



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

ŠTÍPACÍ STROJ NA DŘEVO

WOOD-SPLITTING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Milan Důrek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Milan Důrek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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

Štípací stroj na dřevo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční a výpočtový návrh štípacího stroje na dřevo.

Cíle diplomové práce:

Po vypracování důsledné rešerše známých variant konstrukcí štípacích strojů na dřevo provést návrhy vlastních řešení.

Porovnat hydraulické a mechanické pohony těchto strojních zařízení.

Vypracovat důležité technické výpočty, navrhnout hydraulický obvod.

Nakreslit sestavný výkres stroje a důležité detailní výkresy.

Vypracovat pevnostní vyhodnocení důležitých dílů stroje.

Vypracovat přehled dřevin – jejich technických parametrů.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

GANDELOVÁ, L., P. HORÁČEK a J. ŠLEZINGEROVÁ. Nauka o dřevě. 2004. ISBN 8071575771.

HORÁČEK, P. Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva. 2001. ISBN 8071573477.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce vypracovaná v rámci magisterského studia oboru Dopravní a manipulační technika předkládá návrh štípacího stroje na dřevo. První část práce je literární rešerše věnovaná popisu současného stavu v oblasti štípacích strojů na dřevo a přehledu u nás nejběžněji rostoucích dřevin včetně jejich technických parametrů. V druhé části práce byly zvoleny vhodné komponenty stroje pro vlastní koncepční návrh štípače na dřevo s přihlédnutím k předem definovaným parametrům. Poté byl navržen rám stroje, jehož pevnost byla ověřena analyticky a metodou MKP. Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace pro stroj, rám stroje a štípací nástroj.

KLÍČOVÁ SLOVA

štípací stroj, vertikální, hydraulický obvod, elektromotor, svařovaná konstrukce, přehled dřevin, pevnostní analýza

ABSTRACT

The master thesis done within the master study programme Transport vehicles and handling machinery presents a design of a wood splitting machine. The first part of the thesis is a literary review focused on current state in the field of wood splitting machines and on the overview of the most common wood species including their technical parameters. In the second part of the thesis, suitable machine components were chosen for the conceptual design of the wood splitter, taking into account predefined parameters. Then a machine frame was designed and its strength was verified by analytical and FEM method. Finally, drawing documentation for the machine, machine frame and splitting tool was created.

KEYWORDS

Wood-splitting machine, vertical, hydraulic circuit, motor, welding construction, overview of trees, strength analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DŮREK, M. *Štípací stroj na dřevo*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 77 s. Vedoucí diplomové práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2017

.....

Milan Důrek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji panu doc. Ing. Jiří Maláškovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a spolužákům za podporu nejen při zpracování závěrečné práce, ale i v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	10
Vymezení úkolů práce	11
2 Charakteristika štípacích strojů	12
2.1 Rozdělení štípacích strojů	14
2.1.1 Rozdělení dle vykonaných operací	14
2.1.2 Rozdělení dle polohy štípaného polena	16
2.1.3 Rozdělení dle varianty pohonu	21
2.1.4 Rozdělení dle pracovního nástroje	23
2.1.5 Rozdělení dle principu štípání	25
2.1.6 Rozdělení dle mobility	28
2.2 Bezpečnostní prvky štípacích strojů	29
2.3 Řízení hydraulického obvodu	30
3 Přehled dřevin a jejich technických parametrů.....	31
3.1 Zdroj dřeva – les	31
3.2 Dřevo a jeho struktura.....	31
3.2.1 Výhody a nevýhody dřeva	32
3.3 Fyzikální vlastnosti dřeva	32
3.3.1 Barva, lesk a vůně dřeva.....	32
3.3.2 Vlhkost dřeva.....	33
3.3.3 Hustota dřeva	34
3.3.4 Hořlavost a energetické vlastnosti dřeva	34
3.4 Mechanické vlastnosti.....	35
3.4.1 Pružnost dřeva	35
3.4.2 Pevnost dřeva.....	35
3.4.3 Houževnatost dřeva	35
3.4.4 Tvrdost dřeva.....	36
3.4.5 Štípatelnost dřeva	36
3.5 Popis našich vybraných produkčních dřevin	37
4 Vlastní koncepční návrh štípacího stroje na dřevo.....	39
4.1 Zhodnocení procesu zpracování dřeva	39
4.2 Parametry vlastního konstrukčního návrhu	40
4.3 Návrh hydraulických prvků obvodu	41
4.3.1 Návrh hydraulického obvodu stroje	41
4.3.2 Návrh a výpočet hydromotoru	42
4.3.3 Návrh a výpočet hydrogenerátoru	46

4.4	Návrh a výpočet elektromotoru	47
4.4.1	Kontrolní výpočty elektromotoru	48
4.5	Návrh a výpočet ostatních prvků hydraulického obvodu	50
4.5.1	Návrh hydraulické nádrže.....	50
4.5.2	Návrh hydraulického potrubí.....	50
4.5.3	Volba hydraulické kapaliny.....	51
4.5.4	Volba rozvaděče	51
4.5.5	Volba filtru	51
4.5.6	Volba tlakového ventilu	52
5	Kontrolní výpočty a popis konstrukčního návrhu	53
5.1	Pevnostní výpočty.....	53
5.1.1	Analytický výpočet rámu.....	53
5.1.2	Výpočet rámu metodou MKP.....	55
5.2	Kontrolní výpočty čepů a šroubových spojů	58
5.2.1	Kontrola šroubového upevnění hydromotoru.....	58
5.2.2	Kontrola přenosu krouticího momentu.....	59
5.2.3	Kontrola čepu štípacího klínu.....	60
5.3	Tepelný výpočet hydraulického obvodu.....	61
5.4	Popis konstrukčního návrhu.....	62
5.5	Zhodnocení bezpečnosti konstrukčního návrhu	65
	Závěr.....	66
	Seznam použitých obrázků.....	71
	Seznam použitých zkratk a symbolů	73
	Seznam příloh.....	77

ÚVOD

Dřevo je jednou ze základních surovin, která doprovází člověka od pradávna. Vzhledem k tomu, že se jedná o snadno dostupný rostlinný materiál, nachází široké uplatnění. V dávné minulosti ho člověk nezpracovával, pouze využíval nalezené kusy. Dřevo se uplatňovalo hlavně při udržování ohně a výrobě primitivních nástrojů a předmětů. Postupem času rostla potřeba většího množství dřeva a pouhý sběr nedostačoval. Řešením bylo cílené zpracování a těžba, které s sebou přinesly výrobu prvních dřevozpracujících nástrojů. Na počátku to byli jednoduché kamenné nástroje, které byly postupně vytlačeny železnými nástroji v podobě seker a klínů. Tyto typy nástrojů se používají ve vylepšené formě dodnes.

S příchodem průmyslové revoluce se razantně zvýšila poptávka po zdrojích energie. Dřevo se dostalo do pozadí na úkor uhlí, jehož těžba je časově a finančně výhodnější a které má vyšší výhřevnost. Role dřeva se posunula směrem ke stavebnímu a papírenskému průmyslu. Pro zefektivnění procesu těžby a zpracování dřeva byly sestrojeny první stroje. Jejich předností bylo ulehčení manuální práce, zvýšení hodinového výstupu a větší bezpečnost.

Dřevo jako zdroj energie se v dnešní době dostává opět do popředí zájmu, protože cena ostatních paliv neúměrně roste. Jedná se o snadno dostupnou, ekologickou a finančně přijatelnou surovinu. Oblíbené je využití dřeva v domácnostech z toho důvodu, že část úkonů potřebných pro jeho zpracování jsou schopni lidé pokrýt vlastními silami. Od stupně zpracování se totiž odvíjí i jeho cena. Hojně využívanými pomocníky při zpracování dřeva jsou štípací stroje. V současnosti je na trhu velké množství štípacích strojů s různými parametry. V této oblasti existuje celá řada výrobců s dlouholetou tradicí, kteří mají vlastní vývojové oddělení. Jejich stroje jsou tím pádem na velmi vysoké úrovni. Přesto se dá říct, že prostor pro zlepšení tu stále je. Při zachování základní charakteristické konstrukce štípacího stroje se dá drobnou úpravou nebo přidáním jednoho přídatného prvku zvýšit efektivita práce a eliminovat nadbytečné pracovní úkony. Cílem této diplomové práce je tedy návrh konstrukce štípacího stroje, ve kterém budou využity poznatky z průzkumu trhu a osobní zkušenosti.

Teoretická část je věnována přehledu štípacího strojů a porovnání jednotlivých variant provedení. Výpočtová část je pak věnována samotnému konstrukčnímu návrhu štípacího stroje, který bude podložen důležitými technickými výpočty

VYMEZENÍ ÚKOLŮ PRÁCE

Hlavním cílem této práce je konstrukční a výpočtový návrh štípacího stroje na dřevo. Hlavním úkolem je návrh stroje, který by našel využití při každoročním zpracování dřeva. Potřebný návrh však není možný bez předchozí teoretické a výpočtové analýzy, proto je práce rozdělena na dílčí části, tedy teoretickou a výpočtovou.

TEORETICKÁ ČÁST

Cílem teoretické části je popsat současný stav problematiky štípacích strojů na dřevo a na základě této důsledné rešerše provést návrh vlastního řešení.

Dílčí cíle:

- porovnat hydraulické a mechanické pohony těchto strojních zařízení
- vypracovat přehled u nás nejběžněji rostoucích dřevin včetně jejich technických parametrů

VÝPOČTOVÁ ČÁST

Nejdůležitějším cílem výpočtové části je podložit návrh vlastního řešení stěžejními technickými výpočty.

Dílčí cíle:

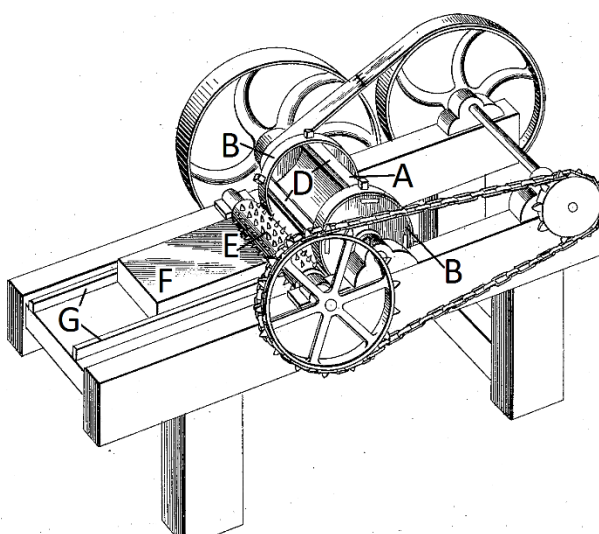
- navrhnout vhodný hydraulický obvod stroje
- vypracovat pevnostní vyhodnocení důležitých dílů stroje
- nakreslit sestavný výkres stroje a důležité detailní výkresy

2 CHARAKTERISTIKA ŠTÍPACÍCH STROJŮ

Štípání dřeva je bezodpadní proces, kdy dochází k zatlačování, zavrtávání nebo zarážení pracovního nástroje do dřeva, což má za následek jeho rozdělení na dva a více kusů. Štípání dřeva probíhá nejčastěji v podélném směru, kdy dřevo klade mnohonásobně menší odpor nutný k oddělení dřeva v porovnání se štípáním v příčném směru. Rozdělením dřeva dochází k jeho lepšímu vyschnutí, menší kusy jsou také lépe uskladnitelné a použitelnější pro topení.

Štípač na dřevo je nástroj nebo stroj, který slouží k usnadnění práce při zpracování dřeva. Mezi štípacími nástroji řadíme sekery, kalače a klíny. Práce s nimi je velmi fyzicky náročná a vyžaduje zvýšenou pozornost obsluhy z hlediska bezpečnosti. Druhou skupinou štípačů jsou stroje, které slouží ke zvýšení efektivity a bezpečnosti a snížení vynaložené lidské práce. Štípací stroje jsou tvořeny rámem, hnacím ústrojím a pracovním ústrojím. Dále mohou být rozšířeny o pomocné prvky, které zlepšují jejich schopnosti.

Historicky první štípací stroj zkonstruoval Němec Peter Jensen v roce 1884 v Maasbüllu [1]. Ve stejný rok si jistý Američan William Tipton Mgglockey nechal patentovat štípačku na dřevo. První patentovaná štípačka na dřevo sloužila k lámání dřevěných bloků na třísky. Schéma tohoto stroje je možno vidět na Obr. 1, kde jsou zobrazeny části štípačky ve vzájemné poloze. Masivní řezací válec A je vyroben z litiny. Válec je složen z kroužků B, které jsou nalisovány na hřídel válce. Mezi kroužky B se nachází nože D, které zajišťují samostatné štípání dřeva na požadovanou velikost a rozměry. Seřízení nožů D probíhá za pomoci nastavitelných šroubů, které umožňují nastavit vysokou přesnost výšky válce. Blok dřeva F je položen na pracovním stole stroje, kde je veden pomocí vodítek G pod ostnatý válec E. Trny ostnatého válce E se zabodávají do bloku dřeva F, a tím omezují odskočení bloku dřeva při kontaktu s řezacím válcem A. Řezací válec A při svém rotačním pohybu láme noži blok dřeva F, třísky dřeva poté propadají pod válec do připravené bedny. Hnací hřídel řezacího válce A je propojen s ostnatým válcem E přes mechanismus oběžných kol, které jsou propojeny řetězem a klínovým řemenem. Hlavním úkolem mechanismu je pohon štípačky a správné načasování posunu bloku dřeva F do vhodné polohy řezacího válce A [2]. Hlavní nevýhodou tohoto stroje je nutnost přípravy dřeva na bloky.



Obr. 1: První patentovaná štípačka na dřevo [2]; A - masivní řezací válec; B – kroužky; D – lámací nože; E – ostnatý válec; F – blok dřeva; G – vodítka

Skutečně masivního rozmachu se štípací stroje dočkali až v průběhu 20. století, kdy došlo k rozšíření parních strojů. Na Obr. 2 je možné vidět vertikální štípač poháněný parním strojem. Transmise zajišťuje přenos výkonu z hnacího kola parního stroje na hnané kolo štípače. K hnané hřídeli je připojena tyč osazená štípacím klínem. Podstavec funguje jako šroubový zvedák, tudíž je možné jeho výšku nastavit v závislosti na výšce polena. V porovnání s první patentovanou štípačkou není nutné kulatinu připravovat na bloky. Hlavním nebezpečím tohoto stroje je vysoké riziko skřípnutí prstu mezi štípací klín a poleno.



Obr. 2: Parní štípací stroj [3]

Od zkonstruování první štípačky už uteklo více jak 130 let, během této doby pokročila konstrukce štípacích strojů o velký krok vpřed. Ale její úkol se během této doby nezměnil, stále pomáhá lidem ulehčovat zpracování dřeva. Největší změny stroj zaznamenal v důrazu kladeném na bezpečnost, efektivitu práce a ergonomii.

2.1 ROZDĚLENÍ ŠTÍPACÍCH STROJŮ

Současná nabídka štípacích strojů je velmi bohatá. Na trhu je možné pořídit jednoduché nástroje, ale i speciálně navržené stroje schopné zpracovat celý strom. Jednoduché nástroje mají omezené schopnosti a vyžadují jako zdroj energie lidskou práci, oproti speciálně navrženým jsou však výrazně levnější. Nelze jednoduše říci, že jedna kategorie je lepší než druhá. Uplatnění konkrétního stroje je nutné zvážit v závislosti na požadavcích, které má splňovat. Charakteristiku stroje popisují základní parametry, mezi něž patří maximální štípací síla stroje, maximální velikost štípané kulatiny, příkon, rozměry a mobilita stroje [4], [5].

Stroje je možné na základě konstrukčních kritérií rozdělit do těchto kategorií:

- dle vykonaných operací
 - jednooperační
 - víceoperační
- dle polohy štípaného polena
 - vodorovné (horizontální) uložení
 - vertikální (svislé) uložení
 - nastavitelné uložení
- dle varianty pohonu
 - s vlastním pohonem
 - elektrický motor
 - spalovací motor
 - bez vlastního pohonu (propojení s traktorem)
 - hydraulický obvod traktoru
 - vývodový hřídel traktoru
- dle pracovního nástroje
 - štípací klín
 - štípací trn
- dle principu štípání
 - setrvačnick
 - hřebenová tyč
 - hydromotor
 - manuální štípače
- dle mobility

2.1.1 ROZDĚLENÍ DLE VYKONANÝCH OPERACÍ

Jednooperační štípací stroje, jak je z jejich názvu patrné, slouží k vykonávání pouze jedné výrobní operace, tedy štípání. Zpracování dřeva v malovýrobě je soubor po sobě následujících operací, které jsou fyzicky náročné. Nejprve dřevorubec pořeže ruční motorovou pilou strom. Následně ořeže větve a nařeže kulatinu na požadovanou vzdálenost. Takto zpracovanou kulatinu je nutné naložit na vlek a převést ke koncovému zákazníkovi, který kulatinu vkládá do štípacího stroje. Zpracované dřevo končí v kolečku a je převezeno do dřevníku, kde je

uskladněno. Z rozboru nastíněné situace plyne, že obsluha musí ke zpracování dřeva použít minimálně dva stroje a fyzicky se dřevem manipulovat. Pro zpracování dřeva ve velkém by byl tento postup značně neefektivní. Snahou dřevozpracujících podniků je popsany proces co nejvíce zautomatizovat a sloučit jednotlivé výrobní kroky.

Víceoperační štípací stroje umožňují provádět minimálně dvě pracovní operace současně. Většinou se jedná o řezání a štípání. Zpracování dřeva ve velkovýrobě může vypadat následovně. Nejprve víceoperační stroj harvestor uchytí těžební hlavici strom, uřízne a odvětví. Uchycený strom je následně uložen na návěs. Stromy jsou poté převezeny do dřevozpracujícího závodu, kde jsou vloženy do zásobníku plně automatizovaného centra. Stroj si pomocí pásových dopravníků sám vkládá kmeny do stroje, kde dochází k řezání a následnému štípání dle nastavených parametrů. Polínka jsou poté opět pomocí pásového dopravníku dopravena do kontejneru. Náhled popsaného pracoviště je možné vidět na Obr. 3.



Obr. 3: Automatizované štípací centrum PEZZOLATO TLC 1500 [6]

Z uvedeného rozdělení strojů podle počtu operací je chybné vyvodit závěr, že jednooperační stroje nemají na trhu uplatnění. Nákup našťipaného dřeva je pro koncového zákazníka mnohem dražší než vlastní štípání, které ovšem vyžaduje čas na jeho zpracování.

2.1.2 ROZDĚLENÍ DLE POLOHY ŠTÍPANÉHO POLENA

Podle polohy štípané kulatiny můžeme jednooperační štípací stroje rozdělit do tří nejčastěji konstruovaných variant: vertikální (svislé), horizontální (vodorovné) a nastavitelné.

HORIZONTÁLNÍ (VODOROVNÉ) ULOŽENÍ ŠTÍPANÉHO POLENA

Horizontální štípací stroje, jak už je z jejich názvu patrné, se vyznačují vodorovným uložením štípané kulatiny. Jedná se většinou o neprofesionální (hobby) stroje, jejichž velikost štípací síly se pohybuje v rozmezí 10 až 70 kN [7]. Na trhu, ale existují i profesionální stroje se štípací silou až 300 kN.

Hobby varianty nachází široké uplatnění u běžných uživatelů, kteří docení jejich poměrně nízkou hmotnost, malé rozměry a snadnou přepravitelnost. Snadnou přepravitelnost ocení zejména chataři a chalupáři, jimž odpadá nutnost vozit objemné a těžké dřevo ke štípačce. Hlavní nevýhodou horizontálních štípacích strojů je jejich nízký výkon a malý zdvih. Další poměrně podstatnou nevýhodou je poloha štípané kulatiny, která se nachází ve výšce 30 až 50 cm nad zemí. Obsluha stroje se tedy u práce musí pro poleno ohýbat na zem a zvedat ho na rám stroje do uvedené výšky. Tato manipulace může při nesprávné hygieně práce vést k bolestem zad. Řešením tohoto problému může být použití stojánku, na kterém je štípač uložen [8].

Ukázku hobby horizontální štípacího stroje je možné vidět na Obr. 4, jeho parametry jsou uvedeny v Tab. 1. Výrobce udávané výhody jsou: rychlost štípání až 100 polen za hodinu, vysoká mobilita díky instalovaným držadlům a kolům, nastavitelnost dráhy pístu podle délky polena. Tyto výrobce udávané výhody nabízí i většina ostatních dodavatelů štípacích strojů.

Tab. 1: Technické údaje štípačky SCHEPPACH HL 450 [8]

Příkon motoru [W]	Otáčky motoru [ot/min]	Pracovní tlak [bar]	Štípací tlak [t]	Průměr polena [cm]	Délka polena [cm]	Hmotnost stroje [kg]	Pořizovací cena [Kč] (03/2017)
1500	2850	160	4	5–25	25–37	41	4800



Obr. 4: Štípací stroj SCHEPPACH HL 450 [8]

Konstrukce profesionálních horizontálních štípačů je oproti hobby variantám masivnější. Tyto stroje jsou běžně vybaveny přídatnými zařízeními pro ulehčení práce. Stroje běžně bývají vybaveny zvedacím zařízením pro transport dřeva ze země do pracovní roviny. Obsluha se stará pouze o nakulení kulatiny do zvedacího zařízení. Další možností tohoto stroje bývá výškově nastavitelný pracovní nástroj. Obsluha reguluje polohu nástroje v závislosti na velikosti dřeva tak, aby docházelo k jeho štípání ve středu. Popsaná zařízení je možné vidět na Obr. 5.



Obr. 5: Štípací stroj Split Master [9]

VERTIKÁLNÍ (SVISLÉ) ULOŽENÍ ŠTÍPANÉHO POLENA

Vertikální štípací stroje, jak už je z jejich názvu patrné, se vyznačují svislým uložením štípané kulatiny. Jedná se většinou o poloprofesionální a profesionální stroje, jejichž velikost štípací síly se pohybuje v rozmezí 70 až 250 kN [7].

