



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh zařízení pro stříhání vánočních
stromků**

Design of christmas tree cutting machine

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Vít ŘÍPA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího bakalářské práce.

V Praze dne

Vít Řípa

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za jeho příkladné vedení, ochotu a cenné rady v průběhu tvorby mé závěrečné práce. Rád bych také poděkovat svému bratrovi, za nemalou pomoc při řešení této práce.

Dále děkuji celé mé rodině za psychickou podporu a trpělivost při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: **Vít ŘÍPA**

Název BP: Návrh zařízení pro stříhání vánočních stromků

Anglický název: Design of christmas tree cutting machine

Rok: 2017

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojího inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Karel Petr Ph.D.

Konzultant: -

Bibliografické údaje: počet stran 55

počet obrázků 39

počet tabulek 5

počet příloh 3

Klíčová slova: Kácení vánočních stromků, Stříhací mechanismus, Dřevo, Hydraulický válec a čerpadlo, Střížnice

Keywords: Christmas tree cutting, Cutting mechanism, Wood, Hydraulic cylinder and pump, Scissors

Anotace:

Bakalářská práce se zabývá návrhem stříhacího zařízení na vánoční stromky. V úvodu je zpracován současný stav problematiky kácení vánočních stromků. Navazující oddíl odkrývá náležitosti materiálu dřeva. Dále se práce věnuje návrhu konstrukce mechanismu, volbě pohonu a hydraulických komponentů. Závěr práce je věnován realizaci stroje.

Abstract:

The bachelor thesis describes a design of a christmas tree cutting machine. The introduction deals with the current problems of christmas tree cutting. The following part of the work focuses on the details of a wood material. The thesis also deals with the design of the mechanism, selection of its drive and hydraulic components. The conclusion is devoted to the construction of the machine itself.

OBSAH

1	Úvod	1
1.1	<i>Cíl bakalářské práce</i>	2
2	Kácení vánočních stromků	3
2.1	<i>Ruční kácení</i>	3
2.1.1	<i>Rámová pila</i>	3
2.1.2	<i>Řetězová motorová pila</i>	3
2.2	<i>Strojní kácení</i>	5
2.2.1	<i>Stroje s pilovým kotoučem</i>	5
2.2.2	<i>Střihací mechanismus</i>	7
2.3	<i>Zhodnocení a výběr metody</i>	10
3	Dřevo jako materiál	11
3.1	<i>Části kmene</i>	11
3.2	<i>Mechanické vlastnosti</i>	12
3.3	<i>Vliv vlhkosti dřeva na mechanické vlastnosti</i>	14
4	Návrh zařízení	15
4.1	<i>Stručný popis střihacího zařízení</i>	15
4.2	<i>Návrh mechanismu stroje</i>	16
4.3	<i>Návrh střížníku</i>	16
4.4	<i>Generování CAD modelu</i>	18
4.5	<i>Výpočet stříhové síly</i>	19
4.6	<i>Návrh hydraulického válce</i>	20
4.7	<i>Rozbor sil v mechanismu</i>	21
4.8	<i>Návrh a volba čerpadla</i>	23
4.9	<i>Výpočet času pracovního a zpětného zdvihu</i>	25
4.10	<i>Návrh velikosti olejové nádrže</i>	25
4.11	<i>Návrh výkonu motoru</i>	26
4.12	<i>Spojení hnací hřídele s čerpadlem</i>	27
4.13	<i>Návrh rozměrů spojky</i>	27
4.14	<i>Návrh a kontrola per</i>	28
4.15	<i>Výsledné spojení</i>	29
4.16	<i>Návrh a kontrola čepu, třecí vlastnosti</i>	30
4.17	<i>Návrh rozvaděče</i>	32
5	Realizace	35

5.1	<i>Výroba a cenová kalkulace</i>	35
5.1	<i>Montáž</i>	38
5.2	<i>Testování stroje</i>	39
6	Závěr	42
	Seznam použité literatury	43
	Seznam použitých zkratk a symbolů	45
	Seznam obrázků	47
	Seznam tabulek	48
	Seznam příloh	48

1 Úvod

V České republice se lze stále setkat s názorem, že vánoční stromky, které se nacházejí na trhu nejsou ekologické, protože jsou řezány v lese, kde by stromek mohl dále růst. Lze slyšet i názor, že stromky pochází z uřezaných vršků vzrostlých stromů.

Všechny vánoční stromky, prodávané na území České republiky však pocházejí z plantáží zakládáných za účelem jejich pěstování (Obr. 1). Vánoční stromky patří mezi obnovitelné přírodní zdroje. Lze tvrdit, že při uříznutí stromku nedochází k žádné újmě na přírodě, jelikož nebýt této plantáže, byla by zde provozována jiná zemědělská činnost.



Obr. 1.: Plantáž vánočních stromků na Vysočině (autor)

To nelze tvrdit o látkách, ze kterých je vyrobena umělá atrapa vánočních stromků. V České republice nebylo zjištěno, kolik lidí mívá stromek přírodní a kolik umělý. Vliv na rozhodnutí má především vůně přírodních stromků a tradice.

Vánoční stromky se pěstují ze semen po dobu 2–4 let ve školkách, poté se přesadí na plantáže, přičemž doba pěstování je závislá na druhu stromku. Mezi nejoblíbenější druhy patří v České republice :

Jedle kavkazská (<i>Abies nordmanniana</i>)	10-15 let
Borovice černá (<i>Pinus nigra</i>)	8-9 let
Borovice lesní (<i>Pinus sylvestris</i>)	7-8 let
Smrk ztepilý (<i>Picea abies</i>)	9-10 let
Smrk pichlavý (Obr. 2) (<i>Picea pungens</i>)	10-13 let



Obr. 2.: Smrk pichlavý – stříbrný (autor)

V průběhu pěstování se stromky každoročně tvarují zastřiháváním či vyvazováním, ošetřují se proti plevelům a hnojí. Tyto činnosti jsou velice finančně i fyzicky nákladné a mají zásadní podíl na výsledné ceně vánočního stromku.

1.1 Cíl bakalářské práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout zařízení pro kácení vánočních stromků. Kácení bude řešeno stříhacím mechanismem, který by měl být jednoduchý, praktický a spolehlivý.

Součástí zařízení je také navrhnutí správného pohonu, hydraulických komponentů a stříhacího mechanismu. Zařízení musí být nenáročné na údržbu s přihlédnutím na provozní podmínky a období. Stromky se kácí jen pár dní v roce na přelomu podzimu a zimy při nízkých teplotách v travnatém porostu s obsahem zeminy a kamene.

Stroj musí být schopen spolehlivě ustříhnout stromky o různých průměrech a druhů dřevin, které se vyskytují na daných plantážích. Omezení bude tedy maximálním průměrem kmenu vánočního stromku.

2 Kácení vánočních stromků

Při pěstování vánočních stromků patří mezi nejproblematictější operace jejich těžba. Z hlediska produktivity je vhodné pokácet co nejvíce vzrostlých stromků v co nejkratším čase. Tuto operaci lze rozdělit na ruční a strojní.

K volbě konstrukčního řešení musí být přihlédnuto na všechna řešení, mezi nimiž se vybere jedno nejvhodnější dle požadovaných kritérií. To je především funkčnost daného zařízení – mechanismu.

2.1 Ruční kácení

Ruční kácení je dáno vyšší fyzickou námahou s použitím ručních pilek, či motorových pil. Metody jsou určené pro malé plantáže vánočních stromků.

2.1.1 Rámová pila

Dělení materiálu probíhá pomocí ozubeného listu upnutého v rámu. Na liště jsou různě tvarované zuby, které odebírají materiál v jednom, či v obou směrech. Samotné zuby na pilovém pásu jsou pravidelně vyhnuty vždy na jednu a druhou stranu. Vzniká tak mezera pro odvádění třísky a pilový pás se v místě řezu dotýká materiálu pouze minimálním stykem. Toto nastavení rozvodu se nastavuje pomocí rozvodových kleští.

Tato metoda není vhodná pro kácení vyšších počtů stromků, jelikož je fyzicky náročná. Užívá se pro stromky, které jsou těžko dostupné a přeprava těžší techniky do tohoto místa by byla obtížná.

2.1.2 Řetězová motorová pila

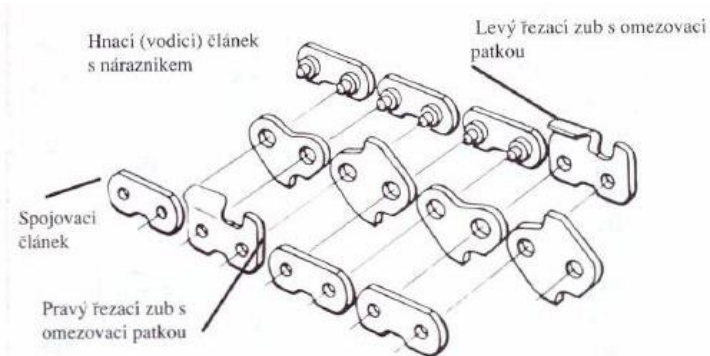
Jde o způsob, kdy je relativní pohyb pásu (řetězu) poháněn motorem. Nejčastějším pohonem je spalovací motor, elektrický, pneumatický, či hydraulický. Z hlediska našeho využití, je nejvýhodnější užití řetězové pily se spalovacím motorem. Motor pohání řetězové kolo, které pohání řetěz. Řetěz je veden drážkou po vodící liště. Vodící lišta je přichycena k rámu pomocí stavěcích šroubů a tím je zajištěno napnutí řetězu.

Údržba

Pilový řetěz je složen z vodících, spojovacích a řezacích částí (Obr. 3). Pro správný chod stroje je nutné tuto řezací část ostřit s předepsanou geometrií udávanou výrobcem. K opotřebení (otupení) ostří dochází vlivem několika faktorů.

K nejdůležitějším patří teplo a teplota, dále mechanické vlastnosti obráběného materiálu, jeho chemické složení a struktura obráběného materiálu. Výsledkem působení těchto faktorů jsou mechanismy opotřebení ostří nástroje [1]:

- Abrasivní
(brusný)
- Adhezní
- Difúzní
- Chemický



Obr. 3.: Části pilového řetězu [2]

Kvůli nutnosti častého ostření je tato metoda méně produktivní než u stříhacího mechanismu.

Rizika při těžbě motorovou pilou

Při řezání se lišta pily prořezává kmenem a vzniká tak místo, kde strom má tendenci uzavírat drážku vzniklou odebraným materiálem. Pila se v této drážce nejen nadměrně zahřívá, ale také dusí a je třeba vyvinout mnohem větší fyzickou sílu pro posuv do místa řezu. To lze vyřešit za pomoci druhé osoby, která strom klopí opačným směrem od místa řezu, a tuto drážku „otevívá“. Pila tak má možnost se prořezávat kmenem bez vyvinutí větší námahy.

Je zde zvýšené riziko, kdy lišta motorové pily není pod větvemi stromu vidět. Druhá osoba musí stát co nejdále od místa směru řezu a je třeba dbát zvýšené opatrnosti při pohybu. Roztočený řetěz spolu se silným motorem může způsobit vážné poranění končetin.

Toto riziko lze snížit užitím kratší lišty. Ta neohrožuje osobu stojící na druhé straně stromku, ale obsluha řetězové pily musí s nástrojem blíže ke kmeni, což je z hlediska ergonomiky a efektivity náročnější.

Nebezpečné jsou také odletující třísky. Ty se nemusí nutně skládat jen z odebíraného dřevěného materiálu, ale také z cizích nežádoucích předmětů, jako je zemina, či kámen. Je tedy nutné použít ochranné brýle a sluchátka, kvůli zvýšenému hluku a vhodné pracovní obuv a oblečení.

2.2 Strojní kácení

Strojní kácení je produktivnější než ruční. Stříhací stroj všeobecně zvyšuje efektivitu práce, resp. snižuje pracovní čas, ale především šetří zdraví člověka.

2.2.1 Stroje s pilovým kotoučem

Jde o způsob při využití vyšší mechanizace. Jedná se o víceúčelový stroj s vlastním pojezdem a místem pro obsluhu. Tato metoda pochází z Dánska a jejím návrhem se zabývají dvě konstrukční firmy: Jutek a BDE engineering. U obou metod je důležité, aby pilovému kotouči byl zamezen axiální pohyb v době řezu. Toto lze jen těžce kompenzovat, jelikož má půda nerovnosti povrchu. Kotouč je pak axiálně namáhán na ohyb a hrozí až jeho poškození.

Metoda firmy Jutek

Základem je modul s portálovým strojem, který pohání benzínový, či naftový motor značky Honda (Obr. 4). Portál je možné zakoupit ve variantách s výkonem až 75kW. Ten zajišťuje plynulý hydrostatický pohon na přední nápravu.

Jedno z bohaté řady příslušenství je možnost dokoupit zařízení pro těžbu vánočních stromků (Obr. 5). Může být namontován na libovolný portálový stroj od firmy Jutek. Zařízení je ovládáno obsluhou pomocí joysticku při řízení stroje. Točivý pohyb kotouče je zajištěn hydromotorem, který je napojen přes spojku přímo na kotouč.



Obr. 4.: Portál firmy Jutek [3]



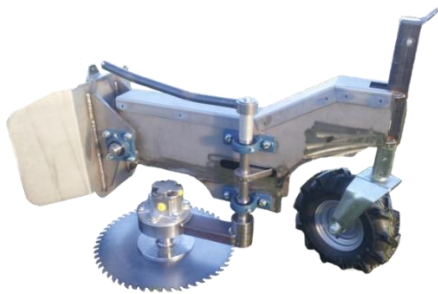
Obr. 5.: Zařízení pro montáž k portálu stroje [3]

Výška pilového kotouče je hydraulicky nastavitelná, čímž je možno zabránit dotyku kotouče se zemí. Zařízení je vybaveno pilovým kotoučem o průměru 500 mm se zuby ze slinutého karbidu. To poskytuje rychlý a čistý stříh a zároveň dlouhou životnost nástroje. Výrobce udává, že v závislosti na řezných podmínkách, je možno pokácet až 10 000 stromů bez nutnosti výměny kotouče.

Metoda od firmy BDE

Jedná se o projekt, na kterém se podíleli dánští studenti. V červenci roku 2014 byl realizován a uveden do provozu (Obr. 6).

