



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH KUŽELOVÉHO ŠTÍPAČE NA DŘEVO

CONCEPTION OF A CONICAL SPLITTER FOR WOOD

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Stejskal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Hloušek

BRNO 2019

## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jan Stejskal
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. David Hloušek
Akademický rok:	2018/19

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

### Návrh kuželového štípače na dřevo

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh kuželového štípače dřeva s těmito technickými parametry:

- maximální délka polena 250 mm,
- maximální průměr polena 400 mm.

#### Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše.

Koncept navrhovaného řešení.

Fukční výpočet zařízení a návrh jednotlivých komponent.

Posouzení zařízení z hlediska bezpečnosti v souladu s platnou legislativou.

Pevnostní výpočet.

Výkres celkové sestavy.

Výkres podsestavy rámu.

Výkresy výrobní dokumentace.

#### Seznam doporučené literatury:

KLIMEŠ, Pavel. Části a mechanismy strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2422-2.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Bakalářská práce se skládá z úvodní rešeršní části a konstrukčního návrhu kuželového štípače na dřevo se zadanými technickými parametry, maximální délkou a šířkou polena. Součástí práce jsou výpočtové a pevnostní kontroly vybraných součástí a závěrečné posouzení navrhované konstrukce zařízení z hlediska platné legislativy.

## KLÍČOVÁ SLOVA

kuželový štípač, štípání, štípací trn, kužel, poleno, bezpečnost

## ABSTRACT

This bachelor thesis consists of an introductory research part and a structural draft of a conical wood splitter with typed technical parameters and maximal log length and width. The thesis contains computing and strength examination of chosen components and final evaluation of designed construction from the law standards viewpoint.

## KEYWORDS

conical wood splitter, splitting, splitting cone, cone, log, safety

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STEJSKAL, J. *Návrh kuželového štípače na dřevo*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Hloušek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Hlouška a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2019

.....

Jan Stejskal

## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Davidu Hlouškovi za veškeré udělené rady, poznatky a trpělivost při tvorbě mé bakalářské práce. Touto cestou bych rád také poděkoval své rodině a nejbližším, za neutuchající podporu během celého, mého bakalářského studia.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Princip štípání pomocí štípaček a části štípače.....	10
1.1 ČÁSTI ŠTÍPAČE.....	10
2 Přehled typů štípaček na dřevo .....	11
2.1 Volba štípacího nástroje.....	11
2.2 Poloha štípané kulatiny .....	12
2.3 Druh pohonu .....	14
3 Části kuželového štípače .....	18
4 Vlastní konstrukční návrh řešení .....	19
4.1 Pohon .....	19
4.2 Řemenový převod .....	20
4.3 Návrh hřídele a ložisek .....	26
4.4 Návrh štípacího trnu a jeho uložení .....	40
4.5 Návrh rámu zařízení.....	42
5 Bezpečnostní prvky z pohledu platné legislativy .....	43
5.1 Spouštění a zastavování stroje .....	43
5.2 Držák polena .....	44
5.3 Ochranná opatření proti dotyku s rotačními nástroji .....	45
5.4 Ochranné krytí mechanických pohonů .....	46
5.5 Bezpečnostní opatření zabraňující otáčení polena.....	46
5.6 Stabilita .....	47
Závěr.....	48
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	51
Seznam příloh.....	54

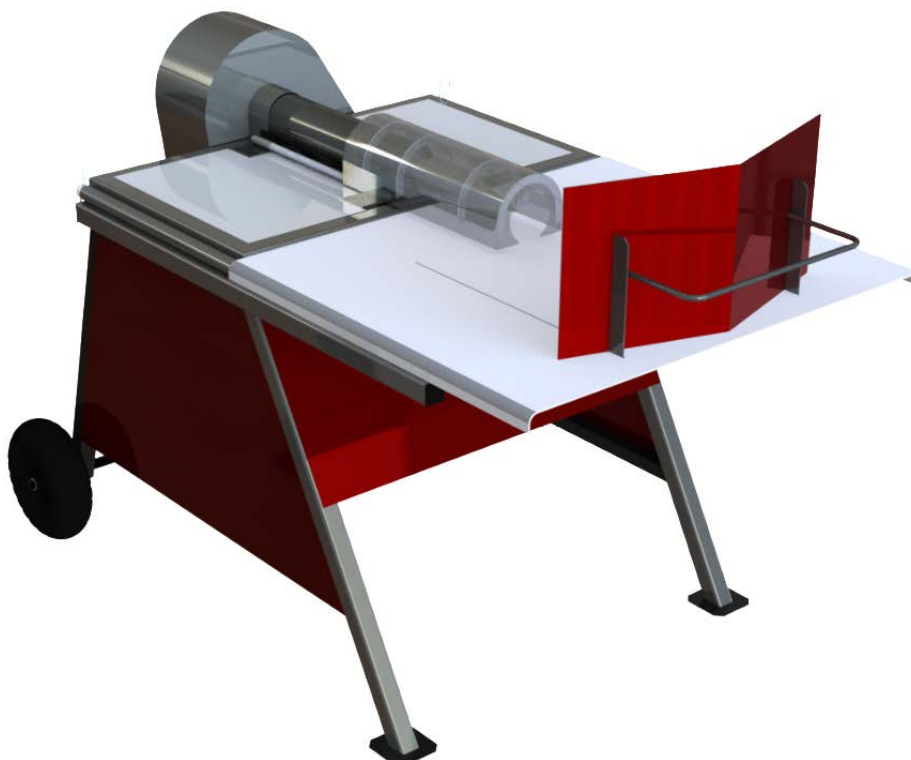


## ÚVOD

Tuhá paliva jsou dnes neodmyslitelným zdrojem energie využívané v mnoha směrech. S tím jde samozřejmě ruku v ruce vývoj technologií, jak tato paliva co nejefektivněji zpracovat. Ne jinak tomu je i u zpracování dřeva. Oproti dobám, kdy se využívaly zejména ruční nástroje, si dnes můžeme vybrat z nepřeberného množství strojů, které nám činnost štípání značně ulehčují. Štípače dřeva zastupují nepřehlédnutelnou složku v tomto odvětví. Důvod, proč jsem si vybral kuželový štípač, jako svoji bakalářskou práci, je prostý. Zdá se mi, že oproti například horizontálním či vertikálním štípačkám, není tato metoda na veřejnosti až tak známá.

Šroubový neboli kuželový štípač napomáhá ke štípání dřevěných kulatin různých průměrů. Při štípání využíváme rotace kuželového trnu se šroubovicí, která je tvořena nesymetrickým závitem. Tento závit vtahuje dřevěný kus na kužel až do momentu, kdy se kulatina rozdělí. K výhodám kuželového štípače a štípačů obecně patří především zkrácení štípacího času, snížení fyzické činnosti člověka na nejmenší možnou míru oproti štípání s ručními nástroji, efektivní zpracování palivového dřeva. Veškeré štípače dřeva jsou posuzovány dle normy ČSN EN 609-2 +A1.

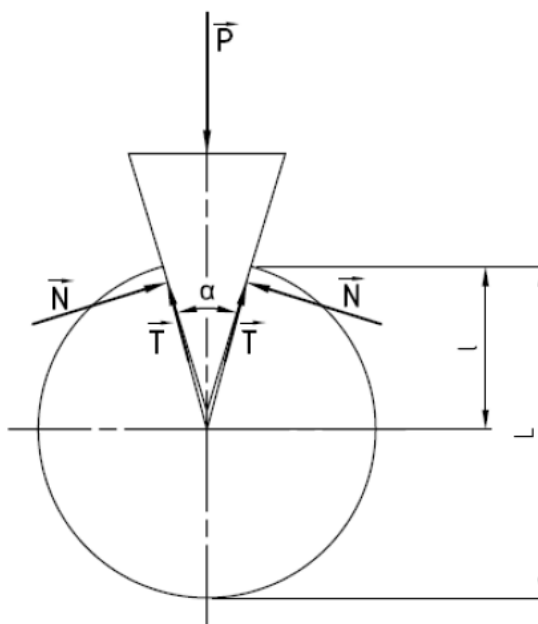
Cílem této bakalářské práce je koncepční návrh kuželového štípače pro špalky o délce do 25 m a průměru nepřesahujícím 400 mm. Samozřejmě v souladu se zmíněnou platnou normou.



*Obr. 1 Návrh šroubového štípače na dřevo*

## 1 PRINCIP ŠTÍPÁNÍ POMOCÍ ŠTÍPAČEK A ČÁSTI ŠTÍPAČE

Štípáním dělíme dřevo na objemově menší části s nedefinovaným tvarem, a to vnikáním nejčastěji klínového nástroje do dřeva, na který působí štípací síla ( $P$ ). Z počátku dělení probíhá v místě kontaktu nástroje se dřevem. Poté se dřevo rozpolcuje ještě před špičkou klínu ve směru dřevních vláken. Během toho působí na nástroj normálové ( $N$ ) a třecí síly ( $T$ ). [2]



Obr. 2 Působení síly při štípaní-obecně [2]

Výpočet štípací síly [2]:

$$P = 2N \sin \frac{\alpha}{2} + 2fN \cos \frac{\alpha}{2} \quad (1)$$

### 1.1 ČÁSTI ŠTÍPAČE

Mezi hlavní části štípačů patří zejména rám, pohon, hydraulické čerpadlo, píst, štípací klín a další ovládací a bezpečnostní prvky.

Na dnešním trhu se objevuje spousta variant technického řešení. Mezi nejčastější patří variabilní výška pracovního stolu, která umožní štípat polena v širokém spektru délek. Dále pak konstrukce štípacích klínů, která ovlivní, na kolik částí se poleno rozdělí za jeden pracovní pohyb, obouřuční ovládací a mnoho dalších bezpečnostních a technologických prvků. Užitím většinou kvalitních materiálů a masivní konstrukce, bývá zajištěna dlouhodobá funkčnost a životnost stroje. [2]

## 2 PŘEHLED TYPŮ ŠTÍPAČEK NA DŘEVO

Pokud vybíráme štípač dřeva, je vhodné se zamyslet, k jakým účelům bude sloužit. Jak často bude zařízení používáno. Množství a rozměry zpracovávaného dřeva. Kde a za jakých podmínek bude zařízení pracovat. Finanční možnosti, vlastnosti dřeva nebo pracovní komfort. Pokud shrneme tyto aspekty, lze definovat, jaké parametry by měl stroj mít. [2, 3]

Dnešní štípače jsou rozdělovány hned z několika kritérií a v mnoha vlastnostech, jako jsou například:

1. Štípací nástroj
2. Poloha štípané kulatiny
3. Druh pohonu

Štípače lze také rozdělit podle způsobu, jakým dělí dřevěnou kulatinu. Největší zastoupení mají hydraulické štípače. V tomto případě nástroj vykonává přímočarý pohyb a dřevo je štípano ve směru dřevních vláken. Další možností je šroubový, mechanický štípač. Nástroj vykonává rotační pohyb a dřevní vlákna jsou kolmá na osu trnu. [2, 3]

### 2.1 VOLBA ŠTÍPACÍHO NÁSTROJE

Samozřejmě dnes existuje více štípacích nástrojů, které štípačky využívají. Zde uvedeny jsou nástroje, které se vyskytují nejčastěji.

#### 2.1.1 ŠTÍPACÍ KLÍNY

Zřejmě nejčastěji se vyskytující nástroj, co se štípačů týče. Klín bývá z pravidla svařen z několika prvků, většinou z pevnostní oceli, které dohromady tvoří ostrou hranu neboli ostří. Tyto klíny bývají připevněny k hydromotoru, v tomto případě je pak klín pohyblivý, zatímco deska se špalkem jsou statické (často vyskytované u vertikálních- svislých štípaček). V druhém případě pak je statickým prvkem klín, a přímočarý pohyb vykonává přítlačná deska s kusem štípaného dřeva (využívané v případě horizontálních- vodorovných štípacích strojů). Klíny dále rozdělujeme podle toho, na kolik částí štípaný kus dřeva rozdělí. Tedy v případě rozšiřovacího, jednoduchého klínu dělíme poleno na dvě části za jeden pracovní úkon (pohyb klínu nahoru a dolů). Dalšími variantami jsou pak čtyř-ramenné klíny, dělíme kus na čtyři části, nebo šestiramenné (obr. 3) klíny který štípaný kus dřeva rozdělí na šest kusů. [2, 3]



Obr. 3 Štípací klín 6-ramenný OX T500 [4]

### 2.1.2 KUŽELOVÉ ŠTÍPACÍ TRNY

Další, méně známý prvek, který lze použít jako nástroj pro štípače na dřevo je štípací neboli šroubový kužel (obr. 4). Tento trn lze dnes sehnat v různých velikostech a provedeních. Obvykle bývá vyroben z vysokopevnostního materiálu pro více namáhané strojní součásti. Trn lze montovat na hřídele elektromotorů, cirkulárek nebo i na kardan od jiných strojů a bývá obvykle zajištěn dvěma šrouby. Princip štípání využívá rotačního pohybu trnu, kdy je špalek natahován závitem, než se rozdělí na polena. Konstrukce bývá zpravidla jednoduchá a bezpečnost mizivá vzhledem k tomu, že tento typ štípačky bývá často vyráběn v domácím prostředí pro hobby využití (obr. 5). [2, 3]



Obr. 4 Štípací trn [5]