Vertikální štípací stroje mají masivní konstrukci rámu a disponují větší štípací silou než hobby horizontální štípací stroje. Respektive se dá říci, že kde hobby horizontální končí, tam vertikální začínají. Při konstrukci těchto strojů je snaha o umístění základní spodní opěrné desky co nejnižší, aby obsluha nemusela při vkládání do stroje dřevo zvedat. Nevýhodou vertikálních štípacích strojů jsou jejich zástavbové rozměry a vyšší hmotnost, která je dána celkovou konstrukcí těchto strojů. Mnoho výrobců vyřešilo problém s výškou stroje možností skladování jak ve vertikální, tak v horizontální poloze. Manipulace se strojem bývá ulehčena kolečky a držáky. Vertikální stroje mají kvůli své konstrukci výše položené těžiště a tím sníženou stabilitu, proto je nutné před započítím prací zvolit vhodný pracovní prostor a eliminovat tím převrácení stroje [8].

Ukázku vertikálního štípacího stroje je možné vidět na Obr. 6, jeho parametry jsou uvedeny v Tab. 2. Výrobce udává výhody jsou: extrémně nízko umístěná spodní opěrná deska, odnímatelný pracovní stůl, rychlost zpětného pohybu pístu 22 cm/s, nastavitelnost dráhy pístu podle délky polena. Tyto výrobce udávané výhody nabízí i většina ostatních dodavatelů štípacích strojů.

Tab. 2: Technické údaje štípačky SCHEPPACH HL 1010 [8]

Příkon motoru [W]	Otáčky motoru [ot/min]	Pracovní tlak [bar]	Štípací tlak [t]	Průměr polena [cm]	Délka polena [cm]	Hmotnost stroje [kg]	Pořizovací cena [Kč] (03/2017)
3300	2800	200	10	12 – 40	62 – 135	147	17 000



Obr. 6: Štípací stroj SCHEPPACH HL 1010 [8]

Poloprofesionální vertikální štípačky bývají velmi často rozšířeny o odnímatelný pracovní stůl, který plní funkci spodní opěrné desky. Použitím stolu lze zkrátit pracovní čas štípačky při kratší délce polena, protože stroj nemusí jet až do krajních poloh „naprázdno“. Částečně se tím zvyšuje i hygiena práce, kdy není obsluha nucena při práci ohýbat záda. Posunutím spodní opěrné desky výše bohužel nezmizí nutnost obsluhy pokrčit se a vložit dřevo na odnímatelný stůl.

Pracovní stůl se používá ve dvou konstrukčních variantách. První variantou je podstavec, který je položen na spodní opěrnou desku, viz Obr. 7. Druhou variantou je pracovní stůl, který je možné ve 2 až 3 polohách uchytit k rámu stroje, viz Obr. 8. Výhodou první varianty je tuhost konstrukce, která nachází uplatnění zejména u výkonnějších štípaček. Nevýhodou je pak nastavení pouze jedné polohy. Hlavní výhodou druhé varianty je možnost umístit ji do více poloh v závislosti na délce polena, nevýhodou pak nižší tuhost pracovního stolu.



Obr. 7: Pracovní stůl (podstavec) [10]



Obr. 8: Pracovní stůl (polohovatelný) [8]

Další možností hojně používanou u vertikálních štípačů je přídavný zvedací mechanismus. Hlavním úkolem tohoto mechanismu je ulehčit těžkou manuální práci spojenou se zvedáním polena. U vertikálních štípačů se vyskytují dva typy zvedacích mechanismů. Poloprofesionální stroje bývají vybaveny zařízením na principu zvedáku. Dřevo umístěné ve stroji je štípacím nástrojem rozděleno a štípací nástroj se tak nachází ve spodní poloze. Nyní je potřeba následující dřevo navalit do rámu přídavného mechanismu. Rám je propojen řetězem s držákem štípacího nástroje. Při zdvihu štípacího nástroje do horní polohy dochází k pákovému efektu a zvedání připraveného dřeva z vodorovné do vertikální polohy [9]. Druhou možností je zvedací mechanismus fungující jako naviják. Nachází uplatnění u profesionálních strojů, kde by obsluha obtížně dopravovala a zvedala těžké dřevo do pracovního prostoru stroje. Ukázku popsanych přídavných zvedacích mechanismů je možné vidět na Obr. 9.



Obr. 9: Přídavný zvedací mechanismus [9]



Obr. 10: Zvedací naviják [9]

Ze zjištěných informací nelze usuzovat, že vertikální štípací stroje jsou lepší než horizontální štípací stroje, případně naopak. Obě konstrukční řešení mají své výhody a nevýhody. Při rozhodování zda pořídit vertikální či horizontální štípací stroj bychom měli

hlavně brát v potaz konstrukční řešení, předpokládanou vytiženost stroje, parametry štípaných dřevin a v neposlední řadě pořizovací cenu stroje.

NASTAVITELNÉ ULOŽENÍ ŠTÍPANÉHO POLENA

Nastavitelné, neboli polohovatelné štípačky, nemají pracovní rovinu pevně danou. Obsluha může stroj nastavit do vertikální nebo horizontální polohy. Případně některé stroje umožňují práci i v šikmém náklonu. Stroj je koncipován tak, aby ve vertikální pozici štípal delší, těžko manipulovatelné dřevo. Naopak v horizontální pozici slouží ke štípání spíše kratšího dřeva. Většinou se jedná o poloprofesionální stroje, které bohužel nebývají vybaveny žádným přídatným zařízením. Nastavitelné štípače po detailnějším zhodnocení plně nevyužívají svůj potenciál. Kombinací zvedacího mechanismu použitelného v obou rovinách by vznikl stroj schopný se porovnávat s profesionálními stroji.

Ukázku nastavitelné štípačky je možné vidět na Obr. 11, jeho parametry jsou uvedeny v Tab. 3: Technické údaje štípačky MTD LS 550 .

Tab. 3: Technické údaje štípačky MTD LS 550 [11]

Výkon motoru [W]	Pracovní tlak [bar]	Štípací tlak [t]	Průměr polena [cm]	Délka polena [cm]	Hmotnost stroje [kg]	Pořizovací cena [Kč] (05/2016)
2000	11,4	25	max. 40	max. 64	238	60 000



Obr. 11: Nastavitelný štípací stroj MTD LS 550 [11]

2.1.3 ROZDĚLENÍ DLE VARIANTY POHONU

Pohon štípacího stroje lze označit za jeho srdce, dodává do systému tolik potřebný výkon pro vykonávání štípání. Velikost potřebného výkonu je dána konstrukcí stroje a dá se říci, že roste s jeho velikostí štípacího tlaku. U neprofesionálních strojů bývá výkon okolo 1 kW, naopak u automatizovaných štípacích center dosahuje okolo 30 kW. Štípací stroje lze rozdělit do dvou základních kategorií: s vlastním pohonem a bez vlastního pohonu [4].

Štípačky s vlastním pohonem jsou osazeny elektrickým nebo spalovacím motorem. Nepotřebují ke své práci žádné přídatné zařízení. Oproti tomu štípací stroje bez vlastního pohonu jsou při své práci závislé na přídatném zařízení, kterým je dodáván výkon do systému stroje. Tento výkon bývá dodáván napojením štípacího stroje na hydraulický okruh traktoru, případně mechanicky přes vývodový hřídel traktoru [5].

ELEKTRICKÝ MOTOR

Neprofesionální a poloprofesionální stroje jsou nejčastěji osazeny elektrickým motorem. Jedná se většinou o třífázový asynchronní motor nebo jednofázový motor. Třífázový motor je napájen 400 V / 50 Hz, jednofázový pak 230 V / 50 Hz. Výkon motorů u hobby strojů se pohybuje v rozmezí 1 až 5 kW. Profesionální víceoperační stroje bývají osazeny dvěma elektrickými motory, kdy jeden se stará o pohon pásového dopravníku a pily, druhý je pak zdrojem energie pro samostatný štípač. Jejich výkon bývá až 30 kW [8]

Použití elektromotoru je výhodné zejména díky nízké pořizovací ceně motoru, snadné údržbě, menší hlučnosti a nižším provozním nákladům. Hlavní nevýhodou jeho použití je závislost na dodávce elektrické energie ze sítě. Proto tyto stroje nachází uplatnění v blízkosti lidského obydlí a jejich práce v lese není bez dieselaagregátu dost dobře možná. Horizontálně uložený elektromotor je možné vidět ve spodní části Obr. 4.

SPALOVACÍ MOTOR

U poloprofesionálních a profesionálních štípacích strojů, které nachází uplatnění zejména v lese, bývá pohon stroje zajišťován spalovacím motorem. Používají se oba typy spalovacích motorů, zážehový i vznětový. Zážehovými motory bývají osazeny menší štípačky s nižšími pracovními tlaky v rozmezí 10–25 t. Oproti tomu vznětové motory bývají použity u strojů s pracovními tlaky přes 25 t, zejména u automatizovaných štípacích center [8].

Hlavní výhodou štípacích strojů se spalovacím motorem je jejich mobilita, kdy nejsou závislé na dodávkách elektrické energie z napájecí sítě a nachází tak uplatnění v terénu. Mezi nevýhody spalovacího motoru můžeme zařadit jeho výrazněji hlučnější provoz, produkci výfukových plynů, častější údržbu spojenou s výměnou mazacího oleje a dále pořizovací cenu motoru, která je výrazně vyšší než u elektrického motoru. Ukázku štípacího stroje osazeného benzinovým spalovacím motorem je možné vidět na Obr. 11.

HYDRAULICKÝ OBVOD TRAKTORU

Pro funkci štípacích strojů konstruovaných bez vlastního pohonu je nezbytné, aby byly napojeny na externí hydraulické zařízení. Nejčastěji bývají napojeny na hydraulický okruh traktoru, ale mohou být napojeny i na hydraulickou centrálu [4].

Jejich hlavní výhodou je velmi jednoduchá konstrukce a možnost nasazení v místě těžby dřeva. Součástí rámu bývá velmi často zařízení pro uchycení štípačky do traktorového závěsu. Přímočarý hydromotor je napájen natlakovanou kapalinou dodávanou z hydraulického okruhu traktoru. Poté, co kapalina předá svoji energii hydromotoru, je vedena vratnou větví zpět do traktoru. Důležitou roli při použití tohoto typu štípače hraje dostatečně vysoký výkon motoru traktoru. V opačném případě může dojít k nedosažení plného výkonu štípače a vyšší spotřebě paliva traktoru. Hlavní nevýhodou těchto štípacích strojů je, že se vlastně jedná o přídavné zařízení. Toto má zásadní vliv na jejich použití, protože nemůžou být použity bez napojení na externí hydraulické zařízení [12]. Ukázku štípacího stroje s externím hydraulickým pohonem je možné vidět na Obr. 12.



Obr. 12: Štípací stroj BALFOR A10 V500 P1 [12]

VÝVODOVÝ HŘÍDEL TRAKTORU

Další kategorií štípaček bez vlastního pohonu jsou stroje poháněné vývodovým hřídelem traktoru. Hlavním zdrojem energie pro tyto stroje je kardanový hřídel traktoru, na který jsou napojeny. Výstupní otáčky kardanového hřídele traktoru jsou standardně 540 ot/min, což je velmi málo. Takto nízké otáčky by měly za následek nízkou efektivitu práce štípacího stroje díky nízké rychlosti zdvihu. Umístěním převodovky mezi hydrogenerátor a kardanový hřídel traktoru tedy můžeme zvýšit otáčky hydrogenerátoru, a tím i rychlost zdvihu štípačky [8], [7].

U profesionálních štípacích strojů dnes bývá běžnou praxí, že bývají osazeny dvěma nezávislými variantami pohonu. Velmi často bývá kombinován elektromotor se spalovacím motorem, případně rychlospojkami umožňujícími napojení na hydraulický obvod traktoru. Kombinace těchto pohonů má za úkol zvýšit rozsah použití stroje. Obvykle se používá jeden tišší, ekologičtější a ekonomičtější elektromotor použitelný v blízkosti elektrorozvodné sítě a druhý pohon uplatnitelný v terénu. Hlavní nevýhodou těchto strojů je jejich vyšší pořizovací cena.

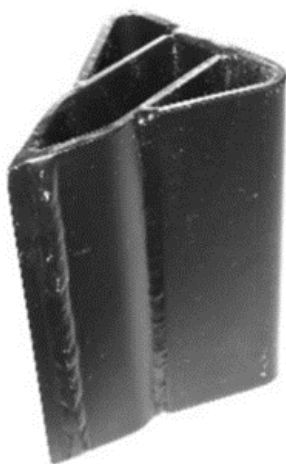
2.1.4 ROZDĚLENÍ DLE PRACOVNÍHO NÁSTROJE

Pracovní nástroj štípacího stroje zajišťuje dělení štípaného dřeva. Ostří nástroje bývá obvykle vyrobeno z pevnějšího a tvrdšího materiálu. Na trhu se vyskytují dva typy konstrukčních variant, štípací klíny a štípací trny. Štípací klíny se dále dělí na jednoduché a složené, tzv. kříže.

ŠTÍPACÍ KLÍN

Štípací klín je jednoduchý pracovní nástroj. Jeho hlavním úkolem je proniknout do štípaného dřeva a rozdělit ho na dva a více kusů. Nejčastěji používaná je jednoduchá varianta, která dělí dřeva napůl. Ostří neboli břit štípacího klínu bývá vybroušen do úhlu 30° . U některých typů klínů přechází břit do části s rozšiřujícími se lícemi, které svírají úhel 45° – 50° .

Složený štípací klín slouží k rozdělení štípaného polena na více než dva kusy a tím ke zvýšení efektivity práce. Počet dílů, na které je poleno rozděleno, závisí na počtu břitů štípaného klínu. Obvykle má štípací klín 4, 6 nebo 8 břitů, ale existují i klíny s 18 břity. Štípací klíny bývají velmi často vyměnitelné, tedy jednoduchý za složený. Druhou konstrukční variantou je pevně uchycený jednoduchý klín rozšiřitelný na složený. Uchycení složeného klínu k jednoduchému klínu bývá pomocí šroubu [13]. Ukázku štípacího klínu jednoduchého je možné vidět na Obr. 13, složený klín je možné vidět na Obr. 14.



Obr. 13: Štípací klín s rozšiřujícími lícemi [10]



Obr. 14: Složený štípací klín HOLZKRAFT [13]

Novinkou na trhu jsou v současné době štípací klíny s integrovanými válečky od společnosti Posch, viz Obr. 15. Válečky slouží ke snadnějšímu vytažení štípacího klínu z polena v případě, že nelze dokončit štípací cyklus v případě kontaktu klínu se sukem nebo jiným kazem ve dřevě [9].



Obr. 15: Štípací klín s integrovanými válečky od společnosti Posch [9]

ŠTÍPACÍ TRN

Štípací trn je velice jednoduchý pracovní nástroj ve tvaru kuželu, který slouží k roztržení polena. Kužel je na vnější straně opatřen závity pro lepší vnikání do štípaného dřeva. Konstrukce štípacích strojů vybavených štípacím trnem je jednoduchá. Skládá se z rámu a štípacího trnu. Rotující trn bývá přímo nasazen na vývodovou hřídel pohonu a propojen skrz pero, případně je s vývodovou hřídelí propojen přes klínový řemen. Hlavním úskalím této konstrukce je, že není žádným způsobem zabezpečena ochrana proti kontaktu štípacího trnu s obsluhou stroje. Práce se strojem měla za následek nespočet pracovních úrazů, kdy došlo k namotání oblečení na rotující trn, kontaktu prstů s nástrojem, případně roztočení štípaného dřeva. Obsluha stroje totiž manuálně přitlačuje poleno proti štípacímu trnu. Roztočení dřeva se dá částečně eliminovat použitím opěrného stolku. Bezpečnější variantou je použití štípacího trnu jako přídatného zařízení pro lesní a stavební stroje. Obsluha se nachází v kabině stroje a nemůže tak dojít k jejímu kontaktu se štípacím trnem [4]. Trn na Obr. 16 je vyroben z vysokopevnostního materiálu 12 060 (C55E) a optimálně by měl být používán v kombinaci s pohonem okolo výkonu 2,5 kW při 1200 ot/min.



Obr. 16: Štípací trn 12 060 [14]



Obr. 17: Přídavné zařízení [15]

2.1.5 ROZDĚLENÍ DLE PRINCIPU ŠTÍPÁNÍ

SETRVAČNÍK

Do této kategorie lze zařadit štípací stroje využívající ke štípání energii setrvačníku. Setrvačník bývá poháněn elektromotorem nebo spalovacím motorem. Výhodou tohoto konstrukčního řešení je možnost použít pohonné zařízení o menším výkonu při zachování velikosti štípací síly. Mohutný setrvačník je na své vnější ploše osazen střížným nástrojem. Obsluha přiloží štípané poleno ke vnější ploše setrvačníku a čeká, až do něj štípací nástroj narazí, viz Obr. 18. Používání této varianty může být nebezpečné, protože není zabezpečen možný kontakt prstů se štípacím nástrojem, dále může dojít k odlétnutí částí dřeva [16].

Bezpečnější variantou je stroj nevyžadující práci obsluhy v blízkosti štípacího nástroje, který pracuje taktéž na principu setrvačníku. Štípací stroj KRAPED je složen z rámu, krájecího nože a dopravníků. Slouží ke zpracování dřeva o průměru 10-20 cm o délce až 3 metry. Dřevo je dopravníkem vháněno kolmo do poháněného krájecího nože o průměru 1000 mm a pracovních otáčkách 54 ot/min, který zajišťuje zpracování dřeva. Funkční vzorek stroje je možné vidět na Obr. 19 [17].



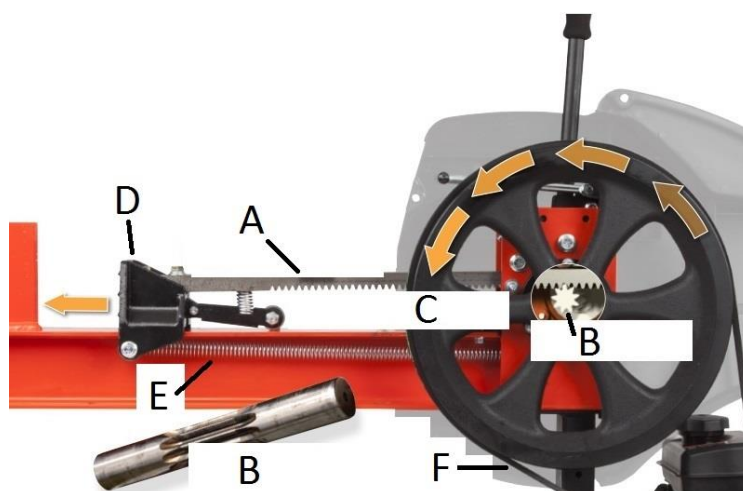
Obr. 18: Štípačka s mohutným setrvačníkem [16]



Obr. 19: Štípací stroj KRAPED [17]

HŘEBENOVÁ TYČ

Stroje osazené hřebenovou tyčí využívají pro pohyb štípacího nástroje ozubenou dráhu. Setrvačníku je přes klínový řemen dodána motorem energie, která se v něm akumuluje. Součástí setrvačníku je hřídel, která prochází jeho středem a je pevně uložena v rámu stroje. Část hřídele plní funkci pastorku a je opatřena zuby. Ozubená dráha nacházející se mimo záběr pastorku je na svém konci opatřena štípacím nástrojem. Obsluha zatažením páky přivede ozubenou dráhu k pastorku a tím jí dostane do záběru. Rotační pohyb setrvačníku je tedy pomocí mechanismu převeden na translační pohyb klínu, který vykonává štípání. Jakmile ozubená dráha dojede na konec své dráhy, automaticky vyjede mimo záběr a je pružinou vrácena do výchozí polohy. V případě, že je do stroje vloženo dřevo, které není stroj schopen rozštípnout, dojde k okamžitému zastavení setrvačníku a prokluzu klínového řemene. Jedná se o stroje s vysokou efektivitou práce, kdy je možné dosáhnout štípacího cyklu okolo 3 vteřin. Hlavní úskalím této konstrukce je omezená štípací dráha, která je nutná pro snížení namáhání ozubené tyče na vzpěr [18]. Štípací stroj na principu ozubené dráhy je na Obr. 20.



Obr. 20: Štípačka s ozubenou dráhou [18]; A – ozubená dráha, B – pastorek, C – Setrvačník, D – Pracovní nástroj, E – vratná pružina, F – klínový řemen

HYDROMOTOR

Nejrozšířenější kategorií jsou štípací stroje, u nichž je pracovní nástroj připevněn k hydromotoru. Hydromotor vykonává vratný přímočarý pohyb, při němž dochází k námi požadované práci, tedy štípání dřeva. Stroj je složen z rámu, hydromotoru, pracovního nástroje a hydraulických komponent. Energie pro pohon hydromotoru může být dodávána pomocí hydraulického obvodu traktoru nebo hydrogenerátoru, který je spojen s elektromotorem nebo spalovacím motorem. V drtivé většině bývá používáno spojení elektromotoru a hydrogenerátoru. Elektrický motor je přes spojku spojen s hydrogenerátorem, který pod tlakem žene hydraulickou kapalinu skrze rozvaděč obvodem k dvojčinnému hydromotoru. Princip činnosti hydromotoru spočívá v působení pracovního média na plochu pístu, což má za následek jeho pohyb [19]. Při vysouvání pístnice je přenášena větší síla při menší rychlosti, zatímco při zasouvání je přenášena menší síla při vyšší rychlosti. Na základě těchto vlastností přímočarého hydromotoru je vhodné, aby při vysouvání docházelo ke štípání a při zasouvání k vratnému pohybu. Většina štípačů je tímto způsobem konstruována. Zajímavým řešením je použití hydromotoru, který by měl pracovní zdvih jak při vysouvání, tak zasouvání. Hydromotor by musel být umístěn mimo pracovní prostor a opatřen z obou stran pracovním nástrojem. Tento koncept je vhodnější použít u horizontálního uspořádání stroje.

