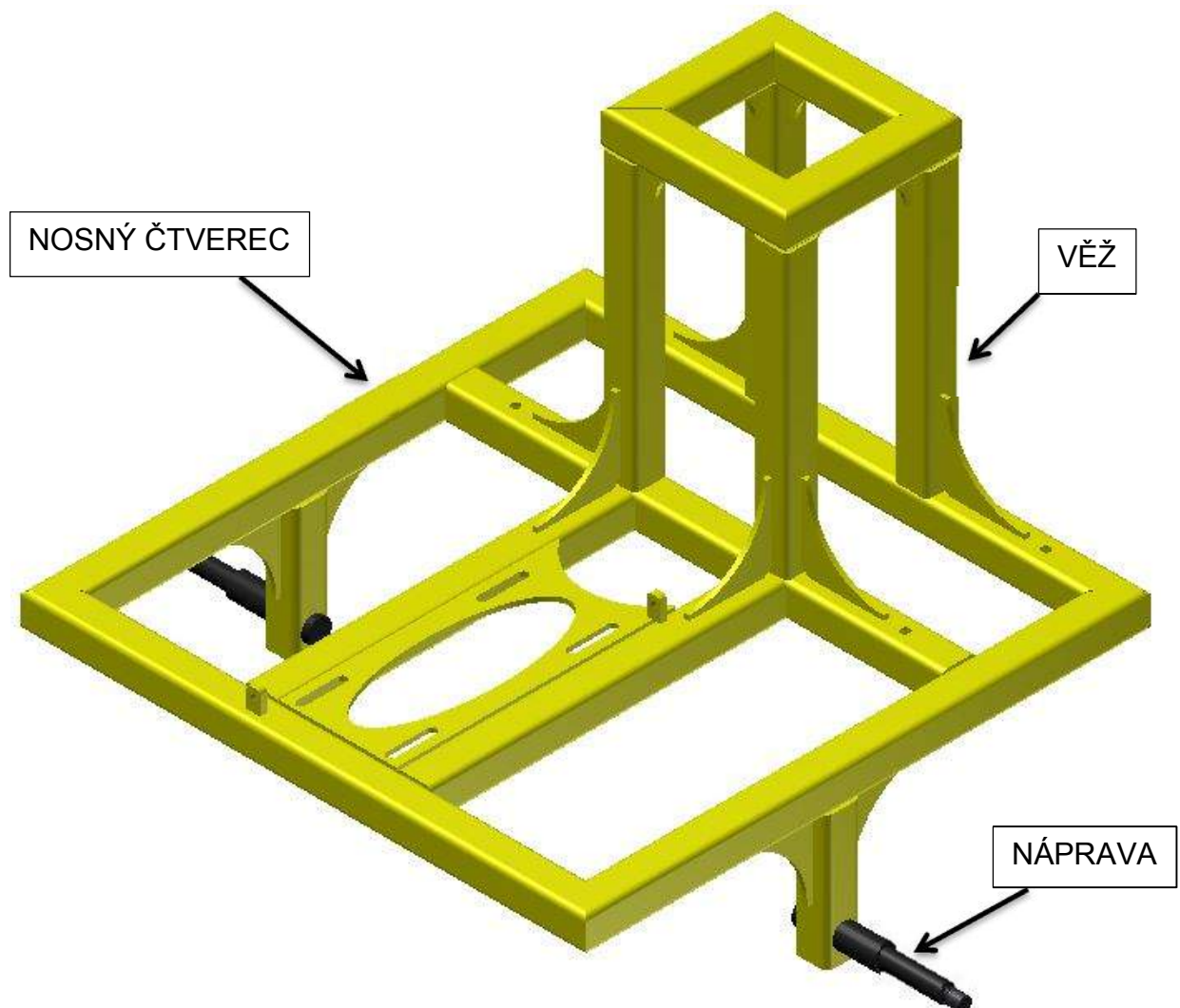


obr.73.: Bantamová kola, uprostřed zátky nábojů kol

6.6.2. Nosný rám

Na základě používaných profilů trubek u konkurenčních strojů byla pro tuto konstrukci primárně vybrána čtvercová trubka 50 x 4 mm.

Rám je kompaktní uzavřený svařenec, který je konstrukčně rozdělen na tři základní oblasti. Hlavní z nich je nosný plochý čtverec, kde je uložen spalovací motor. Ze spodu nosného rámu jsou navařeny nápravy. Shora nosného rámu potom vystupuje podstavcová věž pro špalíkovací hlavu.



obr.74.: Kompaktní nosný rám podvozku

6.7. Návrh násypky

Násypka je koncipována jako svařenec z plechu o síle 2mm. Vstupní otvor je čtverec o rozměrech 500 x 500 mm a jeho nosný lem je tvořen z trubky 20 x 2 mm.

Z bezpečnostních důvodů je délka násypky volena 900 mm, tím se zamezí styku lidské ruky a nožů. S ohledem na namáhání násypky vloženými dlouhými větvemi byly dno a střecha vyztuženy. Spoje plechů na hranách jsou provedeny lemovým svarem. Násypka se přímo přes přírubu montuje na špalíkovací hlavu.



obr.75.: Přední a zadní pohled na násypku

6.8. Návrh konstrukce pásového dopravníku

Pásový dopravník je upevněn na odnímatelném rámu, tím je zajištěna vzájemná záměnnost s pytlovacím zařízením.