Obr. 5 Domácí kuželová štípačka dřeva [6]

## 2.2 POLOHA ŠTÍPANÉ KULATINY

Z tohoto pohledu dělíme štípačky dřeva do dvou hlavních skupin. Dále je pak můžeme rozdělit podle maximálního štípacího tlaku, kterou klín vyvíjí. Zjednodušeně řečeno silou, kterou jsme schopni tlačít na špalek. Dnes se běžně pohybujeme mezi štípacím tlakem 4 až 25 tun. [2]

1. Štípačky s malou štípací silou (hobby) –39-78 kN (4 až 8 t)
2. Štípačky se střední štípací silou (poloprofesionální)- 78-147 kN (8 až 15 t)
3. Štípačky s vysokou štípací silou (profesionální)- nad 147 kN (15 t)

### 2.2.1 VERTIKÁLNÍ

Z mého pohledu nejpočetněji zastoupená skupina. Největším benefitem je bezesporu možnost štípat delší polena, a to až do délky 150 cm. S tím je samozřejmě spojená větší štípací síla, která se pohybuje v rozmezí 5,5 až 25 t. Další výhodou je obsluha, kdy nejsme nuceni zvedat špalek do výšky pracovního stolu, jako u horizontální štípačky. Navíc výška stolku bývá variabilní (obr. 5). Štípačky bývají opatřeny dvojicí kol a madly pro jednoduchou manipulaci. Manipulační prvky jsou zde nezbytné, jelikož hmotnost běžně přesahuje 100 kg. Řekl bych, že je zde dobře vyřešená bezpečnost práce obouručným ovládním. U většiny štípaček je

mechanický spínač, který nedovolí spuštění klínu, dokud obě dvě ramena nesvírají špalek. Tím jsou ochráněny horní končetiny proti střetu s klínem. Ovšem s vyšším štípacím tlakem obvykle roste i cena, což znamená, že oproti horizontálním štípacím strojům bývají většinou dražší. [3, 7]



Obr. 6 Vertikální štípač dřeva Hecht 6100 [8]



Obr. 7 Scheppach HL 1010 [9]

### 2.2.2 HORIZONTÁLNÍ

Horizontální štípače jsou využívány pro štípání zpravidla kratších polen do 52 cm a pro zpracování menšího množství dřeva. Disponují menší štípací silou oproti štípačům vertikálním. Práce na tomto stroji je fyzicky náročnější, a to z důvodu zdvihání břemene do výšky pracovního stolu. Produktivita práce je zde také nižší, než u štípaček svislých. Tento druh má ale i své výhody. Mezi největší, na které bývá často přihlíženo, patří pořizovací cena. Především pak u menších štípaček, se startovací cenou okolo 4000,- Kč. Další výhodou bývá skladnost a hmotnost. Klín s pracovním stolem a pohonem bývá sklopitelný, takže dojde ke zmenšení rozměrů a zvýšení skladnosti. I zde je přeprava stroje zajištěna pomocí dvojice otočných kol a madel. [3, 7]



Obr. 8 Horizontální štípačka AGB VARI 5t [10]

### 2.2.3 KUŽELOVÉ ŠTÍPAČE

Kuželové neboli šroubové štípače jsou nejméně početnou, speciální skupinou. Jako pohon se nejčastěji využívá elektromotor, nebo vývodový hřídel z pracovního stroje. Pokud otáčky nevyhovují, bývají redukovány převodovkou nebo změnou převodového poměru. Principem je natahování špalku na kužel s nepravidelným závitem do momentu, kdy se špalek rozdělí (roztrhne) na dvě části. Některé kuželové štípače jsou variabilní. Lze štípat krátké špalky a při demontáži odnímatelného pracovního stolu i dlouhé kulatiny. Nespornou výhodou štípacího kuželu je úspora času při štípání především dlouhých kusů dřeva oproti klínům, které musí oproti těmto zařízením vykonat relativně delší pohyb. Zároveň jsme schopni bez problému zpracovat tvrdé i měkké dřevo, suché i syrové. Z pohledu bezpečnosti je ovšem lepší štípat kratší kusy dřeva. Při práci s tímto strojem je nutné dbát zvýšené pozornosti, a to i přes jednotlivé prvky bezpečnosti. V krajním případě by mohlo dojít k zachycení oděvu a následnému natočení na trn. Proto je doporučeno, stejně jako u okružních pil, zde pracovat bez rukavic a volných oděvů. [2, 3]

## 2.3 DRUH POHONU

Volba pohonu se odvíjí od způsobu užití, a hlavně místa užití štípače. Stroje poháněné elektrickým pohonem bývají levnější, a zároveň jednodušší na údržbu a obsluhu. Patrnou nevýhodou je omezenost použití v závislosti na dosahu elektrické energie. Oproti tomu štípačky se spalovacím motorem mají vyšší pořizovací cenu, ale lze je použít takřka v jakémkoli místě, kam je dostaneme. Mohou být využity pro příklad v místě těžby, takže následná manipulace a skladnost dřeva je efektivnější. Vhodná je i aplikace v místě nedostupnosti třífázového proudu. Další možností pohonu může být vývodová hřídel například traktoru. [2]

### 2.3.1 HYDRAULICKÝ POHON

Je to nejrozšířenější varianta pohonu prodáváných štípačů. Štípací síla je zde vyvolávána čerpáním hydraulického oleje za pomoci hydrogenerátoru do lineárního hydromotoru (pístu). Olej vyvíjí tlak na plochu pístu a tím vytvoří štípací sílu. Hydraulický obvod se skládá z mnoha komponent jako: hydrogenerátor, zásoba hydraulického oleje, filtr, hydraulický rozvaděč, přetlakový ventil, hydraulické vedení a dalších, podle toho, o jaký typ jde. Výhodou hydraulického pohonu je rozsah sil. Od malých sil okolo 40 kN (zařízení pro domácí použití) až po síly nad 400 kN (profesionální stroje). Mezi další výhody patří bezpečnost nebo kontrola obsluhou nad procesem štípání. Nevýhoda těchto typů je ve vysoké energetické náročnosti. Zvláště v případě, je-li vyžadována vysoká rychlost štípání. [7]



Obr. 9 Hydraulický štípač Scheppach HL 1500 [11]

### 2.3.2 MECHANICKÝ POHON

Tento druh pohonu není moc rozšířený. Principem je motor, který roztáčí setrvačnick a ten akumuluje kinetickou energii. Setrvačnick pohání pastorek s malým počtem zubů, čímž je dosaženo nízké obvodové rychlosti pastorku. Při štípání připojíme pastorek na hřebenové ozubení, tím se nám rotační pohyb změní na pohyb lineární. Výhodou tohoto pohonu je vysoká rychlost štípání. Podle velikosti stroje je čas na jeden pracovní cyklus okolo dvou vteřin. Spíše ale nacházím na tomto stroji nevýhody. S krátkou dobou pracovního cyklu souvisí vysoké riziko pro obsluhu stroje. Zároveň zde není možné kontrolovat štípací proces. Štípač je vhodný pouze pro krátká polena. Další nespornou nevýhodou je pak nízká konstrukce, kde musí být obsluha po celou dobu štípání shrbená. Takže o nějakém komfortu práce zde nemůže být řeči. [7]



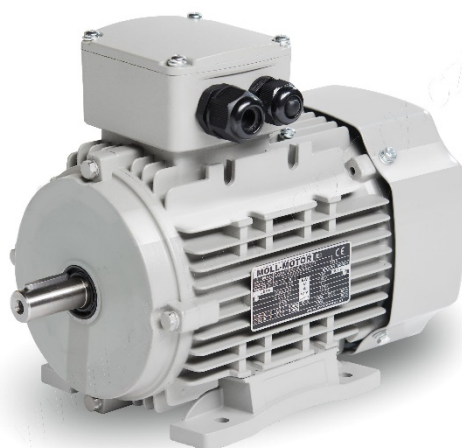
Obr. 10 Mechanická štípačka Zipper HI-HS5K [12]

### 2.3.3 POHON AGREGÁTEM

1. Elektromotor
2. Traktorový pohon
3. Spalovací motor

#### ELEKTROMOTOR

Nejvíce rozšířená varianta pohonu, co se štípacích strojů týče. Využívá se u hobby, poloprofesionálních i u profesionálních štípačů dřeva. Jedná se o vcelku tichý, efektivní a bezúdržbový pohon. Nejčastěji se setkáváme se střídavým asynchronním elektromotorem o výkonu v rozpětí 2-4 kW (400 V). V případě malé štípačky může být pohon obstaráván jednofázovým elektromotorem s výkonem od 1,5 kW s napájením 230 V. Nevýhodou, je nutnost připojení na elektrickou síť, což limituje vzdálenost pracovního místa. [7]



Obr. 11 Asynchronní třífázový elektromotor [13]



### TRAKTOROVÝ POHON

Zde můžeme rozlišovat pohon pomocí kardanu, nebo pohon pomocí přímého napojení na hydraulický okruh traktoru. V obou případech se jedná o výkonné pohony, díky velkým výkonům agregátu v traktoru. Ovšem nepřetržitý provoz traktoru přináší neekonomické využití a vyšší náklady. Dalším negativním jevem může být produkce spalin. Alternativní variantou může být pohon elektromotorem s přidavným zapojením traktorového náhonu. [7]



Obr. 12 Štípač za traktor King Kardan 20T [14]

### SPALOVACÍ MOTOR

Spalovací motor jako pohon štípaček je málo užívaný. Největší výhodou je možnost užití na takřka jakémkoli místě, kde stroj ustálíme a vysoká mobilita zařízení. Ovšem hlučnost zařízení, vyšší provozní náklady a nižší životnost jsou zde velkou nevýhodou. Dále pak produkce spalin, jako v případě traktorového pohonu. Tyto nevýhody předurčují zařízení k použití hlavně na místech bez elektrické energie. [7]

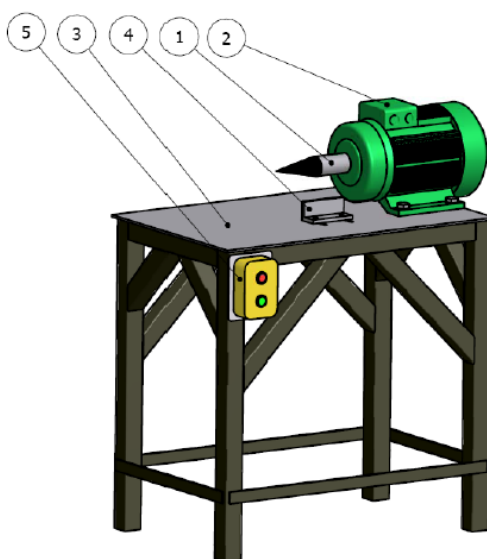


Obr. 13 Benzínový štípač VARI 10 TON GAS FORCE [15]

### 3 ČÁSTI KUŽELOVÉHO ŠTÍPAČE

Celá sestava kuželového štípače by měla být navržena s ohledem na pevnost a dobrou manipulaci. Protože ke štípání dochází zpravidla venku, hraje určitou roli hmotnost sestavy, z důvodu manipulace. Proto se obvykle přidávají manipulační prvky, jako například kolečka a madla.

Můžeme říci, že sestava se skládá ze tří hlavních prvků. Ty jsou zastoupeny kuželovým nástrojem (trnem), elektromotorem a pracovním stolem. Za další části můžeme považovat dorážecí desku, ovládací nebo bezpečnostní prvky. [2]



Obr. 14 Sestava štípače: 1) kuželový nástroj, 2) elektromotor, 3) Pracovní stůl, 4) dorážecí deska, 5) ovládací prvek [16]

## 4 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH ŘEŠENÍ

Zařízení bude konstruováno jako mobilní kuželový štípač pro polena o maximální délce 250 mm a průměru do 400 mm. Pohon bude zajištěn elektromotorem Siemens 1LE1002-1DD33. Kroutící moment bude přenášen řemenovým převodem na hřídel, osazenou štípacím trnem.