Mechanismus je obdobný jako u metody od firmy Jutek. Přední pomocné kolo zajišťuje nastavení výšky kotouče. Zařízení je připojeno na poháněcí úzký kloubový stroj (Obr. 7). Z tohoto důvodu je přední kolo přídavného zařízení otočné.



Obr. 6.: Zařízení pro kácení stromků od firmy BDE [4]



Obr. 7.: Poháněcí kloubový stroj [5]

Poháněcí stroj vyrábí dánská firma „Øster Skaarup Engineering“. Potřebný výkon k pohonu čerpadla dodává motor Honda o výkonu 6,5, nebo 9 koní. Řízení má na starost obsluha, která sedí na přídavném vozíku, pomocí pák umístěnými pod řídítky. Páky ovládají rozdělovač, pomocí táhel. Díky rozdělovači je možné řídit pohon pojezdu vozíku a pohonu pilového kotouče odděleně. Zatáčení vozíku je realizováno ruční silou otáčením kloubu pomocí řídítek. Stroj je dostatečně úzký, a boky jsou zakrytované, aby se vešel do úzkého řádku a nepoškodil zejména jarní křehké přírůstky, protože jeho provoz je využíván nejen pro kácení stromků. Mezi jeho možné dokupované přídavné zařízení patří např. zařízení pro hnojení půdy granulátem, postřikovač pro kapalné látky s kontejnerem na 50 litrů, zařízení pro ořezávání spodních větví, či rotavátor pro nakypření půdy.

2.2.2 Střihací mechanismus

Střihací mechanismy jsou rozděleny na tři skupiny – mechanismus jedním pohyblivým ramenem, střihací mechanismus se dvěma pohyblivými rameny a buď jedním, či dvěma hydraulickými válci.

Jedná se o beztržkový způsob kácení. Odpadá zde časté přebrušování nástroje, jako bylo zapotřebí u předchozích metod. Je pouze udržován úhel ostří nástroje v rozmezí 20° až 35°. Ustříhnutí stromku je dosaženo značnou silou vyvozenou hydraulickým válcem.

Mechanismus s jedním ramenem

Z hlediska konstrukce se jedná o nejjednodušší způsob střihacího zařízení. Skládá se z pevné části (střižnice), která zároveň plní funkci základního stojanu. Pomocí čepu je k němu uchycena pohyblivá část – střižník (Obr. 8). Střižník koná hlavní otáčivý pohyb, při němž střižná síla je vyvozena jedním hydraulickým válcem.

Tento mechanismus je nenáročný na počet vyráběných dílů, ale je zde dosahovaná menší střižná síla. Za uvažovaného konstantního tlaku tak záleží pouze na délce ramene, tj. vzdálenost čepu od uchycení pístní tyče. Oproti ostatním metodám je zde i nižší počet kluzných ploch – čepů. Nevýhodou je, že kvůli tvaru střižných hran probíhá najetí ke stromku z boční strany.

Pohon je vyvozován hydraulicky, pomocí čerpadla, které pohání spalovací motor Honda s výkonem 5 koní. K řízení slouží rozdělovač, který je ovládán pomocí táhel pákami pod řídítky (Obr. 9).

Zařízení na obrázku 9 vyrábí německá firma Silva Trees. Je udáván maximální průměr kmene 150 mm a je dosahováno až 400 pokácených stromků za hodinu. Celý stroj má hmotnost 80 kg. Cena tohoto stroje pro kácení stromků je 4 250 € (v přepočtu 115 000 Kč bez DPH).



*Obr. 8.: Střížník
jednoramenný [6]*



Obr. 9.: Stroj s mechanismem s jedním ramenem [7]

Mechanismus se dvěma rameny a hydraulickými válci

Mechanismus (Obr. 10) se skládá ze základní desky – svařenec z plechů, který zde ale netvoří funkci střížnice. Místo jednoho ramene jsou zde dvě pohyblivá, které tvoří funkci střížníků. Jejich pohyb je realizován dvojicí hydraulických válců.

Je zde dosahováno větších střížných sil než u předchozí metody. To je zapříčiněno tím, že rameno, na kterém působí síla z hydraulického válce, dosahuje svého maxima právě v době, kdy dochází k nejnamáhavějšímu místu, v průběhu stříhu.

Výhodou tohoto mechanismu je, že pokud se z různých důvodů znemožní pohyb jednoho ramene, druhé pokračuje v pohybu, jelikož jsou hydraulické válce propojeny. Zařízení je však náročné na údržbu a je zde složitější rozvod hydraulických hadic. Použití dvou hydraulických válců značně zvyšuje pořizovací cenu.

Realizací této metody se zabývá dánská firma HD2412. Dle informací výrobce je s tímto zařízením možno pokácet až 3000 stromů za 8 hodin. Zařízení (Obr. 10) je možno zakoupit v jejich internetovém obchodě za 12 500 dánských korun

(v přepočtu ~ 45 000 Kč bez DPH). Cena celkového stroje – pohonné jednotky (frézky) a stříhacího zařízení je udávána 39 994 dánských korun (~ 144 000 Kč bez DPH).



Obr. 10.: Střížný mechanismus s dvojicí hydraulických válců [6]

Mechanismus se dvěma rameny a jedním hydraulickým válcem

Princip tohoto střížného mechanismu spočívá ve využití jediného válce pro rozvod střížné síly na dvě ramena. Tato ramena se vlivem pohybu hydraulického válce rozevírají a utváří rameno střížné síly, podobně jako u předchozí metody.

Tato metoda je z konstrukčního hlediska pevnější, jelikož zde jako základna neslouží pouhý plech. Ten je zde zpevněn dvojicí příček, přičemž jedna vede od čepu, který je nejvíce namáhán a druhá dvojice příček nese tíhu hydraulického válce.

Pohon je realizován hydraulicky, pomocí čerpadla připojenému ke spalovacímu motoru Honda o výkonu 6,5 koní. Ovládání je řešeno obdobně, pomocí pák pod řídky, přes hydraulický rozvaděč. Pojezd je možné ovládat nezávisle na stříhacím mechanismu. Nůžky se automaticky rozevrou – dochází k zasunutí hydraulického válce do výchozí polohy, díky užitému dvoučinnému rozvaděči s pružinou, která vrací rozvaděč do výchozí polohy.

Toto zařízení (Obr. 11) vyrábí dánská firma Egedal a garantuje ustříhnutí kmene o průměru až 160 mm. Výrobce udává 250 až 400 pokácených stromků za

hodinu. V internetovém obchodě prodejce je cena zařízení včetně pohonu 5 360 eur (~ 145 000 Kč bez DPH)



*Obr. 11.: Stroj s mechanismem se dvěma rameny a jedním hydraulickým válcem [8]
(<http://www.egedal.dk>)*

2.3 Zhodnocení a výběr metody

Po zvážení všech hledisek byl pro realizaci zvolen typ střížného zařízení se dvěma rameny a jedním hydraulickým válcem. Příklad tohoto mechanismu je uveden v obrázku 11. Metoda je výhodná z efektivního hlediska poměru cena – výkon. Je dosaženo vysoké střížné síly při použití jediného hydraulického válce. S tím jsou také sníženy nároky na údržbu a pořizovací cenu. Nevýhodou je složitější mechanismus s větším počtem čepů.

3 Dřevo jako materiál

Dřevo patří k nejstarším a nejoblíbenějším přírodním materiálům s různorodým využitím. S postupným prohlubováním poznatků o jeho struktuře, chemickém složení, fyzikálních a mechanických vlastnostech vyvolává intenzivní rozvoj techniky a technologie jeho zpracování.

Okruh dřevin používaných jakožto budoucí vánoční stromky je zúžený na dřeviny jehličnaté, mezi které patří zejména borovice, smrky a jedle. Pro správný návrh zařízení je nutné znát parametry stříhaných materiálů. Proto jsou níže popsány.

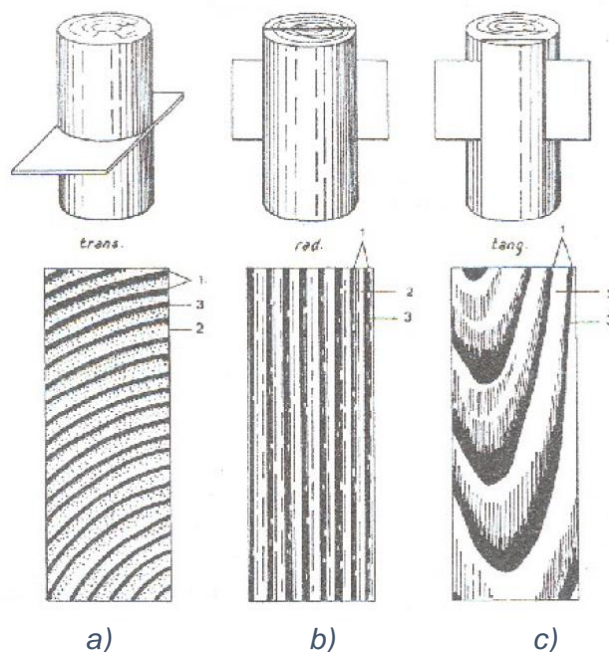
3.1 Části kmene

Kmen je možno rozdělit na kůru (včetně lýka), kambium, dřevo a dřeň. Je tvarován kuželovitě až válcovitě směrem k vrcholu vzrostlého stromu. Délka a tloušťka kmene různých dřevin je závislá zejména na stáří, kvalitě, hloubce půdní vrstvy, na klimatických podmínkách a také na pěstebních opatřeních. [9]

Při řezech vedených pod různými úhly k ose kmene lze pozorovat různou kresbu, díky podélně orientovaným vláknitým elementům – letokruhům. Z počátku vegetačního období jsou letokruhy světlejší a řidší, jedná se o jarní dřevo. Z druhé poloviny vegetačního období jsou letokruhy tmavší a hustší, které poukazují na letní dřevo (Obr. 12).

Rozlišujeme tři základní řezy kmenem:

- Transverzální je řez příčný a prochází v rovině, která je kolmá na osu kmene. Jedná se o první řez při kácení kmene. Letokruhy zde jsou vidět jako kružnice a vytvářejí koncentrické vrstvy (Obr. 12–a).
- Radiální řez (středový, poloměrový) je řez podélný, vedený rovnoběžně s osou kmene, který prochází středem kmene a dření. Letokruhy zde jsou viditelné jako rovnoběžky (Obr. 12–b)



Obr 12.: Základní řezy dřevem, (1 – letokruh, 2 – jarní dřevo, 3 – letní dřevo) [9]

- Tangenciální řez (tečnový) je podélný řez, který je veden rovnoběžně s osou kmene, ale v určité vzdálenosti od dřeně (jde mimo). Letokruhy jsou zde viditelné jako parabolické útvary. Také často označovány jako fládrový řez. (Obr. 12–c)

3.2 Mechanické vlastnosti

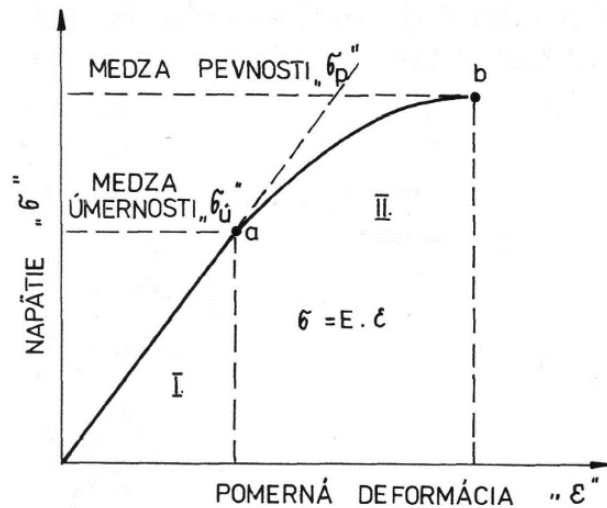
Dřevo je anizotropní materiál, neboť se skládá z protáhlých buněk uspořádaných v jednom společném směru. Díky tomu nemá ve všech směrech stejné fyzikální a mechanické vlastnosti. Mechanické vlastnosti dřeva udávají hodnoty, jak je dřevo schopno odolávat účinkům vnějších sil. Mezi základní vlastnosti řadíme pevnost, pružnost, plastičnost a houževnatost. Dále pak odvozené vlastnosti jako tvrdost, odolnost proti tečení, odolnost proti únavovému lomu a trvalému zatížení [10]. Pro případ našich požadovaných vlastností, se budeme zabývat zejména jeho pevností a tvrdostí.

Tvrdost dřeva je charakterizována odolností proti poškození (vniknutí) povrchu jinými předměty (pilou, dlátem, nůžkami). O tvrdosti dřeva rozhoduje především druh dřeva, jeho stáří, část kmene, ale i jeho struktura a buněčné uspořádání [10]. Rozlišujeme dřeva měkká (<40 HB) např. smrk, jedle, topol aj. a dřeva tvrdá (41-80 HB) např. modřín, dub, buk. [9]

Tab. 1.: Vybrané tvrdosti dřevin [11]

Vybrané dřeviny	Tvrdost podle Brinella [HB]
Smrk	32
Borovice	40
Dub	66
Buk	72

Pevnost dřeva je definována jako jeho odpor při porušení. Vyjadřuje se napětím, při kterém se poruší soudržnost dřeva – toto napětí se označuje σ_p (Obr. 13). Údaje o pevnosti dřeva se zjišťují prostřednictvím zkoušek, kde se sleduje skutečné napětí v okamžiku porušení tělesa [12].