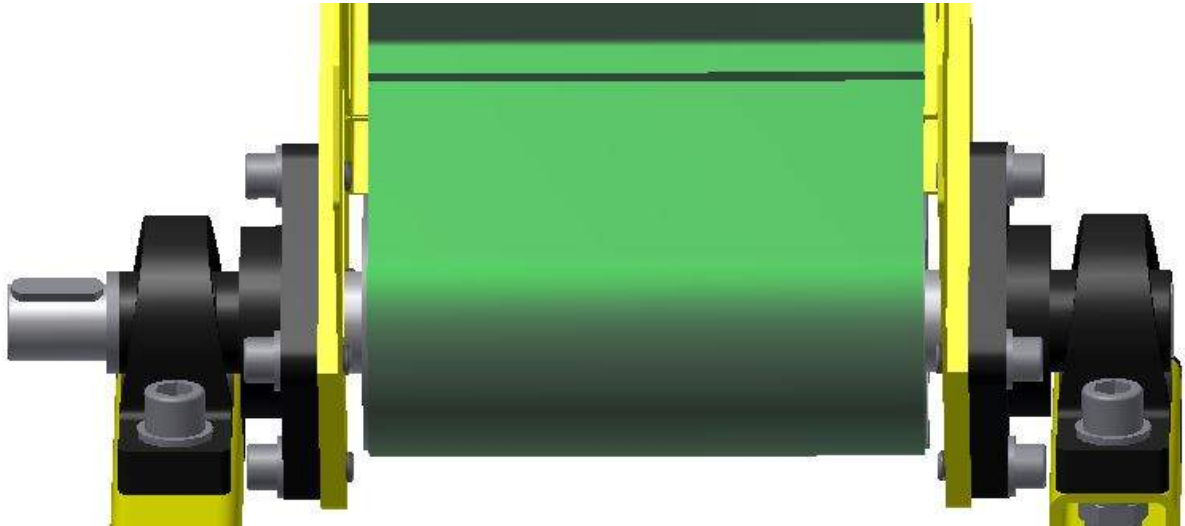
obr.76.: Sestava dopravníku s odnímatelným rámem

6.8.1. Návrh průměru hnací hřídele

Krouticí moment, který bude zatěžovat hřídel hnacího bubnu má velikost $M_{KHB} = 24,128 \text{ Nm}$. Podle vztahu (95) bude navržen minimální průměr hřídele. Dovolené napětí v krutu je pro hnací hřídel voleno $\tau_D = 50 \text{ MPa}$ [27].

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{KHB}}{\pi * \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 24128}{\pi * 50}} = 13,495 \text{ mm} \quad (95)$$

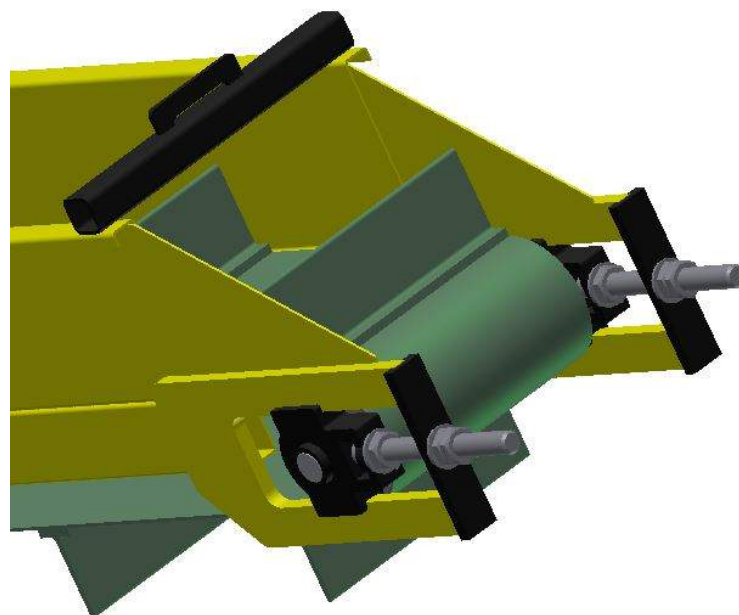
Minimální průměr hnací hřídele vychází dle (95) na hodnotu 13,495 mm. Protože velká část hmotnosti celého dopravníku a nákladu je přenášena na základní rám stroje právě přes hnací hřídel, je důležité volit hřídel dostatečně tuhou. Proto je zvolen její průměr $d_{hd} = 30$ mm.



obr.77.: Nosné uložení dopravníku na ložiskách

Horní hřídel není zatížena krouticím momentem, nýbrž je zatížena pouze ohybovým momentem od napnutí dopravního pásu. Její průměr je volen $d_{td} = 25$ mm.

Napínání pásu je řešeno pomocí posuvně uložených ložisek, ve kterých je namontován hnací buběn. Ložiska jezdí po uších nosného rámu a pomocí stavěcího šroubu je lze posouvat a tím dopínat pás.