### 4.1 POHON

Kuželový štípač bude poháněn elektromotorem Siemens 1LE1002-1DD33 o výkonu 5,5 kW. Jedná se o nízkonapěťový třífázový asynchronní motor nakrátko s účinností zhruba 0,82 a kroutícím momentem 73 Nm. Výhodou třífázového motoru oproti jednofázovému je vyšší záběrový moment, nižší cena a hlučnost. Motor je osmipólový, což přináší v reálu 630-740 ot./min. U kuželového štípače je nízký počet otáček vcelku žadáným aspektem. Z hlediska bezpečnosti je vhodné, aby posuv štípacího trnu do špalku nebyl nikterak razantní (viz. kapitola řemenový převod). Nízké vstupní otáčky nám umožňují použít malý převodový poměr, aby bylo dosaženo adekvátních otáček štípacího trnu. [17]



Obr. 15 Elektromotor SIEMENS 1LE002-1DD33 5,5 Kw, 720 ot./min [17]

Co se týče tvaru elektromotoru, bude zde využit patkový tvar (obr. 15- pravý motor). Montáž pohonu na konstrukci bude jednoduchá a pro horizontální uložení motoru plně dostačující. Pro řemenový převod je tento typ nevhodnější. Vlastnosti pracovního prostředí štípačky nejsou extrémní, proto bude stupeň krytí IP55, kterým elektromotory běžně disponují, pro venkovní prostředí dostatečný. Další výhodou je možnost využití zesílení ložiska, a to změnou z řady 62 na 63, nebo použitím válečkového ložiska na straně pohonu, což výrobce sám nabízí. Jelikož řemenový převod zvyšuje radiální zatížení hřídele, bývá této možnosti často využíváno. Výkon zvoleného motoru by měl být dostatečný. Kuželové trn se často v hobby provedení montuje na hřídel starších okružních pil o výkonech kolem 4 kW. [17]

## 4.2 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Řemenové převody nám zajišťují přenos rotačního pohybu a točivého momentu z hnacího na hnané kolo. Jedná se o převody s tzv. silovým stykem. Síla z řemenů se na řemenice přenáší třením. Tyto převody nejsou přesné, protože při tření dochází k prokluzu (součinitel  $\psi$ ). Existuje také převod ozubenými řemeny. V tomto případě již ke skluzu nedochází. Řemeny se dělí do několika druhů: ploché, klínové, ozubené (tvarový styk) a řemeny se speciálním tvarem. Mezi nesporné výhody řemenových převodů patří pružný záběr a tlumení rázů, jednoduchá montáž, levná výroba. V neposlední řadě plní řemen funkci bezpečnostního prvku, kdy při jednorázovém zatížení dojde k prokluzu. Na druhou stranu řemeny nezajišťují přesný převodový poměr z důvodu již zmíněného prokluzu a je nutné je napínat. Dochází ke značným ztrátám kroutícího momentu. Napínací síla vyvolává značné síly, které namáhají hřídel a ložiska. Tyto převody nejsou vhodné do prašného a mastného prostředí, ani do vysokých teplot. [2, 18]

### 4.2.1 VÝPOČET KLÍNOVÝCH ŘEMENŮ

Z důvodu bezpečnosti jsem určil rychlost vtahování špalku na trn 30 mm/s. Danou hodnotu vidím jako kompromis, z hlediska bezpečnosti a efektivity štípání. Stoupání závitu na štípacím trnu 5 mm/otáčku.

Z toho vyplývá, budeme-li uvažovat posuv 30 mm/s (hodnota nebude zcela přesná, jelikož pravděpodobně dojde k prokluzu špalku na závitu) a stoupání závitu 5 mm, rychlost otáčení hřídele.

Určení otáček hnané hřídele:

$$n_2 = \frac{\text{posuv}}{\text{stoupání}} \text{ [ot./s]} \quad (2)$$

$$n_2 = \frac{30}{5}$$

$$n_2 = 6 \text{ ot./s}$$

$$n_1 = 720 \text{ ot./min}$$

Převodový poměr [19]:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (3)$$

$$i = \frac{720}{360}$$

$$i = 2$$

Průřez klínového řemene [19]:

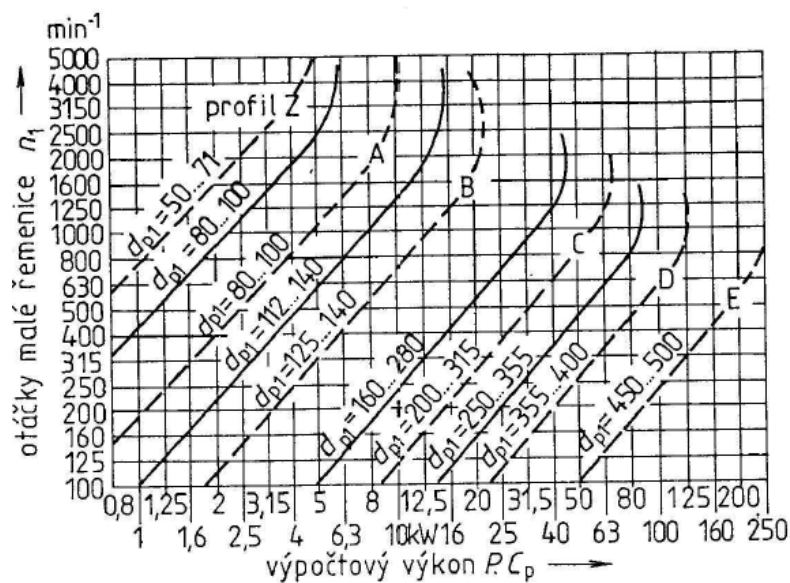
$$P = 5,5 \text{ kW}$$

$$C_p = 1,1$$

$$P * C_p = 1,1 * 5,5$$

(4)

$$P * C_p = 6,05 \text{ kW}$$



Obr. 16 Diagram pro určení průřezu klínového řemene [19]

Z příslušných hodnot je zvolena velikost řemenu. Vzhledem k tomu, že je průsečík spíše k většímu řemenu, byl zvolen řemen typu B

Návrh průměru hnací řemenice [19]:

Vzhledem k tomu, že se snažím rozměry zařízení minimalizovat, byl zvolen minimální výpočtový rozměr.

$$d_{p1} = 125 \text{ mm}$$

Návrh průměru hnané řemenice [19]:

$$d_{p2} = i * d_{p1} \text{ [mm]}$$

(5)

$$d_{p2} = 2 * 125$$

$$d_{p2} = 250 \text{ mm}$$

## Výpočtové průměry řemenic pro klínové řemeny

Rozměry v milimetrech

Řada výpočtových průměrů $d_p$ řemenic pro klasické klínové řemeny													
(28)	(32)	(36)	(40)	(45)	50	(53)	56	(60)	63	(67)	71	(75)	80
(85)	90	(95)	100	(106)	112	(118)	125	(132)	140	(150)	160	(170)	180
(190)	200	(212)	224	(236)	250	(265)	280	(300)	315	(335)	355	(375)	400
(425)	450	(475)	500	(530)	560	(600)	630	(670)	710	(750)	800	(850)	900
(950)	1000	(1060)	1120	(1180)	1250	(1320)	1400	(1500)	1600	(1700)	1800	(1900)	2000
(2120)	2240	(2360)	2500	(2650)	(2800)	(3000)	(3150)	(3350)	(3750)	(4000)			

POZNÁMKY - 1 Rozměry do 50 mm nejsou v ČSN uvedeny;  
2 Rozměry v závorkách lze použít pouze v odůvodněných případech.

Obr. 17 Tabulka výpočtových průměrů řemenic [19]

Obvodová rychlost klínového řemenu [19]:

$$v = \pi * d_{p1} * n_1 \text{ [m/s]} \quad (6)$$

$$v = \pi * 0,125 * 12$$

$$v = 4,71 \text{ m/s}$$

Vzdálenost os řemenice [19]:

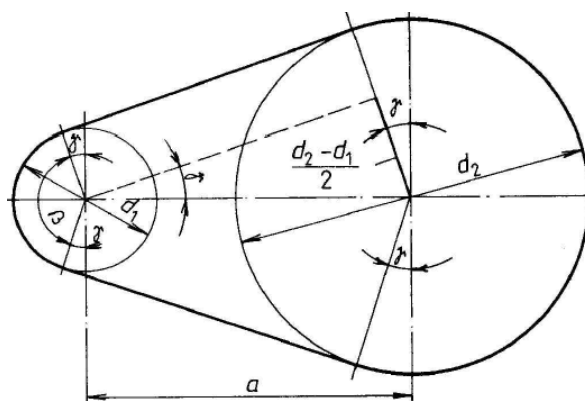
$$0,7 * (d_{p1} + d_{p2}) < ao < 2 * (d_{p1} + d_{p2}) \quad (7)$$

$$0,7 * (125 + 250) < ao < 2 * (125 + 250)$$

$$262,5 < ao < 750$$

Čím více se přiblížím minimální vzdálenosti os, tím menší je úhel opásání hnací řemenice, což ovlivní koeficient prokluzu a přenášený výkon. V mém případě byla zvolena vzdálenost 430 mm, vzhledem k co nejnižšímu uložení motoru, z důvodu stability stroje.

$$ao = 430 \text{ mm}$$



Obr. 18 Geometrické poměry u řemenových převodů [19]

Výpočetní délka klínového řemenu [19]:

$$\beta = 163^\circ \quad \text{--> z tabulky úhel opásání malé řemenice [19]}$$

$$\alpha = 40^\circ \pm 1^\circ \quad \text{--> z tabulky úhel boku drážky [19]}$$

$$L_p' = 2 * a_0 * \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) + 0,5 * \pi * (d_{p1} + d_{p2}) + \left(\pi * \frac{\alpha}{180}\right) * (d_{p2} - d_{p1}) \text{ [mm]} \quad (8)$$

$$L_p' = 2 * 430 * \sin\left(\frac{163}{2}\right) + 0,5 * \pi * (125 + 250) + \left(\frac{\pi * 40}{180}\right) * (250 - 125)$$

$$L_p' = 1526,86 \text{ mm}$$

Dle dosavadních výsledků vybíráme řemen CONTI-V 17x1500 Li B59. [27]

Skutečná vzdálenost os podle skutečné délky  $L_p$  [19]:

$$a_{sk} = p + \sqrt{p^2 + q} \text{ [mm]} \quad (9)$$

$$p = 0,25 * L_p - 0,393 * (d_{p1} + d_{p2}) \text{ [mm]} \quad (10)$$

$$p = 0,25 * 1500 - 0,393 * (250 + 125)$$

$$p = 227,625 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 * (d_{p2} - d_{p1})^2 \text{ [mm]} \quad (11)$$

$$q = 0,125 * (250 - 125)^2$$

$$q = 1953,125 \text{ mm}$$

$$a_{sk} = 227,625 + \sqrt{227,625^2 + 1953,125}$$

$$a_{sk} = 459,50 \text{ mm}$$

Stanovení jmenovitého výkonu převodu s jedním řemenem [19]:

$$P_n' = 1,39 \text{ kW} \quad \text{--> z tabulky [19]}$$

Stanovení součinitele délky klínového řemenu [19]:

$$C_L = 0,95 \quad \text{--> z tabulky [19]}$$

Stanovení součinitele úhlu opásání malé řemenice [19]:

$$C_a = 0,96$$

Výpočet výkonu převodu jedním klínovým řemenem za skutečných provozních podmínek [19]:

$$P' = \frac{P'_n * C_p}{C_a * C_L} [\text{kW}] \quad (12)$$

$$P' = \frac{1,39 * 1,1}{0,96 * 0,95}$$

$$P' = 1,676 \text{ kW}$$

Určení potřebného počtu klínových řemenů [19]:

$$K = \frac{P}{P'} \quad (13)$$

$$K = \frac{5,5}{1,676} = 3,28$$

$$K = 3,28$$

--> **jsou voleny čtyři řemeny**

Výpočet obvodové síly [19]:

$$F_o' = \frac{P}{v} [\text{N}] \quad (14)$$

$$F_o' = \frac{5500}{4,712}$$

$$F_o' = 1167,2 \text{ N}$$



Výpočet pracovního předpětí klínového řemenu [19]:

Literatura uvádí výpočet pracovního předpětí klínového řemenu  $F'_R = (1,5 \div 2) * F_o'$ . Z důvodů následných výpočtů namáhání, bezpečnosti a jiných bylo zvoleno maximální předpětí.

$$F'_R = 2 * F_o' \text{ [N]} \quad (15)$$

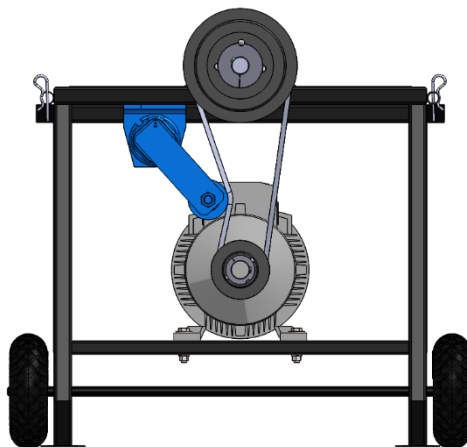
$$F'_R = 2 * 1167,2$$

$$F'_R = 2334 \text{ N}$$

#### 4.2.2 NAPÍNÁNÍ ŘEMENŮ

Napínání řemenů je nutné z důvodu postupného opotřebení a prodloužení během provozu. Lze jej realizovat pomocí změny rozteče hřídelů nebo napínací kladkou. V zvoleném konstrukčním návrhu bude aplikována napínací kladka. Kladku se doporučuje umístit na odlehčenou větev a zároveň co nejbližší k hnací řemenici. Napínání bude probíhat z vnější strany řemene, což pozitivně ovlivní úhel opásání. Pokud by bylo využito vnitřního napínání, je vhodné volit průměr napínací kladky rovný nejméně minimálnímu průměru řemenice pro daný typ řemenu. Vzhledem k tomu, že roztečná vzdálenost hřídelů je vcelku malá, umístění kladky na vnitřní stranu by bylo komplikované a z mého pohledu zbytečné. Negativem napínání řemenu z vnější strany je namáhání v opačném směru ohybu. To pro konstrukci řemenu není optimální a zkracuje jeho životnost. S ohledem na cenu řemenu, je tento fakt akceptovatelný. Napínací systém bude použit od firmy Rosta. Zařízení pro napínání s označením SE 45 bude osazeno kladkou R 45 (katalogové číslo 06 580 005) od stejné firmy. Šířka napínací kladky by měla být o 20% větší než celková šířka sady řemenů. Mechanismus zařízení by měl vyvinout sílu, při úhlu ramena  $30^\circ$  od neutrální polohy napínacího zařízení, předpětí až 2650 N. Tato hodnota je v našem případě dostatečná s ohledem na pracovní předpětí řemene. [20, 21]

Co se týká bezpečnostního prokluzu, je očekáván ve spodní části řemenového převodu. Jelikož je průměr dolní řemenice poloviční, je zde menší i kontaktní otěrová plocha. To znamená, že v případě zastavení trnu se očekává prokluz právě v tomto místě.