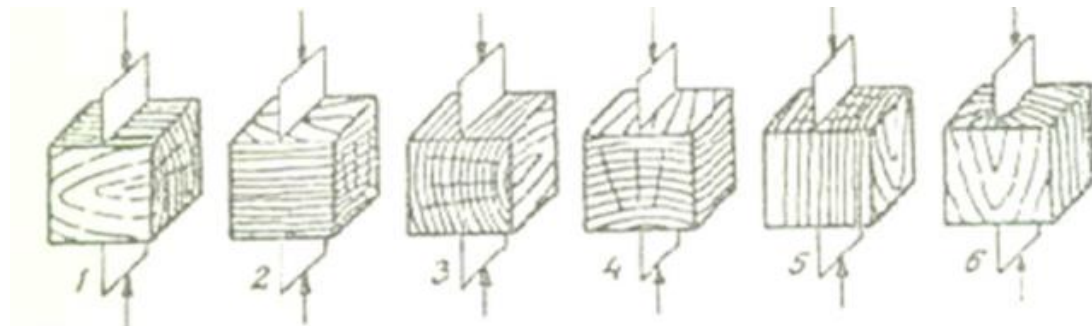


Obr. 13.: Pracovní diagram závislosti napětí – poměrná deformace [12]

Dle způsobu zatěžování se dělí pevnost dřeva v:

- Tlaku
- Tahu
- Ohybu
- Krutu
- Smyku

Při stříhání kmene má nejvýraznější vliv smykové napětí. Smyk má však významnou úlohu i při různých obecných zatíženích. Smyk je charakterizován jako posunutí dvou sousedních průřezů, na které působí dvě stejně velké síly. Vlivem anizotropní struktury má dřevo různou smykovou pevnost v různých směrech. Pro náš případ působí smykové napětí napříč vláknem v tangenciálním směru a radiálním směru (Obr. 14 - způsob 1, 2). Jedná se o nejnejpříznivější způsob smykového namáhání, které je přibližně 4x vyšší než smykové ve směru vláken. Smykové pevnosti pro různé směry a druhy dřevin jsou uvedeny v tabulce 3.



Obr. 14.: Směry smykových sil působících na element
1,2 - stříhová pevnost napříč vláken v tangenciálním a radiálním směru
3,4 - smyková pevnost napříč vláken v tangenciální a radiální rovině
5,6 - smyková pevnost podél vláken v tangenciální a radiální rovině [12]

3.3 Vliv vlhkosti dřeva na mechanické vlastnosti

Se stoupající vlhkostí dřeva bylo zjištěno, že hodnoty mechanických vlastností klesají. Vlhkost je definována jako poměr množství vody k množství sušiny dřevní hmoty. Pevnostní hodnoty jsou stanoveny pro 12 % procentní vlhkost (tab. 3). Na tuto hodnotu jsou vysušeny všechny vzorky pro zkoušení mechanických vlastností. Dřevo má po skácení vlhkost v průměru 80 až 120 % v závislosti na druhu dřeviny, umístění v kmeni a době kácení. Celková vlhkost dřeva může dosáhnout až 200 %. Ihned po skácení však dřevo začíná vysychat. [13]

Pro účely při jiné vlhkosti dřeva se provádí přepočítání dle vztahu:

$$\sigma_{12} = \sigma_w [1 + \alpha(w - 12)] \quad (1)$$

Tab. 2: Opravné koeficienty vyjadřující vliv vlhkosti na danou vlastnost [12]

Způsob zatížení	Opravný koeficient α
Tlak ve směru vláken	0,04
Tlak napříč vláken	0,035
Tah ve směru vláken	0,01
Tah napříč vláken	0,01
Tah napříč vláken	0,025
Statický ohyb	0,04
Smyk ve směru vláken	0,03

Tab. 3.: Mechanické vlastnosti vybraných dřevin [12]

Druh dřeva	Mez pevnosti ve smyku [N.mm ⁻²] při 12 % vlhkosti					
	Ve směru vláken v rovině		Napříč vláken v rovině		Střihová pevnost ve směru	
	Radiální	Tangenciální	Radiální	Tangenciální	Radiální	Tangenciální
Smrk	6,9	6,8	3,3	2,8	31,8	34,4
Dub	10,2	12,2	7,9	7,5	-	-
Buk	11,6	14,5	7,7	7,6	52,3	47,1
Topol	6,1	7,2	3,5	3,8	31,1	20,5

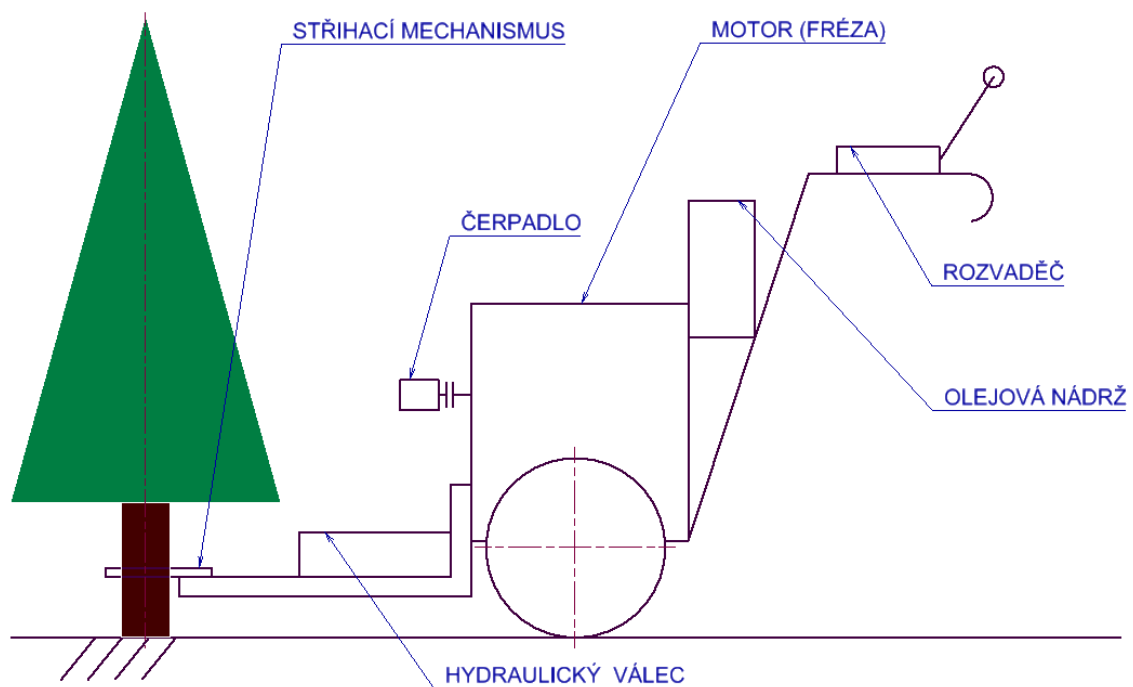
4 Návrh zařízení

4.1 Stručný popis stříhacího zařízení

Základ stříhacího mechanismu tvoří robustní svařený rám s příčkami, který je svařený z ocelových plechů a slouží k vedení mechanismu a mimo jiné k přimontování na pohonnou jednotku. Pro pohon je použita fréza s vlastním pojezdem pro snadnější manipulaci. Fréza dále slouží pro upnutí rozvaděče, olejové vany a dalších hydraulických prvků (Obr. 15).

Pohyb mechanismu zajišťuje hydraulický píst, který je umístěn ke svařenci. Na konci pístu je navařena vidlice, a pomocí čepových spojů a ramen je rozdělena síla na střížnice, kde dojde k ustřižení stromku.

Hydraulický okruh je poháněn čerpadlem, které je upnuto k čtyřdobému spalovacímu motoru.



Obr. 15.: Vyznačení jednotlivých prvků stroje (autor)

4.2 Návrh mechanismu stroje

Po rozhodnutí o mechanismu byly stanoveny jeho rozměry. Výchozím hlediskem je maximální možný průměr, který je schopno zařízení ustříhnout – maximální rozevření nůžek.

K tomu bylo zapotřebí zjistit, které stromy se na plantážích vyskytují a v jakém průměru kmene se na plantáži vyskytují. Na naší plantáži jsou vysazeny tři druhy stromků – borovice černá (*Pinus nigra*), smrk pichlavý (*Picea pungens*) a jedle kavkazská (*Abies nordmanniana*). V době, kdy dochází ke sklizni, je průměrné stáří stromku 5 až 7 let od sazenic. Borovice, díky své stavbě, mají nepatrně tlustší kmene než zbylé stromky. Ty dosahují v sedmém roce až 120 mm tloušťky kmene (měřeno 50 mm od půdy).

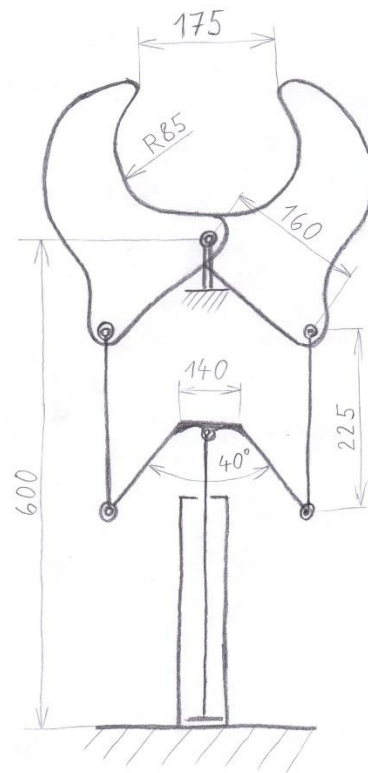
Bylo zvoleno rozevření nůžek na 175 mm.

Přihlíženo bylo na maximální možný průměr stromku, ale také na určitou vůli, aby stromek mohl být bezproblémově naveden do střížného místa.

Dle tohoto rozměru byly voleny další rozměry mechanismu (Obr. 16)

4.3 Návrh střížníku

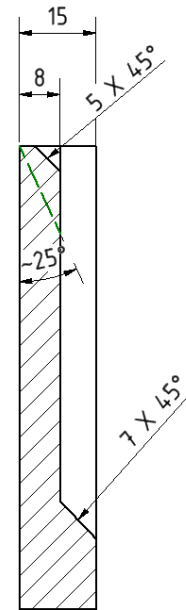
Při návrhu střížníku musí být zaručeno, aby kmen v průběhu stříhu „nevyskakoval“. To je dosaženo správným zakončením špiček střížníků, které jsou natočeny k sobě. Tím dojde ke správnému usazení stromku mezi střížné plochy a k následnému ustřížení.



Obr. 16.: Původní skica – volba rozměrů (autor)



Obr. 17.: Střížník (autor)



Obr. 18.: Úprava střížné hrany (autor)

Nástroj musí být dostatečně pevný. To je dáno především jeho tloušťkou. Větší tloušťka však má za následek, že do kmenu vniká větší plocha, a ustříhnutí se tak stává náročnější. To je vyřešeno tím, že v blízkosti střížné hrany je vyfrézovaná kapsa. Nástroj si tak udrží svou pevnost, jelikož na okraji je zesílen a dokáže tak přenést větší namáhání (Obr. 17).

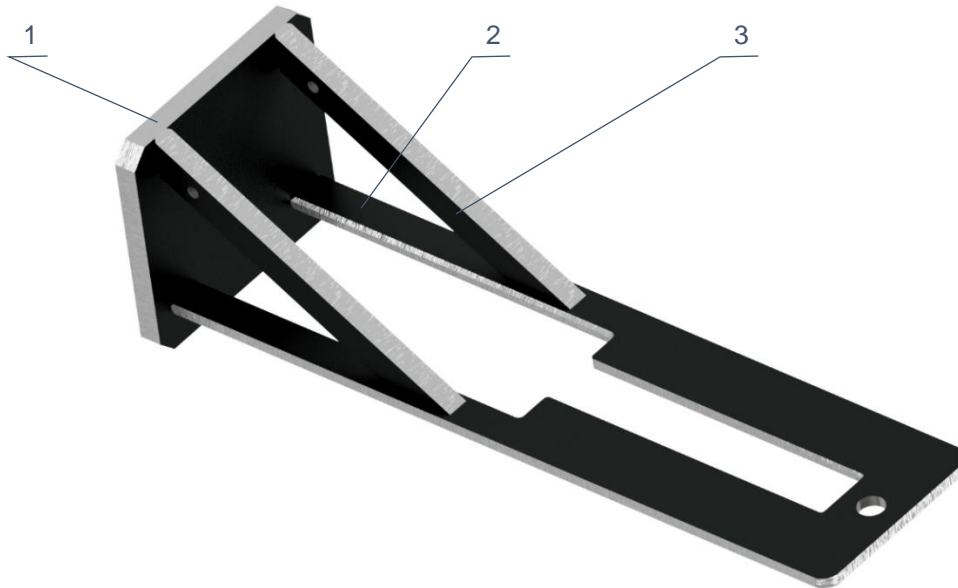
Střížné hrany jsou zkoseny pod úhlem 45° . Ty budou následně při montáži upraveny na úhel $\sim 25^\circ$ a vybroušeny pro zlepšení drsnosti povrchu střížné plochy (Obr. 18 – zelená hrana). K tomuto úkonu bylo přistoupeno z důvodu vysoké pracnosti při strojní výrobě.

Polotovarem pro střížník je výpalek z plechu. Materiál je vhodné volit dle vlastností pro nástroje – střížníky. Jako vhodný materiál je možné volit ocel 1.2343. Její vysoká tvrdost (40-53 HRC), kterou je možno dodatečně zvýšit nitridací, je ale dána zhoršenou obrobitelností.

Je tedy vhodnější zvolit materiál, který je lépe obrobitelný a vhodný k zušlechtění. Po třískovém obrábění, kdy se zhotoví kapsa, je tvrdost dosažena kalením a vysokoteplotním popouštěním. Dosahovaná tvrdost po zušlechtění je 55 až 59 HRC [14]. Materiál vyhovujícím těmto vlastnostem je ocel 1.0601.

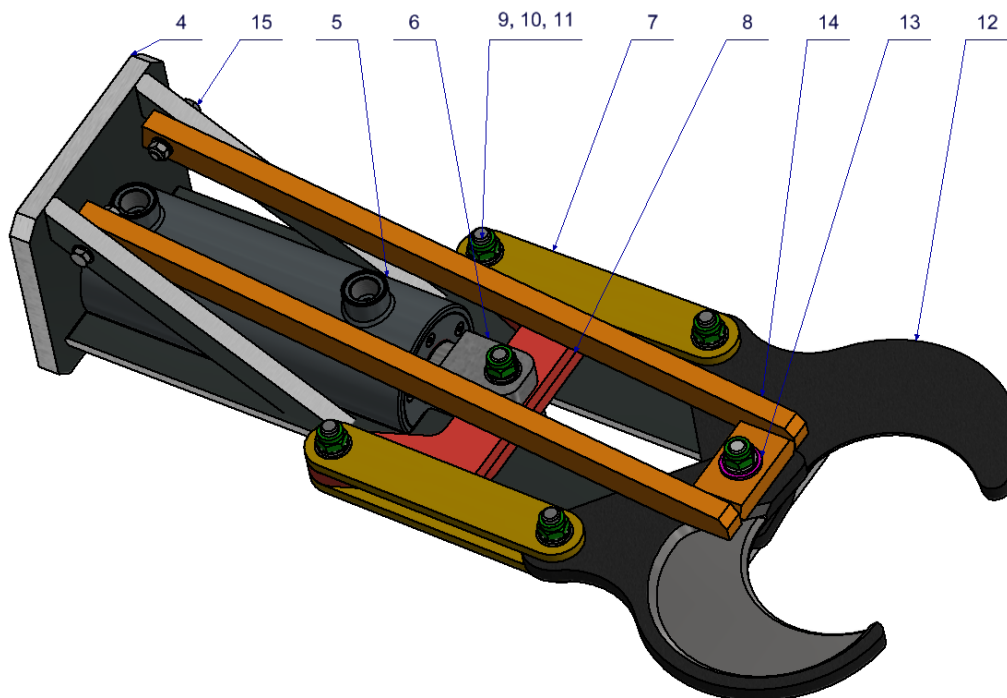
4.4 Generování CAD modelu

Základem zařízení je svařenec (Obr. 19), který se skládá z čela {1}, základní desky {2}, a dvojicí krátkých vzpěr {3}. Čelo je vyrobené z plechu o tloušťce 20 mm a slouží zároveň pro uchycení zařízení ke hnacímu stroji.