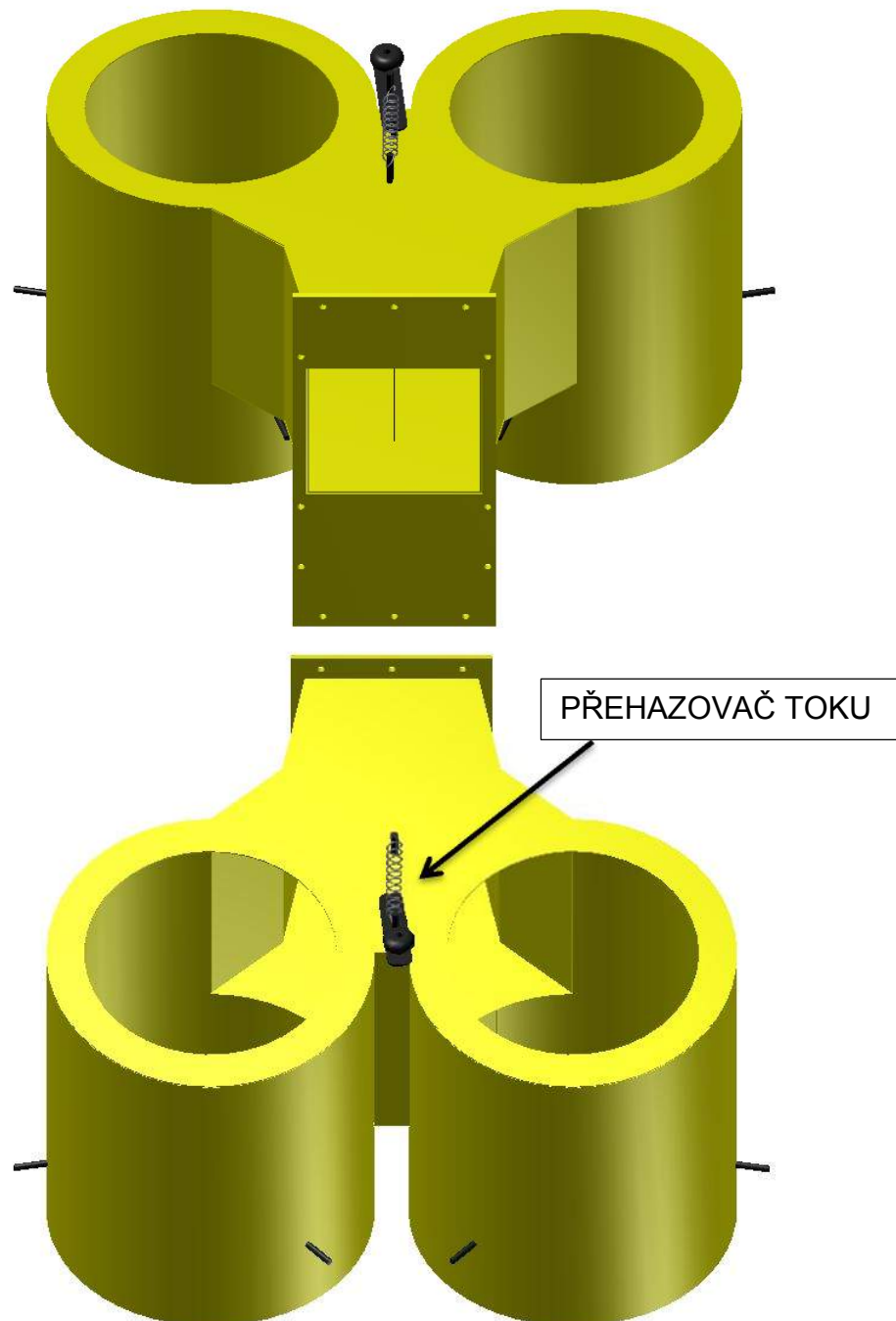
obr.78.: Napínací mechanismus pásu

6.9. Návrh pytlovacího zařízení

Pytlovací zařízení je určeno k nepřetržitému plnění pytlů. Nejprve je přehazovač v jedné poloze a plní se první pytel.

Po jeho naplnění obsluha pytlovacího zařízení přehodí páku přehazovače a tím se změní tok dřevěného materiálu do druhého pytle.

Mezitím obsluha vymění první plný pytel za prázdný a cyklus může plynule pokračovat bez ztrátových přestávek.



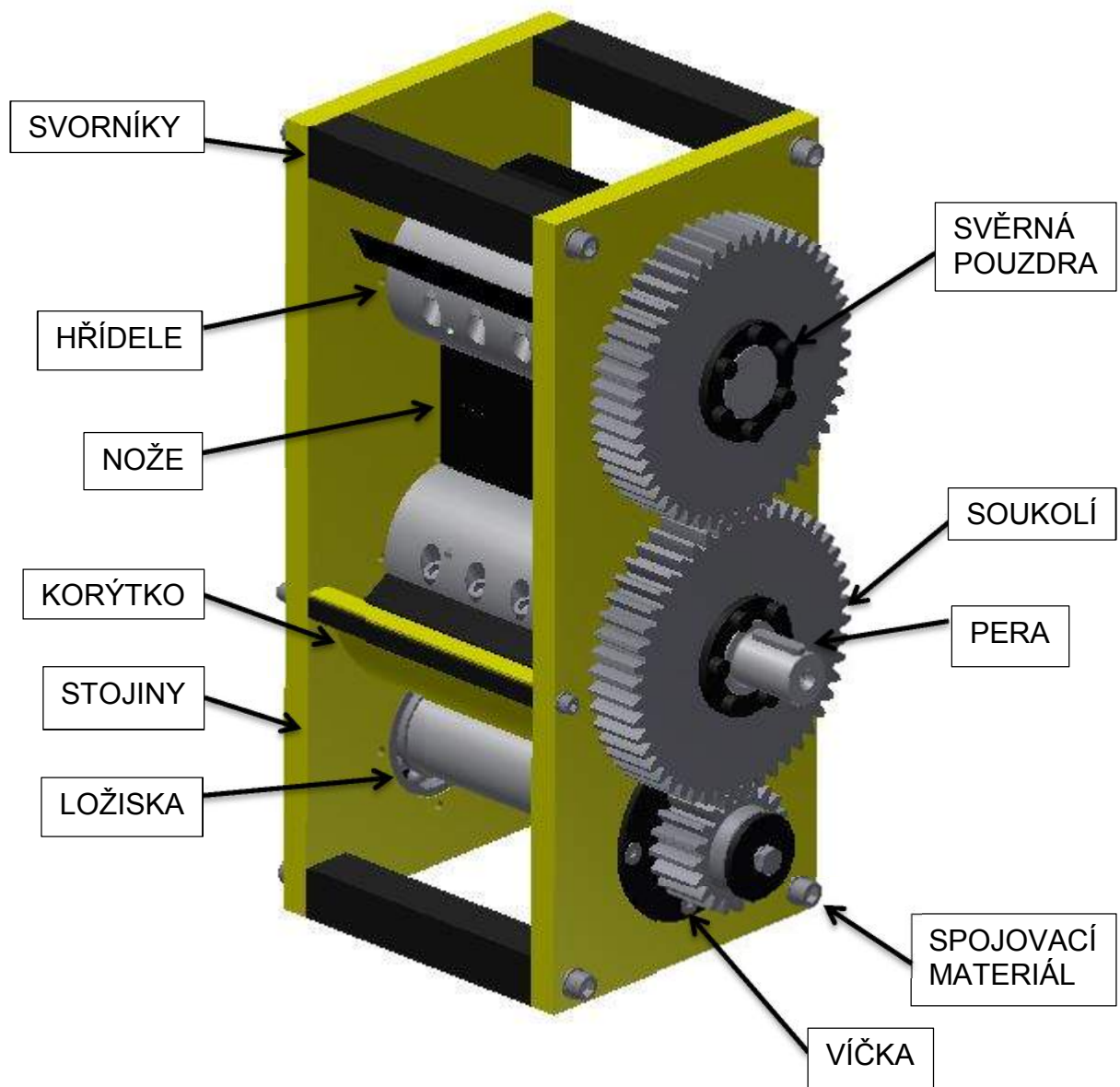
obr.79.: Pohled na pytlovací zařízení zepředu i zezadu

7. Rozpočet nákladů

Mobilní špalíkový stroj je vyvíjen ve spolupráci s externí kovodílnou. Ve chvíli, kdy bylo vše připraveno, došlo k představení kompletního návrhu a rozpočtu na výrobu spolupracující kovodílně.