Hydromotor lze umístit na povrch rámu, případně uvnitř rámu. Uložení hydromotoru na povrchu rámu je zobrazeno na Obr. 5. Toto konstrukční řešení je méně náročné v porovnání s uložením uvnitř rámu. Problémem může být štípání šikmo seřiznutého dřeva, kde může docházet k nežádoucímu zatěžování pístu hydromotoru působením síly mimo osu hydromotoru. Tomuto nežádoucímu jevu lze zamezit použitím vodících lišt, viz Obr. 15. Problémem tohoto konceptu jsou zástavbové rozměry štípače. Druhé konstrukční řešení, tedy umístění hydromotoru dovnitř rámu, je podstatně složitější a tedy méně vhodné. U vertikálních štípačů je problém v nemožnosti rozštípnout delší kus dřeva, protože není možné dostat pracovní nástroj až k základní opěrné desce. Výhodou této varianty jsou menší zástavbové rozměry stroje.

Další možností, jak rozlišit štípací stroje využívající hydromotor, je rozdělení podle pohyblivé části, kdy je hydromotor osazen opěrnou deskou nebo štípacím klínem. V prvním případě je pohyblivou částí opěrná deska, která tlačí dřevo proti pevně umístěnému štípacímu klínu. Tato varianta je využívána u horizontální koncepce strojů, viz Obr. 5. U druhé varianty je štípací nástroj koncipován jako pohyblivý, přičemž je čepem uchycen k oku hydromotoru. Štípané dřevo je položeno (postaveno) na opěrnou desku a pracovní nástroj vykonaným pohybem vniká do dřeva, viz Obr. 6.

MANUÁLNÍ ŠTÍPAČE

Do této kategorie lze zařadit všechny štípací stroje a nástroje, která ke svému pohonu využívají výhradně lidskou práci. Tyto zařízení většinou slouží ke štípání dřeva ve velmi malém objemu. Práce s nimi je fyzicky náročná a příprava většího množství dřeva zabere mnohonásobně více času než se štípacím strojem. Nejjednodušším štípacím nástrojem v této kategorii je jednoruční sekyra, která nachází uplatnění při přípravě třísek na zátop a přípravě dřeva na cestách. Dále sem lze zařadit těžkou dvouruční sekyru, kalač a rozpěrný klín. Tyto nástroje nachází uplatnění zejména při štípání objemnějších kulatin. Druhou skupinou manuálních štípačů jsou štípací stroje, které se oproti štípacím nástrojům vyznačují vyšší bezpečností.

Na Obr. 21 je možné vidět nožní štípačku na dřevo. Funguje na principu páky, kdy obsluha šlape na pedál. Síla došlapu je přes mechanismus přenášena na štípací klín, který vniká do připraveného polena. Návrat štípacího klínu do výchozí polohy je zajištěn vinutou pružinou [20]. Na stejném principu jako nožní štípač funguje i páková štípačka, kdy je práce nohou nahrazena prací rukou, viz Obr. 22.



Obr. 21: Nožní štípač na dřevo [21]



Obr. 22: Pákový štípač [21]

Na Obr. 23 je možné vidět ruční vertikální štípač dřeva Smart-Splitter. Funguje na principu bucharu, kdy obsluha zvedá a spouští nárazecí závaží. Toto závaží nasazené na kluzné tyči naráží na její spodní část, kde je upevněný štípací klín, který vniká do připraveného dřeva a dochází tím ke štípání [22], [23]. Posledním typem štípacích strojů, které lze zařadit mezi manuální štípače, je jednoduché zařízení se štípacím klínem na konci výkyvného ramene. Výkyvné rameno je nadlehčováno pružinou, která štípací klín stabilizuje v rovnovážné poloze. Obsluha jednou rukou drží štípané dřevo a druhou tlačí štípací klín na výkyvném ramenu proti dřevu, čímž dochází ke štípání dřeva. Štípačku s výkyvným ramenem osazeným štípacím klínem je možné vidět Obr. 24.



Obr. 23: Ruční vertikální štípač [22]



Obr. 24: Štípací klín na výkyvném klínu [24]

2.1.6 ROZDĚLENÍ DLE MOBILITY

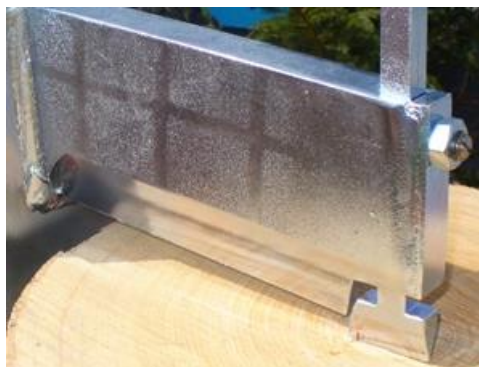
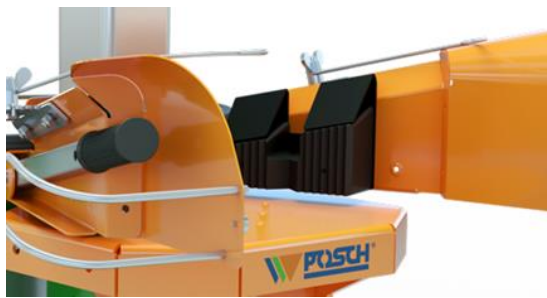
Jedním z hlavních parametrů při výběru vhodného štípacího stroje je oblast jeho použití. První kategorii tvoří stroje stacionární, tedy umístěné napevno. Jedná se o dřevozpracující linky, které jsou tvořeny víceoperačními stroji pracujícími s dopravníky. Druhou kategorií tvoří

přemístitelné neboli mobilní stroje, které je možné přemístit ke zdroji štípaného dřeva. Mezi mobilní stroje lze zařadit ručně přemístitelné stroje, jakými jsou manuální štípače a stroje nižších hmotností osazené transportními kolečky. Druhou skupinou mobilních strojů jsou přívěsné neboli návěsné stroje, jež bývají vybaveny vlastním podvozkem. Jsou tedy lehko transportovatelné k místu těžby. Problém může nastat při transportu štípače v horizontální pozici, kdy má stroj vlivem své délky nižší prostupnost terénem. Poslední skupinou jsou nesené stroje. Štípač je v tomto případě zavěšený v tříbodovém závěsu (TBZ) traktoru, což výrazně zvyšuje jeho prostupnost terénem.

2.2 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY ŠTÍPACÍCH STROJŮ

Bezpečnostní prvky štípacích strojů slouží k ochraně zdraví obsluhy stroje. Mezi nejrizikovější partie z hlediska úrazu patří prsty na ruku a nohy. Prvky můžeme rozdělit do dvou kategorií: ochranné prvky pro manipulaci se štípacím strojem a ochranné prvky během štípacího procesu. Při manipulaci se štípacím strojem hrozí nebezpečí jeho zvrhnutí, případně uvolnění části stroje, která může poranit obsluhu. Z pohledu návrhu stroje je tedy nejbezpečnější umístit těžiště co nejnižší, což vede ke zvýšení stability stroje. Z pohledu obsluhy je nutné zajistit části stroje do přepravní polohy. Dále je nutné si prohlédnout trasu, po které bude se strojem manipulováno, aby nedošlo ke kolizi během transportu [4].

Během štípacího procesu hrozí nebezpečí kontaktu prstů s pracovním nástrojem. U štípacího trnu může dojít ke kontaktu prstů s rotujícími částmi, případně k namotání části oblečení na trn. U štípacího klínu hrozí nebezpečí v přiskřípnutí prstů mezi klín a dřevo, kdy obsluha věnuje pozornost přidržení dřeva, aby nevypadlo ze stroje před najetím pracovního nástroje do dřeva. Aretaci dřeva lze zajistit použitím integrovaného hrotu, viz Obr. 25. Část štípacího klínu je pohyblivá, čímž je možné zajistit polohu polena, aby nedošlo k jeho vychýlení, případně vypadnutí ze štípacího stroje. Nejjednodušší ochrana spočívá v zaměstnání horních končetin ovládacími prvky stroje umístěnými mimo pracovní prostor. Druhou možností je použití dvou ovládacích tlačítek, která je nutné po celou dobu štípacího procesu držet stlačená. Tato varianta se běžně používá u neprofesionálních štípacích strojů. Dojde-li během pracovního procesu k puštění jednoho z tlačítek, pracovní nástroj se automaticky zastaví a vrátí do výchozí polohy. Další možností ochrany je použití bezpečnostních krytů, čímž dojde k zamezení přístupu k pracovnímu nástroji a rotujícím prvkům pohonného zařízení. Tyto kryty plní i další funkci, kterou je ochrana před nežádoucím vystřelením částí dřeva během štípacího procesu. Poslední možností je použití polohového ovládání, které funguje na principu vahadel, viz Obr. 26. Obsluha stlačí madla do pracovní polohy, a jakmile dojde k jejich povolení, pružina zajistí navrácení štípacího nástroje do výchozí polohy. Polohové ovládání slouží také k zajištění polohy štípaného dřeva použitím tzv. kleštin neboli držáků. Jejich hlavním úkolem je zajistit dřevo před a během štípacího procesu, tak aby nedošlo k jeho vychýlení [9].

*Obr. 25: Integrovaný hrot**Obr. 26: Polohové ovládání [9]*

2.3 ŘÍZENÍ HYDRAULICKÉHO OBVODU

Ovládání hydraulického obvodu je zajištěno rozvaděčem. Řízení hydraulického obvodu dělíme na mechanické a elektrické. Vhodná varianta je volena s přihlédnutím k požadavkům na ovládání stroje. Elektrické řízení hydraulického obvodu je využíváno spíše u poloprofesionálních a profesionálních štípacích strojů. Elektrické řízení neřídí pouze štípací proces, ale také se podílí na ovládání prvků zajišťujících manipulaci a přípravu polena. Stroj je vybaven elektromagnetickým rozvaděčem, který vyžaduje nižší napětí než 230 V (480 V), většinou 24 V (48 V). Jedná se o uživatelsky přívětivější řešení, které je ale dražší. Mechanické řízení je využíváno spíše u hobby a neautomatizovaných štípacích strojů. Rozvaděč je vybaven pákou, která umožňuje manuální ovládání hydraulického obvodu. Jedná se o jednodušší a levnější variantu. Ovládání stroje by mělo být navrženo s přihlédnutím k bezpečnostním prvkům štípacího stroje (viz 2.2).

3 PŘEHLED DŘEVIN A JEJICH TECHNICKÝCH PARAMETRŮ

V této kapitole jsou nejprve uvedeny základní informace o lese jakožto zdroji dřeva. Dále je zde blíže popsána stavba dřeva. Následují fyzikální a mechanické vlastnosti, jimiž dřevo popisujeme. Na závěr této kapitoly je uveden soupis u nás nejběžněji rostoucích dřevin včetně jejich technických parametrů.

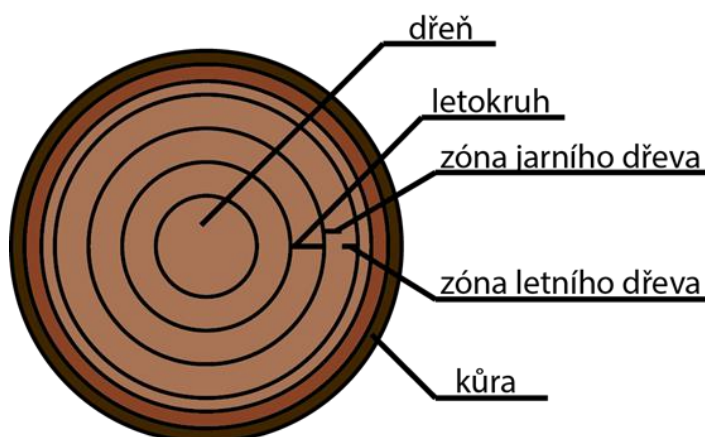
3.1 ZDROJ DŘEVA – LES

Les lze vymezit jako životní společenství rostlinných a živočišných organismů. V přírodním prostředí je les zdrojem dřeva jakožto technického materiálu, tento les označujeme jako hospodářský les. Území České republiky pokrývají lesní porosty asi z 34 %, z toho 95 % tvoří hospodářské lesy. Skladba našich lesů je tvořena převážně jehličnatými stromy (85 %), v menší míře (15 %) pak listnatými stromy. Největší zastoupení v našich lesích má smrk (60 %) následovaný borovicí (20 %), v menší míře jsou u nás zastoupeny ostatní dřeviny jako buk (5 %), dub (4 %), jedle (3 %) a modřín (2 %) [25].

3.2 DŘEVO A JEHO STRUKTURA

Dřevo patří k nejstarším a nejoblíbenějším přírodním materiálům s nejvšestrannějším využitím. Představuje pružný, pevný a přitom lehký materiál, který má dobré teplotě-izolační vlastnosti, lehce se opracovává, tlumí vibrace a je lehce manipulovatelný. Tyto přirozené vlastnosti umožňují jeho využití v rozmanitých průmyslových odvětvích [25].

Dřevem se rozumí hmota organického původu, která se vytváří přírodními procesy za spolupůsobení ovzduší a půdy. Dřevo vzniká činností kambia, což jsou vrstvičky živých buněk, které jsou uloženy mezi dřevem a kůrou. V procesu růstu se kambialní buňky dělí a vytvářejí na vnitřní straně kambia buňky dřeva a na vnější straně kambia kůru. Dřeň se nachází uprostřed kmene. Ve směru dřeva se dělí buňky mnohem rychleji, a proto přirůstá dřevo mnohem rychleji než kůra. V našem podnebném pásu pracuje kambium tak, že se jeho činnost zastaví před zimním obdobím a začne pracovat opět na jaře. Důsledkem této činnosti je tvorba letokruhů. Jarní dřevo slouží hlavně k vedení vody, zatímco letní dřevo má funkci mechanickou [26].



Obr. 27: Řez dřevem

3.2.1 VÝHODY A NEVÝHODY DŘEVA

Z níže uvedených výhod a nevýhod vyplývá racionální využití dřeva, ke kterému je nutné znát jeho fyzikální a mechanické vlastnosti [27]. Na základě poznání vlastností dřeva lze některé z jeho nevýhod částečně eliminovat.

K výhodám dřeva ve srovnání s konkurenčními materiály patří:

- dřevo je obnovitelným zdrojem, který se vyskytuje téměř všude a je na rozdíl od ostatních materiálů nevyčerpatelný
- ve srovnání se svojí hustotou vykazuje vysokou pevnost a pružnost
- má dobré tepelněizolační a elektroizolační schopnosti a malou teplotní roztažnost
- za malé spotřeby energie je snadno opracovatelné
- má schopnost držet spojovací prostředky a může být snadno lepeno
- je ekologicky odbouratelné a recyklovatelné

Za největší nevýhody dřeva jsou považovány následující skutečnosti:

- dřevo je materiál, který má schopnost měnit svoji vlhkost podle vlhkosti okolního prostředí
- nepříjemným důsledkem změn obsahu vody (kapalin) ve dřevě jsou rozměrové změny (sesychání a bobtnání) a také změny pevnosti a pružnosti při mechanickém namáhání
- tak jako se liší anatomická stavba dřeva ve 3 základních směrech (podélném, radiálním a tangenciálním), liší se v těchto směrech i vlastnosti dřeva
- dřevo je hořlavým materiálem a podléhá degradaci napadáním biologickými škůdci
- dřevo jako biologicky rostlý materiál je nehomogenní, důsledkem čehož je značná proměnlivost vlastností dřeva, která jsou navíc ovlivněny i faktory prostředí během tvorby dřeva

3.3 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI DŘEVA

Mezi fyzikální vlastnosti dřeva patří ty vlastnosti, které lze zkoumat bez narušení chemického složení a celistvosti materiálu. Mezi tyto vlastnosti řadíme barvu, lesk, vůni, vlhkost, hustotu a tepelné, zvukové a elektrické vlastnosti [25].

3.3.1 BARVA, LESK A VŮŇ DŘEVA

BARVA DŘEVA

Barva dřeva je jedna z nejvýraznějších hodnotitelných znaků dřeva. V technické praxi se barva dřeva určuje slovním opisem. U dřeva se vyskytuje mnoho odstínů, od bílé přes odstíny červenohnědé, hnědé až k tmavě hnědé a černé. Barva závisí na dřevině a podnebí, je ukazatelem kvality dřeva a určuje jeho dekorační hodnotu. Barvu dřeva lze v praxi zvýraznit lakováním a mořením [25], [26].

LESK DŘEVA

Lesk se projevuje schopností dřeva odrážet tok světelných paprsků určitým směrem. Intenzita lesku dřeva závisí především na druhu dřeviny, také na osvětlení a hladkosti povrchu. Lesk dřeva, podobně jako barva, má význam zejména u nábytkářství a při výrobě různých výrobků ze dřeva. Dřevu lze dodat lesk lakováním a voskováním [26].

VŮŇ DŘEVA

Vůň dřeva je závislá na obsahu vonných látek a liší se podle jednotlivých druhů dřevin. Vůň jehličnatého dřeva je intenzivnější než vůň listnatého dřeva. Čerstvé dřevo má intenzivnější vůni než dřevo suché, protože vysycháním vůně dřeva slábne nebo se mění. Praktický význam má vůně dřeva při výrobě obalů na potraviny (sýry, med, víno) [26].

3.3.2 VLNKOST DŘEVA

Jako vlhkost dřeva je označována přítomnost vody ve dřevě. Z hlediska použitelnosti dřeva je jeho vlhkost rozhodující vlastností. Na obsahu vody závisí, zda rozměry a tvar výrobku zůstanou neměnné nebo dojde k jejich zvětšení či zmenšení. Udává se v procentech. V praxi se rozlišuje tzv. relativní vlhkost a absolutní vlhkost dřeva. Relativní vlhkost vyjadřuje podíl vody v procentech z celkové hmotnosti vzorku v okamžiku měření. Nemůže nikdy dosáhnout 100 %. Využívá se tam, kde je nezbytné znát procentuální zastoupení vody z celkové hmotnosti mokrého dřeva, např. při prodeji nebo nákupu dřeva podle jeho hmotnosti. Absolutní vlhkost vyjadřuje procentuální podíl vody z hmotnosti absolutně suchého dřeva. Tento parametr může nabývat i hodnoty přes 100 %. Používá se pro charakterizování fyzikálních a mechanických vlastností dřeva. Podle vlhkosti lze dřevo rozdělit do několika skupin [25], [26].

V praxi se rozlišují tyto stupně vlhkosti dřeva:

- dřevo mokré (více než 100 %) – dlouhou dobu uložené ve vodě
- dřevo čerstvě skáceného stromu (50–100 %)
- dřevo vysušené na vzduchu (15–22 %)
- dřevo vysušené na pokojovou teplotu (8–15 %)
- dřevo absolutně suché (0 %) – sušené v sušárnách

BOBTNÁNÍ DŘEVA

Bobtnáním dřeva nazýváme schopnost dřeva zvětšovat svoje lineární rozměry, plochu nebo objem při přijímání vody. Rozeznáváme bobtnání lineární (v jednotlivých anatomických směrech – podélném, radiální, tangenciálním), plošné (změna plochy tělesa) a objemové (změna objemu tělesa). Bobtnání má anizotropní charakter, což znamená, že jeho rozměrové změny jsou v podélném, radiálním a tangenciálním směru rozdílné. Bobtnání se vyjadřuje podílem změny rozměru k původní hodnotě a uvádí se nejčastěji v % [27].

SESYPHÁNÍ

Sesycháním nazýváme proces, při kterém se zmenšují lineární rozměry, plocha nebo objem tělesa v důsledku ztráty vody. Sesychání se řídí podobnými zákonitostmi jako bobtnání. Celkové objemové sesychání je dáno součtem celkového lineárního sesychání v podélném, radiálním a tangenciálním směru [27].

3.3.3 HUSTOTA DŘEVA

Hustotu definujeme jako hmotnost určitého objemu hmoty (1m^3). Hustota má velký praktický význam. Určuje se většinou stereometrickou metodou, která spočívá ve změření rozměrů zkušebního tělesa, výpočtu jeho objemu a zvážení na technických vahách. Hustota dřeva závisí na jeho vlhkosti. Se zvyšující se vlhkostí roste hustota, ale hmotnost a objem nerostou stejným způsobem. Je nutné uvádět porovnávání hustoty dřev při stejné hodnotě vlhkosti. V dřevařských tabulkách se hustota uvádí zpravidla při vlhkosti 15 % (dřevo sušené na vzduchu). Hustoty našich produkčních dřevin se pohybují v rozmezí od 240 do 830 kg/m^3 [25], [26].

Podle hustoty se dřeva dělí na:

- lehká dřeva (do 540 kg/m^3) – smrk, borovice, jedle, topol, lípa
- středně těžká dřeva (od 540 kg/m^3 do 750 kg/m^3) – modřín, buk, dub, jilm, javor, jasan
- těžká dřeva (od 750 kg/m^3) – habr

3.3.4 HOŘLAVOST A ENERGETICKÉ VLASTNOSTI DŘEVA

Spalování je nejjednodušší a v minulosti také nejvyžívanější způsob zužitkování dřevní hmoty za současného získání tepelné energie. Hořlavost dřeva je teplota dřeva, při níž se zahříváním vyvine tolik plynů, že společně se vzduchem vytvoří směs, která po přiblížení plamínku vzplane a po oddálení zdroje zhasne. Je to teplota 180–275 °C. Nejnižší teplota (330–470 °C), na kterou se dřevo musí zahřát, aby se samovznítlo a hoření se v něm samovolně šířilo i po odstranění vnějšího tepelného zdroje, je bod vzplanutí. Platí obecná závislost, že se stoupající hustotou a vlhkostí rychlost hoření klesá [26].