Obr. 19 Napínání řemenového převodu z vnější strany

### 4.2.3 VOLBA ŘEMENIC

Řemenice jsou součástí řemenového převodu, který přenáší energii z rotující hřídele na řemen. Tvar řemenice závisí na typu řemene. V mém případě byla volena řemenice pro klínové řemeny typu B (viz. kapitola řemenový převod). Na hřídel elektromotoru bude namontována řemenice PTB 125 SPB4 uchycena pouzdem Taper Lock TB 2012-42. Horní hnací hřídel bude osazena řemenicí PTB 250 SPB4 s upínacím pouzdem Taper Lock TB 3020-40. [22, 23]

Upínací pouzdra Taper Lock slouží k upínání řetězových kol nebo řemenic na hřídel. Vnější průměr pouzdra je kuželový a vnitřní válcový s drážkou pro pero. Pouzdro je stahováno dvěma šrouby a zajišťuje řemenici v axiální poloze. Toto upnutí je velmi efektivní, jelikož zajišťuje snadnou a rychlou demontáž i montáž řemenice.



Obr. 20 Upínací pouzdro TB 3020-40 [23]

## 4.3 NÁVRH HŘÍDELE A LOŽISEK

Před samostatným návrhem hřídele je třeba stanovit, jakým typem namáhání bude hřídel zatěžována. Vzhledem k tomu, že špalek bude štípan pomocí rotace, bude primárně hřídel namáhán na krut. Dalším typem namáhání bude ohyb, vyvolaný radiálními silami.

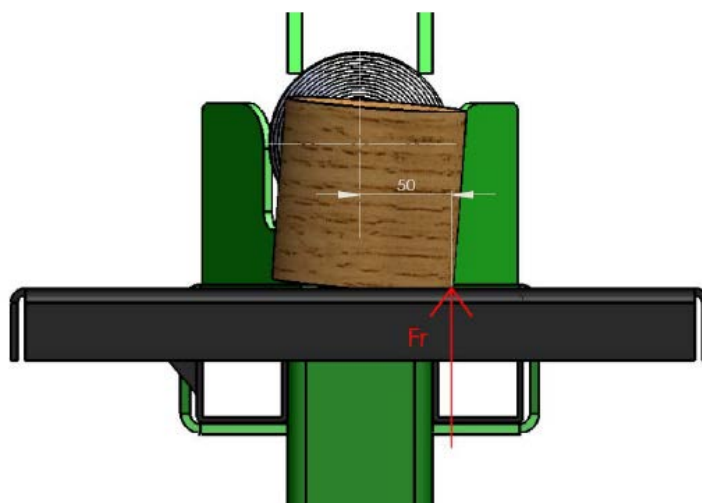
Jako materiál, pro zhotovení hřídele, byla volena neušlechtilá konstrukční ocel obvyklé jakosti 1.0050 (E295) s mezí kluzu  $R_e=285$  MPa. Tato ocel bývá využívána pro soustružené strojní součásti, hřídele, ozubená kola, čepy a kolíky. Zvolený materiál je vhodný ke zušlechťování. Pro můj konstrukční návrh nebude hřídel zušlechťována. [18]

### 4.3.1 SILY ZATĚŽUJÍCÍ HŘÍDEL

Axiální síly zde budou vyvíjeny na počátku štípaní a to tzv. nabodnutím špalku na kuželový trn. Tomu lze předejít pomocí vhodného tvarování hřídele tak, že vzniklé axiální síly se

přenesou do domku a poté do celé konstrukce. Jejich velikost je zanedbatelná oproti silám radiálním, proto nejsou při výpočtu uvažovány.

Radiální síly tvoří síla od předpětí řemenového převodu i síla při štípání, vyvolaná opřením špalku o pracovní stůl (obr. 21). Odvození štípací radiální síly není zcela přesné a její velikost byla zjišťována experimentálně [3]. Síla s touto velikostí by byla vyvolána pouze v případě, kdy by došlo k zakousnutí špalku a úplnému zastavení stroje. To by mohlo nastat pouze v ojedinělých případech při štípání tvrdého, sukovitého dřeva o velkém průměru. V takovém případě by došlo k prokluzu řemenového převodu a obsluha by následně stroj zastavila. [3]



Obr. 21 Znárodnění radiální štípací síly [3]

50 mm =  $r$  – teoretické rameno silové dvojice

Výpočet kroutícího momentu na hnané hřídeli:

$$M_{km} = 73 \text{ Nm} \quad (16)$$

$$M_k = i * M_{km} \text{ [Nm]}$$

$$M_k = 2 * 73$$

$$M_k = 146 \text{ Nm}$$

Výpočet radiální síly:

$$F_r = \frac{M_k}{r} \text{ [N]} \quad (17)$$

$$F_r = \frac{146}{0,05}$$

$$F_r = 2920 \text{ N}$$

### 4.3.2 VÝPOČET PŘEDBĚŽNÉHO PRŮMĚRU HŘÍDELE

Předběžný návrhový průměr hřídele bude zvolen z podmínky namáhání na krut. Materiál 1.0050 má mez kluzu 285 MPa.

Smyk [19]:

$$\tau_D = 0,40 * Re \text{ [MPa]} \quad (18)$$

$$\tau_D = 0,40 * 285$$

$$\tau_D = 114 \text{ MPa}$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{M_k * 16}{\pi * \tau_D}} \text{ [mm]} \quad (19)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{146000 * 16}{\pi * 114}}$$

$$d' \geq 18,68 \text{ mm}$$

Byl zvolen předběžný průměr hřídel  $d = 40 \text{ mm}$

### 4.3.3 VÝPOČET PERA PRO PŘENOS KROUTÍCÍHO MOMENTU

Kroutící moment budeme z řemenice na hřídel, pohánějící kuželový trn, přenášet pomocí spoje hřídele s nábojem těsným perem ČSN 02 2562. Pro stanovený kroutící moment a průměr hřídele bude vypočítána délka pera.

#### VÝPOČET PERA

Kroutící moment:

$$M_k = 146 \text{ Nm}$$

Obvodová síla na povrchu hřídele dle [18]:

$$F_o = \frac{2 * M_k}{d} \text{ [N]} \quad (20)$$

$$F_o = \frac{2 * 146000}{40}$$

$$F_o = 7300 \text{ N}$$

Tlak na bok drážky [18]:

$$P_0 = 90 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak na bok drážky [18]:

$$P_D = 0,7 * P_0 \text{ [MPa]} \quad (21)$$

$$P_D = 0,7 * 90$$

$$P_D = 63 \text{ MPa}$$

Rozměry těsného pera [18]:

$$t_1 = 3,1 \text{ mm} \quad b_p = 12 \text{ mm}$$

Nutná podmínka [18]:

$$P_D \geq \frac{F}{t_1 * (l_p - b_p)} \quad (22)$$

Z toho plyne:

$$l_p \geq \frac{F}{t_1 * P_D} + b_p \text{ [mm]} \quad (23)$$

$$l_p \geq \frac{7300}{3,1 * 63} + 12$$

$$l_p \geq 49,37 \text{ mm}$$

Odtud minimální délka pera je  $l_p = 49,37 \text{ mm}$ . Podle tabulky dle [18] volím normalizovaný rozměr 50 mm. Tato délka vyhovuje i z pohledu šířky náboje.

#### 4.3.4 NAMÁHÁNÍ HŘÍDELE

Budeme tedy předpokládat, že hřídel bude namáhána převážně radiálními silami. Před výpočtem reakčních sil v ložiscích ( $R_a$  a  $R_b$ ), z rovnic statické a momentové rovnováhy, je nutné stanovit vzdálenosti od jednotlivých působišť radiálních sil (obr. 22). Konkrétně od sil vyvolaných předpětím řemenového převodu a síly vzniklé při štípání (viz. výše). Vzdálenost mezi řemenicí a ložiskem A označená jako „a“. Dále rozteč mezi ložisky s délkou „b“. Poslední úsek „c“ jehož vzdálenost je závislá na odhadu působišť síly štípací síly  $F_r$ . Tato síla byla zjišťována experimentálně.[3].

Vzdálenost „a“ = 112,50 mm (od řemenice po ložisko)

„b“ = 393,50 mm (mezi ložisky)

„c“ = 220 mm (od ložiska po působíště štípací síly)

„lc“ = 726 mm (celková délka hřídele)

Rovnice statické a momentové rovnováhy:

$$\sum F = 0 = F'_R - R_a - R_b + F_r \quad (24)$$

$$\sum M_A = 0 = F'_R * a + R_b * b - F_r * (b + c) \quad (25)$$

Výpočet reakčních sil v ložiscích:

$$R_b = \frac{-F'_R * a + F_r * (b + c)}{b} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

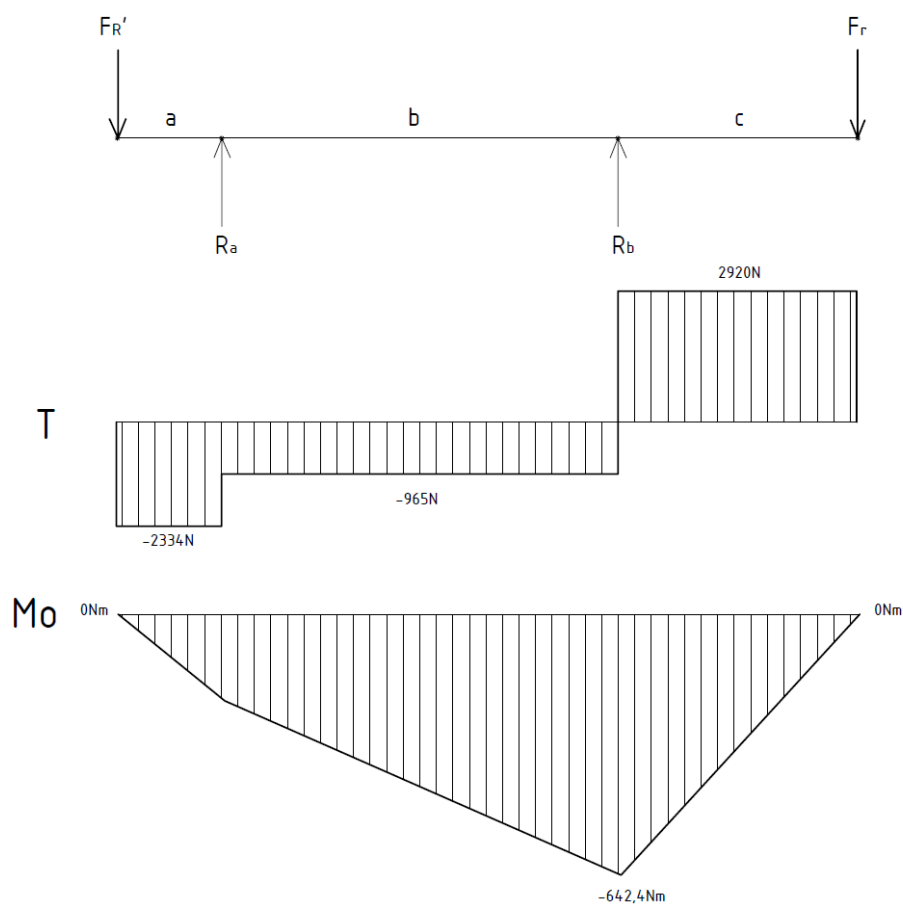
$$R_b = \frac{-2334 * 100 + 2920 * (380 + 230)}{380}$$

$$R_b = 3885,2 \text{ N}$$

$$R_a = F'_R - R_b + F_r \quad [\text{N}] \quad (27)$$

$$R_a = 2334 - 3885,2 + 2920$$

$$R_a = 1368,8 \text{ N}$$



Obr. 22 Znáznornění VVÚ na hřídeli

#### 4.3.5 NÁVRH LOŽISEK

Ložiska budou namáhána převážně radiálními silami. Jak již bylo zmíněno výše, axiální síly budou v porovnání s radiálními zanedbatelné. Pro konstrukční návrh byla vybrána kuličková ložiska. [24]

Výpočet trvanlivosti ložiska 16008 Zatíženého radiální silou  $R_a$  [18]:

$$L_{hA} = \left( \frac{C}{R_a} \right)^{a'} * \frac{L_{10}}{60 * n} \text{ [hod.]} \quad (28)$$

$$L_{hA} = \left( \frac{13800}{1368,8} \right)^3 * \frac{10^6}{60 * 360}$$

$$L_{hA} = 47442 \text{ hod.}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska 16009 Zatíženého radiální silou  $R_b$  [18]:

$$L_{hB} = \left( \frac{C}{R_b} \right)^{a'} * \frac{L_{10}}{60 * n} \text{ [hod.]} \quad (28)$$

$$L_{hB} = \left( \frac{16500}{3885,2} \right)^3 * \frac{10^6}{60 * 360}$$

$$L_{hB} = 3546 \text{ hod}$$

Vypočtené doby trvanlivosti ložisek a převážně ložiska vzdálenějšího od trnu, jsou relativně velké. Zvláště pokud uvažujeme, že k výpočtům radiálních sil byla volena štípací síla, která by trn při zaštípnutí zastavila. Pokud uvažujeme, že stroj bude v provozu řádově x-krát ročně, je právě hodnota  $L_{hA}$  neadekvátně velká. Tento fakt je potvrzen literaturou [18]. Pro zemědělské stroje, přístroje, zařízení používaná pro domácnost, je trvanlivost udávána v rozmezí 300 až 3000 hodin.