Obr. 19.: Svařenec základní desky (autor)

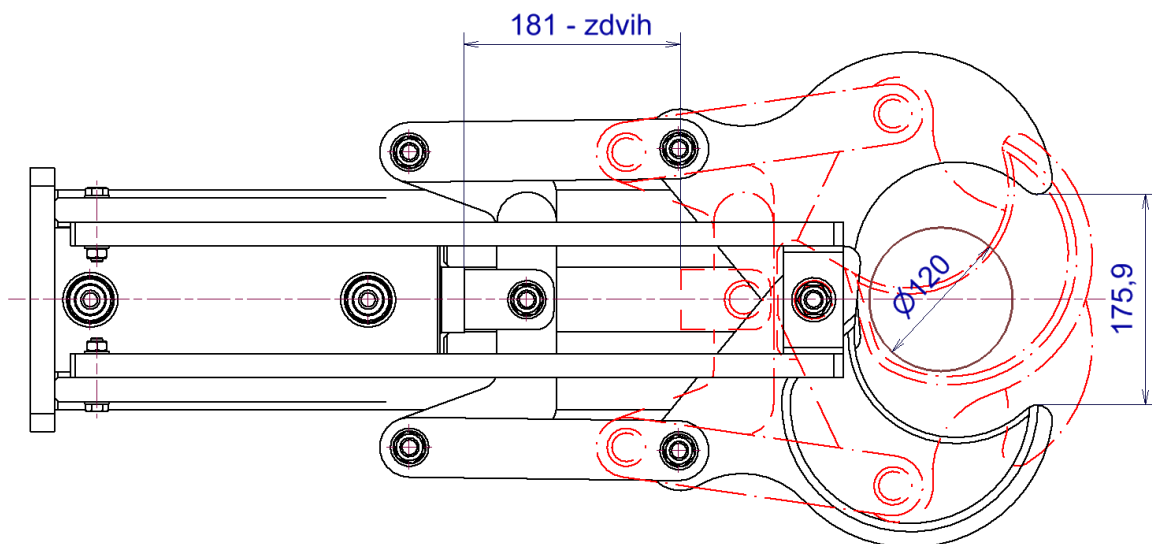
Do svařence {4} na obr. 20 je vsazen do drážky hydraulický válec {5} a na jeho dně přivařen k čelu svařence. K pístu hydraulického válce je již z výroby přivařená vidlice {6}, která je vyrobena na základě dodaného výkresu.



Obr. 20.: Sestava s pozicemi (autor)

Přenos síly na ramena {7} je rozdělen pomocí dvou vzpěr {8}, které jsou svařeny k sobě a tvoří tak jeden díl. Čepová spojení jsou realizována pomocí lícovaných šroubů, podložek a samojistných matic {9, 10, 11}. Na pozici {12} je střížník, který koná otáčivý pohyb kolem čepu na pozici {13}. Ten je z jedné strany zachycen v základní desce svařence a v horní části je uchycen ve svařenci dlouhé příčky {14}. Aby byla zajištěna možná výměna nástroje, je svařenec dlouhé příčky smontován šroubovým spojením {15} ke krátkým vzpěrám.

Výsledné konstrukční uspořádání a rozměry jednotlivých komponent byly navrženy dle zvolených vstupních parametrů a jsou znázorněny v poloze vysunuto/zasunuto pro průměr kmene 120 mm (obr. 21).



Obr. 21.: Konstrukční uspořádání v závislosti na poloze zdvihu (autor)

4.5 Výpočet stříhové síly

Problematika výpočtu síly, která je potřebná k přestřížení stromku, je založena na správném stanovení meze pevnosti. Východiskem je vztah (1) pro přepočítání meze pevnosti z 12 % vlhkosti na vlhkost čerstvě pokáceného stromu 90 %. Výpočet bude stanoven pro druh stromu smrk.

Vyjádření z rovnice (1):

$$\sigma_w = \frac{\sigma_{12}}{[1 + \alpha(w - 12)]} \quad (2)$$

Kde σ_{12} – mez pevnosti při 12 % vlhkosti (stanoveno dle tab. 2) v tangenciálním směru, opravný koeficient pro způsob zatížení α – smyk = 0,03 (dle tab. 3) a vlhkost zkoušeného dřeva $w = 90$ (90%)

$$\sigma_w = \frac{34.4}{[1 + 0,03(90 - 12)]} = 10,3 [N \cdot mm^{-2}] \quad (3)$$

Z průzkumu stromků z plantáže bylo zjištěno, že průměr kmene v místě stříhání se pohybuje v průměru mezi 80–100 mm. Maximální průměr kmene byl zjištěn 120 mm. Pro výpočet střížné plochy byl tedy zvolen kmen o průměru $D_k = 120$ mm.

Smykové napětí je definováno dle obecného vztahu:

$$\sigma_w = \frac{F_s}{A_s} \quad (4)$$

Použitý vztah neuvažuje tvar a úhel ostří nástroje, jelikož smyková pevnost je definována jako posunutí dvou průřezů vůči sobě v jedné rovině. K ustříhnutí tedy dojde i pro větší průměry kmenů.

$$A_s = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} = \frac{\pi \cdot 120^2}{4} = 11\,309,7 \text{ mm}^2 \quad (5)$$

Vyjádřením z rovnice (4) je stanovena teoretická potřebná střížná síla:

$$F_s = A_s \cdot \sigma_w = 11\,309,7 \cdot 10,3 = 116\,489 \text{ N} \quad (6)$$

4.6 Návrh hydraulického válce

Návrh hydraulického válce vychází z potřebné síly a pracovní délky (zdvih). Z mechanismu nůžek pomocí CAD byla navržena potřebná délka zdvihu $h = 181$ mm.

Síla produkovaná válcem při pracovním zdvihu je dána jeho průměrem a pracovním tlakem. Tlak je možno regulovat pomocí redukčního ventilu, který je implementován v rozvaděči. Pro výpočet byl zvolen pracovní tlak $p = 180$ bar.

Výpočet potřebného průměru válce d_v vychází ze vztahu:

$$p = \frac{F_s}{S_p} \quad (7)$$

Kde je navrhová činná plocha hydraulického válce S_p vyjádřena:

$$S_p' = \frac{\pi \cdot d_v'^2}{4} \quad (8)$$

Vyjádřením z rovnice (7) je stanoven potřebný průměr válce:

$$d_v' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 116489}{\pi \cdot 180 \cdot 10^5}} = 0,0908 \text{ m} = 90,8 \text{ mm} \quad (9)$$

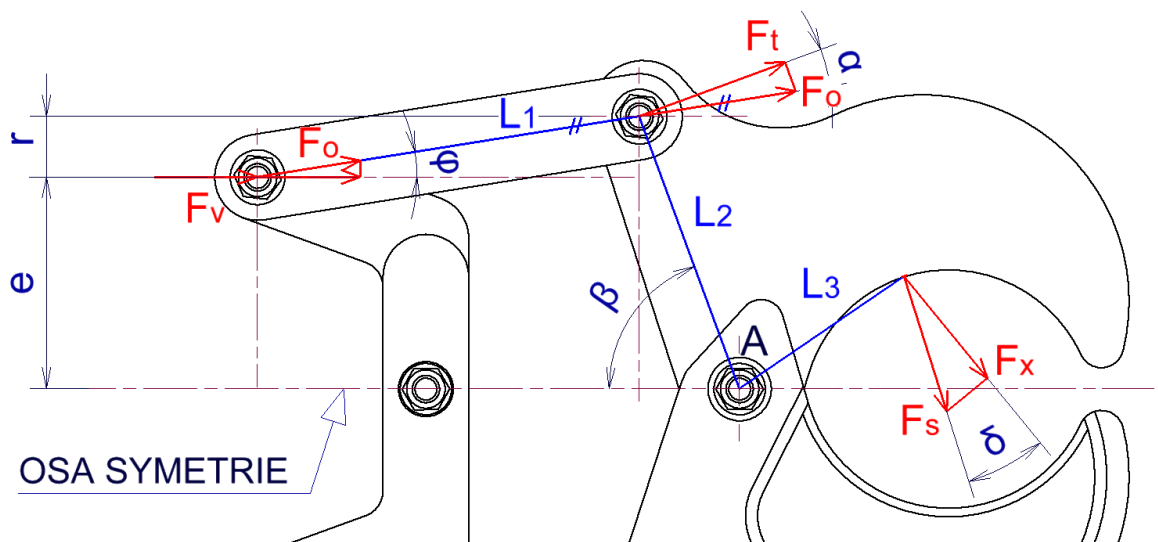
Ze vztahu (9) byl zvolen průměr válce $d_v = 100 \text{ mm}$.

Skutečná síla hydraulického válce pro zvolený průměr válce:

$$F_v = p \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = 180 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 141\,371 \text{ N} \quad (10)$$

4.7 Rozbor sil v mechanismu

Z mechanismu navrženého pomocí CAD programu je mechanismus převeden na náhradní schéma (Obr. 22). Jedná se o osově symetrickou úlohu, což je výhodné a vede ke zjednodušení výpočtu. Ve výpočtu nejsou uvažovány pasivní účinky.



Obr. 22.: Rozbor sil a geometrie střížného mechanismu (autor)

Za nezávislou proměnnou byl zvolen úhel φ . Pomocí trigonometrie a známých stran lze dopočítat další potřebné závislosti. Výsledná síla byla stanovena ve zvoleném místě na střížnici jako kolmice na tečnu k povrchu střížné hrany.

Toto místo přibližně odpovídá největšímu průřezu kmene stromku v průběhu pracovního zdvihu.

$$r = L_1 \cdot \sin\varphi \quad (11)$$

Vyjádření úhlu β : (Obr. 22)

$$\sin\beta = \frac{r + e}{L_2} = \frac{L_1 \cdot \sin\varphi + e}{L_2} \quad (12)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{L_1 \cdot \sin\varphi + e}{L_2}\right)$$

Vyjádření úhlu α je pak pouze dopočet do pravého úhlu:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varphi - \beta \quad (13)$$

Stanovení síly v ramenu F_o :

$$F_o = \frac{F_v}{\cos\varphi} \quad (14)$$

Přepočet síly F_o na kolmou sílu k L_2 :

$$F_t = F_o \cdot \cos\alpha = \frac{F_v \cdot \cos\alpha}{\cos\varphi} \quad (15)$$

Dle momentové rovnice k bodu A:

$$F_t \cdot L_2 = F_x \cdot L_3 \quad (16)$$

Vyjádřením z rovnice (16) je přepočtena síla F_x na střížnici ve vzdálenosti L_3 :

$$F_x = F_t \cdot \frac{L_2}{L_3} \quad (17)$$

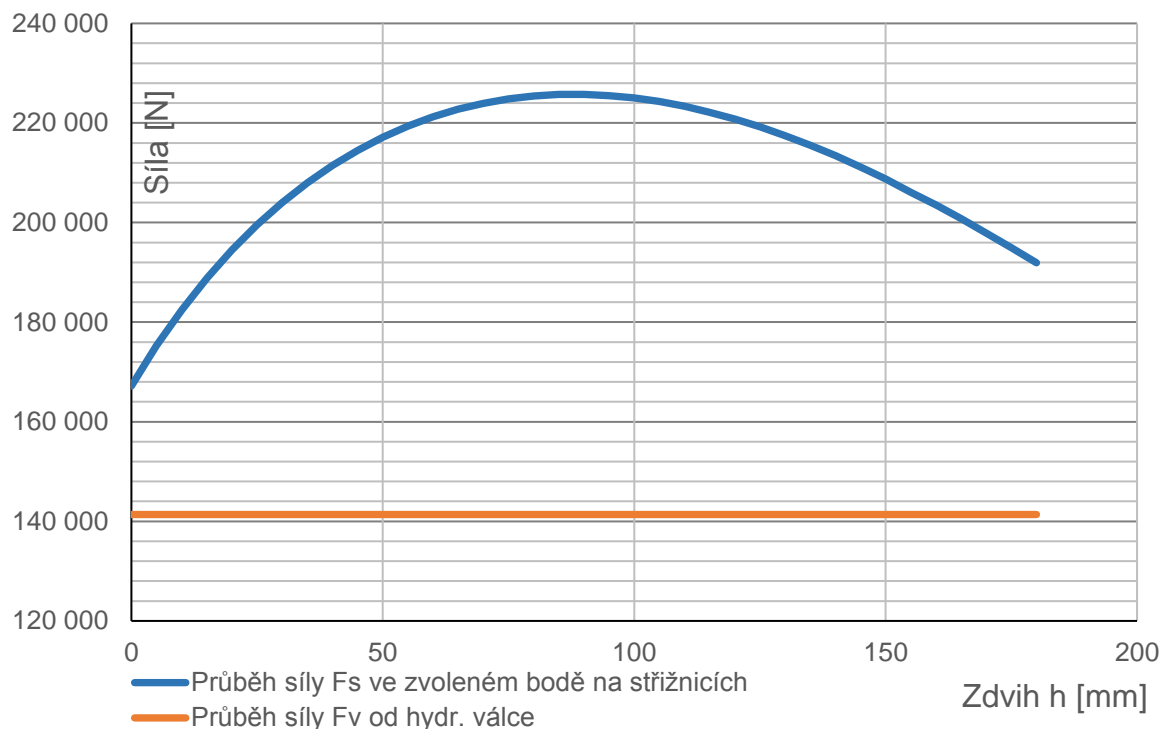
Výsledný vztah pro sílu F_s :

$$F_s = \frac{F_x}{\cos\delta} = \frac{F_v \cdot L_2 \cdot \cos\alpha}{L_3 \cdot \cos\beta \cdot \cos\delta} \quad (18)$$

Dle vztahu (18) je možno stanovit sílu na střížnici pro libovolný úhel rozevření nůžek φ .