Jakost dřeva jakožto paliva se hodnotí jeho výhřevností. Výhřevnost představuje množství tepla, které vznikne při shoření 1 kg dřeva a označuje se termínem spálené teplo. Většinou se pohybuje výhřevnost suchého dřeva kolem 19 MJ/kg. Výhřevnost klesá úměrně se zvyšující se vlhkostí dřeva (čerstvé skácené dřevo má 2x nižší výhřevnost než absolutně suché). V praxi se často používá pro hodnocení dřeva jakožto paliva objemová výhřevnost, která je tím vyšší, čím je vyšší hustota dřeva [28]. Objemová výhřevnost je dána vztahem:

$$H_v = H \cdot \rho \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (3.1)$$

kde	H_v	objemová výhřevnost	$[\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}]$
	H	výhřevnost	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
	ρ	hustota dřeva	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Vzhledem k vyšší výhřevnosti ostatních paliv (černé uhlí 30 MJ/kg, mazut asi 40 MJ/kg) význam dřeva jakožto paliva značně poklesl. V posledních letech se ale opět dřevo, eventuálně různý průmyslově nezpracovaný odpad (piliny, kůra, větve), začíná energeticky využívat zejména pro velmi malý podíl síry.

3.4 MECHANICKÉ VLASTNOSTI

Mechanické vlastnosti dřeva charakterizují schopnost dřeva odolávat účinku vnějších sil. Mechanické vlastnosti dělíme do tří skupin: základní, odvozené a technologické. Mezi základní vlastnosti patří pružnost, pevnost a houževnatost dřeva. Mezi odvozené vlastnosti řadíme tvrdost, odolnost proti trvalému zatížení a odolnost proti únavovému lomu. V dalších podkapitolách se soustředíme zejména na základní a některé odvozené vlastnosti dřeva. Technologické vlastnosti jako štípatelnost, opotřebovatelnost nebo ohýbatelnost jsou předmětem technologie zpracování dřeva [25], [26].

Jako většina probraných fyzikálních vlastností dřeva, mají i mechanické vlastnosti anizotropní charakter. Anizotropní charakter vlastností je dán uspořádáním a orientací molekul stavebních látek ve dřevě. Toto chování se projevuje odlišnými vlastnostmi v různých směrech napříč materiálem.

3.4.1 PRUŽNOST DŘEVA

Pružnost dřeva je všeobecně definována jako schopnost dřeva vracet se do původního tvaru a rozměrů po uvolnění vnějších sil. Změnu rozměrů a tvaru označujeme jako deformace (působící síla má deformační účinky). Pokud působící síla nepřesáhne určitou mez, po jejím odstranění deformace zmizí. Takovou deformaci označujeme jako pružnou. Pokud však síla přesáhne určitou mez, nastává trvalá deformace, která již po odstranění síly nezmizí. Nejvyšší možné napětí, po jehož odstranění se ještě obnoví počáteční rozměry i tvar, se označuje mez pružnosti [MPa] [25], [26].

3.4.2 PEVNOST DŘEVA

Pevnost dřeva charakterizuje odpor (odolnost) dřeva proti jeho trvalému porušení. Údaje o pevnosti dřeva se zjišťují prostřednictvím zkoušek, kdy do speciálního stroje upínáme zkušební těleso. Stroj rovnoměrně vyvíjí silové působení až do porušení celistvosti zkoušeného kusu. Velikost zatížení, při které dojde k porušení celistvosti dřeva, se označuje jako mez pevnosti [MPa]. Pevnost dřeva se liší podle směru působící síly vzhledem ke směru vláken. Vlhkost dřeva má na pevnost dřeva nepatrný vliv [25], [26].

3.4.3 HOUŽEVNATOST DŘEVA

Houževnatost je schopnost dřeva odolávat silám působícím na něj v jakémkoliv směru. Mírou houževnatosti je práce spotřebovaná na rozlomení zkoušeného kusu (tzv. přerážecí práce). Přerážecí práce se zjišťuje pomocí tzv. Charpyho kladiva [25]. Dřeva listnatých dřevin jsou houževnatější než dřeva jehličnanů. Ukázka Charpyho kladiva je na Obr. 28.



Obr. 28: Charpyho kladivo [29]

3.4.4 TVRDOST DŘEVA

Tvrdostí charakterizujeme schopnost dřeva klást odpor proti vnikání jiného tělesa do jeho struktury, aniž by došlo k trvalé deformaci materiálu. Tvrdost se experimentálně zjišťuje zatlačováním ocelové kuličky do dřeva (tvrdost podle Brinella) nebo zatlačováním speciálního razidla s polokulovitou plochou (tvrdost podle Janky). Velikost tvrdosti dřeva úzce souvisí s hustotou dřeva. Tvrdé dřeviny mají větší hustotu a jsou tedy těžší [25], [26].

Podle tvrdosti dřeva rozdělujeme na:

- měkká dřeva (<40 MPa) – smrk, jedle, borovice, lípa, topol
- středně tvrdá dřeva (41–80 MPa) – modřín, dub, buk, jilm, javor
- tvrdá dřeva (81–100 MPa) – habr, jasan

3.4.5 ŠTÍPATELNOST DŘEVA

Štípatelnost je schopnost dřeva dělit se na části působením klínu. Z hlediska způsobu zatížení a stavu napjatosti se jedná o složitý jev, protože rozrušení dřeva probíhá za současného působení tlaku a ohybu. Štípatelnost je určena silou, která způsobí porušení zkušební tělesa a je dána vztahem:

$$F_{\max} = R_w \cdot S_s \quad [\text{N}] \quad (3.2)$$

<i>kde</i>	$F_{\max}$	štípací síla při rozdělení tělesa	[N]
	R_w	odolnost proti štípání	[MPa]
	S_s	plocha štípání	[mm ²]

$$S_s = b \cdot l \quad [\text{mm}^2] \quad (3.3)$$

<i>kde</i>	b	šířka zkušební tělesa	[mm]
	l	délka zkušební tělesa	[mm]

Odolnost dřeva pro štípání R_w je dána odporem, který dřevo klade proti rozdělení na dvě části. Udává se pouze v radiální a tangenciální rovině, tedy pouze ve směru vláken. Odolnosti proti štípání nejčastěji rostoucích dřevin jsou uvedeny v příloze I. Štípatelnost se zkouší podle ČSN 49 0119 a ovlivňuje jí směr vláken, vlhkost dřeva, objemová hmotnost a anatomická stavba [30].

3.5 POPIS NAŠICH VYBRANÝCH PRODUKČNÍCH DŘEVIN

V této kapitole jsou uvedeny bližší informace k u nás nejběžněji rostoucím dřevinám. Ke každé dřevině je uveden obrázek jejím řezem, bližší popis a nejčastější způsob jejího použití. Fyzikální a mechanické vlastnosti popsanych dřevin jsou souhrnně zpracovány v příloze II [25], [39].

SMRK ZTEPILÝ (*PICEA ABIES*)

Smrk ztepilý dosahuje průměrné výšky 37 m a průměru 0,8–1,2 m. Nejlépe se mu daří v chladnějším podhorském prostředí s velkou vlhkostí ovzduší i půdy [31]. Je to nejvíce zastoupená dřevina našich lesů (60 %). Jeho barva bývá od téměř bílé po světle žlutohnědou s přirozeným leskem. Smrkové dřevo je lehké, měkké, trvanlivé a je důležitou vstupní surovinou pro výrobu papíru [32].

BOROVICE LESNÍ (*PINUS SILVESTRIS*)

V příznivých podmínkách dosahuje Borovice lesní výšky 40–43 m a průměru 0,6–1 m. Roste na suchých, písčitých až kamenitých půdách [31]. Jedná se o druhou nejvíce zastoupenou dřevinu v našich lesích (20 %). Barva borovicového dřeva je nažloutlá. Borovicové dřevo je lehké, středně trvanlivé. Používá se na výrobu masivního nábytku [32].



Obr. 29: Smrk ztepilý [31]



Obr. 30: Borovice lesní [31]

BUK LESNÍ (*FAGUS SILVATICA*)

Buk lesní je statný strom dorůstající výšky 45 m s průměrem kmene 1,2 m. U nás se vyskytuje ve všech klimatických pásmech, dává však přednost chladnějšímu podnebí [31]. Dřevo je velmi světle krémové až růžovohnědé a často po napaření získává načervenalé bronzovohnědou barvu. Buk lesní má těžké, tvrdé a málo trvanlivé dřevo. Nachází velmi široké využití při výrobě nábytku [32].

DUB ZIMNÍ (*QUERCUS PETRAS*)

Dub zimní dorůstá do výšky 18–30 m a v průměru má 1,2–1,8 m. Duby se dožívají vysokého stáří 600–800 let [31]. Barva dubového dřeva je žlutohnědá. Dubové dřevo je tvrdé, těžké a velmi trvanlivé. Dub zimní je ideálním materiálem pro výrobu nábytku a používá se také pro výrobu lodí [32].

*Obr. 31: Buk lesní [31]**Obr. 32: Dub zimní [31]***JEDLE BĚLOKORÁ (ABIES ALBA MILL)**

Velmi statný strom dorůstající výšek 40–60 m s průměrem kmene přes 1,5 m. Na půdu je jedle náročná, vyžaduje bohatou vlhkou půdu [31]. Barva dřeva je od krémově bílé po světle žlutohnědou. Dřevo je měkké a lehké. Jedle je vynikající stavební materiál, využívá se jak pro dřevěné konstrukce, tak pro interiéry [32].

MODŘÍN OPADAVÝ (LARIX DECIDUA MILL)

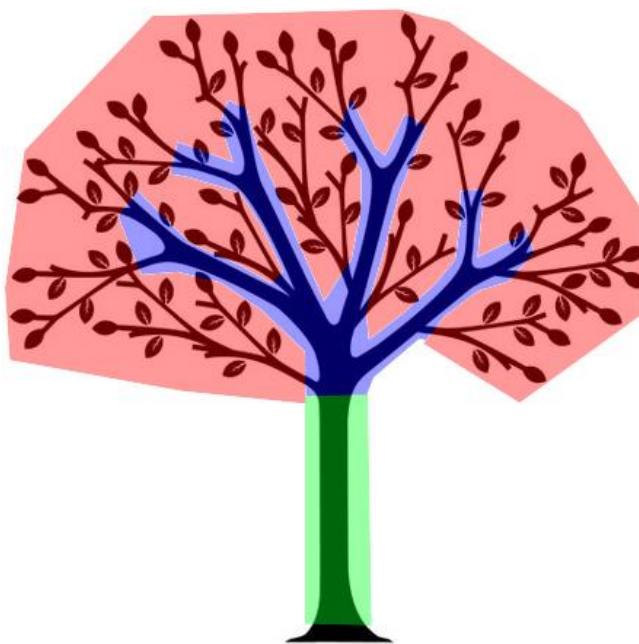
Modřiny dosahují průměrné výšky 30–45 m a průměru kmene 1–1,2 m. Roste na chudých suchých půdách ve všech klimatických pásmech. Vyžaduje však plný přístup světla a vzdušnou polohu [31]. Dřevo modřínu je bledě červenohnědé až cihlově červené. Jeho dřevo je tvrdší, těžší než ostatní dřeva našich jehličnatých dřevin, velmi trvanlivé. Ošetřené modřínové dřevo se používá hlavně na důlní stojny, nosné konstrukce a železniční pražce [32].

*Obr. 33: Jedle bělokora [31]**Obr. 34: Modřín opadavý [31]*

4 VLASTNÍ KONCEPČNÍ NÁVRH ŠTÍPACÍHO STROJE NA DŘEVO

4.1 ZHODNOCENÍ PROCESU ZPRACOVÁNÍ DŘEVA

Návrh vlastního řešení štípacího stroje by měl přispět ke zvýšení efektivity práce při každoročním zpracování dřeva. Dvě domácnosti v naší početné rodině využívají jako primární zdroj tepla krbová kamna. Dřevo si převážně zpracováváme sami, jelikož máme přístup k nezpracovanému dřevu, jehož cena je nižší oproti nákupu naštípaného dřeva. Celý proces zpracování dřeva začíná výběrem vhodných stromů. Vybrané stromy jsou v závislosti na velikosti a obtížnosti práce pokáceny vlastními silami případně najatou firmou. Pokácený strom je nutné zpracovat na požadované rozměry. Ořezané větve jsou zpracovány štěpkovačem případně shromážděny na kupu a spáleny. Dřevo z prostřední části stromu je nařezáno na metrové kusy, které jsou naloženy na vlek a transportovány na místo dalšího zpracování. Objemnější dřevo ze spodní části stromu je zpracováno na 30 cm dlouhé kusy, které jsou rovněž převezeny. V co nejkratší době je nutné přivezené dřevo zpracovat. Metrové kusy lze rozdělit na objemnější a méně objemné. Objemnější metrové kusy jsou štípány na půl pomocí klínů. Toto rozštípnuté dřevo je dále společně s méně objemnými kusy nařezáno pomocí motorové pily s využitím opěrné kozy na kratší kusy, které jsou uskladněny v dřevníku. Dřevo ze spodních částí stromů je štípáno pomocí obouruční sekery. Špatně štípatelné kusy pak pomocí klínů a palice. Celý proces zpracování pokáceného stromu je ilustrativně zobrazen na Obr. 35, kde červená oblast značí větve zpracované štěpkovačem případně spálené. Modrá oblast zobrazuje dřevo z prostřední části stromu zpracované na metrové kusy. Zelená oblast pak dřevo ze spodní části stromu zpracované na 30 cm kusy.



Obr. 35: Rozdělení částí stromu podle způsobu zpracování

Po zhodnocení celého procesu vidím potenciál pro jeho zlepšení. Když pominu varianty nákupu harvestoru a automatizované linky, tak mne napadají dvě možnosti. První je zpracování dřeva přímo v lese, které bohužel ve většině případů využívá pohon traktoru, který nevlastníme. Druhou možností je nahrazení namáhavé práce se štípacími klíny a obouruční sekýrou štípacím strojem. Tato možnost mi přijde jako celkově přijatelnější. Stroj by měl být schopen zpracovávat jednak metrové kusy a také kratší objemnější kusy.

4.2 PARAMETRY VLASTNÍHO KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Specifičtější volbu štípacího stroje provedu na základě informací získaných při zpracování rešerše. Prvním zásadním rozhodnutím je, zda stroj bude jednooperační, tedy pouze štípač, případně víceoperační, tedy štípač s pilou. Ke krácení dřeva sice využíváme pilu, ale pouze okrajově pro část produkce. Celá konstrukce by se použitím víceoperačního stroje výrazně zkomplikovala, ale hlavně výrazně zdražila. Volím tedy jednooperační stroj. Ze strojů lišících se v principu štípání připadá v úvahu setrvačnický, hřebenový tyč a hydromotor. Setrvačnický zamítám z důvodu větších zástavbových rozměrů a nižší bezpečnosti práce. Z porovnání hodinového výkonu hřebenové tyče a hydromotoru vyšla vítězně hřebenová tyč, která je schopna zpracovat až dvakrát více dřeva [33]. Bohužel u této konstrukce není dost dobře možné štípat dřevo o dlouhých a rozdílných délkách, což je jeden z mých požadavků. Proto volím hydromotor. Hydromotor se uplatňuje ve všech třech provedeních štípacích strojů, tedy vertikálním, horizontálním a nastavitelném. Nastavitelná konstrukce dle rešerše nepřináší žádný výrazný přínos, který by vykompenzoval výrazně složitější konstrukci a tím vyšší cenu. Horizontální štípače mají jednu výraznou nevýhodu, kterou je nutnost dostat dřevo do pracovní roviny. Stroj by šel samozřejmě opatřit přídatným zvedacím mechanismem, který ovšem vyžaduje druhý pohon, což by stroj řadilo do jiné kategorie, než vyžaduji. Volím tedy vertikální uspořádání stroje, u kterého vyžadují vestavění co největšího množství pomocných zařízení pro ulehčení práce. Se strojem bude manipulováno převážně v blízkosti domu, měl by tedy být konstruován jako obsluhou snadno přemístitelný. Pohon hydraulickým obvodem traktoru a vývodovou hřídelí traktoru nepřichází v úvahu. Možnou variantou tedy zůstává spalovací a elektrický motor. Hlavní předností spalovacího motoru je jeho použitelnost v terénu, která u navrhovaného stroje není vyžadována. Volím tedy elektrický motor, který se vyznačuje tišším chodem a nižší cenou. Štípací trn jako pracovní nástroj hodnotím jako nevyhovující z důvodu nízké bezpečnosti a nemožnosti regulovat počet naštípaných kusů. Vhodnější je dle mého názoru jednoduchý štípací klín používaný pro delší a masivnější kusy, který je jednoduše rozšiřitelný na složený klín schopný zpracovávat dřevo na více kusů.

Bližší popis parametrů vlastního konstrukčního řešení:

- Jednooperační štípací stroj
- Princip štípání – hydromotor
- Vertikální konstrukce stroje
- Mobilní přemístitelný stroj
- Pohon – elektromotor
- Pracovní nástroj – štípací klín
- Maximální délka štípaného dřeva $l_d = 1000 \text{ mm}$

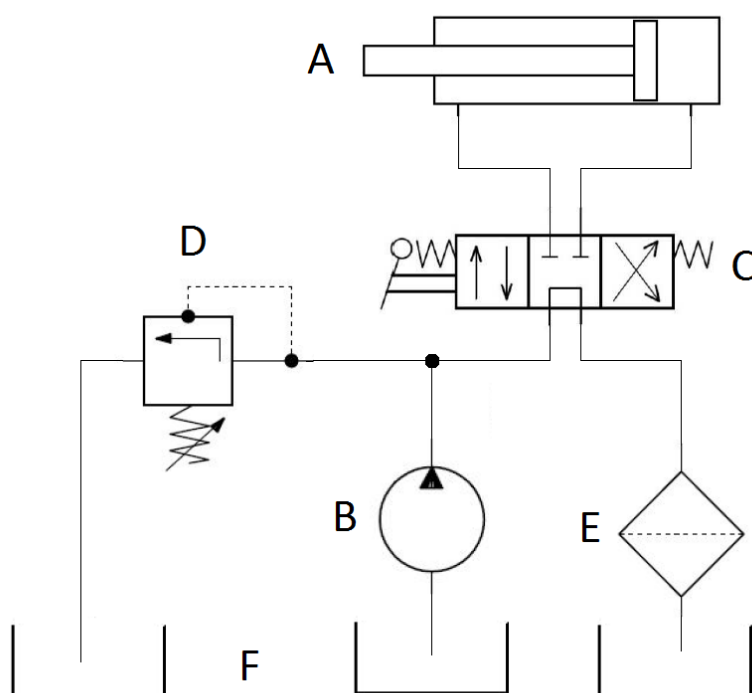
Volba vhodných komponent štípacího stroje musí být podložena kontrolními výpočty. Hydraulické prvky obvodu, elektromotor a další části stroje budou tvořit funkční celek. Hlavním úkolem tohoto celku je bezporuchová a bezpečná funkčnost při současném splnění požadovaných parametrů stroje, které byli popsány výše. Navržené komponenty budou dále zakomponovány do rámu stroje, jehož návrh a kontrolní výpočty budou přiblíženy v následujících kapitolách.

4.3 NÁVRH HYDRAULICKÝCH PRVKŮ OBVODU

Hlavním úkolem hydraulického obvodu štípacího stroje je přenos mechanické energie vytvořené elektromotorem na pohyb štípacího nástroje. Na trhu je možné zakoupit hydraulický agregát, což je kompletní funkční hydraulický obvod v praktickém a kompaktním provedení. Agregát poté stačí pouze propojit se štípacím nástrojem. Bylo rozhodnuto navrhnout vlastní hydraulický obvod, který bude složen z katalogových komponent. Výrobci a dodavatelé těchto komponent k nim poskytují důležité parametry, které využiji při kontrolních výpočtech.

4.3.1 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU STROJE

Hydraulický obvod stroje je realizován jako otevřený. U otevřených hydraulických obvodů dochází k návratu pracovního média zpět do zásobníku po každém pracovním cyklu. Hydraulický obvod je tvořen hydromotorem (A), hydrogenerátorem (B), rozvaděčem (C), tlakovým ventilem (D), sacím filtrem (E) a nádrží na hydraulický olej (F). Schéma mnou navrženého hydraulického obvodu je znázorněno na Obr. 36. Při značení hydraulických prvků jsem vycházel z literatury [19].