Na druhou stranu při výpočtu byly zanedbány axiální síly (viz. kapitola Síly zatěžující hřídel). Pokud by tyto síly byly uvažovány, vypočítaná doba trvanlivosti by byla pravděpodobně nižší. Další argument je cena ložisek, kdy obě dvě ložiska od firmy ZKL začínají na ceně okolo sto korun. Co se týče výměny ložisek, je vhodné, aby trvanlivost obou použitých ložisek byla obdobná. Protože je ale ložisko B daleko více zatíženo, ani při volbě menšího ložiska s nižší dynamickou únosností není možno dosáhnout podobné trvanlivosti. Při vypočítaných hodnotách odhaduji pravděpodobnost výměny ložisek maximálně jednou za celou životnost. [24]

#### 4.3.6 KONTROLA STATICKÉ BEZPEČNOSTI HŘÍDELE

Statická kontrola hřídele se zpravidla provádí na kombinovanou pevnost v ohybu a krutu v nebezpečném průřezu. Vybrané místo je před prvním ložiskem od štípacího trnu. Hřídel má mez kluzu  $R_e = 285 \text{ MPa}$  a pevnost v tahu  $R_m = 470 \text{ MPa}$ . Průměr hřídele v místě kontroly je  $d_k = 44,4 \text{ mm.}$ , po odečtení zápichu  $F 2,5 \times 0,3$  a je vzdálen od působíště štípací síly  $l_k = 215 \text{ mm.}$

Výpočet modulů průřezu [19]:

Ohyb:

$$W_o = \frac{\pi * d_k^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (29)$$

$$W_o = \frac{\pi * 44,4^3}{32}$$



$$W_o = 8593,08 \text{ mm}^3$$

Krut:

$$W_k = \frac{\pi * d_k^3}{16} [\text{mm}^3] \quad (30)$$

$$W_k = \frac{\pi * 44,4^3}{16}$$

$$W_k = 17186,15 \text{ mm}^3$$

Výpočet napětí [19]:

1. Napětí v ohybu

Ohybový moment v místě vybraného řezu:

$$M_{ox} = l_k * F_r [\text{Nmm}] \quad (31)$$

$$M_{ox} = 215 * 2920$$

$$M_{ox} = 627\,800 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ox}}{W_o} [\text{MPa}] \quad (32)$$

$$\sigma_o = \frac{627800}{8593,08}$$

$$\sigma_o = 73,05 \text{ MPa}$$

2. Napětí v krutu

$$M_k = 146000 \text{ Nmm} \quad (33)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} [\text{MPa}]$$

$$\tau_k = \frac{146000}{17186,15}$$

$$\tau_k = 8,49 \text{ MPa}$$

Redukované napětí, počítáno z teorie HMM [19]:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 * \tau_k^2} \quad [\text{MPa}] \quad (34)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{73,05^2 + 3 * 8,49^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 74,51 \text{ MPa}$$

Takto vypočítané napětí musí splňovat nerovnost [19]:

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \quad (35)$$

Kde  $\sigma_D = (120 \div 200)$  MPa je dovolené napětí v ohybu pro materiál 1.0050.

Z toho plyne, že podmínka pro statickou bezpečnost je splněna. Jelikož porovnáváme vypočítané redukované napětí s dovoleným napětím při ohybu, je vhodné porovnat redukované napětí i s mezí kluzu  $R_e = 285$  MPa, která zahrnuje celkové namáhání. Výpočet s mezí kluzu vždy vychází, pro daný materiál, jelikož dovolené napětí v ohybu je menší, než  $R_e$ . To znamená, že pokud bude splněna podmínka pro dovolené napětí v ohybu, bude splněna nerovnost i s  $R_e$ .

V tomto případě napětí musí splňovat nerovnost [19]:

$$\sigma_{\text{red}} \leq R_e \quad (36)$$

$$74,51 \leq 285$$

Podmínka je splněna.

#### 4.3.7 VÝPOČET BEZPEČNOSTI K MSÚ

Mez únavy souvisí s mezí pevnosti. Proto pro ocel platí vztah: [18]

$$\sigma_{\text{CO}} = 0,504 * R_m \quad [\text{MPa}] \quad (37)$$

$$\sigma_{\text{CO}} = 0,504 * 470$$

$$\sigma_{\text{CO}} = 236,88 \text{ MPa}$$

Faktory ovlivňující mez únavy [18]:

Součinitel vlivu jakosti povrchu

$$k_a = a * R_m^b \quad [-] \quad (38)$$

$$a = 4,51 \quad b = -0,265$$

$$k_a = 4,51 * 470^{-0,265}$$

$$k_a = 0,883 \quad [-]$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa- pro  $(2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm})$ :

$d = \text{průměr hřídele} - \text{hloubka zápichu} = 45 - 0,6 = 44,4 \text{ mm}$

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} \quad [-] \quad (39)$$

$$k_b = 1,24 * 44,4^{-0,107}$$

$$k_b = 0,826 \quad [-]$$

Součinitel způsobu zatěžování  $k_c$  a součinitel vlivu teploty  $k_d$ :

$$k_c = 1 \quad [-] \quad k_d = 1 \quad [-]$$

Součinitel zahrnující další vlivy:

$$k_f = 1 \quad [-]$$

Korigovaná mez únavy [18]:

$$\sigma_{CO'} = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * \sigma_{CO} \quad [\text{MPa}] \quad (40)$$

$$\sigma_{CO'} = 0,883 * 0,826 * 1 * 1 * 1 * 1 * 236,88$$

$$\sigma_{CO'} = 172,77 \text{ MPa}$$

Namáhání v místě osazení s uvážením otáčení hřídele [18]:

Na hřídel působí kombinované namáhání. V důsledku rotace, má namáhání sinusový charakter. Pokud uvažují otáčení hřídele, platí následující vztahy:

$$\sigma_{oNom.a} = \sigma_o \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{kNom.a} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oNom.m} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{kNom.m} = \tau_k \text{ [MPa]}$$

Výpočet součinitele vrubu [18]:

$$r_o = 0,8 \text{ mm} \quad \rightarrow \text{ podle normalizovaného zápichu- druh F}$$

Namáhání ohybem [18]:

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{2 * (\alpha_\sigma - 1)}{\alpha_\sigma} * \frac{\frac{139}{R_m}}{\sqrt{r_o}}} \text{ [-]} \quad (41)$$

$$\beta_\sigma = \frac{2,4}{1 + \frac{2 * (2,4 - 1)}{2,4} * \frac{\frac{139}{470}}{\sqrt{0,8}}}$$

$$\beta_\sigma = 1,732 \text{ [-]}$$

Namáhání krutem [18]:

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_\tau}{1 + \frac{2 * (\alpha_\tau - 1)}{\alpha_\tau} * \frac{\frac{139}{R_m}}{\sqrt{r_o}}} \text{ [-]} \quad (42)$$

$$\beta_\tau = \frac{1,92}{1 + \frac{2 * (1,92 - 1)}{1,92} * \frac{\frac{139}{470}}{\sqrt{0,8}}}$$

$$\beta_\tau = 1,458 \text{ [-]}$$

Reálna hodnota napětí při výpočtu s vrubem [18]:

$$\sigma_{oReal.a} = \beta_{\sigma} * \sigma_{oNom.a} \text{ [MPa]} \quad (43)$$

$$\sigma_{oReal.a} = 1,732 * 73,05$$

$$\sigma_{oReal.a} = 126,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oReal.m} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{kReal.m} = \beta_{\tau} * \tau_{kNom.m} \text{ [MPa]} \quad (44)$$

$$\tau_{kReal.m} = 1,458 * 8,49$$

$$\tau_{kReal.m} = 12,38 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{kReal.a} = 0 \text{ [MPa]}$$

Výsledné redukované napětí [18]:

$$\sigma_{red.a} = \sqrt{\sigma_{oReal.a}^2 + 3 * \tau_{kReal.a}^2} \text{ [MPa]} \quad (45)$$

$$\sigma_{red.a} = \sqrt{126,52^2 + 3 * 0^2}$$

$$\sigma_{red.a} = 126,52 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{red.m} = \sqrt{\sigma_{oReal.m}^2 + 3 * \tau_{kReal.m}^2} \text{ [MPa]} \quad (46)$$

$$\sigma_{red.m} = \sqrt{0^2 + 3 * 12,38^2}$$

$$\sigma_{red.m} = 21,44 \text{ MPa}$$

Goodmanovo a Langerovo kritérium porušení [18]:

Jako kritérium únavového porušení byla zvolena Goodmanova přímka. Toto kritérium je druhé nejkonzervativnější a bývá často využíváno. Jako mezní podmínka vzniku plastických deformací byla zvolena Langerova přímka.

Směrnice zatěžovací dráhy [18]:

$$r_d = \frac{\sigma_A}{\sigma_M} = \frac{\sigma_{red.a}}{\sigma_{red.m}} \text{ [-]} \quad (47)$$

$$r_d = \frac{126,52}{21,44}$$

$$r_d = 5,901 \text{ [-]}$$

Výpočet souřadnic průsečíků (mezního bodu) zátěžové dráhy s přímkami výše uvedenými kritérii.

Hodnota mezního bodu podle Goodmanova kritéria [18]:

$$\sigma_A = \frac{r_d * \sigma_{CO'} * R_m}{r_d * R_m + \sigma_{CO'}} \text{ [MPa]} \quad (48)$$

$$\sigma_A = \frac{5,901 * 172,77 * 470}{5,901 * 470 + 172,77}$$

$$\sigma_A = 162,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_M = \frac{\sigma_A}{r_d} \text{ [MPa]} \quad (49)$$

$$\sigma_M = \frac{125,02}{5,901}$$

$$\sigma_M = 27,56 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy, podle Goodmanova kritéria, lze zapsat jako [18]:

$$k_u = \frac{\sigma_A}{\sigma_{red.a}} [-] \quad k_u = \frac{\sigma_M}{\sigma_{red.m}} [-] \quad (50)$$

$$k_u = \frac{162,64}{126,52} \quad k_u = \frac{21,18}{21,44}$$

$$k_u = 1,285 [-] \quad k_u = 1,285 [-]$$

Nebo podle vzorce [18]:

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_{red.a}}{\sigma_{CO'}} + \frac{\sigma_{red.m}}{R_m}} [-] \quad (51)$$

$$k_u = \frac{1}{\frac{126,52}{172,77} + \frac{21,44}{470}}$$

$$k_u = 1,285 [-]$$

Hodnota mezního bodu podle Langerovo kritéria [18]:

$$\sigma_{A2} = \frac{r_d * R_e}{1 + r_d} \text{ [MPa]} \quad (52)$$

$$\sigma_{A2} = \frac{5,901 * 285}{1 + 5,901}$$

$$\sigma_{A2} = 243,70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M2} = \frac{\sigma_{A2}}{r_d} \text{ [MPa]} \quad (53)$$

$$\sigma_{M2} = \frac{243,70}{5,901}$$

$$\sigma_{M2} = 41,29 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti, podle Langerova kritéria lze zapsat jako [18]:

$$k_k = \frac{\sigma_{A2}}{\sigma_{red.a}} [-] \quad k_k = \frac{\sigma_{M2}}{\sigma_{red.m}} [-] \quad (54)$$

$$k_k = \frac{243,70}{126,52}$$

$$k_k = \frac{41,29}{21,44}$$

$$k_k = 1,926 [-]$$

$$k_k = 1,926 [-]$$

Nebo podle vzorce [18]:

$$k_k = \frac{1}{\frac{\sigma_{red.a}}{R_e} + \frac{\sigma_{red.m}}{R_e}} [-] \quad (55)$$

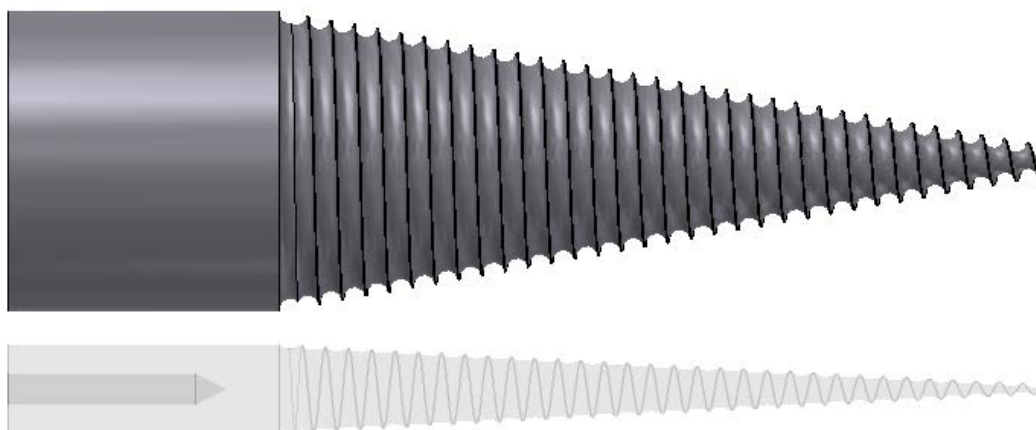
$$k_k = \frac{1}{\frac{126,52}{285} + \frac{21,44}{285}}$$

$$k_k = 1,926 [-]$$

Z těchto výsledků vyplývá, že prvořadým důvodem vzniku mezního stavu bude únava. Opět je ale třeba uvažovat o faktu, kterým je četnost použití. Pokud bude štípačka využívána třikrát ročně, po dobu dvou dnů, je vcelku nepravděpodobné, aby hřídel selhala na únavu. Dle dosažených výsledků, hřídel není poddimenzovaná ani naddimenzovaná.