V tento moment došlo k problému s publikovatelností, kdy firma měla obavu z odezvy a činnosti zavedené i případné nově vznikající konkurence, protože by se k nim tyto strategické informace touto cestou dostaly zadarmo a hotové.

Proto mezi oběma stranami byla uzavřena dohoda o částečné publikovatelnosti práce. Celkový rozpočet se tedy zúžil pouze na nožovou hlavu.



obr.80.: Sestava nožové jednotky

Tabulka 3: Rozpočet nákladů nožové hlavy

	Množství	Jednotka	Cena /jednotka	Cena celkem
Stojina tl. 20	2	Ks	1 850,-	3 700,-
Svorník	4	Ks	500,-	2 000,-
H. hřídel	1	Ks	2 500,-	2 500,-
S. hřídel	1	Ks	2 900,-	2 900,-
P. hřídel	1	Ks	1 600,-	1 600,-
Ložisko 6210	6	Ks	106,-	636,-
Soukolí	1	Sada	5 700,-	5 700,-
Nůž	1	Sada	5 000,-	5 000,-
Sv. pouzdro	2	Ks	506,-	1 012,-
Pero 12x8x50	1	Ks	58,-	58,-
Pero 10x8x45	1	Ks	57,-	57,-
Korýtko	1	Ks	400,-	400,-
Víčko plné	2	Ks	150,-	300,-
Víčko duté	4	Ks	160,-	640,-
Spoj. materiál	1	Sada	143,-	143,-
			SUMA:	26 646,-

Celkové výrobní náklady na nožovou hlavu dosáhly částky 26 646 Kč vč. dpH. Tato výrobní cena ukazuje na značný komerční potenciál, který se zde ukrývá.

Při kalkulaci prodejní ceny je k ceně výrobních nákladů navíc nutné připočítat fixní náklady, které zahrnují vstupní investici firmy, dále také požadovaný profit pro další vývoj a zvyšování konkurenceschopnosti výrobku.

Do fixních nákladů se řadí náklady na konstrukční návrh, výrobu prototypu, otestování a vyladění funkčnosti stroje.

Tyto další složky, které tvoří celkovou prodejní cenu, zde nejsou uvedeny, protože se jedná o interní záležitost spolupracující firmy.

Nožová hlava by klidně mohla tvořit samostatný produkt, který by mohl být nabízen manuálně zručným lidem, kutilům, kteří si se zájmem sami vyrobí zbylé příslušenství a kompletní stroj si uzpůsobí vlastním představám.

Cena hlavního konkurenta - mobilního štěpkovače SMV 70 z kapitoly 5.3.1.2 se v základu s pytlovačem blíží k částce 100 000 Kč, což je pro běžného člověka jednorázově velký výdaj. Proto mnoho lidí upřednostní samostatnou nožovou hlavu.

Další potenciální možnost je prodávat sadu jako stavebnici dílů, tento druh prodejní nabídky žádný z konkurentů nepoužívá.

8. Závěrné vyhodnocení práce

Cílem této práce bylo navrhnout mobilní sekací jednotku a její pohon pro větve syrového smrku do průměru 90 mm. Práce tak dále rozvíjí potenciál zpracování nevyužitého dřevního odpadu po těžbě v lesích. Nyní se velká část tohoto materiálu bez užitku na místě spaluje. Ovšem mobilní sekačky nabízí ekonomické využití této odpadní hmoty a dokáží ji proměnit v plnohodnotné levné palivo pro vytápění domů a dílen.

Nejprve byla zmapována dostupná technická řešení konstrukce sekací jednotky a poté trh dřevních sekaček.

Na tomto základě byla jako výchozí typ vybrána dvourotorová sekačka s protiběžnými noži a navržena koncepční skica, která určovala další směr vývoje stroje.

Odrasovým prvkem pro návrh potřebného výkonu stroje se stala jednak příčná pevnost smrkového dřeva v tlaku, která dále umožnila navrhnout příkon na dělení materiálu, a také potřebný příkon pro pohon pásového dopravníku.

Značná část práce detailně rozpracovává pevnostní návrh a kontrolu jednotlivých komponent nožové hlavy.

Na sklonku práce dochází k představení dalších funkčních podsestav stroje, které ve složeném celku představují prototyp mobilní dřevní sekačky. Stroj je koncipován pro připojení pytlovací jednotky nebo pásového dopravníku.

Výstupem práce měl původně být i vyrobený prototyp nožové hlavy v režii spolupracující firmy. Ovšem po představení kompletního návrhu firmě došlo k problému s publikovatelností a chvíli trvalo, než se vyjasnilo, čím a do jaké míry to je a realizace nabrala zpoždění. S kovodílnou se dohoda nakonec podařila a výroba se opět rozběhla. Takže v rámci práce je možné prezentovat funkční, vyzkoušenou nožovou hlavu připravenou k osazení do sestavy kompletního stroje.

Model a zjednodušená sestava jsou k dispozici, kompletní dokumentace a rozpočet na výrobu se specifikací dodavatelů dílů a práce jsou neveřejné.