Obr. 36: Schéma hydraulického obvodu štípacího stroje; A – hydromotor; B – hydrogenerátor; C – rozvaděč; D – tlakový ventil; E – sací filtr; F – nádrž na hydraulický olej

4.3.2 NÁVRH A VÝPOČET HYDROMOTORU

Hydromotor štípacího stroje bude určen po vypočtení nezbytných parametrů. Hlavním zvoleným parametrem je maximální délka štípaného dřeva $l_d = 1000 \text{ mm}$, která nám určuje maximální zdvih hydromotoru $z = 800 \text{ mm}$. Zdvih hydromotoru tvoří 80 % maximální délky štípaného dřeva, což je vzdálenost kdy dojde k samovolnému doštípnutí dřeva. Nejprve je nutné vypočítat potřebnou štípací sílu, která bude vypočtena pro obě možné varianty štípání, tedy metrového kusu o menším průměru a kratšího kusu o větším průměru. Odolnost štípání volím $R_w = 0,5 \text{ MPa}$ dle přílohy I, což odpovídá bukovému dřevu o vlhkosti 12 % při působení síly v tangenciální rovině.

$$S_{s1} = b_1 \cdot l_1 = 200 \cdot 1000 = 2 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad [\text{mm}^2] \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} \text{kde } S_{s1} & \dots\dots\dots \text{plocha štípání metrového kusu} & [\text{mm}^2] \\ b_1 & \dots\dots\dots \text{šířka metrového kusu} & [\text{mm}] \\ l_1 & \dots\dots\dots \text{délka metrového kusu} & [\text{mm}] \end{aligned}$$

$$S_{s2} = b_2 \cdot l_2 = 500 \cdot 300 = 1,5 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad [\text{mm}^2] \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} \text{kde } S_{s2} & \dots\dots\dots \text{plocha štípání kratšího kusu} & [\text{mm}^2] \\ b_2 & \dots\dots\dots \text{šířka kratšího kusu} & [\text{mm}] \\ l_2 & \dots\dots\dots \text{délka kratšího kusu} & [\text{mm}] \end{aligned}$$

$$F_{\max 1} = R_w \cdot S_{s1} = 0,5 \cdot 2 \cdot 10^5 = 100 \text{ kN} \quad [\text{N}] \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \text{kde } F_{\max 1} & \dots\dots\dots \text{štípací síla při rozdělení metrového kusu} & [\text{N}] \\ R_w & \dots\dots\dots \text{odolnost proti štípání} & [\text{MPa}] \end{aligned}$$

$$F_{\max 2} = R_w \cdot S_{s2} = 0,5 \cdot 1,5 \cdot 10^5 = 75 \text{ kN} \quad [\text{N}] \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} \text{kde } F_{\max 2} & \dots\dots\dots \text{štípací síla při rozdělení kratšího kusu} & [\text{N}] \\ R_w & \dots\dots\dots \text{odolnost proti štípání} & [\text{MPa}] \end{aligned}$$

Z porovnání vypočtených hodnot je patrné, že větší štípací síla je potřeba při rozdělení metrového kusu. Maximální štípací sílu tedy volím $F_{\max} = 100 \text{ kN}$. Dále vypočteme potřebnou plochu hydromotoru a z ní průměr pístu hydromotoru. Pro tento výpočet je nezbytné zvolit maximální tlak v hydraulickém obvodu, který volím $p_{\max} = 21 \text{ MPa}$. S touto hodnotou pracovního tlaku štípače běžně pracují.

$$S_{pot} = \frac{F_{max}}{p_{max}} = \frac{10^5}{21 \cdot 10^6} = 4,761 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad [\text{m}^2] \quad (4.5)$$

kde S_{pot} potřebná plocha pístu hydromotoru $[\text{m}^2]$
 F_{max} štípací síla $[\text{N}]$
 p_{max} maximální tlak v hydraulickém obvodu $[\text{Pa}]$

$$D_{pot} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pot}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,76 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 77,87 \text{ mm} \cong 78 \text{ mm} \quad [\text{mm}] \quad (4.6)$$

kde D_{pot} potřebný průměr pístu hydromotoru $[\text{mm}]$

Na základě výše uvedených výpočtů byl vybrán přímočarý hydromotor UHN210 od společnosti ULBRICH. Hydromotor pracuje se jmenovitým tlakem 210 bar, což odpovídá navrženému maximálnímu tlaku v hydraulickém obvodu p_{max} . Byla vybrána varianta s průměrem pístu $D = 80 \text{ mm}$ a průměrem pístnice $d = 56 \text{ mm}$. Pístnice je vyrobena z oceli Ck45 s mezí kluzu $R_{eh} = 390 \text{ MPa}$ [34]. Upevnění hydromotoru k rámu je řešeno pomocí příruby (KF – přední příruba) s šesti otvory pro šrouby M16. Štípací nástroj bude k pístnici uchycen pomocí čepu, který bude procházet vidlicí (GK2 – vidlice) našroubovanou na konci pístnice. Na Obr. 37 je možné vidět přímočarý hydromotor UHN210-KF-GK2 vymodelovaný podle katalogu výrobce [35].



Obr. 37: Přímocharý hydromotor UHN210-KF-GK2

Nejprve určíme plochu pístu hydromotoru a z ní dále vypočteme tlak v hydraulickém obvodu při zachování velikosti maximální štípací síly.

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 5,024 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad [\text{m}^2] \quad (4.7)$$

kde S plocha pístu hydromotoru $[\text{m}^2]$
 D průměr pístu hydromotoru $[\text{m}]$

$$p = \frac{F_{\max}}{S} = \frac{10^5}{5,02 \cdot 10^{-3}} = 19,9 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (4.8)$$

kde p tlak v hydraulickém okruhu $[\text{MPa}]$

Ze zjištěných výsledků je patrné, že hydraulický okruh štípacího stroje bude pracovat s tlakem $p = 19,9 \text{ MPa}$. Snížení této hodnoty z 210 bar (21 MPa) bude zabezpečeno tlakovým ventilem. Dále bude vypočtena plocha průřezu pístnice, která je nezbytná pro výpočet plochy mezikruží mezi pístem a pístnicí. Výpočet této plochy je nezbytný pro určení maximální zpětné síly hydromotoru.

$$S_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} = 2,462 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad [\text{m}^2] \quad (4.9)$$

kde S_d plocha průřezu pístní tyče $[\text{m}^2]$
 d průměr pístnice $[\text{m}]$

$$S_{\text{mezi}} = S - S_d = (5,02 - 2,46) \cdot 10^{-3} = 2,562 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad [\text{m}^2] \quad (4.10)$$

kde S_{mezi} plocha mezikruží $[\text{m}^2]$

$$F_{\text{zpet}} = p \cdot S_{\text{mezi}} = 19,9 \cdot 10^6 \cdot 2,562 \cdot 10^{-3} = 50944 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (4.11)$$

kde F_{zpet} maximální zpětná síla hydromotoru $[\text{N}]$

Na závěr je nutné ověřit, zda pístnice podléhá meznímu stavu pružnosti nebo meznímu stavu vzpěrné stability. Mezním stavem vzpěrné stability rozumíme stav, kdy se změní charakter podstatné deformace ze stlačování na ohyb [36]. Ze známé geometrie pístnice nejprve určíme její kvadratický moment a pak štíhlost prutu a kritickou štíhlost prutu, které porovnáme.

$$J_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,056^4}{64} = 4,825 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 \quad [\text{m}^4] \quad (4.12)$$

kde J_y kvadratický moment pístnice $[\text{m}^4]$

$$i_y = \sqrt{\frac{J_y}{S_d}} = \sqrt{\frac{4,825 \cdot 10^{-7}}{2,462 \cdot 10^{-3}}} = 0,014 \text{ m} \quad [\text{m}] \quad (4.13)$$

kde i_y poloměr kvadratického momentu [m]

$$\lambda = \frac{z}{i_y} = \frac{0,8}{0,014} = 57,143 \quad [-] \quad (4.14)$$

kde λ štíhlost pístnice [-]
 z zdvih hydromotoru [m]

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{\alpha^2 \cdot E}{R_{eh}}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot E}{R_e}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 210 \cdot 10^9}{4 \cdot 390 \cdot 10^6}} = 36,431 \quad [-] \quad (4.15)$$

kde λ_k kritická štíhlost pístnice [-]

α součinitel uložení ($\alpha = \frac{\pi}{2}$) [-]

E modul pružnosti v tahu oceli [MPa]

R_{eh} mez kluzu pístnice (Ck45) [MPa]

Vzhledem k tomu, že štíhlost pístnice $\lambda = 57,143$ je větší než kritická štíhlost $\lambda_k = 36,431$, aktuálním mezním stavem je mezní stav vzpěrné stability. Následně je potřeba určit velikost kritické síly a vypočítat bezpečnost.

$$F_{krit} = \frac{\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot E \cdot J_y}{z^2} = \frac{\pi^3 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 4,825 \cdot 10^{-7}}{4 \cdot 0,8^2} = 390243 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (4.16)$$

kde F_{krit} kritická síla [N]

$$k_v = \frac{F_{krit}}{F_{max}} = \frac{390243}{100000} = 3,902 \quad [-] \quad (4.17)$$

kde k_v koeficient bezpečnosti pístnice [-]

Pístnice vykazuje vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability bezpečnost větší než 3, proto výsledek beru jako vyhovující.

4.3.3 NÁVRH A VÝPOČET HYDROGENERÁTORU

Hydrogenerátor štípacího stroje bude určen na základě parametrů vypočtených v kapitole 4.3.2. Zvolený hydrogenerátor musí být schopen do hydraulického obvodu dodávat hydraulickou kapalinu o potřebném průtoku a tlaku. Správný chod hydrogenerátoru je podmíněn dodávkou potřebného výkonu a otáček z pohonu stroje. Volbu hydrogenerátoru přímo ovlivňuje čas potřebný pro pracovní zdvih. Po prozkoumání štípacích strojů o obdobných parametrech jsem zvolil čas zdvihu $t_{zvol} = 10 \text{ s}$.

Nejprve je nutné vypočítat objem hydromotoru, ze kterého zjistíme potřebný geometrický objem hydrogenerátoru, což je množství kapaliny vytlačené hydrogenerátorem za jednu otáčku. Při výpočtu bylo vycházeno z faktu, že elektromotor bude pracovat s výstupními otáčkami $n_{pred} = 2900 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

$$V = S \cdot z = 5,024 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 = 4,019 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad [\text{m}^3] \quad (4.18)$$

$$\text{kde } V \dots\dots\dots \text{objem hydromotoru} \quad [\text{m}^3]$$

$$Q_{pot} = \frac{V}{t_{zvol}} = \frac{4,019 \cdot 10^{-3}}{10} = 4,019 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,402 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.19)$$

$$\text{kde } Q_{pot} \dots\dots\dots \text{potřebný průtok hydrogenerátoru} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$t_{zvol} \dots\dots\dots \text{zvolený pracovní čas zdvihu} \quad [\text{s}]$$

$$V_{otpot} = \frac{Q_{pot}}{n_{pred}} = \frac{0,402 \cdot 10^{-3}}{48,33} = 8,318 \text{ cm}^3 \quad [\text{cm}^3] \quad (4.20)$$

$$\text{kde } V_{otpot} \dots\dots\dots \text{potřebný geometrický objem hydrogenerátoru} \quad [\text{cm}^3]$$

$$n_{pred} \dots\dots\dots \text{předpokládané výstupní otáčky elektromotoru} \quad [\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Na základě výše uvedených výpočtů byl vybrán hydrogenerátor (tzv. čerpadlo) T3 8 od společnosti Jihostroj. Jedná se o zubové čerpadlo s vnějším ozubením a dvěma ozubenými koly. Hydrogenerátor je schopen pracovat s maximálním výstupním tlakem 290 bar a maximálními provozními otáčkami 3600 ot/s, což jsou dokonce vyšší hodnoty, než pro jaké je navržen hydraulický obvod. Geometrický objem zvoleného čerpadla je $V_{ot} = 8,05 \text{ cm}^3$. Je to sice nižší hodnota než byla vypočtena, ale jelikož dojde pouze k nepatrnému navýšení času pracovního zdvihu, považuji tento typ za vyhovující. Výpočet přesné doby zdvihu bude proveden po volbě elektromotoru. Byla vybrána varianta s výstupní hnací hřídelí a perem (V13). Upevnění hydrogenerátoru bylo zvoleno pomocí příruby (R05) se čtyřmi otvory pro šrouby M8. Na Obr. 38 je možné vidět zubový hydrogenerátor T3-8-V13-R05 stažený z konfigurátoru výrobce [37].



Obr. 38: Zubový hydrogenerátor T3-8-V13-R05

4.4 NÁVRH A VÝPOČET ELEKTROMOTORU

Elektromotor štípacího stroje bude zvolen po vypočtení potřebného výkonu, který je nutný pro pohon zubového hydrogenerátoru. Při výběru vhodného pohonu je nutné vzít v potaz, že bylo v předchozích výpočtech hydrogenerátoru uvažováno s výstupními otáčkami elektromotoru $n_{pred} = 2900 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Zvolený pohon by tedy měl pracovat zhruba s takovýmito výstupními otáčkami.

$$P_{nav} = Q_{pot} \cdot p = 0,402 \cdot 10^{-3} \cdot 19,9 \cdot 10^6 = 7999 \text{ W} \quad [\text{W}] \quad (4.21)$$

kde P_{nav} návrhový výkon elektromotoru [W]

Na základě výpočtu návrhového výkonu elektromotoru, který se pohybuje okolo 8 kW, byl zvolen dvoupólový trojfázový asynchronní motor 1LE1002-1CA63 se zvýšeným výkonem od společnosti Siemens. Jmenovitý výkon elektromotoru je $P = 7,5 \text{ kW}$, otáčky na výstupním hřídeli pak $n = 2925 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Upevnění elektromotoru k rámu stroje bylo zvoleno pomocí patky se čtyřmi šrouby M12. Na Obr. 39 je možné vidět elektromotor 1LE1002-1CA63 stažený z konfiguratoru výrobce [38].



Obr. 39: Asynchronní elektromotor 1LE1002-1CA63 [38]

Po výběru vhodného hydrogenerátoru a elektromotoru známe přesné hodnoty geometrického objemu hydrogenerátoru $V_{ot} = 8,05 \text{ cm}^3$ a výstupních otáček elektromotoru $n = 2925 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Dalším krokem je výpočet průtoku hydrogenerátoru, pracovního času zdvihu a pracovního času zpětného zdvihu.

$$Q = V_{ot} \cdot n = 8,05 \cdot 10^{-6} \cdot 48,75 = 0,392 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.22)$$

<i>kde</i>	Q	průtok hydrogenerátoru	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
	V_{ot}	geometrický objem hydrogenerátoru	$[\text{cm}^3]$
	n	výstupní otáčky elektromotoru	$[\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}]$

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{4,019 \cdot 10^{-3}}{0,392 \cdot 10^{-3}} = 10,25 \text{ s} \quad [\text{s}] \quad (4.23)$$

<i>kde</i>	t	pracovní čas zdvihu	$[\text{s}]$
	V	objem hydromotoru	$[\text{m}^3]$

$$V_{mezi} = S_{mezi} \cdot z = 2,562 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 = 2,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad [\text{m}^3] \quad (4.24)$$

<i>kde</i>	V_{mezi}	objem mezikruží	$[\text{m}^3]$
------------	------------------	-----------------	----------------

$$t_{zpet} = \frac{V_{mezi}}{Q} = \frac{2,05 \cdot 10^{-3}}{0,392 \cdot 10^{-3}} = 5,23 \text{ s} \quad [\text{s}] \quad (4.25)$$

<i>kde</i>	t_{zpet}	pracovní čas zpětného zdvihu	$[\text{s}]$
------------	------------------	------------------------------	--------------

4.4.1 KONTROLNÍ VÝPOČTY ELEKTROMOTORU

U zvoleného elektromotoru je nutné překontrolovat, zda je jeho výkon dostatečný pro pohon hydrogenerátoru. Hydrogenerátor pracuje s objemovou účinností $\eta_v = 0,95$ a mechanickou účinností $\eta_m = 0,85$ [37]. Nejprve je tedy potřeba vypočítat celkovou účinnost hydrogenerátoru (η_c). Na základě předchozího výpočtu průtoku hydrogenerátoru (Q) je nutné vypočítat potřebný výkon elektromotoru (P_{pot}), protože návrhový výkon elektromotoru (P_{nav}) byl vypočten s použitím potřebného průtoku hydrogenerátoru (Q_{pot}). Dále bude vypočten požadovaný výkon elektromotoru (P_{poz}) a z této hodnoty velikost přetížení elektromotoru (ΔP).

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_m = 0,95 \cdot 0,85 = 0,81 \quad [-] \quad (4.26)$$

<i>kde</i>	η_c	celková účinnost hydrogenerátoru	$[-]$
	η_v	objemová účinnost hydrogenerátoru	$[-]$
	η_m	mechanická účinnost hydrogenerátoru	$[-]$

$$P_{pot} = Q \cdot p = 0,392 \cdot 10^{-3} \cdot 19,9 \cdot 10^6 = 7811 \text{ W} \quad [\text{W}] \quad (4.27)$$

$$\text{kde } P_{pot} \dots\dots\dots \text{potřebný výkon elektromotoru} \quad [\text{W}]$$

$$P_{poz} = \frac{P_{pot}}{\eta_c} = \frac{7811}{0,81} = 9673 \text{ W} \quad [\text{W}] \quad (4.28)$$

$$\text{kde } P_{poz} \dots\dots\dots \text{požadovaný výkon elektromotoru} \quad [\text{W}]$$

$$\Delta P = P_{poz} - P = 9673 - 7500 = 2173 \text{ W} \quad [\text{W}] \quad (4.29)$$

$$\text{kde } \Delta P \dots\dots\dots \text{přetížení elektromotoru} \quad [\text{W}]$$

$$P \dots\dots\dots \text{jmenovitý výkon elektromotoru} \quad [\text{W}]$$

Z předchozího výpočtu požadovaného výkonu elektromotoru je zřejmé, že došlo k překročení jmenovitého výkonu motoru o více než 2100 W. Zvolený asynchronní elektromotor je možné krátkodobě přetížit do tzv. momentu zvratu. Moment zvratu je poměr maximálního vůči jmenovitému momentu. Z katalogu výrobce byla zjištěna velikost jmenovitého momentu elektromotoru $M_n = 24 \text{ Nm}$ a velikost momentu zvratu $m_z = 3,2$ [38]. Štípací stroj délkou pracovního cyklu splňuje podmínku krátkodobého přetížení. Následující výpočty je nutné zjistit hodnotu skutečného přetížení elektromotoru a rozhodnout, zda zvolený elektromotor vyhovuje.

$$M_{\max} = \frac{P_{poz}}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{9673}{2 \cdot \pi \cdot 48,75} = 31,58 \text{ Nm} \quad [\text{Nm}] \quad (4.30)$$

$$\text{kde } M_{\max} \dots\dots\dots \text{maximální potřebný moment elektromotoru} \quad [\text{Nm}]$$

$$m_{z \max} = \frac{M_{\max}}{M_n} = \frac{31,58}{24} = 1,32 \quad [-] \quad (4.31)$$

$$\text{kde } m_{z \max} \dots\dots\dots \text{maximální moment zvratu elektromotoru} \quad [-]$$

$$M_n \dots\dots\dots \text{jmenovitý moment elektromotoru} \quad [\text{Nm}]$$

$$p_{\check{d}ov} = m_z \cdot 100 = 3,2 \cdot 100 = 320 \% \quad [\%] \quad (4.32)$$

$$\text{kde } p_{\check{d}ov} \dots\dots\dots \text{dovolené přetížení elektromotoru} \quad [\%]$$

$$m_z \dots\dots\dots \text{moment zvratu elektromotoru} \quad [-]$$

$$p\check{r}_{\max} = (m_{z\max} - 1) \cdot 100 = (1,32 - 1) \cdot 100 = 32 \% \quad [\%] \quad (4.33)$$

kde $p\check{r}_{\max}$ maximální přetížení elektromotoru [%]

Z výše uvedených výpočtů bylo zjištěno, že je možné elektromotor přetížit o 320 %. Námi požadované přetížení dosahuje hodnoty 32 %, což je o mnoho nižší hodnota, než o kolik můžeme elektromotor přetížit. Na základě těchto výpočtů lze usoudit, že zvolený elektromotor vyhovuje.

4.5 NÁVRH A VÝPOČET OSTATNÍCH PRVKŮ HYDRAULICKÉHO OBVODU

V předchozích kapitolách byly zvoleny a výpočty ověřeny hlavní komponenty štípacího stroje. V této kapitole budou vypočteny parametry ostatních prvků, jakými jsou objem hydraulické nádrže a průměr hydraulického potrubí. Dále bude vybrána hydraulická kapalina, vhodný rozvaděč, filtr a tlakový ventil.

4.5.1 NÁVRH HYDRAULICKÉ NÁDRŽE

Zvolený otevřený hydraulický obvod musí dle literatury splňovat požadavek na objem hydraulické nádrže. Objem nádrže u otevřených hydraulických obvodů je u mobilní techniky s neregulačním hydrogenerátorem 2 až 4 násobek maximálního minutového průtoku navrhovaného hydrogenerátoru [19]. Z důvodu redukce váhy štípacího stroje byl zvolen 2 násobek maximálního minutového průtoku hydrogenerátoru.

$$V_N = k_N \cdot Q = 2 \cdot 0,392 \cdot 10^{-3} \cdot 60 = 47,04 \text{ l} \cong 47 \text{ l} \quad [\text{l}] \quad (4.34)$$

kde V_N objem hydraulické nádrže [l]

k_N zvolený násobek maximálního minutového
průtoku hydrogenerátoru [min]

Dle výpočtu musí být objem navržené hydraulické nádrže alespoň $V_N = 47 \text{ l}$.

4.5.2 NÁVRH HYDRAULICKÉHO POTRUBÍ

Hydraulické potrubí slouží k propojení jednotlivých hydraulických komponent. Charakteristickým prvkem potrubí je jeho světlost (DN) neboli vnitřní průměr udávaný v milimetrech. Výpočet optimální světlosti potrubí vychází dle literatury [39] z průtokové rychlosti. Dle tabulky v příloze III byla pro vedení kapaliny do tlaku 20 MPa zvolena průtoková rychlost $v_{pot} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [39].

$$d_{pot} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q}{v_{pot}}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,392 \cdot 10^{-3}}{5}} = 10 \text{ mm} \quad [\text{mm}] \quad (4.35)$$

kde d_{pot} světlost potrubí [mm]

v_{pot} zvolená průtoková rychlost [m · s⁻¹]

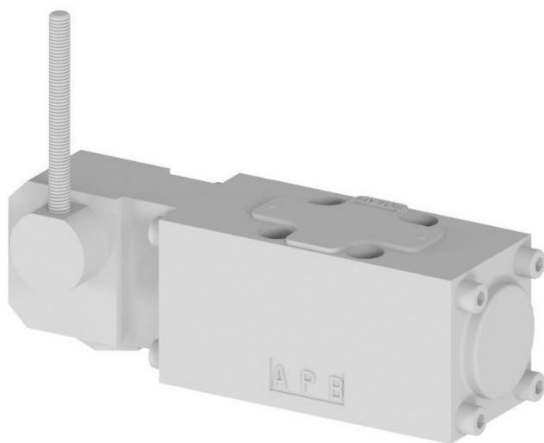
Dle výpočtu musí být minimální průměr hydraulického potrubí $d_{pot} = 10 \text{ mm}$. Na základě tohoto výsledku byla zvolena hydraulická vysokotlaká hadice 2SN 12 se dvěma ocelovými oplety s povrchem ze syntetické pryže o světlosti $d_{had} = 12,7 \text{ mm}$ a maximálním pracovním tlakem 275 bar [40].