#### 4.4 NÁVRH ŠTÍPACÍHO TRNU A JEHO ULOŽENÍ

Jednou z nejpodstatnějších částí celého zařízení je právě štípací trn. Kužel se skládá ze dvou částí. První polovina je kuželová štípací část se závitem. Druhá část, která je uzpůsobena pro upnutí trnu na hnací hřídeli nebo přímo k elektromotoru, je válcovitého tvaru.



Obr. 23 Štípací trn s rádiusovým závitem [16]

##### 4.4.1 MATERIÁL ŠTÍPACÍHO TRNU

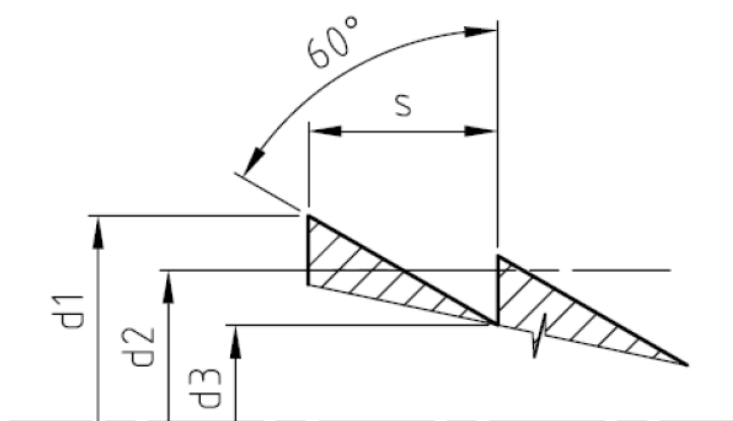
Volbou materiálu a správným chemicko-tepelným zpracováním můžeme pozitivně i negativně ovlivnit funkci trnu. V ideálním případě by měl trn mít požadované vlastnosti celou dobu používání. Zvolený materiál by měl být tvrdý, což ovlivní otěruvzdornost. Tím zabráníme rychlému opotřebení a případné deformaci funkčních částí. Zároveň je vhodné zajistit dostatečnou houževnatost, protože bude součástí značně namáhána. Další vlastnost, kterou by měl materiál disponovat, je odolnost proti korozi, a to jak proti vodě, tak proti látkám obsaženým v dřevu. Shrneme-li tyto požadavky, jako vhodné materiály se jeví oceli 1.3521 (17MnCr5), 1.4031 (X39Cr13). Štípací trn lze zakoupit i jako hotový výrobek. V takovém případě bývá nejčastěji vyroben z oceli 1.1191 (C45E). [2, 16]

V našem případě byl volen materiál štípacího kuželu: ocel 1.4031 (X39Cr13). V kaleném a popuštěném stavu pro výrobu nástrojů, měřidel a nerezavějících součástí, odolných proti otěru. Zlepšenou korozní odolnost vykazuje po leštění povrchu.

##### 4.4.2 PROFIL ZÁVITU

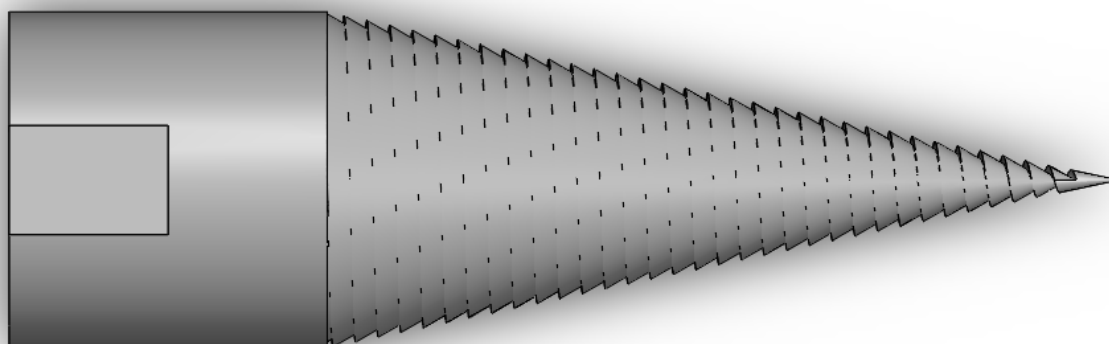
První, řeznou polovinu štípacího trnu pokrývá závit. Tvarem zubu je ovlivňováno namáhání závitu, ale konkrétní profil zubu závitu nemá na funkci trnu zásadní vliv. Dřevo, jakožto měkký materiál, bude dobře natahováno s rádiusovým, klasickým metrickým či jiným závitem. [16]





Obr. 24 Profil závitů trnu [16]

Tvar zubu má vliv na opotřebení nástroje při manipulaci a uskladňování. Pokud je závit navržen s příliš ostrým vrcholovým úhlem, snadněji se poškodí při kontaktu s kovem nebo jiným tvrdým předmětem. Proto bude použit speciální tvar zubu (obr. 25). [16]



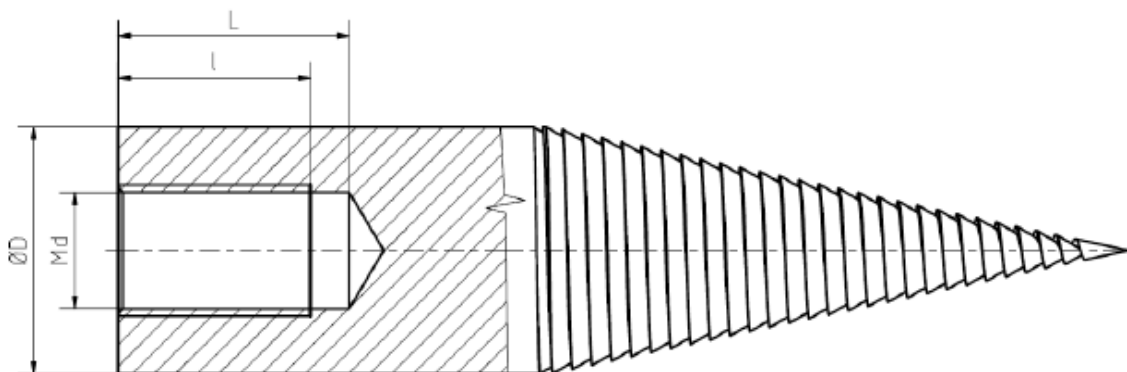
Obr. 25 Model zvoleného typu závitů

#### 4.4.3 ULOŽENÍ ŠTÍPACÍHO TRNU NA HŘÍDELI

Kromě toho, že trn musí přenést kroutící moment z hnací hřídele, je třeba zajistit nástroj také proti axiální síle. Tato síla je vyvolávána zavrtáním kuželové části do dřeva a snaží se trn stáhnout z hřídele. Existuje několik způsobů, jak tento posuv pojistit. Prvním je upnutí trnu proti axiálnímu posuvu pojistným šroubem.

Druhým způsobem, jak předejít tomuto jevu, je závit s opačným smyslem stoupání, než jsou otáčky hnací hřídele (obr. 26). To znamená, že se během pracovního režimu bude závit neustále dotahovat. Vzhledem k tomu, že se mi toto řešení zdá vcelku důmyslné a efektivní, bude ho využito v mém koncepčním návrhu. Bude použit závit M39x4 s ohledem na zvolený

průměr hřídele. Pro případ demontáže je vhodné uzpůsobit válcovou část trnu a vytvořit přípravek pro snadné povolení závitu. Na konci válcové plochy budou tedy dvě vyfrézované drážky po 180°. Toto řešení bude aplikováno také na osazení u hřídele, z důvodu fixace protikusů při demontáži. [16]



Obr. 26 Zajištění axiálního posuvu závitem s opačným směrem stoupání [16]

#### 4.5 NÁVRH RÁMU ZAŘÍZENÍ

Rám jako takový, by měl splňovat požadavek na dostatečnou tuhost. Dále musí zajišťovat vhodné upevnění pohonu a jednotlivých komponent. Na rám bývají namontovány další elementy, jako například napínací systém řemenů, ochranné a bezpečnostní prvky, popřípadě madla a jiné.

Rám kuželové štípačky bude svařen z dutých svařovaných čtvercových profilů dle ČSN EN 10219-1 metodou MIG. Hlavní část je tvořena profily 40x3 a dalšími, přidanými prvky, které zajišťují dostatečnou tuhost zařízení. Stojné nohy jsou v podélném směru skloněny o 15° vzadu a 30° z přední části, z důvodu větší stability zařízení. Na předních dvou nohách, z pohledu od štípacího kuželu, jsou navařeny plechové dílce. Ty zabraňují vnikání zeminy do profilu, zaboření do nepevněné půdy a rozkládají zatížení na větší kontaktní plochu. V minimální míře napomáhají stabilitě. Protěžší pár je vybaven manipulačními kolečky, jelikož je těžiště stroje blíže k této straně. Kolečka jsou od firmy Blickle, konkrétně typ P 267/20- 75R s nosností při 4 km/h 250 kilogramů. Ráfek je z lisovaného ocelového plechu s jehličkovým ložiskem, pneumatika volena s blokovým dezénem, vhodnějším pro venkovní použití. Zároveň je rám v dolní části vyztužen dutými čtvercovými profily 30x2, na kterých bude uložen elektromotor. V horní části tvoří profily obdélník, který je uzpůsoben k upevnění hřídele. Z důvodu snazší manipulace je pracovní stůl odnímatelný a na předních profilech jsou umístěna madla. [25, 26]

## 5 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY Z POHLEDU PLATNÉ LEGISLATIVY

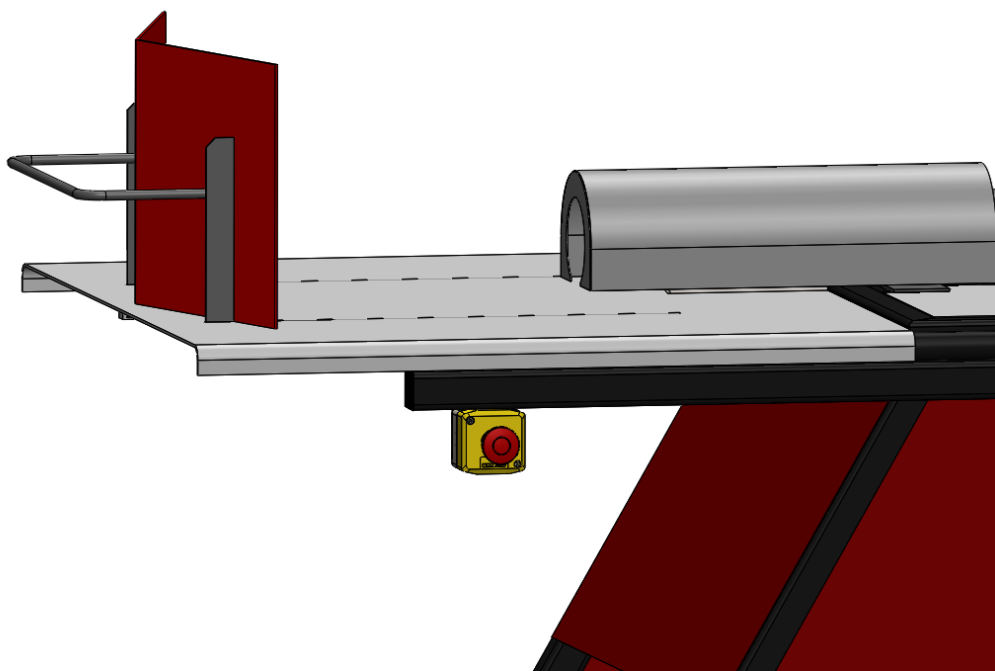
Tento návrh zařízení není určen ke komerčnímu využití. V opačném případě je třeba, aby štípač splňoval bezpečnostní nařízení v souladu s normou ČSN EN 609-2+A1 o bezpečnosti štípačů polen. Vzhledem k tomu, že kuželové štípače, pokud se nejedná o profesionální přípojná zařízení, vznikají často v domácích podmínkách, bývají většinou bezpečnostní nařízení opomíjena. [1]

### 5.1 SPOUŠTĚNÍ A ZASTAVOVÁNÍ STROJE

U strojů s elektrickým pohonem musí být ovládací zařízení pro spouštění a zastavování stroje v dosahu obsluhy, která zaujímá pracovní pozici. Pokud jsou stroje opatřeny ovládacím zařízením pro normální zastavování, musí vypnutí proběhnout v následujícím sledu [1]:

1. Odpojení přívodu energie ke všem pohonným mechanismům a aktivace brzdy
2. Odpojení přívodu energie k brzdě po ukončení brzdícího procesu

V mém případě bude využit ovládací panel s funkcí stop/ start a reverzním chodem. Panel bude umístěn na rámu konstrukce z pravé strany v dostatečné blízkosti od obsluhy, která zaujímá pracovní pozici.