Přehlednější je však stanovit závislost na poloze pístu. Na intervalu $h < 0; 181 >$ mm byl proveden přepočet úhlu φ pomocí CAD modelu a Microsoft Excel. Pro tuto závislost byl vykreslen graf (Obr. 23).

V grafu (Obr. 23) je vykreslena síla od hydraulického válce a výsledná síla na střižnici ve zvoleném místě. Maxima je dosaženo přibližně v polovině zdvihu h s odpovídající silou přibližně 225 000 N. Největší síla je zapotřebí právě v tomto místě, jelikož střižnice působí na největší průřez kmene. Ke konci zdvihu síla klesá, kde není potřeba tak velké síly, protože se také zmenšuje průřez kmene stromku. Avšak po celou dobu pracovního zdvihu je generována větší síla, než je udávána od hydraulického válce.



Obr. 23.: Závislost zdvihu válce na síle (autor)

4.8 Návrh a volba čerpadla

V hydraulických systémech je nejvhodnější volbou zubové čerpadlo s vnějším ozubením. Výhodné je především díky vysoké životnosti, spolehlivosti, malým rozměrům a konstrukčnímu řešení. Musíme dbát jeho omezením, a to je především rozsah pracovních tlaků (15 až max. 220 barů), průtokem média (0,2 až 800 litrů/min) a rychlostí pohonu (max. 4 000 otáček/min).

Princip ozubeného čerpadla s vnějším ozubením spočívá ve dvou ozubených rotujících kolech. Ozubení na sací straně vychází ze společného záběru a v mezerách mezi stěnami pouzdra čerpadla a ozubených kolech vytváří prázdná místa. Tyto místa jsou plněny médiem (olejem) a dochází k transportu tohoto média

od sací části až do výtlačku. Poté se toto místo dostává opět do vzájemného záběru a generují potřebný tlak. Tím je dosaženo vysokého pracovního tlaku.

Výpočet pro návrh čerpadla:

$$V_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot h = 0,007854 \cdot 181 \cdot 10^{-3} = 1,422 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (19)$$

$$V_{vz} = \frac{\pi}{4} (d_v^2 - d_p^2) \cdot h = \frac{\pi}{4} (0,1^2 - 0,055^2) \cdot 181 \cdot 10^{-3} \quad (20)$$

$$V_{vz} = 0,9915 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Výpočet potřebného průtoku:

$$\dot{Q} = \frac{V_v}{t'} = \frac{1,422 \cdot 10^{-3}}{5} = 2,84 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 17 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (21)$$

Výběr rozměrů a vlastností čerpadla byl vybírán dle katalogu firmy CS Technika s.r.o. od dodavatele kardanka.cz. Byla zvolena běžná řada GR2.

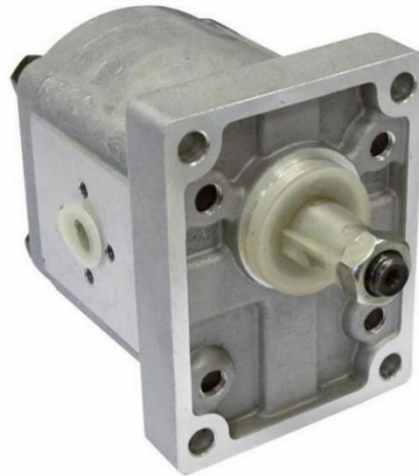
Tab. 4.: Tabulka specifikací hydraulických čerpadel řady GR 2 [15]

Kat.kód.	Obsah ccm	průtok při 1500 RPM	Tlak max BAR	Rotace	klínek mm	Max Rychlost	D1 mm	d1 mm	D2 mm	d2 mm
61500	4,5	6,7 l	220	P	3,2 mm	4000 rpm	30 mm	13,5 mm	30 mm	13,5 mm
61501	6,3	9,4 l	220	L	3,2 mm	4000 rpm	30 mm	13,5 mm	30 mm	
61502	6,3	9,4 l	220	P	3,2 mm	4000 rpm	30 mm	13,5 mm	30 mm	13,5 mm
61503	8,2	12,3 l	220	L	3,2 mm	3500 rpm	30 mm	13,5 mm	30 mm	13,5 mm
61504	8,2	12,3 l	220	P	3,2 mm	3500 rpm	30 mm	13,5 mm	30 mm	13,5 mm
61505	11,4	17 l	200	L	3,2 mm	3500 rpm	40 mm	19 mm	30 mm	13,5 mm
61506	11,4	17 l	200	P	3,2 mm	3500 rpm	40 mm	19 mm	30 mm	13,5 mm
61507	15	22,5 l	200	L	3,2 mm	3000 rpm	40 mm	19 mm	30 mm	13,5 mm
61508	15	22,5 l	200	P	3,2 mm	3000 rpm	40 mm	19 mm	30 mm	13,5 mm
61509	19	28,5 l	200	L	3,2 mm	3000 rpm	40 mm	19 mm	30 mm	13,5 mm
61510	19	28,5 l	200	P	3,2 mm	3000 rpm	40 mm	19 mm	30 mm	13,5 mm

Průtok je udáván při otáčkách $n_j = 1\,500/\text{min}$. Z tohoto důvodu je nutné provést přepočítání průtoku na otáčky poháněného stroje $n_s = 3\,600/\text{min}$.

$$\dot{Q}_p = \frac{\dot{Q}}{n_s} \cdot n_j = \frac{17}{3600} \cdot 1500 = 7,08 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (22)$$

Dle vypočtené hodnoty \dot{Q}_p bylo z tabulky č. 4 zvoleno zubové čerpadlo katalogovým kódem 61500 GR 2 ECO 4ccm pravotočivé (Obr. 24). Maximální dovolené otáčky vyhovují pro námi zvolený pohon (motor max. 3 600/min).



Obr. 24.: Zvolené zubové čerpadlo typ
GR2 ECO 4ccm [15]

4.9 Výpočet času pracovního a zpětného zdvihu

Průtok zvoleného čerpadla $\dot{Q}_z = 6,7$ l/min se nepatrně liší od navrhovaného a je nutné přepočítat skutečný čas, za který urazí píst z počáteční polohy na koncovou polohu (pracovní zdvih) a zpět (zpětný zdvih) při udávaných otáčkách.

Skutečný průtok při otáčkách n_s :

$$\dot{Q}_s = \frac{\dot{Q}_z}{n_j} \cdot n_s = \frac{6,7}{1500} \cdot 3600 = 16,08 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (23)$$

Skutečný čas zdvihů:

$$t = \frac{V_v}{\dot{Q}_s} = \frac{1,422}{16,08} = 0,08843 \text{ min} \cong 5,3 \text{ s} \quad (24)$$

$$t_z = \frac{V_{vz}}{\dot{Q}_s} = \frac{0,9915}{16,08} = 0,0616 \text{ min} \cong 3,7 \text{ s} \quad (25)$$

Skutečný čas pracovního zdvihu válce pro námi zvolené čerpadlo je $t = 5,3$ s a zpětného zdvihu $t_z = 3,7$ s.

4.10 Návrh velikosti olejové nádrže.

Nádrž v hydraulickém systému slouží jako zásobník hydraulické kapaliny a odvádí teplo. Chladicí účinek zde bude výrazný v závislosti na provozním období.

Na základě znalostí předešlých komponent závisí volba velikosti olejové nádrže dle skutečného průtoku čerpadla $\dot{Q}_z = 16,08$ l/min. Omezení je zde z hlediska konstrukčních rozměrů a její hmotnosti (vč. oleje).

Byla zvolena nádrž o objemu 17 l od firmy Hydrolider.eu s.r.o (Obr. 25). Nádrž je dodávána včetně měřky, pro zjištění stavu hladiny, teploměru a plnicí zátkou s odvzdušněním. Umístěna bude mezi motorem a řídítky pro vyvážení předního stříhacího mechanismu. Montáž je zajištěna předvrtanými dírami pro připojení k rámu stroje.



Obr. 25.: Olejová nádrž 17l s příslušenstvím [16]

4.11 Návrh výkonu motoru

Pro chod stroje je nezbytné správně zvolit výkon poháněcího agregátu, a to především pro dosažení požadovaných vlastností a bezchybného chodu. Pro výpočet byla zvolena mechanická účinnost $\eta = 0,9$.

Zadáno: $\dot{Q}_s = 16,08 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$
 $p = 180 \text{ bar}$
 $\eta = 0,9$

$$P = \dot{Q}_s \cdot p = 16,08 \cdot \frac{1}{1000 \cdot 60} \cdot 180 \cdot 10^5 = 4\,824 \text{ W} \quad (26)$$

Celkový výkon:

$$P_c = \frac{P}{\eta} = \frac{4\,824}{0,9} = 5\,360 \text{ W} \quad (27)$$

K pohonu zařízení bude potřeba motor o minimálním výkonu $P_c = 5,36 \text{ kW}$.

S přihlédnutím, že k přestřížení stromku nebude vlivem ostří nástroje zapotřebí tak velká navržená síla, bude zvolen speciální spalovací motor pro zimní provoz o

výkonu $P_m = 3,7$ kW, který mechanicky udržuje konstantní otáčky $n_s = 3\,600$ /min. Výrobce je americká firma Briggs & Stratton s modelovým označením 750 SNOW SERIES. Tyto motory spolehlivě pracují a startují i při velmi nízkých teplotách.

4.12 Spojení hnací hřídele s čerpadlem

Pro přenos krouticího momentu ze spalovacího motoru (hnací člen) na zubové čerpadlo je třeba správně zvolit hřídelovou spojku. Ta musí vyhovovat zejména dovolenému zatížení, vyrovnaní drobných nesouosostí a tlumení rázů.

Byla zvolena spojka s pružným členem GE-T od firmy Chiaravalli CZ s.r.o. Ta slouží k nepružnému přenosu krouticího momentu mezi spojovanými hřídeli a umožňuje kompenzaci i výraznější úchyly nesouososti těchto hřídelů. Zejména úhlové úchyly, axiální posuvy (osové dilatace), či radiální posuvy (přesazení hřídelů). Jsou však náročné na přesnou výrobu a montáž. [17]

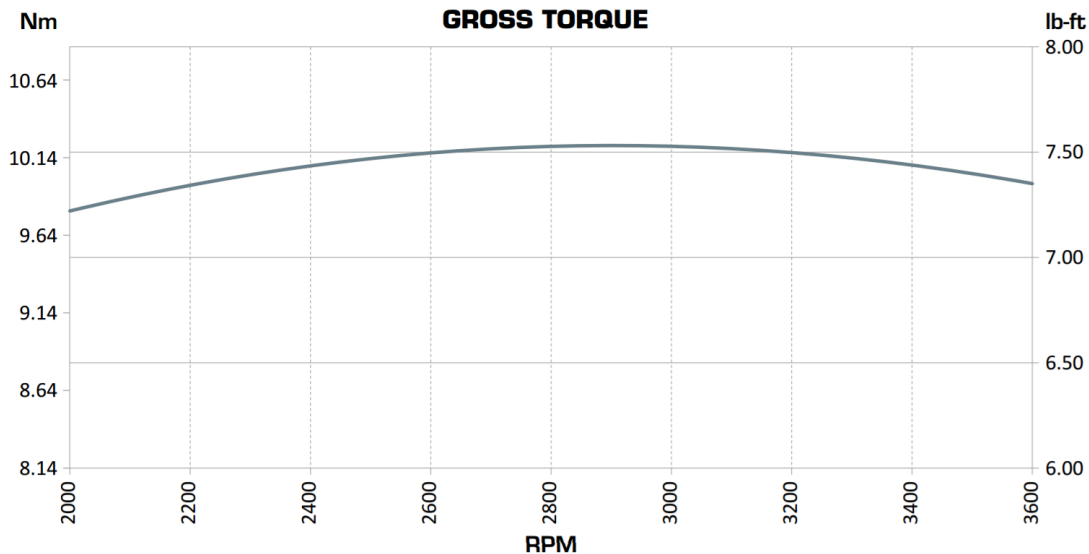
Spojka se skládá ze dvou stejných (či podobných A+B) nábojů, které jsou upevněny na konce hřídelů. Tyto náboje mají na svém čele vytvořeny 4 ploché zuby, které do sebe vzájemně zapadají. Náboje A a B jsou vůči sobě středěny lícovanou středící vložkou. Ta představuje schopnost přenesení krouticího momentu úměrného k flexibilnímu výkonu pružného článku. Vložky jsou většinou vyráběny z pružného termoplastu a barevně odlišeny (černá, červená, žlutá) dle materiálových vlastností (Obr. 35 - realizace).

4.13 Návrh rozměrů spojky

Nejprve je nutné znát přenášený kroutící moment. Ten lze spočítat z otáček a výkonu hnacího motoru:

$$M_k = \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_s}{60}} = \frac{3700}{\pi \cdot \frac{3600}{30}} = 9,81 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (28)$$

Jedná se pouze o teoretický výpočet, a tak je vhodné určit kroutící moment přímo pro daný typ pohonu (motoru). Z katalogu výrobce je ke stažení výkonová křivka („gross torque“) pro zvolený motor Briggs & Stratton 750 SNOW SERIES (Obr. 26). Graf vyjadřuje závislost krouticího momentu (N.m) na otáčkách za minutu (RPM).



Obr. 26.: Výkonová křivka motoru Briggs & Stratton 750 SNOW SERIES [18]

Při porovnání teoretického kroutícího momentu z rovnice (28) a momentu odečteného z grafu (Obr. 26) při otáčkách $3\,600\text{ min}^{-1}$ se hodnoty téměř shodují. Maximálního kroutícího momentu je však dosaženo při otáčkách 2 900 za minutu, kde nabývá hodnoty $M_{k_j} = 10,17\text{ N}\cdot\text{m}$ [18]. Této hodnoty může být dosaženo například při startování, či při pracovním zatížení kdy otáčky motoru poklesnou.