4.5.3 VOLBA HYDRAULICKÉ KAPALINY

Hydraulická kapalina je médium, jehož prostřednictvím se v hydraulickém systému přenáší výkon. Dle klasifikace ISO 6743/4 HM byl zvolen hydraulický olej Paramo HM, který je vhodný pro vysokotlaké hydraulické mechanismy vybavené hydrogenerátorem. Konkrétně byl zvolen hydraulický olej HM 46, který je vhodný pro celoroční provoz v obvyklých podmínkách. Olej je zušlechtěn účinnými přísadami proti oxidaci, korozi, opotřebení a pění. Zvolený olej má kinematickou viskozitu $\nu = 48 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ [41].

4.5.4 VOLBA ROZVADĚČE

Rozvaděč ovládá otevírání a zavírání průtoku kapaliny nebo mění směr průtoku kapaliny. Pro vhodnou použitelnost v hydraulickém obvodu štípacího stroje byl zvolen ručně ovládaný, šoupátkový rozvaděč AGRO HYTOS RPR3-04. Jedná se o čtyřcestný rozvaděč se třemi pracovními polohami, kde návrat do výchozí polohy zajišťují vratné pružiny. Rozvaděč může pracovat při maximální průtoku $Q_{roz} = 30 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ a maximálním tlakem $p_{roz} = 320 \text{ bar}$. Na Obr. 40 je možné vidět rozvaděč RPR3-04 stažený z konfigurátoru výrobce [42].



Obr. 40: Ručně ovládaný rozvaděč RPR3-04 [42]

4.5.5 VOLBA FILTRU

Filtr v hydraulickém obvodu má velký význam pro spolehlivou funkci a dlouhou životnost prvků. Chrání hydraulický obvod tím, že udržuje hydraulickou kapalinu v čistotě. Znečištění hydraulické kapaliny je způsobeno vlivem zbytkových nečistot při uvádění do provozu a během provozu vlivem opotřebení a doplňování kapaliny. Podle umístění filtru v hydraulickém obvodu byl zvolen zpětný neboli odpadní filtr, který zachycuje nečistoty až na výstupu z rozvaděče [43]. Konkrétně byl zvolen zpětný filtr E72–158 od výrobce AGRO HYTOS se maximálním

jmenovitým průtokem $Q_{fil} = 70 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Filtr vyžaduje hydraulický olej s nižší kinematickou viskozitou než $\nu_{fil} < 60 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ [44], tuto podmínku zvolená hydraulická kapalina splňuje. Na Obr. 41 je možné vidět zpětný filtr E72–158 stažený z konfigurátoru výrobce [44].



Obr. 41: Zpětný filtr E72-158 [44]

4.5.6 VOLBA TLAKOVÉHO VENTILU

Tlakový redukční ventil je určen k udržování konstantního tlaku v obvodu spotřebiče. Je-li spotřebič přetížen, propojí ventil obvod spotřebiče s nádrží a zabrání tak jeho poškození. Redukovaný tlak se nastavuje stlačováním pružiny seřizovacím šroubem. Pro vhodnou použitelnost v hydraulickém obvodu štípacího stroje byl zvolen přímořízený přepouštěcí ventil AGRO HYTOS VPP2-04 RB1. Tlakový ventil může pracovat s maximálním průtokem $Q_{ven} = 40 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ a maximálním tlakem $p_{ven} = 320 \text{ bar}$. Na Obr. 42 je možné vidět tlakový ventil VRN2-06 stažený z konfigurátoru výrobce [45]



Obr. 42: Přímorízený přepouštěcí ventil [45]

5 KONTROLNÍ VÝPOČTY A POPIS KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Rám tvoří kostru stroje, na níž jsou namontovány ostatní funkční součásti stroje. Rám musí být dostatečně pevný a dimenzovaný na pracovní zatížení stroje. Na druhou stranu je snaha o co nejlehčí stroj kvůli jeho snazší přemístitelnosti a nižší ceně. Jedná se o svařovanou konstrukci složenou z normalizovaných ocelových profilů z konstrukční oceli 1.0553 (11 523) s mezí kluzu (R_{eT}) minimálně 355 MPa a mezí pevnosti (R_{mT}) 510–680 MPa [46].

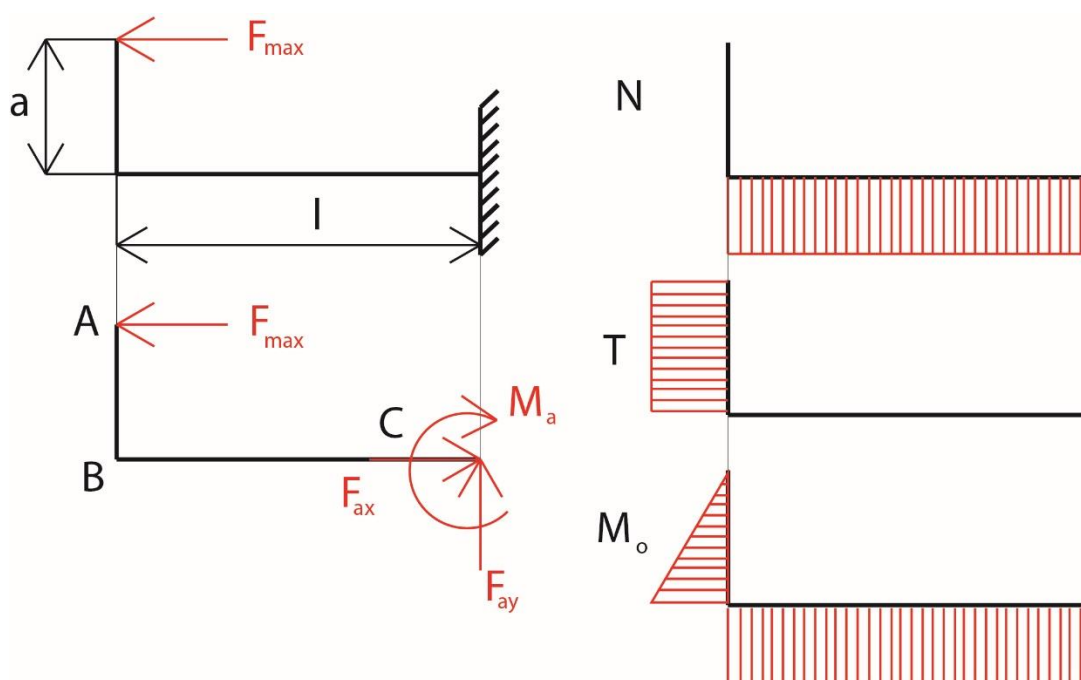
Hlavní část konstrukce je tvořena nosnou stojnou vyrobenou z trubky čtvercového průřezu 180x180 mm s tloušťkou stěny 10 mm. Nosná stojna je ve spodní části zavařena a v horní části zakryta. Jedná se tedy o uzavřenou nádobu, která slouží jako hydraulická nádrž. Ke stojně je v dolní části přivařena spodní opěrná deska, která zvyšuje stabilitu stroje v pracovní poloze. Rám je dále tvořen přírubovou deskou s navařenými vzpěrami pro uchycení hydromotoru, konstrukcí pro vložení pojezdových koleček, úchytem elektromotoru, držákem rozvaděče a vodičemi lištami pro vedení pracovního nástroje.

5.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Navržená konstrukce bude zkontrolována analytickou metodou a metodou konečných prvků.

5.1.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET RÁMU

Svařovaná konstrukce jako celek je pro analytický výpočet příliš složitá. Nejprve je nutné celou situaci zjednodušit. Předpokládám, že hlavním prvkem eliminujícím silové účinky vyvolané hydromotorem je nosná stojna. Nositelka síly hydromotoru působí mimo nosnou stojnu, proto vyvolává na přírubovou desku hydromotoru k normálovému napětí i ohybové napětí. Z vypočteného momentu je následně možné vypočítat velikost průhybu nosné stojny v kritickém místě, tedy napojení přírubové desky na stojnu [36].



Obr. 43: Zatížení a VVÚ

$$M_o = F_{\max} \cdot a = 100 \cdot 10^3 \cdot 240 \cdot 10^{-3} = 24 \cdot 10^3 \text{ Nm} \quad [\text{Nm}] \quad (5.1)$$

kde M_o ohybový moment [Nm]
 $F_{\max}$ štípací síla [N]
 a vzdálenost středu nosné stojny
ke středu hydromotoru [m]

$$c_{\max B} = \frac{M_o \cdot l_s^2}{2 \cdot E \cdot J_{ys}} = \frac{24 \cdot 10^3 \cdot 1,42^2}{2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 25,46 \cdot 10^{-6}} = 0,0045 \text{ m} = 4,5 \text{ mm} \quad [\text{mm}] \quad (5.2)$$

kde $c_{\max B}$ průhyb v bodě B [mm]
 l_s výška stojny po přírubou desku [m]
 J_{ys} kvadratický moment nosné stojny [47] [m⁴]

Štípací síla vyvolaná pístem hydromotoru způsobuje ohybový moment v nosné stojně o velikosti $M_o = 24 \cdot 10^3 \text{ Nm}$. Tento moment vyvolává v nosné stojně maximální průhyb 4,5 mm v bodě B.

$$W_o = \frac{J_{ys}}{\frac{h}{2}} = \frac{25,46 \cdot 10^{-6}}{\frac{0,18}{2}} = 282,89 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad [\text{m}^3] \quad (5.3)$$

kde W_o modul průřezu v ohybu [m³]
 h délka tělesa v ose x [m]

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{24 \cdot 10^3}{282,89 \cdot 10^{-6}} = 84,84 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.4)$$

kde σ_o ohybové napětí [MPa]

$$\sigma_N = \frac{F_{\max}}{S_{ns}} = \frac{10^5}{52,84 \cdot 10^{-4}} = 18,93 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

kde σ_N normálové napětí [MPa]
 S_{ns} plocha průřezu nosné stojny [47] [m²]

$$\sigma_C = \sigma_o + \sigma_N = 18,93 + 84,84 = 103,77 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.6)$$

$$\text{kde } \sigma_C \dots\dots\dots \text{celkové napětí ve stojně} \quad [\text{MPa}]$$

$$k_a = \frac{R_{er}}{\sigma_c} = \frac{355}{103,77} = 3,42 \quad [-] \quad (5.7)$$

$$\text{kde } k_a \dots\dots\dots \text{koeficient bezpečnosti nosné stojny} \quad [-]$$

$$R_{er} \dots\dots\dots \text{mez kluzu konstrukční oceli rámu} \quad [\text{MPa}]$$

Sečtením normálového a ohybového napětí vyvolaného štípací silou bylo zjištěno celkové napětí v nosné stojně. Vypočtené napětí bylo porovnáno s mezí kluzu nosné stojny. Výsledkem je koeficient bezpečnosti počítaného prutu větší než 3. Z hlediska analytického výpočtu stojna vyhovuje.

5.1.2 VÝPOČET RÁMU METODOU MKP

Metodu MKP lze považovat za sofistikovanější výpočtovou metodu v porovnání s analytickou. Jedná se o numerickou metodu sloužící k simulaci průběhu napětí a deformace ve zkoumaném tělese, případně soustavě těles. Její princip spočívá v rozdělení zkoumaného objektu na konečný počet prvků, přičemž jsou vypočteny parametry v jednotlivých uzlových bodech.

Posuzovaným objektem v rámci výpočtu bude navržený štípací stroj, avšak pouze jeho hlavní pevnostní prvek, tedy rám. Statický výpočet bude proveden v programu Autodesk Inventor, respektive v jeho modulu pro výpočet pevnostní analýzy. Pro samostatný výpočet je nutné určit okrajové podmínky, se kterými metoda MKP pracuje. V tomto případě se jedná o svařovaný rám vyrobený z oceli 11 523 s mezí kluzu (R_{er}) minimálně 355 MPa. Zatížení rámu je realizováno působící silou o velikosti 100 kN v ose hydromotoru vyvolanou odporem štípaného dřeva. Sítování modelu je automaticky vygenerované. Síť je tvořena převážně trojúhelníkovými prvky. Styk ze základním tělesem (zemí) je realizován pomocí pevné vazby umístěné v místě spodní opěrné desky. Metodou MKP bylo zjištěno napětí podle Von Mises 288,1 MPa vypočtené na spodní výztuze držáku hydromotoru, viz Obr. 44.

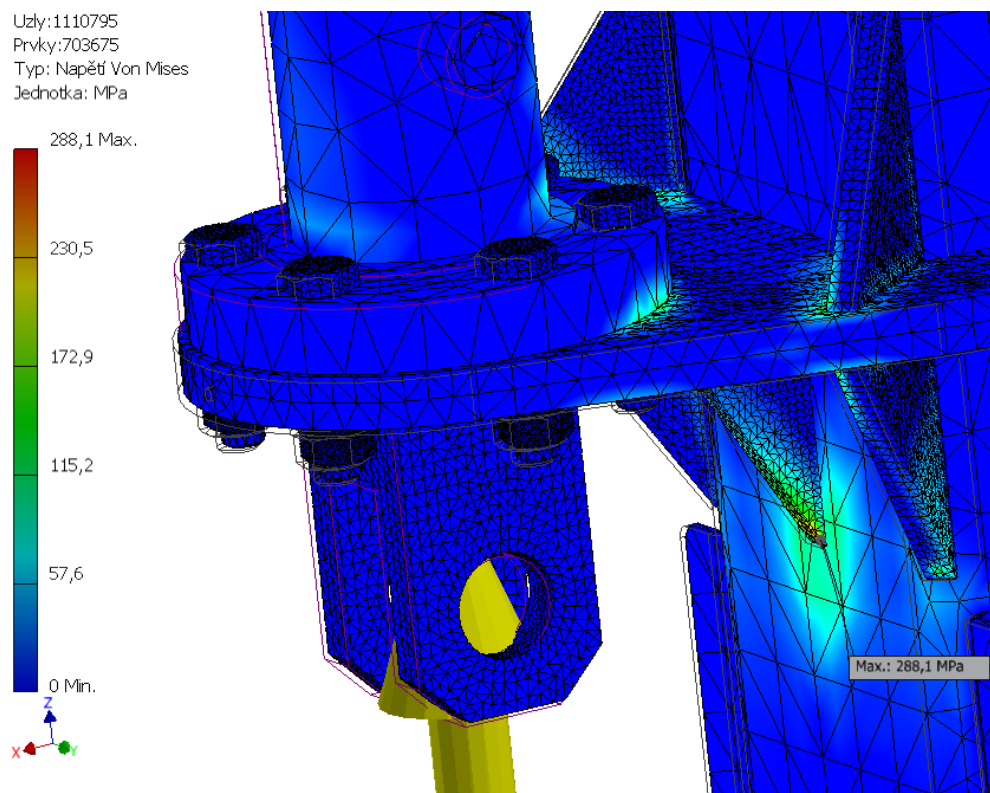
$$k_{M1} = \frac{R_{er}}{\sigma_M} = \frac{355}{288,1} = 1,23 \quad [-] \quad (5.8)$$

$$\text{kde } k_{M1} \dots\dots\dots \text{koeficient bezpečnosti rámu} \quad [-]$$

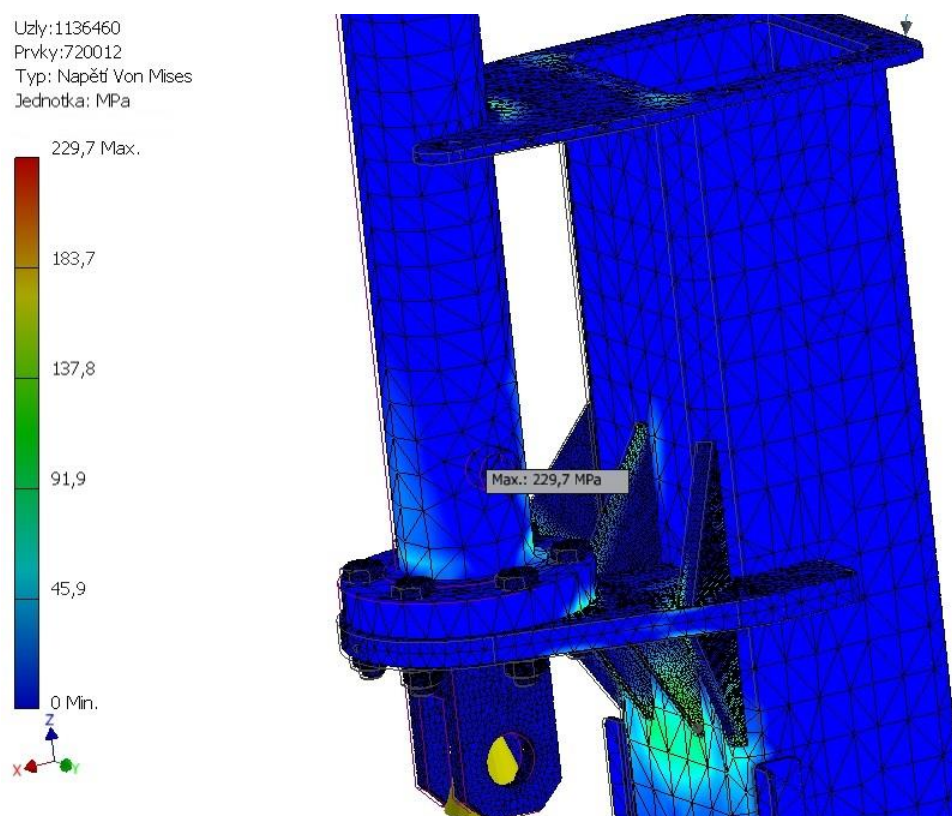
$$R_{er} \dots\dots\dots \text{mez kluzu konstrukční oceli rámu} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_M \dots\dots\dots \text{celkové napětí v rámu dle Von Mises} \quad [\text{MPa}]$$

Vypočtenou bezpečnost hodnotím jako příliš nízkou. Jako nápravné opatření volím přivaření dalších výztuh k držáku hydromotoru.



Obr. 44: Maximální napětí v rámu stroje – verze 1

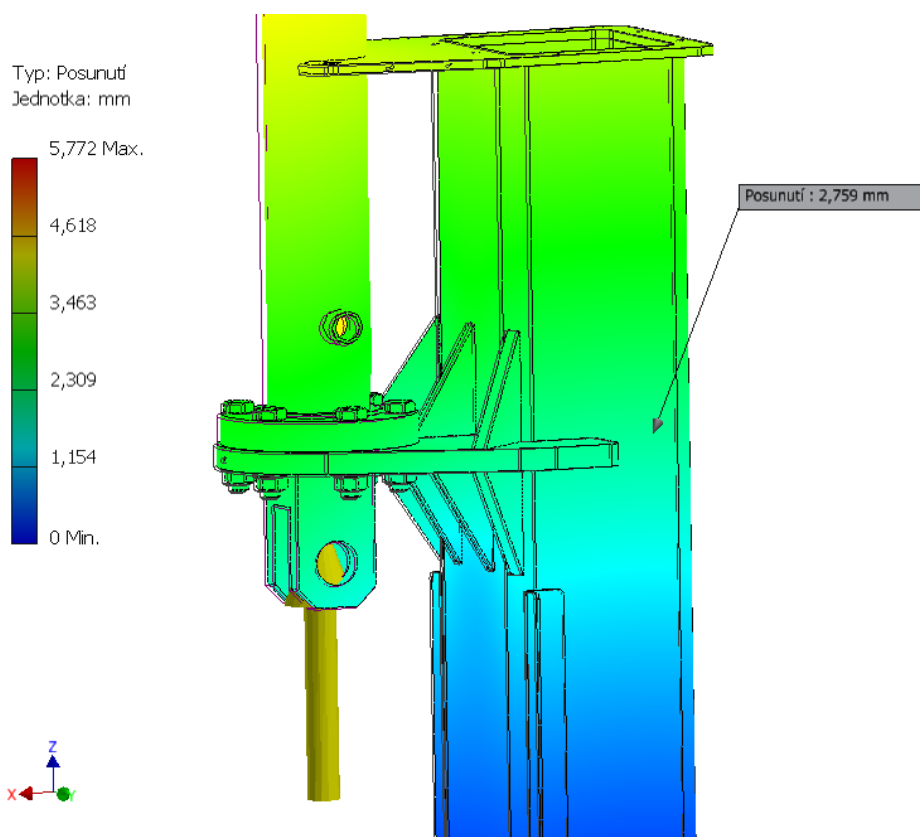


Obr. 45: Maximální napětí v rámu stroje – verze 2

$$k_{M2} = \frac{R_{er}}{\sigma_M} = \frac{355}{229,7} = 1,55 \quad [-] \quad (5.9)$$

kde k_{M2} koeficient bezpečnosti rámu [-]
 R_{er} mez kluzu konstrukční oceli rámu [MPa]
 σ_M celkové napětí v rámu dle Von Mises [MPa]

Z Obr. 45 je patrné, že navržené nápravné opatření splnilo svůj účel a došlo ke zvýšení koeficientu bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti na 1,55, což hodnotím jako vyhovující.



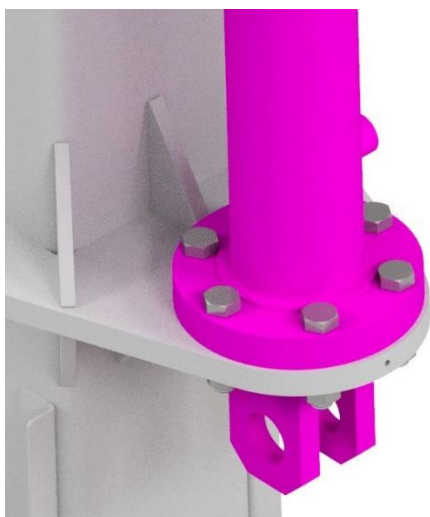
Obr. 46: Maximální deformace rámu

Maximální deformace zkoumaného objektu vyšla 5,8 mm v horní části hydromotoru, což hodnotím jako přijatelnou velikost. Pro porovnání s analytickou metodou vyšla v bodě B dle Obr. 43 deformace 4,5 mm. Deformace ve stejném místě dle MKP vyšla 2,8 mm. V analytickém řešení nebyly brány v úvahu další pevnostní prvky mimo stojnu, přičemž tyto prvky pochopitelně zvyšují pevnost navržené konstrukce a snižují deformaci. Při porovnání zjištěných napětí je situace opačná, analytickým výpočtem vyšlo maximální napětí 104 MPa, oproti tomu při MKP 230 MPa. Zjištěné napětí 230 MPa při MKP analýze bylo zjištěno na přechodu mezi výztužemi hydromotoru a hlavní stojnou. Napětí působící čistě ve stojně bylo odměřeno z výsledků okolo 60 MPa, tedy výrazně nižší.