Seznam použité literatury

- [1] online, <https://www.youtube.com/watch?v=hwRwo04LrYA> , dne 26.6.2015
- [2] online, <http://suroviny-polotovary.hyperinzerce.cz/paliva/inzerat/2374926-stipane-krbove--28palivove-29-drevo-nabidka-plzensky-kraj/#.VY1Xlssw-M8> , dne 26.6.2015
- [3] BAŤA, Jan Antonín. *Budujme stát pro 40.000.000 lidí*. 2. rozšířené vydání. Zlín: Tisk, 1938. s.1,8,11. ISBN 978-80-87116-25-8
- [4] Svoboda František, Úsobí. *Štěpkovač dřevního odpadu*. Původce vynálezu: František Svoboda, Úsobí. Int. B 27 L 11/10. Česká republika. Patentový spis č. 278 245
- [5] online, <http://www.rojek.cz/rojek.asp?jazyk=cz&Vyrobek=1662000&go=Vyrobek> , dne 26.6. 2015
- [6] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-za-traktor/stepkovac-tr70/>, dne 27.6.2015
- [7] online, <http://www.woodenergy.ie/woodharvestingequipment/> , dne 27.6.2015
- [8] online, <http://www.drevostavitel.cz/clanek/mechanicke-vlastnosti-dreva-domacich-drevin> , dne 28.6.2015
- [9] online, http://mountercz.rajce.idnes.cz/jarda_avsop , dne 2.7.2015
- [10] online, <http://www.rojek.cz/rojek.asp?jazyk=cz&Vyrobek=1665000&go=Vyrobek> , dne 5.7.2015
- [11] online, <http://www.rojek.cz/rojek.asp?jazyk=cz&Vyrobek=1660000&go=Vyrobek> , dne 5.7.2015
- [12] online, <http://www.rojek.cz/rojek.asp?jazyk=cz&Vyrobek=1662001&go=Vyrobek> , dne 5.7.2015
- [13] online, <http://www.rojek.cz/rojek.asp?jazyk=cz&Vyrobek=1666000&go=Vyrobek> , dne 6.7. 2015
- [14] online, <http://www.agroservispv.cz/pracovni-naradi/les/delic-drevniho-odpadu-bobr-75t>, dne 8.7.2015
- [15] online, <http://www.agroservispv.cz/pracovni-naradi/les/delic-drevniho-odpadu-bobr-75-transport>, dne 8.7.2015
- [16] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-s-vlastnim-motorem/stepkovac-em70-2/>, dne 12.7.2015
- [17] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-s-vlastnim-motorem/stepkovac-em70/>, dne 12.7.2015

- [18] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-s-vlastnim-motorem/stepkovac-smv70/>, dne 12.7. 2015
- [19] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-s-vlastnim-motorem/stepkovac-smh70/>, dne 12.7. 2015
- [20] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-za-traktor/stepkovac-tr70/>, dne 12.7. 2015
- [21] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-za-traktor/stepkovac-tr75/>, dne 12. 7. 2015
- [22] online, <http://www.stepkovac.com/stepkovace/stepkovace-za-traktor/stepkovac-tr110/>, dne 12.7. 2015
- [23] online, <http://deosum.com/Articles/400-terra-vari-navrat-ke-korenum.aspx>, dne 13.7.2015
- [24] online, <http://www.agroseznam.cz/cz/agrobazar/detail-inzeratu/38123-koupim-malotraktor-tera-vari.html>, dne 13.7.2015
- [25] online, <http://www.ostrava-online.cz/inzerce/prodam/spalikovac-stepkovac-za-traktor-spalikovac-stepkovac>, dne 25 16.7. 2015
- [26] ČSN 26 3102. *Pásové transportéry*. Praha: Vydavatelství pro normalizaci a měření, 1970
- [27] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel aj. *Projekt – III. ročník*. 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [28] online, http://pics.rottek.at/rottek/php/show_picture.php?artikel_nummer=mot119&picture_size=0400&lauf_nummer=01 , dne 16.6.2015
- [29] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [30] online, http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/prednasky_nove/5.pr.pdf , dne 26.7 2015
- [31] online, <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbbss/6210rs>, dne 27.7.2015

Seznam obrázků

obr.1.: Polský sekací stroj dřevěné kulatiny do průměru 10 cm, (převzato z [1])...	16
obr.2.: Uložené palivové dřevo, (převzato z [2]).....	19
obr.3.: Mapa Československa doplněná magistrálou, (převzato z [3]).....	21
obr.4.: Dřevo hnije v lesích, (převzato z [3]).....	22
obr.5.: Patentovaný štěpkovací mechanismus,(převzato z [4]).....	24
obr.6.: Svařenec nožové hřídele (převzato z [9]).....	25
obr.7.: Princip jedno-rotorového stroje.....	25
obr.8.: Typický mechanismus Rojek s šesti noži a odfrézovanými hřídelemi, (upraveno z [5]).....	26
obr.9.: Nožová jednotka Rojek s oz. koly, (převzato z [5]).....	26
obr.10.: Produkt KKD – Krátké Kusové dřevo, (převzato z [5]).....	26
obr.11.: Silové poměry na nožích dvourotorového špalíkovače.....	27
obr.12.: Štípací síly v jedné rovině.....	28
obr.13.: Sekací ústrojí špalíkovače, (převzato z [6]).....	28
obr.14.: Prostý stříh.....	28
obr.15.: Diskový štěpkovač, (převzato z [7]).....	28
obr.16.: Vliv osové vzdálenosti na velikost síly na břítu při konstantním kr. momentu.....	29
obr.17.: bokorys nožové hřídele.....	30
obr.18.: DH 10 E (převzato z [10]).....	33
obr.19.: DH 10 S (převzato z [11]).....	33
obr.20.: DH 10 EP (převzato z [12]).....	34
obr.21.: DH 10 SP (převzato z [5]).....	34
obr.22.: DH 10 TP (převzato z [13]).....	35
obr.23.: Odvětvovač (převzato z [13]).....	35
obr.24.: Bobr 75T v závěsu (převzato z [14]).....	36
obr.25.: Nožová jednotka (převzato z [14]).....	36
obr.26.: Bobr 75 Transport (převzato z [15]).....	37
obr.27.: Tok dřeva strojem (převzato z [15]).....	37
obr.28.: EM 70 (převzato z [16]).....	39
obr.29.: SM 70 (převzato z [17]).....	39
obr.30.: SMV 70 (převzato z [18]).....	40