Maximální nominální moment přenesený spojkou M_{k_s} :

$$M_{k_s} \geq M_{k_v} = M_{k_j} \cdot k \quad (29)$$

Kde k je provozní součinitel pro jednotlivé druhy strojů. Ten závisí na druhu hnacího stroje a skupině. Bylo zvoleno dle [19] skupina zemědělské stroje a druhu hnacího stroje stacionární čtyřdobý 1válcový benzínový motor $k = 2,8$.

$$M_{k_v} = M_{k_j} \cdot k = 10,17 \cdot 2,8 = 28,5\text{ N}\cdot\text{m} \quad (30)$$

Výsledný kroutící moment je $M_{k_v} = 28,5\text{ N}\cdot\text{m}$. Dle katalogu firmy Chiaravalli CZ [20] byla zvolena nejbližší vyšší spojka z hliníkové slitiny a červeným pružným členem z termoplastu s katalogovým označením *GET 24A-32B AI*. Povoleno maximální kroutící moment zvolené spojky $M_{k_s} = 60\text{ N}\cdot\text{m}$ a tím je splněna podmínka dle rovnice (29).

4.14 Návrh a kontrola per

Přenos kroutícího momentu M_{k_v} (dle rovnice 30) z hřídele motoru na hřídelovou spojku je realizován prostřednictvím pera. Délka pera je spočtena dle

dovoleného tlaku a je stanovena jeho normalizovaná délka. Je voleno pero těsné dle normy ČSN 02 2507.

Z tabulek [19] je dle průměru hřídele $d_h = 19$ mm volen rozměr pera 6x6, dovolený tlak $p_d = 120$ MPa a dovolené napětí ve střihu $\tau_{Dp} = 70$ N.mm⁻². Výpočet délky je dán vztahem:

$$l_{min} \geq \frac{4 \cdot Mk_v}{p_d \cdot h_p \cdot d_h} = \frac{4 \cdot 28,5 \cdot 10^3}{120 \cdot 6 \cdot 19} = 8,33 \text{ mm} \quad (31)$$

Z tabulek [19] je volena délka pera $l = 16$ mm, což je minimální hodnota pro daný průřez pera dle ČSN 02 2507. Délka pera se přepočítá na funkční délku pera.

$$l_a = l - b = 16 - 6 = 10 \text{ mm} \quad (32)$$

Dále je pero kontrolováno na střih. Musí být splněna podmínka, že spočítané napětí musí být menší, nebo rovno dovolenému napětí ve střihu τ_{Dp} .

$$\tau_{Dp} = \frac{2 \cdot Mk_v}{l_a \cdot b \cdot d_h} = \frac{2 \cdot 28,5 \cdot 10^3}{10 \cdot 6 \cdot 19} = 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_{Dp} \quad (33)$$

Z podmínky plyne, že pero, které bylo navrženo z otláčení, vyhovuje také na střih a je tedy použito **PERO 6x6x16 ČSN 02 2562**.

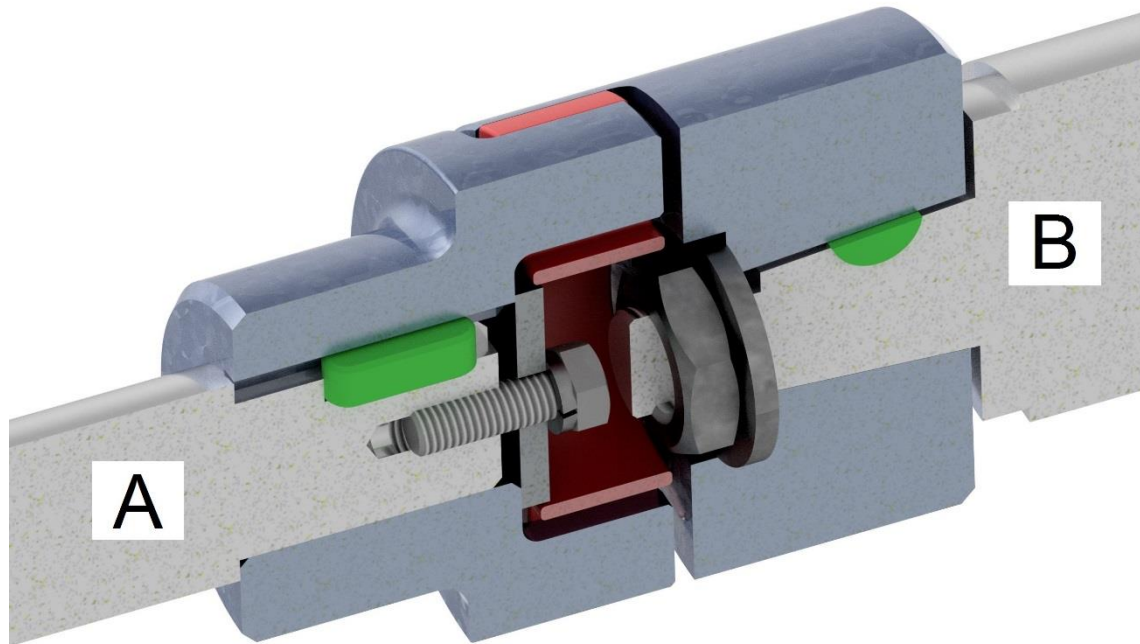
Na straně čerpadla je výrobcem dodané kotoučové („Woodruffovo“) pero vč. vyrobené drážky. Je zde předpoklad, že pero je dimenzované výrobcem.

4.15 Výsledné spojení

Jelikož jsou obě hřídele nakupovanými komponenty s úpravou od výrobce (drážky pro pera, závity), bude třeba patřičně upravit náboje (spojka A+B)

Výstupní hřídel z motoru je již upravena pro spojení pera a má v ose vyvrtanou díru se závitem. Ta byla využita k axiálnímu zajištění náboje pomocí pojistné desky, šroubu se šestihrannou hlavou a pružné podložky.

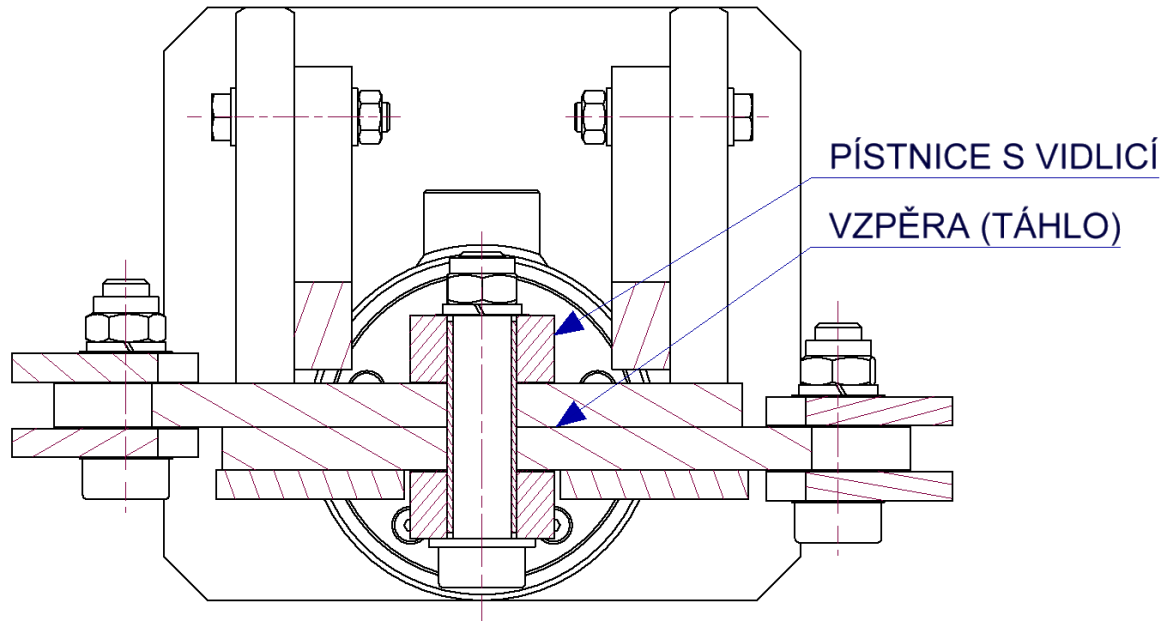
Vstupní hřídel do čerpadla je kuželového tvaru s rozměry danými výrobcem. Bylo zde využito konce hřídele, který je opatřen vnějším závitem k axiálnímu zajištění náboje pomocí kotoučového („Woodruffova“) pera, válcové podložky a šestihranné matice (Obr. 27)



Obr. 27.: Schéma hřídelového spojení, A – výstupní hřídel z motoru, B – vstupní hřídel do čerpadla. (autor)

4.16 Návrh a kontrola čepu, třecí vlastnosti

Návrh čepu bude proveden v předpokládaném nejvíce namáhaném místě (Obr. 28), kde je spojení pístní tyče, na které je navařena vidlice, se svařencem vzpěr (táhlo). Síla vyvozená hydraulickým válcem působí kolmo k ose čepu. Pro spojení vidlice se vzpěrou bude použit vysokopevnostní lícovaný šroub ISO 7379 s třídou pevnosti 12.9.



Obr. 28.: Spojení pístní tyče se svařencem vzpěry (autor)

Lícovaný šroub bude dimenzován na střih se vstupními parametry:

$$R_{p0,2} = 1080 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \text{ [19]}$$

$$\tau_d \approx 0,4 \cdot R_{p0,2} = 0,4 \cdot 1080 = 432 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \text{ [21]} \quad (34)$$

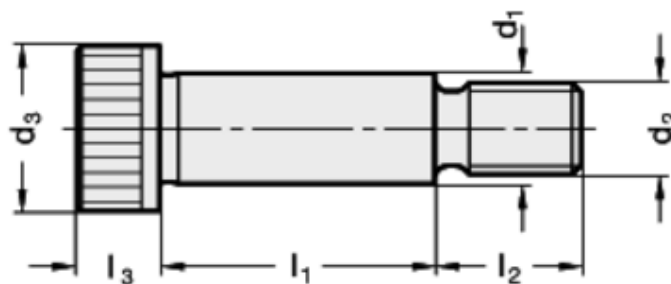
Napětí ve smyku:

$$\tau = \frac{2 \cdot F_v}{\pi \cdot d_1'^2} \leq \tau_d \quad (35)$$

Vyjádření z rovnice (35) a stanovení potřebného průměru:

$$d_1' \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F_v}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 141\,371}{\pi \cdot 432}} = 14,43 \text{ mm} \quad (36)$$

Na základě výpočtu byl zvolen lícovaný šroub M16 s průměrem lícované válcové části $d_1 = 20 \text{ mm}$. Délka šroubu byla navržena dle konstrukčního uspořádání $l_1 = 80 \text{ mm}$. (Obr. 29)



Obr. 29.: Lícovaný šroub ISO 7379-20-M16-80 [22]

Kontrola na otláčení ve vidlici a pouzdře:

$$p_v = \frac{F_v}{2 \cdot a_v \cdot d_{1v}} = \frac{141\,371}{2 \cdot 23 \cdot 24} = 128 \text{ MPa} \leq p_{dv} \quad (37)$$

$$p_{vp} = \frac{F_v}{2 \cdot a_v \cdot d_1} = \frac{141\,371}{2 \cdot 23 \cdot 20} = 153,6 \text{ MPa} \leq p_{dp} \quad (38)$$

Kontrola na otláčení v táhle a pouzdře:

$$p_t = \frac{F_v}{b_t \cdot d_{1t}} = \frac{141\,371}{31 \cdot 24} = 190 \text{ MPa} \leq p_{dt} \quad (39)$$

$$p_{tp} = \frac{F_v}{b_t \cdot d_1} = \frac{141\,371}{31 \cdot 20} = 228 \text{ MPa} \leq p_{dp} \quad (40)$$

Dle výpočtu na otláčení nutno volit materiál dle dovoleného tlaku z [19] str. 57. Tato hodnota musí být vyšší, nebo rovna vypočtené hodnotě v rovnici (37) - např. 1.0060 a lepší. Pro táhlo je nutné použít materiál s vyšším dovoleným tlakem (dle rovnice 39) – např. 1.0070. Sintrovaná bronzová pouzdra dosahují přípustných zatížení až 250 MPa [23]. Je však předpoklad, že k takto vysokým hodnotám namáhání nebude docházet, jelikož k ustřížení stromku dojde při mnohem nižší střížné síle.

Čepové tření

Pro kluzné stykové plochy byla zvolena sintrovaná bronzová pouzdra (Obr. 30), která jsou z výroby nasyceny olejem. Při pohybu součástí se pouzdra ohřívají a olej z pórů se dostává na kluznou plochu. Při zastavení pohybu teplota pouzdra klesá a olej se vlivem kapilárních sil nasává zpátky do pouzdra a na kluzné ploše zůstává malé množství oleje, které stačí pro další rozběh. Je tak zjištěn nízký koeficient tření, který je dán také vysokou rozměrovou přesností dvou lícovaných součástí.



Obr. 30.: Sintrované bronzové pouzdro [24]

Jejich výhoda spočívá ve velmi vysoké pevnosti a jednoduchosti montáže, které je možné v případě potřeby vyměnit.

4.17 Návrh rozvaděče

Rozvaděč bude umístěn na řídítkách ve vhodném ergonomickém místě, kde bude možné snadno manipulovat s manuální pákou.

Rozvaděč musí mít minimálně tři polohy. V „nulové“ neutrální poloze bude hydraulická kapalina pouze přepouštěna do olejové nádrže. Ve zbylých dvou polohách bude hydraulický válec konat práci.