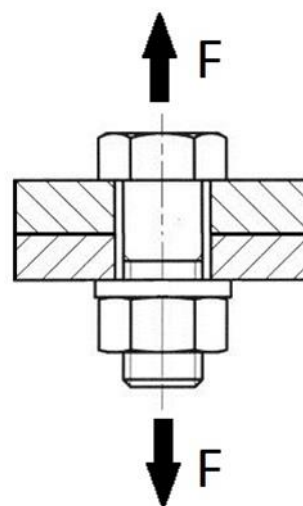
5.2 KONTROLNÍ VÝPOČTY ČEPŮ A ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

5.2.1 KONTROLA ŠROUBOVÉHO UPEVNĚNÍ HYDROMOTORU

Zvolený přímočarý hydromotor UHN210 je osazen přední přírubou se šesti otvory pro šrouby. Na otočném rámu je navařen protikus, ve kterém je rovněž šest děr. Příruby jsou k sobě spojeny pomocí šesti šroubů M16. Na Obr. 47 je možné vidět popsanou situaci. Pro šrouby je nyní nezbytné vypočítat jejich napětí v tahu, které je vyvolané prací hydromotoru. Na základě tohoto výpočtu bude zvolena pevnostní třída šroubů.



Obr. 47: Uchycení hydromotoru k rámu



Obr. 48: Schéma šroubového spoje

Dle tabulky uvedené v příloze IV [48] má šroub M16 s jemnou roztečí výpočtový průřez $A_s = 167 \text{ mm}^2$. Koeficient bezpečnosti šroubu na mez kluzu byla zvolen $k_s = 1,5$.

$$\sigma_t = \frac{F_{\max}}{A_s} = \frac{93195}{167 \cdot 10^{-6}} = 558 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.10)$$

kde σ_t napětí šroubu v tahu [MPa]
 A_s výpočtový průřez šroubu [mm²]

$$\sigma_{t1} = \frac{\sigma_t}{s} = \frac{558}{6} = 93 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.11)$$

kde σ_{t1} napětí v tahu v jednom šroubu [MPa]
 s počet šroubů [-]

$$R_{esm} = k_s \cdot \sigma_{t1} = 1,5 \cdot 93 = 140 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.12)$$

kde R_{esm} minimální požadovaná mez kluzu šroubu [MPa]
 k_s koeficient bezpečnosti šroubu [-]

Z minimální požadované hodnoty meze kluzu $R_{esm} = 140 \text{ MPa}$ šroubu byl zvolen šroub pevnostní třídy 4.6 [49], který má mez pevnosti v tahu $R_{ms} = 400 \text{ MPa}$ a mez kluzu $R_{es} = 250 \text{ MPa}$.

5.2.2 KONTROLA PŘENOSU KROUTICÍHO MOMENTU

Výstupní hřídel elektromotoru i hydrogenerátoru jsou vyrobeny z drážkou s vloženým perem. Přenos kroučicího momentu mezi elektromotorem a hydrogenerátorem je realizován pomocí pružné hřídelové spojky, která mimo jiné také tlumí vibrace a vyrovnává drobné úhlové odchylky mezi hřídelemi. V následujícím výpočtu bude provedena kontrola pera hydrogenerátoru (V13) na otláčení dle [48].

$$F_{pe} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d_{hyd}} = \frac{2 \cdot 29,33}{0,020} = 2933 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (5.13)$$

kde F_{pe} síla na pero [N]

d_{hyd} průměr hřídele hydrogenerátoru [m]

$$p_{pe} = \frac{F_{pe}}{t_{pe}(l_{pe} - b_{pe})} = \frac{2933}{2,5 \cdot (32 - 6)} = 45,1 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.14)$$

kde p_{pe} tlak na pero [MPa]

t_{pe} výška pera v náboji [mm]

l_{pe} délka pera [mm]

b_{pe} šířka pera [mm]

Základní dovolená hodnota tlaku pro náboj z ocele je dle literatury [48] $p_o = 150 \text{ MPa}$. Dovolенý tlak na bocích drážek je při jednosměrném zatížení s velkými rázy pro těsná pera a drážkové spoje $p_{od} = 0,6 \cdot p_o = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ MPa}$. Z porovnání dovoleného tlaku na bocích drážky a tlaku na pero je patrné, že hřídel hydrogenerátoru vyhovuje na otláčení zhruba s dvojnásobnou rezervou. Rozměry hřídele a pera elektromotoru jsou větší než u hydrogenerátoru, z toho důvodu není potřeba provádět kontrolní výpočet i pro ně.

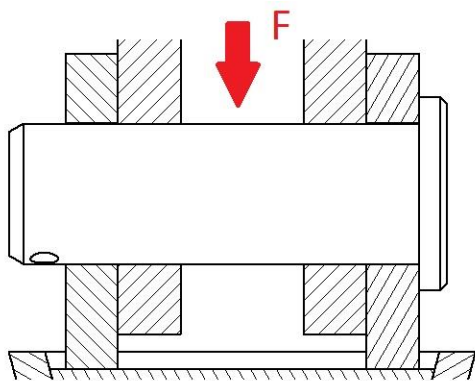
Pro přenos kroučicího momentu mezi elektromotorem a hydrogenerátorem byla zvolena hřídelová spojka od italského výrobce SIT. Konkrétně model Metaldrive GMD S52 osazený drážkou pro pero s maximálním vnitřním průměrem $d_{hsp} = 52 \text{ mm}$. Hřídelová spojka je schopna pracovat s maximálním kroučícím momentem až 700 Nm při maximálních otáčkách 6700 ot/min , čímž s rezervou vyhovuje požadavkům. Na Obr. 49 je možné vidět hřídelovou spojku GMD S52 staženou z konfigurátoru výrobce [50].



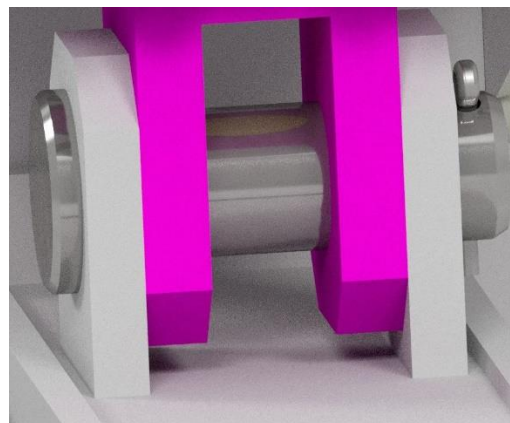
Obr. 49: Hřídelová spojka GMD S52 [50]

5.2.3 KONTROLA ČEPU ŠTÍPACÍHO KLÍNU

Uložení štípacího klínu k vidlici hydromotoru je zajištěno čepem s hlavou o průměru 40 mm, který je zajištěn závlačkou proti zamezení pohybu v axiálním směru. Čep je namáhán radiální silou $F_{\max} = 100 \text{ kN}$ vyvolanou pístem hydromotoru. U čepu bude provedena kontrola na stříh a na otláčení. Celá situace je zobrazena na obrázcích Obr. 50 a Obr. 51.



Obr. 50: Schéma uložení čepu štípacího klínu



Obr. 51: Uložení čepu štípacího klínu

$$S_{cl} = \frac{\pi \cdot d_{ck}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} = 0,00126 \text{ m}^2 \quad [\text{m}^2] \quad (5.15)$$

kde S_{ck} plocha průřezu čepu štípacího klínu $[\text{m}^2]$
 d_{ck} průměr čepu štípacího klínu $[\text{m}]$

$$\tau_{ck} = \frac{F_{\max}}{S_{ck}} = \frac{10^5}{0,00126} = 79,37 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.16)$$

kde τ_{ck} napětí ve smyku [MPa]

$$p_{ck} = \frac{F_{\max}}{2 \cdot d_{ck} \cdot l_{ck}} = \frac{10^5}{2 \cdot 0,04 \cdot 0,1} = 12,5 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.17)$$

kde p_{ck} tlak na čep štípacího klínu [MPa]

l_{ck} vzdálenost ploch spojovaných součástí [m]

Dle výpočtů působí na čep napětí ve smyku $\tau_{ck} = 79,37 \text{ MPa}$ a napětí na otláčení $p_{ck} = 12,5 \text{ MPa}$. Na základě těchto výpočtů byl zvolen materiál čepu ČSN 11 500 (EN ISO 1.0050), který má dle [51] mez kluzu $R_{eck} = 260 \text{ MPa}$, dovolené napětí ve smyku $\tau_{dck} = 120 \text{ MPa}$ a dovolené napětí ve stykových plochách $p_{dck} = 35 \text{ MPa}$. Zvolený čep tedy vyhovuje.

5.3 TEPELNÝ VÝPOČET HYDRAULICKÉHO OBVODU

Při průtoku pracovní kapaliny hydraulickým obvodem dochází k přeměně části tlakové energie kapaliny v energii tepelnou. K této přeměně dochází třením kapaliny o stěny, vnitřním třením v kapalině, důsledkem objemových ztrát v hydrogenerátoru a hydromotoru, třením mechanických částí a místními odpory. Takto vznikajícím teplem se ohřívá kapalina a ostatní části obvodu, část tepla se odvádí do okolí. Teplo se odvádí převážně povrchem nádrže, hydraulických prvků a povrchem vedení do okolního prostoru. Teplotu kapaliny v hydraulickém obvodu i teplotu jednotlivých prvků je obecně doporučováno udržovat v rozmezí 45–55°C. V mobilních pracovních strojích se s ohledem na minimalizaci objemu hydraulické kapaliny pohybuje její provozní teplota v rozmezí 70–90°C. Stanovení přesného průběhu oteplování hydraulického obvodu je velmi složité, protože se každá jeho součást otepluje jinak. Z toho důvodu zavádíme zjednodušující předpoklady pro jeho výpočet. Všechny části hydraulického obvodu se oteplují rovnoměrně a stejně a odvod tepla do okolí je přímo úměrný rozdílu teploty mezi povrchem částí hydraulického obvodu a okolím. Výpočet ustálené teploty hydraulického obvodu vychází z výpočtu příkonu hydrogenerátoru a jeho ztrátového výkonu, který je roven celkovému tepelnému toku [19].

$$P_{hg} = \frac{Q \cdot p}{\eta_c} = \frac{0,392 \cdot 10^{-3} \cdot 19,9 \cdot 10^6}{0,81} = 9631 \text{ W} \quad [\text{W}] \quad (5.18)$$

kde P_{hg} příkon hydrogenerátoru [W]

Q průtok hydrogenerátoru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

p tlak v hydraulickém okruhu [MPa]

η_c celková účinnost hydrogenerátoru [-]

$$\phi = P_Z = P_{hg} \cdot (1 - \eta_c) = 9631 \cdot (1 - 0,81) = 1830 \text{ W} \quad [\text{W}] \quad (5.19)$$

kde ϕ celkový tepelný tok [W]

P_Z ztrátový výkon hydrogenerátoru [W]

Při výpočtu ochlazovací konstanty počítám s teplosměnnou plochou $S_t = 1,88 \text{ m}^2$, která je tvořena stěnami nádrže a hydromotoru. Celkový součinitel prostupu tepla mezi ocelí a vzduchem je $K = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$ [19].

$$A = S_t \cdot K = 1,88 \cdot 15 = 28,2 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.20)$$

kde A ochlazovací konstanta [W · K⁻¹]

S_t teplosměnná plocha [m²]

K součinitel prostupu tepla [W · m² · K⁻¹]

Ustálená teplota hydraulického obvodu je teplota, kdy v obvodu vzniká teplotní rovnováha, což znamená, že teplo odvedené je rovno teplu přivedenému. Při výpočtu počítám s teplotou okolí $t_o = 20^\circ\text{C}$ [19].

$$t_u = t_o + \frac{\phi}{A} = 20 + \frac{1830}{28,2} = 85^\circ\text{C} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.21)$$

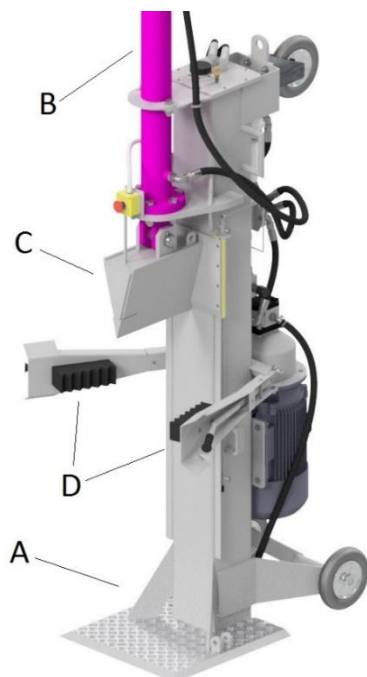
kde t_u ustálená teplota hydraulického obvodu [°C]

t_o teplota okolí [°C]

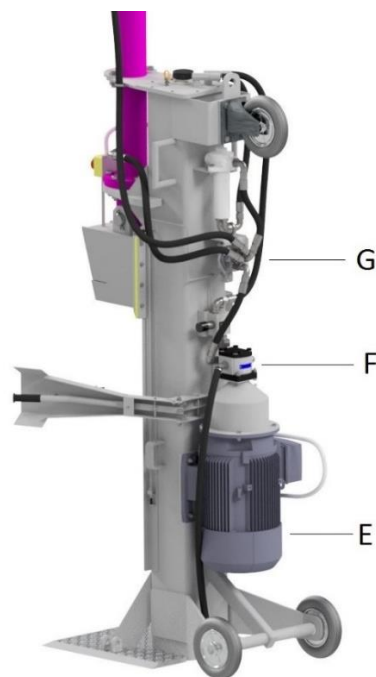
Výpočtem byla zjištěna ustálená teplota hydraulického obvodu $t_u = 85^\circ\text{C}$. Hodnotu můžeme brát jako vyhovující vzhledem k tomu, že se jedná o mobilní pracovní stroj, který pracuje se zvýšenou provozní teplotou.

5.4 POPIS KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Při návrhu stroje byla snaha o vytvoření všestranného pomocníka, který by byl schopen ulehčit práci při každoročním zpracování dřeva. Stroj je složen z nezbytně nutných částí, jehož schopnosti lze jednoduše přizpůsobit použitím přídatných zařízení. Na Obr. 52 je zobrazen štípací stroj při pohledu zepředu. Jedná se o základní koncepci stroje bez přídatných zařízení. Stroj je tvořen rámem A, přímočarým hydromotorem B, jednoduchým štípacím klínem C a dvouručními ovladači D. Na Obr. 53 je zobrazen štípací stroj při pohledu zezadu. Zde je možné rozeznat elektromotor E, hydrogenerátor F a rozvaděč G.

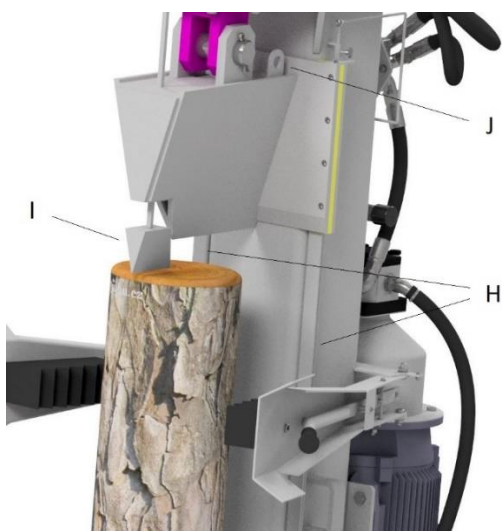


Obr. 52: Štípací stroj zepředu; A – rám, B – hydromotor; C – štípací klín; D – dvouruční ovladače

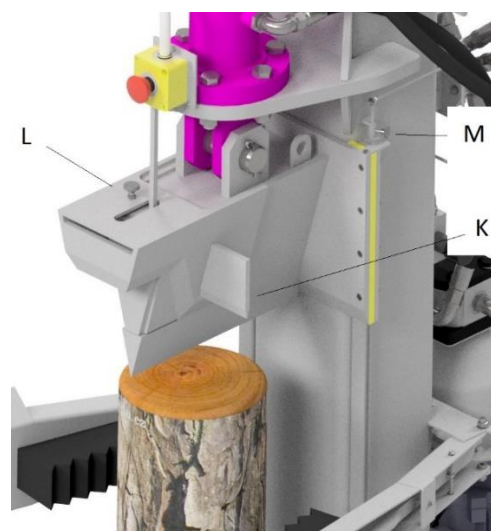


Obr. 53: Štípací stroj zezadu; E – elektromotor, F – hydrogenerátor, G - rozvaděč

Štípací klín je konstruován jako svařenec, který má v horní části navařena oka pro spojení s okem hydromotoru skrze čep. Základní deska svařence je pomocí 8 šroubů spojena s plastovou částí klínu, která je vedena po vodících profilech H přivařených k rámu stroje. Štípací klín je v přední části opatřen integrovaným hrotem I pro zafixování štípaného dřeva. Součástí svařence je i oko J pro propojení štípacího klínu se zvedacím mechanismem. Dalším vylepšením štípacího klínu je možnost jeho snadného rozšíření na složený klín K. Přídavná část štípacího nástroje se dá snadno zaaretovat do správné polohy L podle velikosti zpracovávaného kusu dřeva tak, aby bylo dřevo rozděleno na stejně velké části.

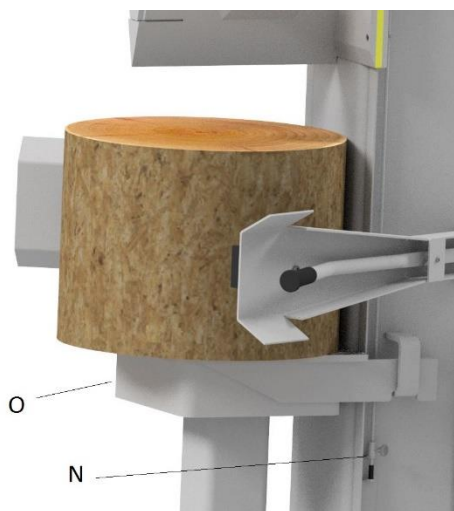


Obr. 54: Štípací klín; H – vodící profily; I – integrovaný hrot; J – oko zvedacího mechanismu

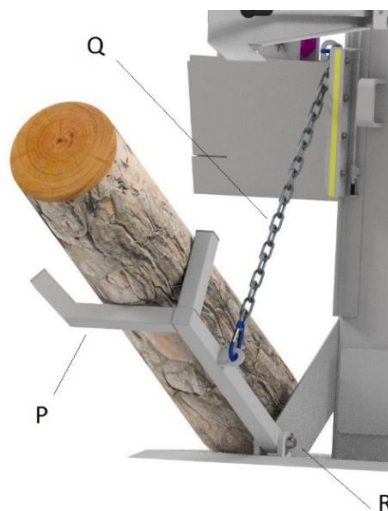


Obr. 55: Složený štípací klín; K – rozšíření štípacího klínu; L – šroub pro aretaci štípacího klínu; M – horní vymezovač

Štípací stroj je vybaven horním M a dolním N vymezovačem pro jednoduché nastavení pracovního rozsahu přímočarého hydromotoru. Vymezovače jsou propojeny s vyhazovací tyčí, pomocí které je možné přerušit zdvih hydromotoru přepnutím polohy rozvaděče. Stroj je dále možné jednoduše rozšířit o přídatnou opěrnou desku O pro efektivnější štípání kratších délek. Dalším z přídatných zařízení štípacího stroje je zvedací mechanismus, který se hodí pro zvedání těžkých kusů dřeva. Na Obr. 57 je možné vidět zvedací mechanismus v provozu. Rám přídatného mechanismu P je spojen pomocí řetězu Q s držákem štípacího nástroje, takže zvedání připraveného kusu dřeva z vodorovné do vertikální polohy je zajištěno pákovým efektem pomocí zdvihu štípacího nástroje. Otáčecí bod je tvořen čepem se závlačkou R pro jednoduché zapojení.

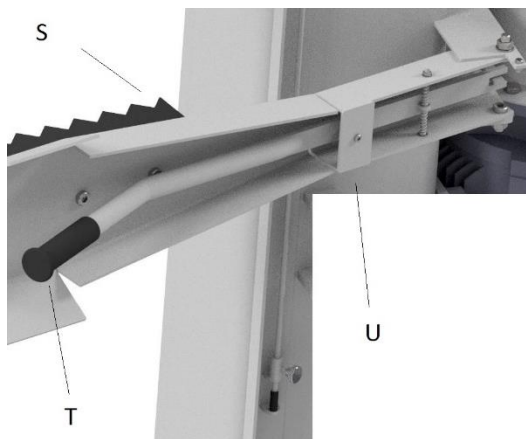


Obr. 56: Přídatná opěrná deska; O – přídatná opěrná deska; N – dolní vymezovač

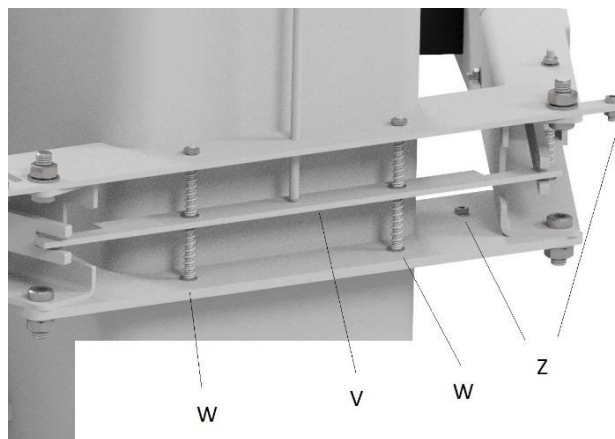


Obr. 57: Zvedací mechanismus; P – rám zvedacího mechanismu; Q – řetěz; R – otočný čep

Dvouruční ovladače jsou opatřeny gumovými kleštinami S pro přidržování dřeva během štípacího procesu. Hlavním dílem ovladače je madlo T, které přes otočný bod U slouží skrze vahadlo V k ovládání rozvaděče. Díky pružinám W vahadlo drží rozvaděč v neutrální pozici, až po stlačení obou madel zároveň dojde k jeho přestavení do pracovní polohy. Úhel minimálního a maximálního rozevření ovladače je pevně nastaven dorazy Z.