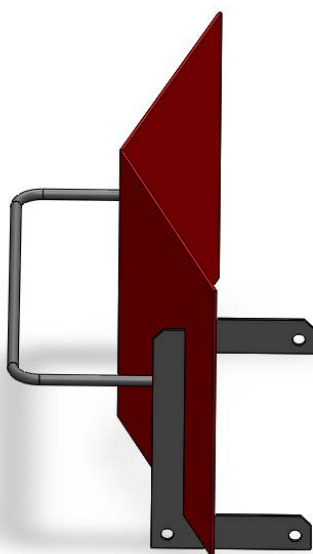


Obr. 27 Ovladač pro spouštění a zastavování stroje

## 5.2 DRŽÁK POLENA

Stroj musí být vybaven držákem nebo upínacím zařízením polena. Toto zařízení musí být konstruováno tak, aby umožnilo rozštípnutí polena, aniž by ho bylo třeba držet rukama nebo nohama. Zařízení musí také zabránit, aby poleno nebo jeho části před, během nebo po rozštípnutí, spadly na obsluhu, která zaujímá pracovní pozici. Tato funkce bývá většinou zastávána tzv. posouvačem, který byl využit i v mém konstrukčním návrhu. [1]

Zároveň nesmí být na povrchu posouvače v blízkosti hrotu šroubu žádné otvory. Povrch posouvacího mechanismu musí obsáhnout kruh o průměru 200 mm. Je nutné, aby tento mechanismus měl madlo a minimální vzdálenost mezi posouvačem a hrotem musí být 25 mm.

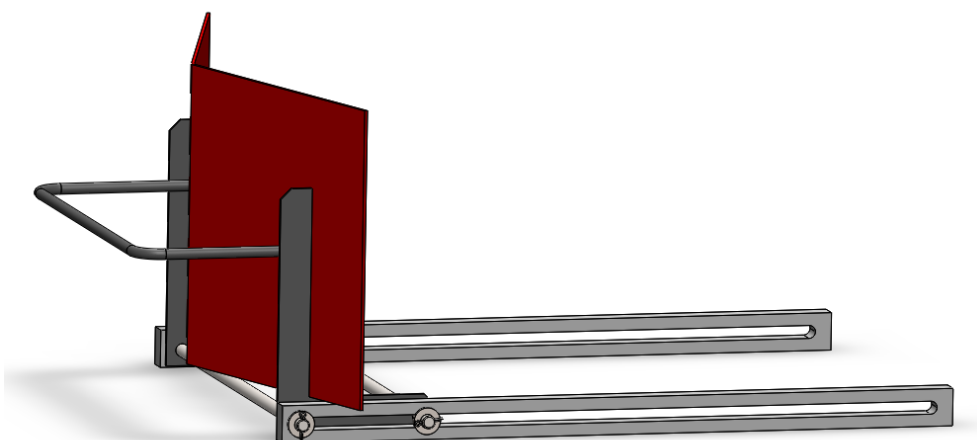


Obr. 28 Posouvač

Posouvač je svařen z plechů a část, která posouvá špalek má tvar V. Toto tvarování je vhodné, pokud budou štípány špalky s různými průměry. Patky posouvače jsou vsunuty do vyříznutých drážek pod úroveň pracovní desky, kde jsou osazeny na dvou hřídelkách. Posuv je zajištěn pomocí hřídelek pohybujících se v drážkách, přichycených svarem, na spodní straně desky. Toto řešení se mi zdá jako efektivní, jednoduché a nenáročné na montáž či údržbu. Rozsah drážek je nastaven tak, aby při nejzazší poloze posouvače u štípacího trnu byla dodržena minimální vzdálenost 25 mm. Jelikož je stůl dostatečně široký, není takřka možné, aby rozštípnuté části polena spadly na obsluhu v pracovní pozici. Pokud by kusy polena z nějakých důvodů ze stolu spadly, bude to určitě na pravou nebo levou stranu štípačky, kde částečnou ochranu tvoří přední nohy rámu zařízení. Pokud by tedy k pádu došlo, je pracovní pozice v dostatečné vzdálenosti, což znamená, že by neměly být zasaženy dolní končetiny pracovníka.

Další alternativou by mohl být výklopný posouvač. Pro takové řešení by musela být konstrukce rámu upravena. Výhodou by zde byla variabilní výška pracovního stolu. Ovšem zde vidím nebezpečí právě v odpadávání rozštípnutých polen. Další nevýhodu shledávám v poloze špalku k ose trnu. Pokud by se změnila výška pracovního stolu, abychom byli

schopni štípat delší polena, osa štípacího trnu už nebude kolmá na osu špalku. To by mohlo vést ke špatnému prostupu trnu špalkem a nedokonalému rozštípnutí.

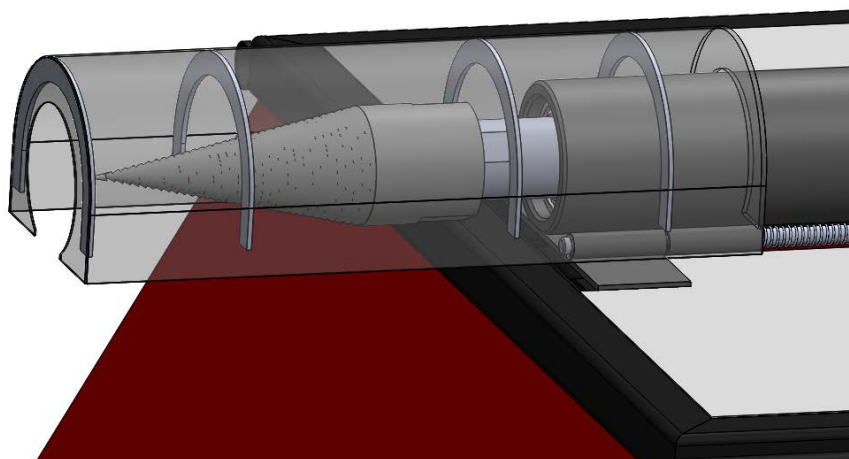


Obr. 29 Mechanismus posouvače

### 5.3 OCHRANNÁ OPATŘENÍ PROTI DOTYKU S ROTAČNÍMI NÁSTROJI

Stroj musí být vybaven ochranným krytem, který chrání obsluhu před dotykem šroubu shora. V takovém případě musí kryt přechýlat nejméně 25 mm za hrot. Zároveň musí být umístěn tak, aby jeho vzdálenost od osy šroubu nepřekročila maximální průměr šroubu. Šířka krytu musí být nejméně dvojnásobkem jeho vzdálenosti od osy šroubu. Pokud je možný boční dotyk šroubu, musí být stroj na obou stranách vybaven bočním ochranným krytem, který musí také splňovat určité požadavky. [1]

Je-li ochranný kryt pohyblivý, musí se po ukončení štípacího procesu automaticky vrátit do spouštěcí polohy. To bude v mém konstrukčním návrhu zajištěno pružinami, které kryt odsunou zpět do původní polohy po ukončení štípacího cyklu. Ochranný kryt trnu bude odtlačován mechanicky, a to přímo štípaným polenem. Toto řešení se jeví jako jednoduché a funkční.



Obr. 30 Krytí štípacího trnu

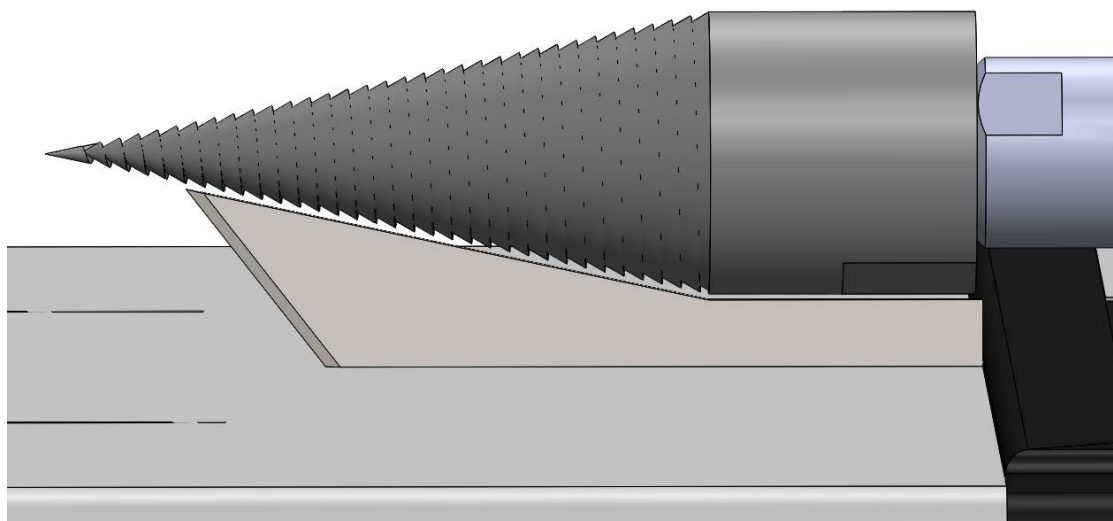
Další alternativou by mohlo být pevné spojení posouvače s ochranným krytem trnu. Tedy vzdálenost posunutí posouvače by byla rovna vzdálenosti odsunutí krytu. Řešení by bylo také funkční, ale zde nastává problém při nestejně tloušťce špalků. Pokud by mělo štípané poleno menší průměr než poleno, na které by byl posuv nastaven, mohla by vznikat tzv. „hluchá“ místa. To znamená, že štípané poleno by stále nebylo v kontaktu s hrotem, zatímco kryt by již odkrýval část rotujícího trnu. Z tohoto důvodu tato možnost nebyla využita.

#### 5.4 OCHRANNÉ KRYTÍ MECHANICKÝCH POHONŮ

Mezi další ochrany rotačních částí patří bezesporu kryt řemenového převodu. Jelikož se bude obsluha po dobu běhu stroje pohybovat v jeho okolí, je nezbytné tyto prvky zakrýt. Pokud by tyto rotační části nebyly zakryty, mohlo by dojít k navinutí pracovního oděvu, či jiných předmětů. Následkem by mohlo být případné poškození rotačních součástí, v horším případě zranění obsluhy. [1]

#### 5.5 BEZPEČNOSTNÍ OPATŘENÍ ZABRAŇUJÍCÍ OTÁČENÍ POLENA

Štípač musí být v blízkosti šroubu vybaven pevným klínem, který musí začínat ve vzdálenosti rovné nejméně polovině průměru šroubu. Zároveň tato vzdálenost nesmí překročit 70 mm od hrotu šroubu. Vzdálenost mezi hranou klínu a obrysem šroubu nesmí překročit 3 mm. Tvarování klínu je velmi důležité, pro prostup trnu polenem. Pro jeho správnou funkci byly na přední ploše ze směru špalku sraženy hrany do tvaru ostří. To zajistí proříznutí lýka a případných dřevních vláken. Klín bude přichycený koutovým svarem k pracovnímu stolu. Svár musí být dostatečně pevný. V případě zakousnutí špalku při štípání nesmí tento svár prasknout. [1]



Obr. 31 Bezpečnostní klín proti protočení špalku

## 5.6 STABILITA

Stroj musí mít odpovídající stabilní konstrukci s dosedací plochou, která přenáší na zem maximální tlak 400kPa. Zároveň musí být konstruován tak, aby byl stabilní, pokud je odstaven podle návodu k používání na pevném podkladu se sklonem 8,5° v kterémkoliv směru. [1]

Pokud uvážím, že stroj by stál pouze na předních dvou podpěrných nohách, byla by plocha kontaktu s povrchem 191 cm<sup>2</sup> a váha štípačky přibližně 210 kg. Po výpočtu nám vychází zatížení zhruba 1,1 kg/cm<sup>2</sup> což odpovídá přibližně 108 kPa. Je tedy zřejmé, že i v případě přidání zátěže v podobě špalku, je tento limit splněn. Samozřejmě vypočtená plocha kontaktu s povrchem bude větší, jelikož nebyly zahrnuty kontaktní plochy obou kol. Při ustavení štípačky do pracovní polohy by bylo vhodné kola následně aretovat například klínem.

## ZÁVĚR

V první polovině své bakalářské práce se věnuji rešerši aktuálně dostupných štípaček na dřevo. Cílem bylo nastínit princip štípání, poukázat na hlavní konstrukční prvky štípačů a především rozdělit štípače podle uvedených kritérií. Mezi hlavní z nich patří druh štípacího nástroje, poloha kulatiny při štípání a druh pohonu.