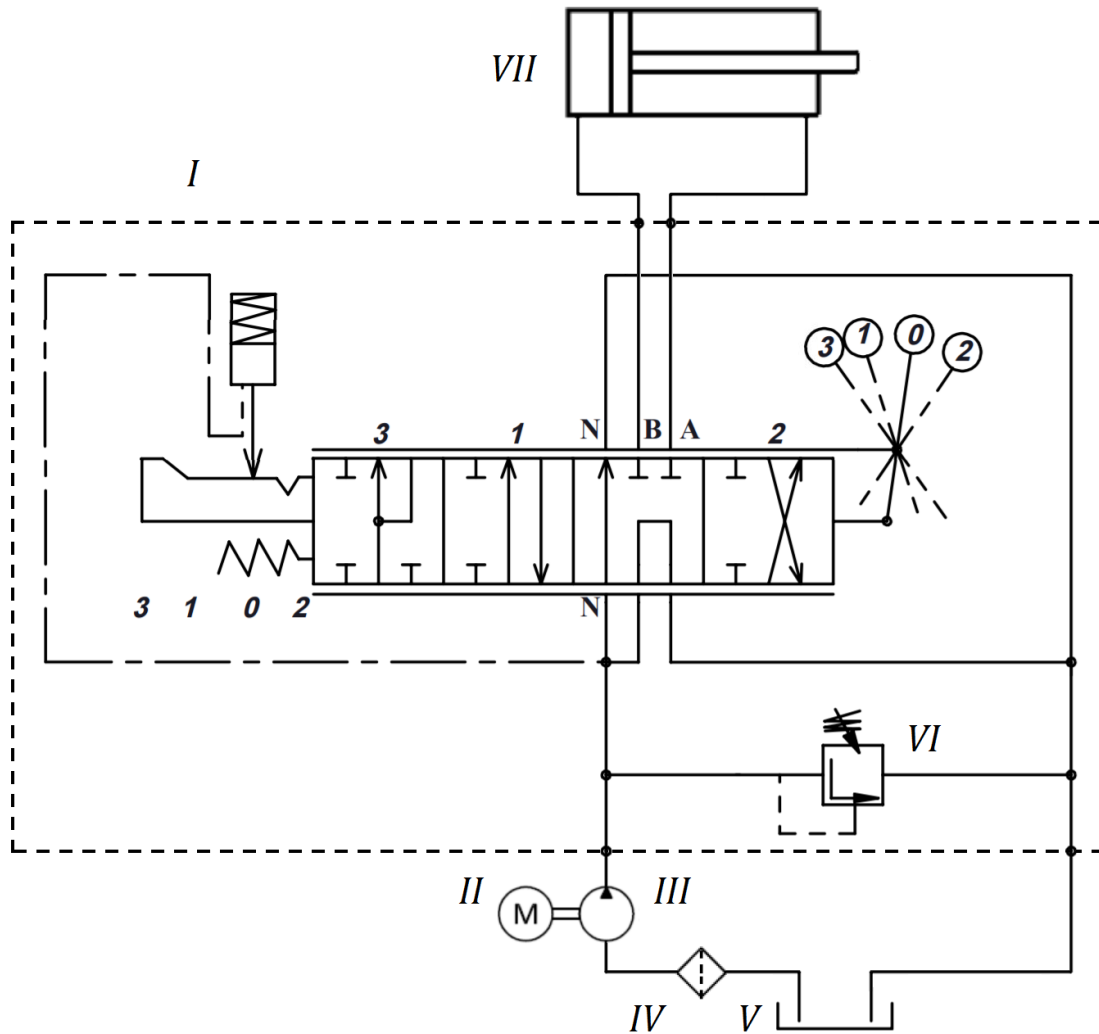
Na trhu je dostupný hydraulický rozvaděč speciálně konstruovaný pro štípačky dřeva. Jedná se o dvojčinný jednosekční „TURBO“ rozvaděč (obr. 31). Maximální tlak je při průtoku 16 l/min dovolen 300 bar. Tato hodnota však nebude námi zvoleným agregátem nikdy dosažena, a tak je vyhovující.



Obr. 31.: Dvojčinný jednosekční „TURBO“ rozvaděč [25]

Princip:

„TURBO“ rozvaděč má o jednu polohu navíc, která je popsána jako vysokorychlostní režim (Obr. 32). Při práci pístu naprázdno (než dojde střížnice ke kmeni), nebo při potřebě menší střížné síly při stříhání, se do právě plněné komory hydraulického válce přivádí olej z vypouštěné komory válce a zároveň olej dodávaný čerpadlem (tzv. diferenciální zapojení). Tím je dosaženo vyšší rychlosti pístu, ale za ceny menší střížné síly. Když v průběhu stříhání nastane potřeba zvýšené síly, páka se jen přesune do sousední polohy a píst začne působit plnou silou v normálním režimu. Návrat pístu do výchozí polohy je zajištěn posunutím páky do polohy pro vratný pohyb, kde zůstane páka zaaretována do chvíle, kdy píst dosáhne krajní polohy ve válci. V této chvíli se vlivem nárůstu tlaku v hydraulickém systému automaticky uvolní aretace páky z polohy pro vratný pohyb a dojde k přepnutí rozvaděče do neutrální polohy.



Obr. 32.: Schéma zapojení hydraulického obvodu (autor)

Prvky hydraulického obvodu:

- | | |
|-----|---|
| I | Rozvaděč |
| | - pozice 1 (táhnout) – vysunutí válce |
| | - pozice 2 (tlačit) – zasunutí válce |
| | - pozice 3 (tlačit) – režim rychloposuvu |
| | - pozice 0 – neutrální |
| II | Motor |
| III | Hydrogenerátor (zubové čerpadlo) |
| IV | Filtr |
| V | Olejová nádrž |
| VI | Pojistný ventil |
| VII | Hydraulický válec |
| A | Výstup z rozvaděče „A“ |
| B | Výstup z rozvaděče „B“ |
| N | Vstup a výstup z rozvaděče pro neutrální polohu |

5 Realizace

Na základě teoretických výpočtů a návrhů byla zrealizována výsledná podoba stříhacího zařízení.

5.1 Výroba a cenová kalkulace

Realizace jednotlivých komponent byla rozdělena na nakupované díly (Tab. 5) a vyráběné díly (Tab. 6). Byla snaha o užití co nejvíce nakupovaných dílů, aby bylo zamezeno potřebné dodatečné dílenské úpravě, na kterou je nezbytné strojové a nástrojové vybavení (Obr. 33).

Výpalky z plechu byly zhotoveny v kooperaci s firmou Houfek s.r.o. sídlící v blízkosti místa montáže. Bylo využito maximální tloušťky výpalku až 20 mm pro plech z materiálu 1.0570. Dále bylo provedeno i následné vyvrtání přesných děr a vyfrézování „kapsy“ na dílech střížnic.

Soustružení bylo provedeno v nedaleké kovovýrobě, kde bylo potřeba obrobit hřídelovou spojku na přesný rozměr. Ta má na jedné straně osovou díru s drážkou pro pero k výstupnímu hřídeli motoru, a na straně druhé je kuželová díra s drážkou pro pero k vstupnímu hřídeli pro zubové čerpadlo.



Obr. 33.: Pohled na díly před montáží (autor)

Celkový seznam nakupovaných komponent je uveden v tab. 5. Ke každé komponentě je uveden výrobce včetně objednáčích čísla. Dále je zde uvedeno množství a cena pro celkový počet kusů. Pro informaci je uvedena i cena za dopravu jednotlivých komponent, která se také podílí na výsledné cenové kalkulaci.

Tab. 5.: Přehled nakupovaných dílů

Číslo dílu	Název dílu:	Výrobce/ Dodavatel:	Objednáací číslo:	Počet kusů [ks]	Suma vč. DPH [Kč]	Cena za dopravu [Kč]
1	Hydraulický válec	Hydraulik servis CZ s.r.o.	HV100/55-181	1	6 958	470
2	Zubové čerpadlo	CS Technika s.r.o.	61500	1	2 312	130
3	Rozvaděč	Technikaprofarmu.cz	P81-RS-G12	1	2 700	130
5	Olejevá nádrž	Hydrolider.cz	17L s příslušenstvím	1	2 180	140
6	Fréza	Partner	SB 240	1	8 990	-
7	Hřídellová spojka	ŘETĚZY Olomouc, spol. s r.o.	NÁBOJ GET 24-32 A AI, PRUŽ.ČL.GET 24-32 EL. ČERVENÝ	1	430	160
8	Lícovaný šroub	Elesa + Ganter CZ s.r.o.	ISO 7379-20-M16-40	4	764	193
9			ISO 7379-20-M16-65	1	232	
10			ISO 7379-20-M16-80	1	259	
11	Bronzové pouzdro	Madex marketing s.r.o.	Válcové pouzdro 20/24x16 SINT B	22	670	120
12	Šroubení+ hydr. hadice	ECOPAINT Golčův Jeníkov	-	-	1 760	-
13	Olej do hydrauliky		1 L HM 22	17	550	-
14	Spojovací materiál	V.J. Rousek spol. s r.o.	různé	-	400	-
15	Obdélníkový profil 40x20x2	DAMA spol s.r.o.	H00726 1m	10	457	-
16	Startovací klíček	A-PARTNER s.r.o.	-	1	50	170
Celkem [Kč]:					28 712,-	1 513,-

Celkový součet nakupovaných komponent činí přibližně **28 712,- Kč** a za dopravu **1 513,- Kč**. Největší podíl na této částce má fréza a hydraulický válec.

Seznam vyráběných dílů je shrnut v tab. 6. Ke každému dílu je uvedena výrobní operace, materiál a polotovary, ze které byl díl zhotoven. Dále je zde množství a cena pro celkový počet kusů. Celkový součet vyráběných dílů činí **6 986,- Kč**. Nejnákladnějším vyráběným dílem je střížník, u kterého po vypálení z plechu byla vyfrézována kapsa a vyvrtána přesná díra pro lícovaný šroub.

Tab. 6.: Přehled vyráběných dílů

Číslo dílu	Název dílu	Výroba:	Materiál	Polotovary	Kusů [Ks]	Suma vč. DPH [Kč]
1	Rameno	Výpalek+ obrábění díry 24H7	S355	Plech tl. 10	4	1 103
2	Základna	Výpalek+ obrábění	S355	Plech tl. 10	1	587
3	Čelo	Výpalek	S355	Plech tl. 20	1	430
4	Vzpěra	Výpalek+ obrábění děr 24H7	S355	Plech tl. 15	2	1 040
5	Příčka	Výpalek+ obrábění	S355	Plech tl. 20	2	436
6	Příčka dlouhá	Výpalek+ obrábění	S355	Plech tl. 20	2	678
7	Podložka	Výpalek+ obrábění	S355	Plech tl. 20	1	339
8	Střížník	Výpalek+ obrábění	S355	Plech tl. 15	2	3 146
9	Úprava hřídelové spojky	Soustružení+ obrázení drážky pro pero	Hliníková slitina	-	2	800
10	Vývažek pod říditka	Výpalek	S355	Plech tl. 20	3	1 573
Celkem [Kč]:						6 986,-

V celkovém součtu zhotovení zařízení po stříhání vánočních stromků vyšlo přibližně na **38 000,- Kč**. V porovnání s výrobky firem, které se těmito zařízeními zabývají je to cca o 80 000 ~ 120 000,-Kč méně. Výsledná cena však nezahrnuje náklady spojené s montáží.

5.1 Montáž

Jednotlivé díly byly poskládány do celku, aby se ověřilo, že všechny díly mají správné rozměry a bude zaručena smontovatelnost (Obr. 34). U ploch, které se po sobě odírají byly zahlazeny drobné nerovnosti a sraženy hrany. Poté došlo ke svaření rámu. U rámu bylo nutné dodržet kolmost čelního dílu vůči základnímu plechu. K tomu byly použity úhelníky a přípravky se svěrkami.



Obr. 34.: Pohled na mechanismus při montáži (autor)

Po sestavení stříhacího mechanismu bylo provedeno spojení čerpadla s motorem pomocí spojky (Obr. 35). Čerpadlo bylo poté přišroubováno do otvorů v motoru pro zajištění krouticího momentu.



Obr. 35.: Spojení čerpadla s motorem (autor)

Rozvaděč byl přimontován k vyrobeným držákům z „L“ profilů. Profily byly nařezány na zhruba 40 mm díly s vyvrtanými otvory pro spojení pomocí šroubů. Poté byly přivařeny k rámu frézy na řídicích v pohodlné vzdálenosti u pravé ruky (Obr. 36). Na levé straně řídicích se nachází ovládání pojezdu celého stroje, který je součástí frézy. Nastavení směru (vpřed, vzad) a rychlost pojezdu je provádění červenou pákou na plastovém panelu na řídicích.



Obr. 36.: Uspořádání ovládacích prvků na řídicích (autor)

Olejová nádrž byla taktéž přimontována pomocí „L“ profilů před řídicí na rám, který spojoval řídicí a přední část frézy. Tento rám z obdélníkových profilů byl dodatečně přimontován kvůli zvýšení tuhosti řídicích, a tak i celého stroje. Tíha oleje v nádrži tak pomáhá vyrovnávat tíhu stříhacího mechanismu zavěšeného vpředu.

5.2 Testování stroje

Zařízení bylo otestováno při sklizni vánočních stromků (Obr. 37). Sklizeň probíhala na plantáži na Vysočině v listopadu v roce 2016. Bylo dosaženo výkonu až 350 sklizených stromků za hodinu, kde sklizené stromky byly zasazeny v jednom řádku s dobrou přístupností ke kmeni (jedná se o ideální podmínky). Celkový počet sklizených stromků za sezónu s tímto zařízením byl cca 1 100 kusů. Sklizeň trvala jeden den.



Obr. 37.: Stromek po ustřížení (autor)

Po sklizni byly dodatečně připevněny skluzné plochy pod stříhací mechanismus, aby nedocházelo k odírání hydraulického válce o půdu a ta se pak usazovala na pístitnici. Tyto skluzy také definovaly jednotnou výšku ustříženého stromku (přibližně 50 mm od země).

Největší pozornost byla po testování věnována střížnicím, které byly vyrobeny z materiálu S355. Tento materiál byl zvolen kvůli tomu, že bylo potřeba nejprve vyrobit prototyp, který bude cenově dostupný a bude tak možné otestovat funkčnost zařízení. Přesto, že se jedná o konstrukční ocel, která není určena pro nástroje, tak po sezóně byly střížnice minimálně opotřebený. Patrné jsou vrypy od tvrdých částic, které se dostanou mezi obě střížnice. Tyto částice tvoří různé kamínky, které jsou obsaženy v půdě, či je v malé výšce nad půdou obsahuje i samotný kmen stromu.



Obr. 38.: Stav střížnic po sezóně (autor)

Na ostří střížnic jsou patrné drobné zoubky, které vznikli při stříhání (Obr. 38). Jsou dány především malou tvrdostí a pevností použitého konstrukčního materiálu. Pro další užití bude tato hrana přebroušena. Broušení bude možné, dokud se budou střížnice překrývat při vysunuté poloze hydraulického válce.