obr.31.: SMH 70 (převzato z [19]).....	40
obr.32.: TR 70 s “big bag“ (převzato z [20]).....	41
obr.33.: TR 75 (převzato z [21]).....	41
obr.34.: TR 110 s pytlovačem (převzato z [22]).....	42
obr.35.:TR110 dopravník (převzato z [22]).....	42
obr.36.:Terra Vari systém (převzato z [23]).....	43
obr.37.: Vari s vlečkou (převzato z [24]).....	43
obr.38.:Tahné zařízení.....	43
obr.39.: Ideová skica mobilního špalíkovače s pytlovacím zařízením.....	44
obr.40.: Návrhové schéma nožové hlavy a uspořádání pohonu.....	48
obr.41.: Schéma velikosti převodů a otáček v jednotlivých uzlech stroje.....	49
obr.42.: Schéma trajektorie seku a výpočtových hladin v polovině průřezu větve ..	50
obr.43.: Napěchovaný materiál široký 5 mm uprostřed březové větve (převzato z [25]).....	52
obr.44.: Dělení toku výkonu na kole spodní nožové hřídele.....	57
obr.45.: Rotek 420-E-25x88,5 (převzato z [28]).....	58
obr.46.: Pohled na hřídel (převzato z [28]).....	58
obr.47.: Čelní míry motoru (převzato z [28]).....	59
obr.48.: Boční míra motoru (převzato z [28]).....	59
obr.49.: Rozměry válcové hřídele (převzato z [28]).....	59
obr.50.: Přípojná deska (převzato z [28]).....	59
obr.51.: Velikosti pracovních momentů v uzlech stroje.....	60
obr.52.: Diagram pro určení průřezu řemenu (převzato z [29]).....	61
obr.53.: Vzájemná pozice řemenic.....	62
obr.54.: Instalovaná výkyvná kladka.....	64
obr.55.: Posuvná deska motoru a nastavení předepnutí řemenů pomocí stavěcích šroubů.....	65
obr.56.: Velká řemenice o průměru 500 mm, vpravo montážní pouzdro Taper lock.....	66
obr.57.: Brzdná rampa velké řemenice.....	66
obr.58.: Soukolí - pastorek a dvě kola.....	70
obr.59.: Zatížená spodní hřídel s drážkami pro nože a dírami pro připevňovací šrouby nožů.....	72

obr.60.: Zatížená spodní hřídel v rovině X a průběh ohybového momentu (Nm)....	73
obr.61.: Zatížená spodní hřídel v rovině Y a průběh ohybového momentu (Nm)....	74
obr.62.: Horní nožová hřídel s drážkami pro nože a dírami pro připevňovací šrouby nožů.....	76
obr.63.: Zatížená předloha vybavená drážkami pro pera - pro pastorek a pouzdro Taperlock.....	78
obr.64.: Zatížená předloha v rovině X a průběh ohybového momentu (Nm).....	79
obr.65.: Zatížená předloha v rovině Y a průběh ohybového momentu (Nm).....	79
obr.66.: Sekací část nože, břit opatřený fazetkou 2x45°	81
obr.67.: Uložení a funkční rozměry nože v hřídeli.....	82
obr.68.: Zadní pohled - napětí v kontrolované oblasti se pohybuje okolo hodnoty 17,2 MPa.....	84
obr.69.: Přední pohled – síť, napětí na šikmém čele břítu dosahuje hodnot 25 - 30 MPa.....	85
obr.70.: Sešroubované stojiny doplněné o ložiska, víčka a korýtko.....	88
obr.71.: Svěrná pouzdra RCK 70 dodávaná ve voskovém papíru.....	89
obr.72.: Jednonápravový podvozek se stabilizačním systémem.....	91
obr.73.: Bantamová kola, uprostřed zátky nábojů kol.....	91
obr.74.: Kompaktní nosný rám podvozku.....	92
obr.75.: Přední a zadní pohled na násypku.....	93
obr.76.: Sestava dopravníku s odnímatelným rámem.....	94
obr.77.: Nosné uložení dopravníku na ložiskách.....	95
obr.78.: Napínací mechanismus pásu.....	95
obr.79.: Pohled na pytlovací zařízení zepředu i zezadu.....	96
obr.80.: Sestava nožové jednotky.....	97