Dále práce obsahuje vlastní konstrukční návrh stroje podle zadaných parametrů, v souladu s platnou normou. Štípaný špalek by podle zadání neměl přesahovat průměr 400 mm a délku 250 mm. Navržené zařízení splňuje tyto požadavky, je schopno štípat špalky do průměru až 420 mm a délky 270 mm. Jako první byl vybrán pohon třífázovým asynchronním elektromotorem od firmy SIEMENS. Motor by měl poskytovat dostatečný výkon i při ztrátách v řemenovém převodu. Převod kroutícího momentu z hnací hřídele budou zajišťovat čtyři klínové řemeny typu B, napínané z vnější strany napínacím systémem od firmy Rosta. Při návrhu hnané hřídele jsem vycházel z typu namáhání, která budou na tento prvek působit. Hřídel, která bude osazena štípacím trnem, je uložena v domku pomocí dvou kuličkových ložisek, ke kterým byla spočítána jejich životnost. Hřídel byla dále kontrolována na statickou bezpečnost a mezní stav únavy v nejnebezpečnějším místě. Co se týká štípacího kuželu, je navržen z oceli 1.4031 odolné proti otěru a korozi, se speciálním tvarem závitu. K hřídeli bude trn připevněn pomocí závitu s opačným smyslem stoupání a válcová část trnu bude uzpůsobena pro případnou demontáž. Rám štípačky bude svařen z dostupných profilů a plechů tak, aby splňoval požadavky na připevnění dalších komponent a zároveň byl dostatečně tuhý. Pro usnadnění manipulace jsou v zadní části stroje manipulační kola s duší a na přední části rámu jsou dvě madla. Zároveň je pracovní stůl odnímatelný.

V závěru práce se věnuji bezpečnosti, kterou upravuje norma ČSN EN 609-2+A1 pro kuželové štípače dřeva. Bezpečnostní prvky byly navrženy tak, aby odpovídaly dané normě a bezpečnému provozu. Zároveň by měly být co nejméně náročné na údržbu. Pokud by bylo zařízení určené k prodeji, je nezbytné, aby splňovalo všechna tato bezpečnostní kritéria.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN 609-2 +A1. *Zemědělské a lesnické stroje - Bezpečnost štípačů polen - Část 2: Šroubové štípače*. 2. dopl.vyd. Praha: Státní zkušebna zemědělských, potravinářských a lesnických strojů, 2010.
- [2] MĚSTECKÝ, Michal. *Štípačka na dřevo se štípacím kuželem* [online]. Praha, 2016, 57 s. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/47184596.pdf>. Bakalářská práce. České vysoké učení technologické v Praze, Fakulta strojní, Ústav konstruování a částí strojů. Vedoucí práce Ing. Pavel malý.
- [3] ŠÁLEK, P. *Kuželový štípač dřeva*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 36 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [4] Štípací klín 6-ramenný ox t500: Zahradní technika. In: *GARTEKO* [online]. Brno: GARTEKO [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://www.garteko.cz/stipaci-klin-6-ramenny-ox-t500-lh-45-lh-52-ls-500-ls-600/>
- [5] Štípací trn. In: *Naradi.org* [online]. Praha: PHT, c2013 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://www.naradi.org/vrtaky-a-nastroje-do-dreva/prislusenstvi/stipaci-trn-kuzel-na-drevo-60-x-250-mm-s-otvorem-28-mm-na-elektromotor/>
- [6] Štípačka dřeva-kuželová. In: *Aukro* [online]. Zlín: AUKRO, c2003-2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://aukro.cz/stipacka-dreva-kuzelova-6931699745>
- [7] ČECHMAN, J. *Horizontální štípačka na palivové dřevo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 55s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [8] HECHT 6100. In: *Elespo* [online]. Praha, c2010-2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.elespo.cz/hecht-6100-stipac-na-drevo>
- [9] Scheppach HL 1010. In: *MALL.CZ* [online]. Praha: Internet Mall, 2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: [https://www.mall.cz/stipace-drivi/scheppach-hl-1010?utm\\_source=heureka.cz&utm\\_medium=cse&utm\\_campaign=ND&utm\\_content=stipace-drivi&utm\\_term=568929](https://www.mall.cz/stipace-drivi/scheppach-hl-1010?utm_source=heureka.cz&utm_medium=cse&utm_campaign=ND&utm_content=stipace-drivi&utm_term=568929)
- [10] ABG VARI 5t. In: *Heureka* [online]. Liberec: Heureka Shopping, c2007-2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://stipace-drivi.heureka.cz/abg-vari-5t/#>
- [11] Scheppach HL 1500. In: *MALL.CZ* [online]. Praha: Internet Mall, c2000-2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.mall.cz/stipace-drivi/scheppach-hl-1500>
- [12] Zipper ZI-HS5K. In: *Heureka* [online]. Liberec: Heureka Shopping, c2007-2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://stipace-drivi.heureka.cz/zipper-zi-hs5k/>
- [13] Seifert. In: *Elektro-motory s.r.o.* [online]. Horní Sloupnice: Seifert [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.elektro-motory.cz/3-kw-705-ot.min-b3-ie1-y3-132-m8>

- [14] Štípače dřeva- KING KARDAN 20T. In: *Bystroň* [online]. Valašské Meziříčí: Bystroň - Integrate, c2017 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/16/stipace-dreva/124/pohon-kardanem/vyrobek/50/king-kardan-20t/>
- [15] VARI 10 TON GAS FORCE. In: *Namir* [online]. Praha: NAMIR [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.namir.cz/10-ton-gas-force-benzinovy-stipac-na-drevo-vari-23420.html>
- [16] REŇÁK, A. *Návrh nové technologie výroby vybrané součásti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 91 s., 6 příloh. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Miroslav PÍŠKA, CSc.
- [17] SIEMENS. *Elektromotory Moravec* [online]. Zábřeh, c2011 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1e1001-1-1-2-2-1-2.html>
- [18] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHJE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [19] KRÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky II*. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-85780-51-8.
- [20] Tensioner Device - Type SE. *Rosta* [online]. Hunzenschwil: ROSTA, c2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: [https://www.rosta.ch/en/products/tensioning-technology/tensioner-devices/Type-SE/71#anchor\\_51ee81be\\_Accordion-Product-information](https://www.rosta.ch/en/products/tensioning-technology/tensioner-devices/Type-SE/71#anchor_51ee81be_Accordion-Product-information)
- [21] Tensioning Roller - Type R. *Rosta* [online]. Hunzenschwil: ROSTA, c2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: [https://www.rosta.ch/en/products/tensioning-technology/accessories/Type-R/86#anchor\\_51ee81be\\_Accordion-Product-information](https://www.rosta.ch/en/products/tensioning-technology/accessories/Type-R/86#anchor_51ee81be_Accordion-Product-information)
- [22] Řemenice. *Elotechnik* [online]. Žamberk: ELOtechnik, c1993 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.elotechnik.cz/remenice/>
- [23] TB3020-40 Taper Lock. In: *Technicke-soucasti.cz* [online]. Benešov: PK Technik cz [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.technicke-soucasti.cz/upinaci-pouzdra-taper-lock/tb-3020/pouzdro-upinaci-tb3020-40-taper-lock.html>
- [24] *Rolling bearings*. Göteborg, Švédsko, c2018. Dostupné také z: <https://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [25] *Ferona* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [26] P 267/20-75R. *Blickle* [online]. Brno: Blickle, c2018 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/P-267-20-75R-254714>
- [27] TYMA: *Klínové řemeny klasické*. Trmice, c2004-2019. Dostupné také z: <https://www.tyma.cz/files/doc/kl-17b.pdf>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$\beta$	[°]	úhel opásání malé řemenice
$\alpha$	[°]	úhel boku drážky
$v$	[m/s]	obvodová rychlost klínového řemenu
$l_p$	[mm]	délka pera
$i$	[-]	převodový poměr
$P * c_p$	[kW]	výpočtový výkon
$P$	[kW]	výkon elektromotoru
$\alpha$	[°]	úhel svíraný boky nástroje
$T$	[N]	třecí síla
$s$	[mm]	stoupání závitu
$r$	[m]	teoretické rameno síly $r = 50 \text{ mm}$ (obr. 15) [13]
$n$	[ot./min]	otáčky hřídele
$N$	[N]	normálová síla
$M_d$	[mm]	jmenovitý průměr závitu
$l_c$	[mm]	celková délka hřídele
$L$	[mm]	hloubka vrtané díry
$l$	[mm]	hloubka levotočivého závitu
$K$	[-]	potřebný počet klínových řemenů
$F_o'$	[N]	obvodová síla
$F_o$	[N]	obvodová síla na povrchu hřídele
$F$	[-]	koeficient tření
$d_3$	[mm]	malý průměr závitu
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$d_1$	[mm]	velký průměr závitu
$d$	[mm]	zvolený průměr hřídele
$D$	[mm]	průměr nástroje
$C$	[N]	dynamická únosnost ložiska
$c$	[mm]	vzdálenost od teoretického působíště síly $F_r$ k ložisku B
$b$	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
$b_p$	[mm]	šířka pera
$a$	[mm]	vzdálenost síly od předpětí řemenové převodu po ložisko A
$a_o$	[mm]	vzdálenost os řemenice
$a'$	[-]	pro kuličková ložiska je $a' = 3$
$60^\circ$	[°]	vrcholový úhel
$t_1$	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji

$d'$	[mm]	minimální možný průměr hřídele
$P'_n$	[kW]	jmenovitého výkonu převodu s jedním řemenem
$P_D$	[MPa]	dovolený tlak na bok drážky
$P_0$	[MPa]	tlak na bok drážky
$L_{hB}$	[hod.]	trvanlivost ložiska v místě B
$L_{hA}$	[hod.]	trvanlivost ložiska v místě A
$F_R'$	[N]	pracovní předpětí řemenu
$C_p$	[-]	součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu
$C_L$	[-]	součinitel délky klínových řemenů
$\tau_{kReal.m}$	[MPa]	reálná hodnota středního smykového napětí
$\tau_{kNom.m}$	[MPa]	nominální hodnota středního smykového napětí
$\tau_{kNom.a}$	[MPa]	nominální hodnota amplitudy smykového napětí
$\tau_k$	[MPa]	napětí v krutu
$\tau_D$	[MPa]	dovolené napětí v krutu
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí v ohybu
$\sigma_{ored.m}$	[MPa]	redukovaná hodnota středního napětí
$\sigma_{ored.a}$	[MPa]	redukovaná hodnota amplitudy napětí
$\sigma_{oReal.a}$	[MPa]	reálná hodnota amplitudy ohybového napětí
$\sigma_{oNom.m}$	[MPa]	nominální hodnota středního ohybového napětí
$\sigma_{oNom.a}$	[MPa]	nominální hodnota amplitudy ohybového napětí
$\sigma_o$	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_{M2}$	[MPa]	mezní hodnota středního napětí- Langerovo kritérium
$\sigma_M$	[MPa]	mezní hodnota středního napětí- Goodmanovo kritérium
$\sigma_D$	[MPa]	maximální dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{CO'}$	[MPa]	korigovaná mez únavy
$\sigma_{CO}$	[MPa]	mez únavy
$\sigma_{A2}$	[MPa]	mezní hodnota amplitudy napětí- Langerovo kritérium
$\sigma_A$	[MPa]	mezní hodnota amplitudy napětí- Goodmanovo kritérium
$\beta_\tau$	[-]	součinitel vrubu pro smykové napětí
$\beta_\sigma$	[-]	součinitel vrubu pro ohybové napětí
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu
$r_o$	[mm]	poloměr vrubu
$r_d$	[-]	směrnice zatěžovací dráhy
$R_b$	[N]	radiální síla v místě ložiska B
$R_a$	[N]	radiální síla v místě ložiska A

$P'$	[kW]	výkon převodu jedním klínovým řemenem
$n_2$	[ot./min]	otáčky kuželu
$n_1$	[ot./min]	otáčky elektromotoru
$M_{ox}$	[Nmm]	ohybový moment ve vybraném řezu
$M_{km}$	[Nm]	kroučící moment motoru
$M_k$	[Nm]	kroučící moment na hřídeli
$L_p'$	[mm]	výpočetní délka klínového řemene
$L_p$	[mm]	zvolená délka řemenu
$l_k$	[mm]	vzdálenost kontrolního místa od působíště štípací síly
$L_{10}$	[ot.]	základní výpočtová trvanlivost
$k_u$	[-]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy
$k_k$	[-]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti
$k_f$	[-]	součinitel zahrnující ostatní vlivy
$k_e$	[-]	součinitel spolehlivost
$k_d$	[-]	součinitel vlivu teploty
$k_c$	[-]	součinitel vlivu zatěžování
$k_b$	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
$k_a$	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
$F'_R$	[N]	radiální síla od předpětí řemenového převodu
$F_r$	[N]	teoretická radiální síla vzniklá štípáním
$F_r$	[N]	radiální síla od štípání
$d_{p2}$	[mm]	výpočtový průměr hnané řemenice
$d_{p1}$	[mm]	výpočtový průměr hnací řemenice
$d_k$	[mm]	průměr hřídele v kontrolním místě
$C_a$	[-]	součinitel úhlu opásání malé řemenice
$a_{sk}$	[mm]	vzdálenost os řemenice při zvolené délce řemenu

## SEZNAM PŘÍLOH

A2-BP-01/00	Celková sestava
A4-BP-01/00/K1	Kusovník sestavy
A4-BP-01/00/k2	Kusovník sestavy
A2-BP-01/01	Rám
A4-BP-01/01/K1	Kusovník rámu
A2-BP-01/02	Domek pro ložiska
A3-BP-01/00/01	Štípací trn