Do budoucna je plánováno vyměnit střížnice ze zvoleného materiálu v oddílu 4.3. s vhodnou povrchovou úpravou či chemicko-tepelným zpracováním. Povrchová úprava se bude týkat také zbylých částí mechanismu a dílů, které budou lakovány.

V poslední řadě došlo k úpravě v podobě přidání závaží pod řídítka (Obr. 39). Závaží bylo vyrobeno z plechových dílů, jejichž hmotnost byla spočítána tak, aby dávala do rovnováhy tíhu stříhacího mechanismu. Tím se ulehčilo především obsluze stroje při manipulaci se zařízením.



Obr. 39.: Pohled na celkovou realizaci stříhacího zařízení (autor)

6 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout zařízení pro stříhání vánočních stromků včetně návrhu jeho pohonu pro stromky do průměru kmene 120 mm.

Mechanismus stříhacího zařízení byl vybrán na základě provedeného rozboru různých technických řešení jiných firem. Dle tohoto výběru byl zvolen mechanismus se dvěma rameny a jedním hydraulickým válcem.

Výpočet vycházel ze stanovení smykové pevnosti vybrané dřeviny – smrk. Dle této hodnoty byla stanovena potřebná teoretická síla k ustřížení stromku a bylo možné navrhnout příkon potřebný k chodu stroje.

Mechanismus je složen ze svařenců převážně z plechových dílů, které jsou přizpůsobeny konstrukčním prvkům stříhacího mechanismu. Nosná část mechanismu se skládá ze základního plechu, ke kterému je přivařeno čelo s dvojicí vzpěr. Čelo dále slouží k přimontování k pohonu stroje.

Pro pohon byla volena sněžná fréza, která byla upravena pro přidělení stříhacího mechanismu a následně dalších komponent, mezi které patří olejová nádrž a rozvaděč. Fréza má v přední části výstup z motoru v podobě hřídele s drážkou pro pero, díky kterému je přenášen kroutící moment přes spojku k zubovému čerpadlu. Jednotlivé funkční komponenty jsou v práci podrobně rozepsány. Je popsán jejich postup návrhu a také jejich funkce.

V práci byl proveden podrobný silový rozbor stříhacího mechanismu, díky kterému byla stanovena výsledná síla ve zvoleném bodě na střížnici.

Závěrečná část práce je věnována samotné realizaci střížného zařízení. Pro přehlednost jsou v jednotlivých tabulkách odděleně popsány vyráběné nakupované díly, včetně uvedení objednáčích čísel, dodavatele a především ceny. Následně je popsána jejich montáž, při které byly odstraněny některé nedostatky, jako je nevyvážení stroje, či přidání skluzných ploch pod stříhací mechanismus. Při finálním testování stroje byla otestována celková funkčnost stříhacího zařízení a byl představen stav střížnic po sklizni vánočních stromků.

Je k dispozici celkový výkres sestavy, ve které jsou znázorněny jednotlivé podsestavy svařenců, vyráběných a nakupovaných dílů stříhacího mechanismu. Výkres střížnice a vidlice je také k dispozici.

Seznam použité literatury

- [1] MÁDL, Jan. Technologie obrábění. Vyd. 2., přeprac. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03752-2.
- [2] Terminologie pilových řetězů [online]. In: . [cit. 2017-01-26]. Dostupné z: <http://www.toolscomp.cz/>
- [3] Jutek Brochure. In: Jutek [online]. Denmark [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://www.jutek.nu/>
- [4] Juletræsfaelder er blevet fremstillet i virkeligheden [online]. In: . Denmark - Herning [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <http://bde.dk/>
- [5] Øster Slaarup Engineering: X-Mas Mini [online]. In: . [cit. 2017-02-22]. Dostupné z: <http://ose.as/>
- [6] Produkter [online]. In: . Denmark [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <https://www.hd2412.dk/>
- [7] DIWA Treecutter 5 PS Honda engine [online]. In: . [cit. 2017-01-18]. Dostupné z: <https://shop.schauer.de/>
- [8] Fældeusty: E2H [online]. In: . Denmark [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://www.egedal.dk/>
- [9] ŠLEZINGEROVÁ, Jarmila a Libuše GANDELOVÁ. Stavba dřeva. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2002. ISBN 80-7157-636-0.
- [10] Dřevo od A do Z. Čestlice: Rebo, 2006. ISBN 80-7234-531-1.
- [11] FRIESS, František, Jan REISNER a Aleš ZEIDLER. Materiály I: pro UO Truhlář. Praha: Informatorium, 2008. ISBN 978-80-7333-070-5.
- [12] GANDELOVÁ, Libuše, Petr HORÁČEK a Jarmila ŠLEZINGEROVÁ. Nauka o dřevě. Vyd. 3., nezměn. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2009. ISBN 978-80-7375-312-2.
- [13] PESCHEL, Peter. Dřevařská příručka: tabulky : technické údaje. Praha: Sobotáles, 2002. ISBN 80-85920-84-0.
- [14] ČSN 41 2061. Ocel 12 061. 1990-08-01
- [15] Náhradní díly: e-shop [online]. In: . CS Technika s.r.o. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/>
- [16] Hydraulic components: e-shop [online]. In: . Hydrolider.eu s.r.o. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <https://www.hydrolider.cz/>
- [17] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. Části a mechanismy strojů. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02891-7.



- [18] Katalog: SNOW HORIZONTAL. In: Klaus-haeberlin.ch [online]. [cit. 2017-03-18]. Dostupné z: <http://www.klaus-haeberlin.ch/>
- [19] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky pro školu a praxi. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [20] GIFLEX pružné hřídelové spojky: katalog [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz>
- [21] KŘÍŽ, Rudolf. Strojní součásti I pro střední průmyslové školy strojnické. 3. oprav. vyd. Praha: SNTL, 1990.
- [22] ELESA+GANter CZ s.r.o [online]. In: . [cit. 2017-03-10]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/>
- [23] Katalog: kluzná pouzdra [online]. In: . PK SERVIS technické součásti s.r.o. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.pkservis.com/cz/>
- [24] MADEX marketing s.r.o.: ložiska [online]. In: . [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://www.madex.cz/>
- [25] Badestnost: hydraulic components [online]. In: . [cit. 2016-12-03]. Dostupné z: <http://www.hydraulic-vlv.com/>

Seznam použitých zkratk a symbolů

Označení	Název	Jednotky
A_s	Střižná plocha kmene	mm^2
a_v	Délka válcové části vidlice	mm
b	Šířka pera	mm
b_t	Délka válcové části táhla	mm
d_1	Průměr lícované části šroubu	mm
d_1'	Průměr lícované části šroubu (návrhový)	mm
d_{1t}	Průměr díry v táhle	mm
d_{1v}	Průměr díry ve vidlici	mm
d_h	Průměr hřídele (motor)	mm
D_k	Průměr kmene pro výpočty	mm
d_p	Průměr pístní tyče	mm
d_v	Průměr hydraulického válce (skutečný)	mm
d_v'	Průměr hydraulického válce (návrhový)	mm
e	Excentricita mechanismu – konst.	mm
F_o	Síla v rameni L_1	N
F_s	Síla pro ustřižení (smyk) kmene	N
F_s	Výsledná střižná síla v urč. bodě na střižnici	N
F_t	Kolmá síla k rameni L_2	N
F_v	Výsledná síla hydraulického válce	N
F_x	Kolmá síla k rameni L_3	N
h	Zdvih hydr. válce	mm
h_p	Výška pera	mm
k	Provozní součinitel	-
l	Délka pera dle normy	mm
l_1	Délka lícované části šroubu	mm
L_1, L_2, L_3	Délka ramen mechanismu – konst.	mm
l_a	Funkční délka pera	mm
L_{min}	Minimální délka navrhovaného pera	mm
M_k	Vypočtený kroutící moment	N.m
M_{k_j}	Jmenovitý kroutící moment (z grafu)	N.m
M_{k_s}	Maximální přenesený kroutící moment spojkou	N.m
M_{k_v}	Nominální kroutící moment	N.m
n_j	Jmenovité otáčky	min^{-1}
n_s	Skutečné otáčky	min^{-1}
p	Pracovní tlak v hydraulickém okruhu	bar
P	Výkon motoru	W
P_C	Celkový výkon motoru	W
p_d	Dovolený tlak pera	Mpa
p_{dp}	Dovolený tlak materiálu pouzdra	MPa
p_{dt}	Dovolený tlak materiálu táhla	MPa

p_{dv}	Dovolený tlak materiálu vidlice	MPa
P_m	Zvolený výkon motoru pro zimní provoz	W
p_s	Stykový tlak	MPa
p_t	Otlačení v táhle	MPa
p_{tp}	Otlačení pouzdra v táhle	MPa
p_v	Otlačení ve vidlici	MPa
p_{vp}	Otlačení pouzdra ve vidlici	MPa
\dot{Q}	Potřebný průtok čerpadla	$m^3 \cdot s^{-1}$
\dot{Q}_p	Přepočtený průtok čerpadla	$l \cdot min^{-1}$
\dot{Q}_s	Skutečný průtok čerpadla	$l \cdot min^{-1}$
r	Závislá proměnná délka	mm
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu	$N \cdot mm^{-2}$
S_p'	Činná plocha hydraulického válce (návrhová)	mm^2
t	Čas zdvihu válce (vysunutí)	min
t'	Doba k naplnění hydr. Válce (návrhová)	s
t_z	Čas zdvihu válce (zasunutí)	min
V_v	Objem hydr. válce	m^3
V_{vz}	Objem hydr. válce bez pístní tyče (zpětný chod)	m^3
w	Vlhkost dřeva v době zkoušení	-
α	Opravný koeficient	-
β, α	Závislé proměnné – úhel	rad
δ	Úhel mezi F_s a F_x – konst.	rad
η	Mechanická účinnost	-
σ_{12}	Mez pevnosti pro 12 % vlhkost dřeva	$N \cdot mm^{-2}$
σ_p	Mez pevnosti dřeva	$N \cdot mm^{-2}$
σ_w	Mez pevnosti závislá na vlhkosti	$N \cdot mm^{-2}$
φ	Nezávislá proměnná – úhel rozevření	rad
τ_D	Dovolené napětí líc. šroubu ve smyku	$N \cdot mm^{-2}$
τ_{Dp}	Dovolené napětí pera ve stříhu	$N \cdot mm^{-2}$

Seznam obrázků

Obr. 1.:	Plantáž vánočních stromů na Vysočině (autor)	1
Obr. 2.:	Smrk pichlavý – stříbrný (autor)	2
Obr. 3.:	Části pilového řetězu [2]	4
Obr. 4.:	Portál firmy Jutek [3]	5
Obr. 5.:	Zařízení pro montáž k portálu stroje [3]	5
Obr. 6.:	Zařízení pro kácení stromků od firmy BDE [4]	6
Obr. 7.:	Poháněcí kloubový stroj [5]	6
Obr. 8.:	Střížník jednoramenný [6]	8
Obr. 9.:	Stroj s mechanismem s jedním ramenem [7]	8
Obr. 10.:	Střížný mechanismus s dvojicí hydraulických válců [6]	9
Obr. 11.:	Stroj s mechanismem se dvěma rameny a jedním hydraulickým válcem [8]	10
Obr. 12.:	Základní řezy dřevem [9]	11
Obr. 13.:	Pracovní diagram závislosti napětí – poměrná deformace [12]	13
Obr. 14.:	Směry smykových sil působících na element [12]	13
Obr. 15.:	Vyznačení jednotlivých prvků stroje (autor)	15
Obr. 16.:	Původní skica – volba rozměrů (autor)	16
Obr. 17.:	Střížník (autor)	17
Obr. 18.:	Úprava střížné hrany (autor)	17
Obr. 19.:	Svařenec základní desky (autor)	18
Obr. 20.:	Sestava s pozicemi (autor)	18
Obr. 21.:	Konstrukční uspořádání v závislosti na poloze zdvihu (autor)	19
Obr. 22.:	Rozbor sil a geometrie střížného mechanismu (autor)	21
Obr. 23.:	Závislost zdvihu válce na síle (autor)	23
Obr. 24.:	Zvolené zubové čerpadlo typ GR2 ECO 4ccm [15]	25
Obr. 25.:	Olejová nádrž 17l s příslušenstvím [16]	26
Obr. 26.:	Výkonová křivka motoru Briggs & Stratton 750 SNOW SERIES [18]	28
Obr. 27.:	Schéma hřídelového spojení, A – výstupní hřídel z motoru, B – vstupní hřídel do čerpadla. (autor)	30
Obr. 28.:	Spojení pístní tyče se svařencem vzpěry (autor)	31
Obr. 29.:	Lícovaný šroub ISO 7379-20-M16-80 [22]	31
Obr. 30.:	Sintrované bronzové pouzdro [24]	32
Obr. 31.:	Dvojčinný jednoosekční „TURBO“ rozvaděč [25]	33
Obr. 32.:	Schéma zapojení hydraulického obvodu (autor)	34
Obr. 33.:	Pohled na díly před montáží (autor)	35
Obr. 34.:	Pohled na mechanismus při montáží (autor)	38
Obr. 35.:	Spojení čerpadla s motorem (autor)	38
Obr. 36.:	Uspořádání ovládacích prvků na řídicích (autor)	39
Obr. 37.:	Stromek po ustřižení (autor)	40
Obr. 38.:	Stav střížnic po sezóně (autor)	40
Obr. 39.:	Pohled na celkovou realizaci stříhacího zařízení (autor)	41

Seznam tabulek

Tab. 1.:	Vybrané tvrdosti dřevin [4]	12
Tab. 2.:	Opravné koeficienty vyjadřující vliv vlhkosti na danou vlastnost [3]	14
Tab. 3.:	Mechanické vlastnosti vybraných dřevin [3]	14
Tab. 4.:	Tabulka specifikací hydraulických čerpadel řady GR 2 (zdroj www.kardanka.cz)	24
Tab. 4.:	Přehled nakupovaných dílů (autor)	36
Tab. 5.:	Přehled vyráběných dílů (autor)	37

Seznam příloh

Příloha 1:	Výkres sestavy (STŘIŽNÉ ZAŘÍZENÍ – BP2017-000-00)
Příloha 2:	Výkres dílu (STŘIŽNÍK – BP2017-000-02)
Příloha 3:	Výkres dílu (VIDLICE – BP2017-003-01)