Seznam tabulek

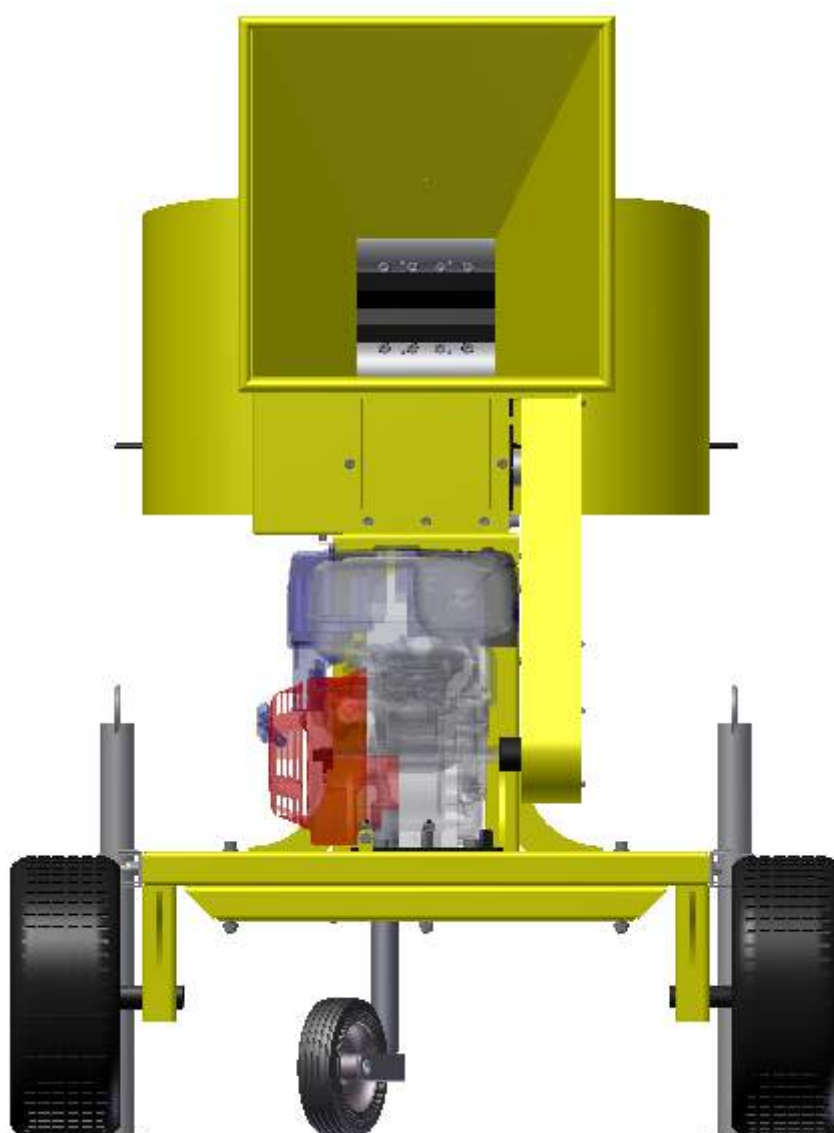
Tab.1: Postupný výpočet momentu na jedné nožové hřídeli	51
Tab.2: Kontrolní výpočet ozubení.....	71
Tab.3: Rozpočet nákladů nožové hlavy.....	98

Seznam příloh

- Příloha 1. Fotografie sestavy špalíkovače a pytlovače, pohled zadní
- Příloha 2. Fotografie sestavy špalíkovače a pytlovače, pohled levý přední
- Příloha 3. Fotografie sestavy špalíkovače a pytlovače, pohled pravý přední horní
- Příloha 4. Fotografie sestavy špalíkovače a pytlovače, pohled přední
- Příloha 5. Fotografie sestavy špalíkovače a pytlovače, pohled pravý
- Příloha 6. Fotografie sestavy špalíkovače a dopravníku, pohled pravý přední
- Příloha 7. Fotografie sestavy špalíkovače a dopravníku, pohled levý zadní
- Příloha 8. Výkres 2D sestavy špalíkovače s dopravníkem
- Příloha 9. 3D model sestavy špalíkovače s dopravníkem / pytlovačem
- Příloha 10. CD s elektronickou verzí diplomové práce



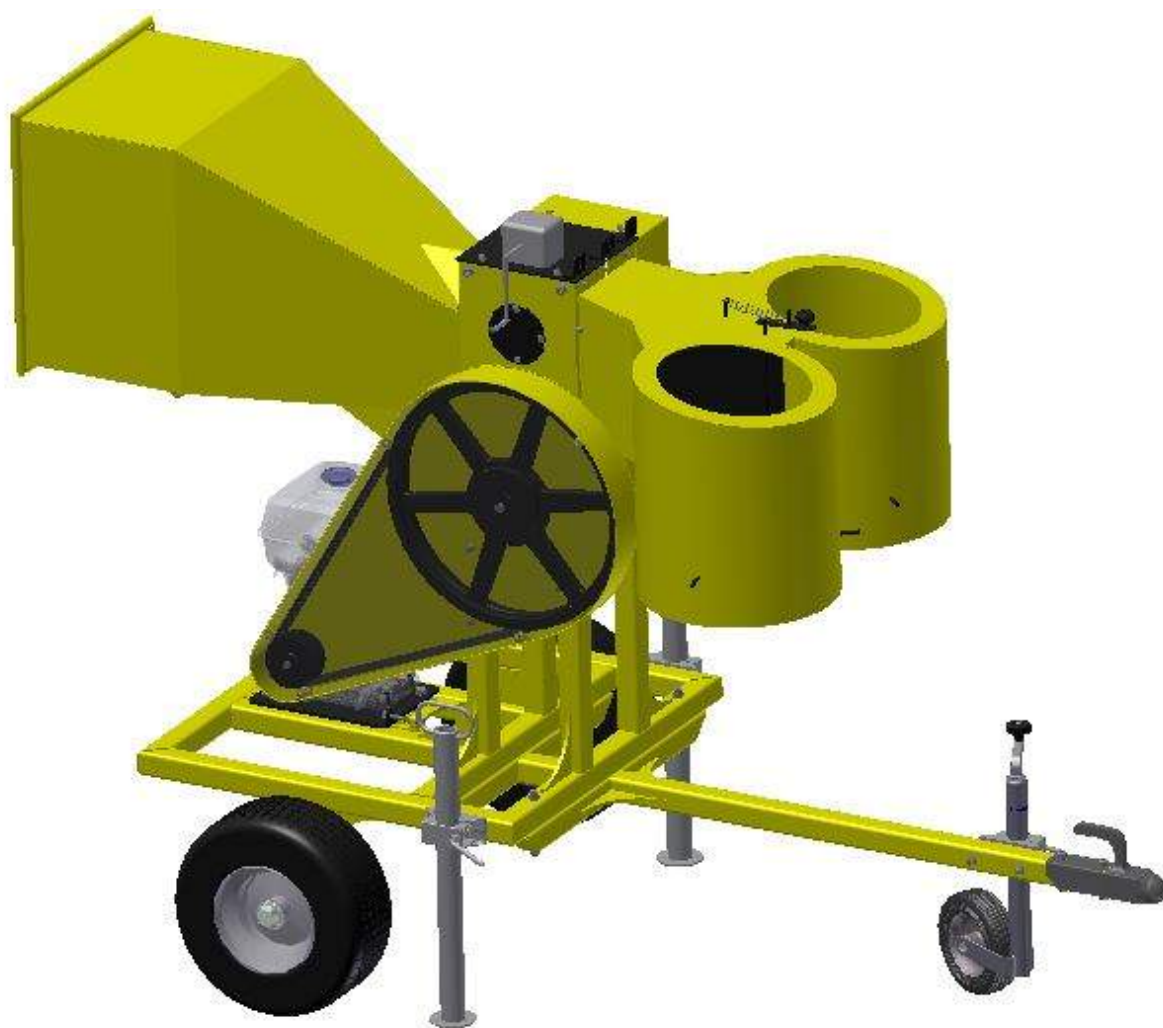
Příloha 1



Příloha 2

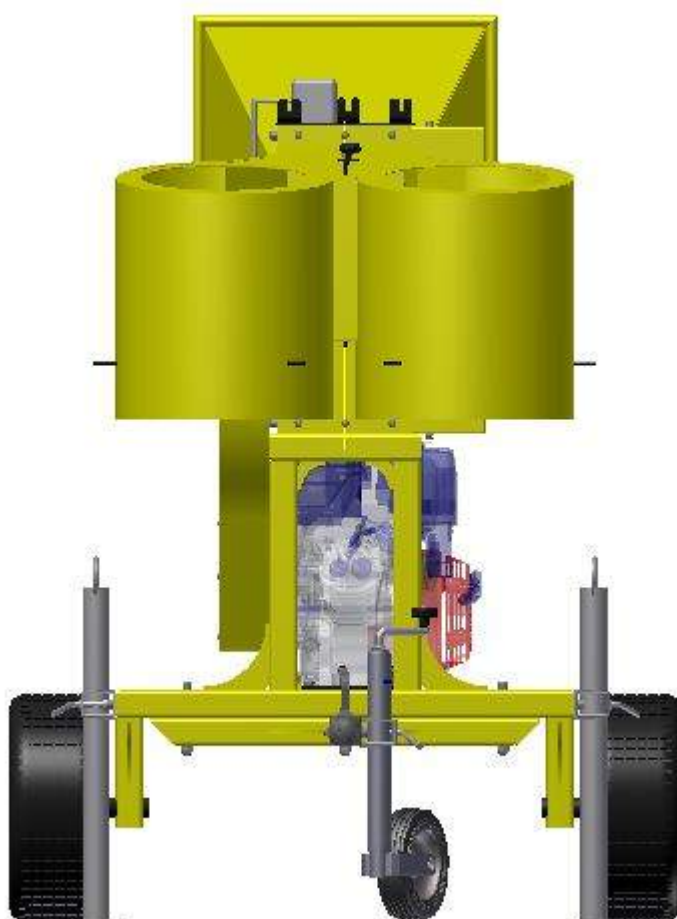


Příloha 3



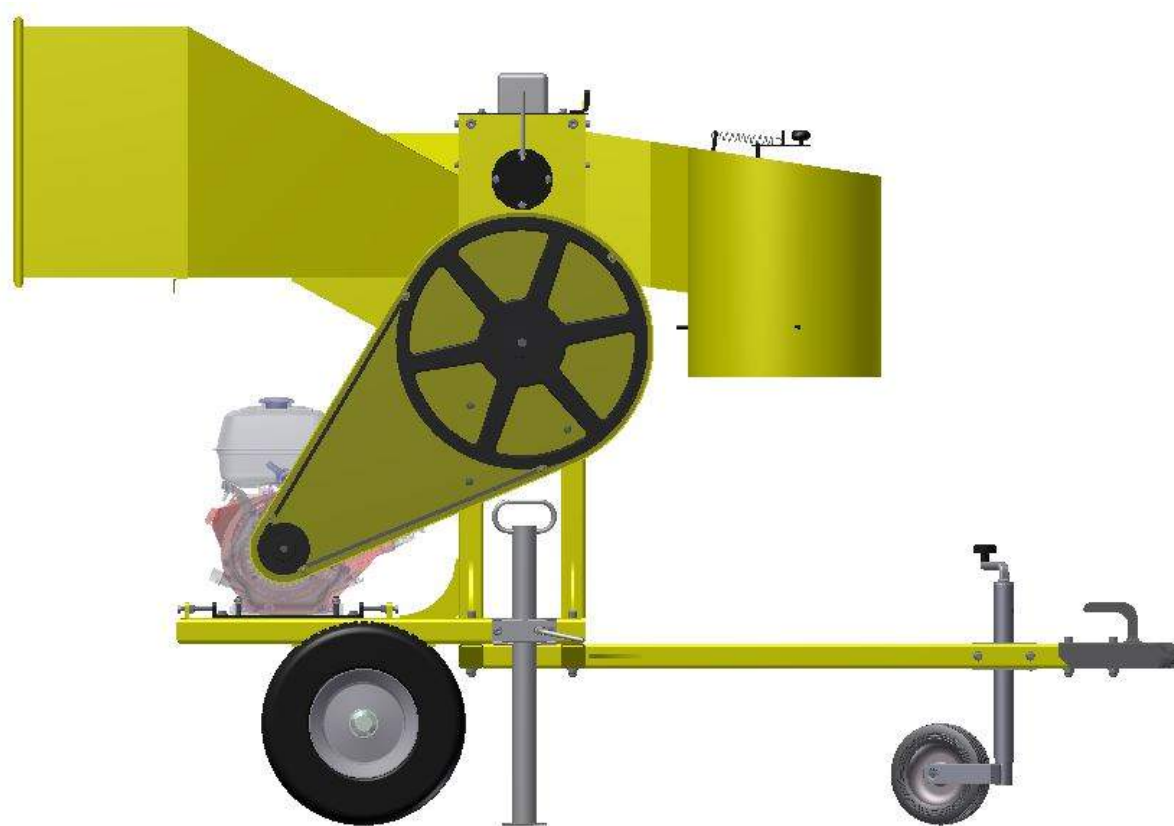


Příloha 4





Příloha 5



Příloha 6





Příloha 7