Obr. 58: Dvouruční ovladač; S – gumové kleštiny; T – madlo; U – otočný bod



Obr. 59: Vahadlo; V – vahadlo; W – pružiny; Z – dorazy

Pro manipulaci se strojem slouží odnímatelná oj Y pomocí, které lze se strojem manipulovat v horizontální pozici. Pro zvednutí stroje z horizontální do vertikální pozice slouží madla X, která jsou součástí rámu.



Obr. 60: Transportní poloha; Y – oj; X – madla

5.5 ZHODNOCENÍ BEZPEČNOSTI KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Navržený štípací stroj byl posouzen dle normy ČSN EN 609-1 (Bezpečnost štípačů polen – Část 1: Klínové štípače). Dle normy je klínový štípač definován jako stroj na štípání polen, ve kterém se poleno tlačí proti pevné desce štípacím klínem, což navržený stroj splňuje. Stroj lze dle normy hodnotit dle celé řady kritérií, přihlédl jsem pouze k těm nejdůležitějším. Dle bezpečnosti a spolehlivosti řídicích systémů musí být stroj vybaven zařízením pro spuštění, normální zastavení a blokovacím zařízením. Stroj je vybaven spouštěcím přepínačem, kterým lze v pozici „vypnuto“ uzamknout spouštění elektromotoru. Dále je osazen nouzovým stop tlačítkem schopným okamžitě vypnout elektromotor. Přepínač a tlačítko se nachází v blízkosti obsluhy stroje, čímž splňují požadavek na spouštění a zastavování. Stroj by měl být vybaven zařízeními pro přidržování polena před, během a po procesu štípání. Štípací klín je vybaven integrovaným hrotem umožňujícím zafixování štípaného dřeva před začátkem procesu a polohovatelnými madly, které nevyžadují přidržování dřeva rukama nebo nohama během procesu. Dle požadavku na ochranné krytí štípacího prostoru musí být stroj vybaven ochranným zakrytím, které znemožňuje jeho otevření během štípacího procesu nebo dvouručními ovladači. Navržené řešení pracuje s dvouručními ovladači, které vyžadují nepřetržité působení na ovládací prvek. To znamená, že štípací proces se zastaví, když se kterýkoliv ruční ovladač uvolní. Mechanismus funguje jak při pracovním, tak zpětném pohybu štípacího klínu. Posledním požadavkem jsou nezbytně nutné parametry spodní opěrné desky, která musí být minimálně 50 mm vysoká a její přední hrana musí přesahovat nejméně 100 mm za přední hranu klínu. Navržená spodní opěrná deska je vyrobena z plechu o tloušťce 160 mm, její přední hrana je v rovině s přední hranou klínu. Tím, že štípací klín je možné vysunout maximálně 250 mm nad spodní opěrnou desku a tím, že stroj je vybaven bezpečnostními dvouručními ovladači, beru tyto prvky jako dostačující.

ZÁVĚR

Diplomová práce byla zaměřena na problematiku štípacích strojů na dřevo. Cílem práce byl pak vlastní konstrukční návrh stroje, který by našel uplatnění při každoročním zpracování dřeva.

Teoretická část je literární rešerše na téma současný stav problematiky štípacích strojů na dřevo. První část byla věnována charakteristice strojů. Štípací stroje byly rozděleny na základě konstrukčních kritérií a byla porovnána pozitiva a negativa jednotlivých variant. Prostor byl věnován i bezpečnostní prvkům, které nesmí být při vytváření konstrukčního návrhu opomenuty. V druhé části byl zpracován bližší popis dřeva a způsoby jeho hodnocení, doplněný o přehled u nás nejčastěji rostoucích dřevin s jejich technickými parametry.

Náplní výpočtové části byl vlastní konstrukční návrh štípacího stroje. Nejprve byl posouzen celý proces zpracování dřeva a byly zhodnoceny možnosti vylepšení. Na základě informací získaných při zpracování rešerše byly následně zvoleny konkrétní konstrukční parametry stroje. V úvahu byly brány finanční náklady, zástavbové rozměry, použitelnost i bezpečnost práce.

Byl navržen otevřený hydraulický obvod složený z katalogových komponent, tak aby dohromady vytvářely funkční celek. Hlavním vstupním parametrem při jeho návrhu byla maximální délka štípaného dřeva 1 m, ze které byla přepočtena potřebná štípací síla stroje 100 kN. Tyto parametry spolu se zvoleným maximálním tlakem hydraulického obvodu posloužili k volbě vhodného hydromotoru, jehož pístnice byla zkontrolována na vzpěr. Následovala volba vhodného hydrogenerátoru s dostatečným průtokem, se kterým je možné dosáhnout zvoleného času zdvihu hydromotoru. Po zvolení vhodného hydrogenerátoru následoval návrh elektromotoru se jmenovitým výkonem 7,5 kW. Vhodnost zmíněných komponent byla ověřena přepočtením předpokládaných hodnot na skutečné. Dále byly vypočteny parametry ostatních prvků, jakými jsou objem hydraulické nádrže a průměr hydraulického potrubí. V neposlední řadě byla zvolena hydraulická kapalina, rozvaděč, filtr a tlakový ventil.

V závěru výpočtové části byla zkontrolována pevnost rámu pomocí analytické metody a metodou konečných prvků. Nejprve byl proveden analytický výpočet zaměřený na nosnou stojnu, která je stěžejní částí rámu. Následovala pevnostní analýza rámu pomocí metody MKP v programu Autodesk Inventor Professional, který byl použit i pro vymodelování celého stroje. Kromě pevnostního výpočtu byly vypracovány kontrolní výpočty čepů, šroubových spojů a tepelný výpočet hydraulického obvodu. Návrh byl doplněn o bližší popis důležitých konstrukčních řešení a zhodnocení jeho bezpečnosti.

Poslední částí práce bylo vytvoření výkresové dokumentace stroje, konkrétně výkresu sestavy, rámu a štípacího nástroje. Navrženou konstrukci objektivně hodnotím jako vyhovující pro požadovaný způsob zpracování dřeva. Prostor pro zlepšení vidím v rozsáhlejší pevnostní výpočtu, který by vedl k zeštíhlení celé konstrukce. Dále by bylo vhodné provést finanční analýzu navrženého řešení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] About us. *Jensen chipper* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://www.jenserservice.de/eng/about-us.php>
- [2] *Wood-splitting machine*. b.r. USA. US300099. Uděleno 22. březen 1884.
- [3] Hollandia nursery wood Splitter. In: *Youtube* [online]. b.r. [cit. 2017-05-01]. Dostupné : <https://www.youtube.com/watch?v=35mGRvFeqvc>
- [4] MALICH, Jaromír. *Štípačka dřeva pod drobnohledem: jak vybrat správně?* [online]. b. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://abecedazahrady.dama.cz/clanek/stipacka-dreva-poc-drobnohledem-jak-vybrat-spravne>
- [5] BURZA, Marek. *Štípačky dřeva patří mezi dražší pomocníky, nakonec se ale vypla* [online]. 2008 [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://hobby.idnes.cz/stipacky-dreva-patr-mez-drazsi-pomocniky-nakonec-se-ale-vyplati-1c6-/hobby-zahrada.aspx?c=A081118_162824_hobby-zahrada_bma
- [6] TLC 1500 - firewood processor. *Pezzolato* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné : <http://www.pezzolato.it/en/prodotto/redline/tlc-1500-firewood-processor>
- [7] Štípače dřeva, štípače na dřevo. *Kobras* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné : <http://www.kobras.cz/katalog/s/zahradni-technika-stipace-dreva/>
- [8] Štípačka na dřevo. *Domáci technika* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné : http://www.domacitechnika.cz/oddeleni/zahrada:zahradni_technika:stipacka_na_drevo
- [9] Štípačky dřeva. *Posch* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné : https://www.posch.com/cs/vyrobky/stipani/r/cs_ex/
- [10] Štípačky na dřevo LUMAG. *Lumag* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné : <http://www.lumag.cz/stipacka-na-drevo>
- [11] Benzínový štípač dřeva MTD LS 550. *GARTEKO* [online]. b.r. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.garteko.cz/benzinovy-stipac-dreva-mtd-ls-550/>
- [12] Kombinované štípačky na dřevo. *BALFOR* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné : <http://www.ballario-forestello.cz/kombinovane-stipacky-na-drevo.asp>
- [13] Štípače dřeva na topení. *BOUKAL* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné : <https://shop.boukal.cz/drevoobrabeci-stroje/stipace-dreva-na-topeni/>
- [14] Štípací kužel 12.060. *KovoSvitavy* [online]. b.r. [cit. 2017-02-26]. Dostupné : <http://www.cznastroje.cz/obchod/stipaci-kuzel-12-060>

- [15] Lasco. *Cone wood splitters* [online]. b.r. [cit. 2017-05-06]. Dostupné : <http://www.kegelspalter.com/en/>
- [16] Štípač dřeva na principu setrvačnicku. In: *Dům & Zahrada* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25] Dostupné z: <http://dum-zahrada.okhelp.cz/forum/viewtopic.php?f=33&t=259>
- [17] KUBÍN, Martin a Miroslav ŠKOPÁN. *Štípací stroj palivového dřeva KRAPED* [online] 2012 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/produktVaV/files/FV-KRAPED-NETME.pdf>
- [18] DR RapidFire Flywheel Log Splitter. *DR Power Equipment* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25] Dostupné z: <http://www.drpower.com/on-sale/reconditioned/reconditioned-log-splitters/k10-electric-demo.axd>
- [19] ŠKOPÁN, Miroslav. *HYDRAULICKÉ POHONY STROJŮ* [online]. Brno, 2009 [cit. 2016-05-03].
- [20] Holzspalter Spalter Brennholzspalter manuell 1,2 T Handspalter. *PicClick DE* [online]. b. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://picclick.de/Holzspalter-Spalter-Brennholzspalter-manuell-12-T-Handspalter-311487126996.html>
- [21] 10-TON HYDRAULIC LOG SPLITTER. b.r. Dostupné také : <http://www.northerntool.com/images/downloads/manuals/1188.pdf>
- [22] BURZA, Marek. *Ruční štípačka dřeva* [online]. 2013 [cit. 2017-02-26]. Dostupné : http://hobby.idnes.cz/rucni-stipacka-dreva-0rg-/hobby-dilna.aspx?c=A130912_124651_hobby-dilna_bma
- [23] Ruční štípač dříví. *Štípač kvalitně* [online]. b.r. [cit. 2017-02-26]. Dostupné : <http://www.stipac.kvalitne.cz/>
- [24] POSPÍŠIL, Jakub. *Hydraulická štípačka dřeva – koncepční řešení*. Brno, 2014. Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně. Vedoucí práce Doc. RNDr. Stanislav Bartoň, CSc.
- [25] PECINA, Pavel a Josef PECINA. *Materiály a technologie - dřevo*. Brno: Tisk Ediční středisko MZLU, 2006, 132 s. ISBN 80-210-4013-0.
- [26] GANDELOVÁ, Libuše, Petr HORÁČEK a Jarmila ŠLEZINGEROVÁ. *Nauka o dřevu*. Vyd. 3.,. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2012, 176 s. ISBN 978-80-7375-312-2.
- [27] HORÁČEK, Petr. *Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva I*. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, 2008. ISBN 978-80-7375-169-2.
- [28] Výchřevnost dřeva. *Dřevorubec.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné : <http://drevorubec.cz/prodej-dreva/vyhrevnost-dreva>

- [29] Gowe Portable Skid Resistance Tester Pendulum. *Gowegroup.com* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07].
- [30] ZEJDA, Jiří, Jan TIPPNER, Václav SEBERA a Vladimír DÁNIEL. *Fyzikální mechanické vlastnosti dřeva* [online]. Brno: Mendelova univerzita v Brně, b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/index.pl?cast=9192>
- [31] Vlastnosti dřeva. *Mezistromy.cz* [online]. b.r. [cit. 2016-04-17].
- [32] DRUHY DŘEVA A JEJICH VLASTNOSTI. *Prace-se-drevem.spibi.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08].
- [33] *Hydraulic Log Splitters vs. Kinetic Log Splitters* [online]. 2014 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.splitsecondlogsplitter.com/Education/Blog/Article/7/Hydraulic-Log-Splitters-vs-Kinetic-Log-Splitters>
- [34] ČSN 41 2050: Ocel 12 050. 1978.
- [35] ULBRICH HYDROAUTOMATIK [online]. b.r. [cit. 2016-10-26]. Dostupné z: <http://www.ulbrich.cz/>
- [36] VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I: Učební text* [online]. Brno, 2012 [cit. 2016-05-03].
- [37] *Jihostroj* [online]. b.r. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.jihostroj.com/>
- [38] SIEMENS, . *Nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory* [online]. b.r. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-motoru1le1_leden-20012.pdf
- [39] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: TU VŠB, 2009. ISBN 978-80-248-0856-7.
- [40] Hydraulické hadice - vysokotlaké: 2SN. *JSC Hydraulika Pelhřimov* [online]. b.r. [cit. 2016-05-08].
- [41] PARAMO, . *Hydraulický olej: Paramo HM 46* [online]. b.r. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_paramo_hm_z3.pdf
- [42] AGRO HYTOS, . *Ručně ovládaný rozvaděč: RPR3-04* [online]. b.r. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/products/valves/downloads/Katalog_RPR3-04_hc4018_CZ.pdf
- [43] *Hydraulické a pneumatické mechanismy: Komponenty napájecí části a příslušenství* [online]. Střední průmyslová škola Příbram, b.r. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.spspb.cz/wp-content/uploads/dumy/str/VY_32_INOVACE_BE_STR_08.pdf

- [44] AGRO HYTOS, . *Zpětný filtr: E72* [online]. b.r. [cit. 2017-03-01]. Dostupné : http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/products/filtration/downloads/Katalog_E043_2020_CZ_01.pdf
- [45] AGRO HYTOS, . *Přímorížený přepouštěcí ventil: VPP2-04 RB1* [online]. b.r. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/tlakove-a-redukcní-ventily/vpp2-04s>
- [46] ČSN 41 1523 (411523): *Ocel 11 523*. Český normalizační institut, 1994.
- [47] Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem: 180x8. *Ferona* [online]. b.r. [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27428>
- [48] SHIGLEY, J. *Konstruování strojních součástí I*. Brno: VUTÍUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [49] ČSN EN ISO 898-1: *Mechanické vlastnosti spojovacích součástí z uhlíkové a legované oceli*. 2014.
- [50] SIT, . *Hřídelová spojka: GMD type S* [online]. b.r. [cit. 2017-03-02]. Dostupné : <http://www.sitspa.com/616.pdf>
- [51] ČSN 41 1500: *Ocel 11 500*. 1992.
- [52] POPELKA, Miroslav a Veronika VÁLKOVÁ. *Dějepis pro gymnázia a střední školy*. 1. vyd. Praha: SPN - pedagogické nakladatelství, 2001. ISBN 80-723-5145-1.

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1: První patentovaná štípačka na dřevo	12
Obr. 2: Parní štípací stroj	13
Obr. 3: Automatizované štípací centrum PEZZOLATO TLC 1500	15
Obr. 4: Štípací stroj SCHEPPACH HL 450	16
Obr. 5: Štípací stroj Split Master	17
Obr. 6: Štípací stroj SCHEPPACH HL 1010	18
Obr. 7: Pracovní stůl (podstavec)	19
Obr. 8: Pracovní stůl (polohovatelný)	19
Obr. 9: Přídavný zvedací mechanismus	19
Obr. 10: Zvedací naviják	19
Obr. 11: Nastavitelný štípací stroj MTD LS 550	20
Obr. 12: Štípací stroj BALFOR A10 V500 P1	22
Obr. 13: Štípací klín s rozšiřujícími lícemi	23
Obr. 14: Složený štípací klín HOLZKRAFT	23
Obr. 15: Štípací klín s integrovanými válečky od společnosti Posch	24
Obr. 16: Štípací trn 12 060	25
Obr. 17: Přídavné zařízení	25
Obr. 18: Štípačka s mohutným setrvačником	26
Obr. 19: Štípací stroj KRAPED	26
Obr. 20: Štípačka s ozubenou dráhou	26
Obr. 21: Nožní štípač na dřevo	28
Obr. 22: Pákový štípač	28
Obr. 23: Ruční vertikální štípač	28
Obr. 24: Štípací klín na výkyvném klínu	28
Obr. 25: Integrovaný hrot	30
Obr. 26: Polohové ovládání	30
Obr. 27: Řez dřevem	31
Obr. 28: Charpyho kladivo	35
Obr. 29: Smrk ztepilý	37
Obr. 30: Borovice lesní	37
Obr. 31: Buk lesní	38
Obr. 32: Dub zimní	38
Obr. 33: Jedle bělokorá	38
Obr. 34: Modřín opadavý	38
Obr. 35: Rozdělení částí stromu podle způsobu zpracování	39
Obr. 36: Schéma hydraulického obvodu štípacího stroje	41
Obr. 37: Přímočarý hydromotor UHN210-KF-GK2	43
Obr. 38: Zubový hydrogenerátor T3-8-V13-R05	47
Obr. 39: Asynchronní elektromotor 1LE1002-1CA63	47
Obr. 40: Ručně ovládaný rozvaděč RPR3-04	51
Obr. 41: Zpětný filtr E72-158	52
Obr. 42: Přímořízený přepouštěcí ventil	52
Obr. 43: Zatížení a VVÚ	53
Obr. 44: Maximální napětí v rámu stroje – verze 1	56
Obr. 45: Maximální napětí v rámu stroje – verze 2	56
Obr. 46: Maximální deformace rámu	57
Obr. 47: Uchycení hydromotoru k rámu	58

Obr. 48: Schéma šroubového spoje	58
Obr. 49: Hřídelová spojka GMD S52	60
Obr. 50: Schéma uložení čepu štípacího klínu	60
Obr. 51: Uložení čepu štípacího klínu	60
Obr. 52: Štípací stroj zepředu	63
Obr. 53: Štípací stroj zezadu	63
Obr. 54: Štípací klín	63
Obr. 55: Složený štípací klín	63
Obr. 56: Přídavná opěrná deska	64
Obr. 57: Zvedací mechanismus	64
Obr. 58: Dvouruční ovladač	64
Obr. 59: Vahadlo	64
Obr. 60: Transportní poloha	65

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	vzdálenost středu nosné stojny ke středu hydromotoru
A	[W·K ⁻¹]	ochlazovací konstanta
A_S	[mm ²]	výpočtový průřez šroubu
b	[mm]	šířka zkušebního tělesa
b_1	[mm]	šířka metrového kusu
b_2	[mm]	šířka kratšího kusu
b_{pe}	[mm]	šířka pera
c_{maxB}	[mm]	průhyb v bodě B
D	[mm]	průměr pístu hydromotoru
d	[mm]	průměr pístnice
d_{ck}	[m]	průměr čepu štípacího klínu
d_{had}	[mm]	světlost hydraulické vysokotlaké hadice
d_{hsp}	[mm]	maximální vnitřní průměr hřídelové spojky
d_{hy}	[m]	průměr hřídele hydrogenerátoru
D_{pot}	[mm]	potřebný průměr pístu hydromotoru
d_{pot}	[mm]	světlost potrubí
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu oceli
F_{krit}	[N]	kritická síla
F_{max}	[N]	štípací síla při rozdělení tělesa
F_{max1}	[N]	štípací síla při rozdělení metrového kusu
F_{max2}	[N]	štípací síla při rozdělení kratšího kusu
F_{pe}	[N]	síla na pero
F_{zpet}	[N]	maximální zpětná síla hydromotoru
H	[kJ·kg ⁻¹]	výhřevnost
h	[m]	délka tělesa v ose x
H_V	[kJ·m ⁻³]	objemová výhřevnost
i_y	[m]	poloměr kvadratického momentu
J_y	[mm ⁴]	kvadratický moment pístnice
J_{ys}	[m ⁴]	kvadratický moment nosné stojny
K	[W·m ² ·K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
k_a	[-]	koeficient bezpečnosti nosné stojny
k_{M1}	[-]	koeficient bezpečnosti rámu

k_{M2}	[-]	koeficient bezpečnosti rámu
k_N	[min]	zvolený násobek maximální minutového průtoku hydrogenerátoru
k_s	[-]	koeficient bezpečnosti šroubu
k_v	[-]	koeficient bezpečnosti pístnice
l	[mm]	délka zkušebního tělesa
l_1	[mm]	délka metrového kusu
l_2	[mm]	délka kratšího kusu
l_{ck}	[m]	vzdálenost ploch spojovaných součástí
l_d	[mm]	maximální délka štípaného dřeva
l_{pe}	[mm]	délka pera
l_s	[m]	výška stojny po přírubovou desku
M_{max}	[Nm]	maximální potřebný moment elektromotoru
M_n	[Nm]	jmenovitý moment elektromotoru
M_o	[Nm]	ohybový moment
m_z	[-]	moment zvratu elektromotoru
m_{zmax}	[-]	maximální moment zvratu elektromotoru
n	[ot·s ⁻¹]	výstupní otáčky elektromotoru
n_{pred}	[ot·s ⁻¹]	předpokládané výstupní otáčky elektromotoru
p	[MPa]	tlak v hydraulickém okruhu
P	[W]	jmenovitý výkon elektromotoru
p_{ck}	[MPa]	tlak na čep štípacího klínu
p_{dck}	[MPa]	dovolené napětí ve stykových plochách čepu štípacího klínu
P_{hg}	[W]	příkon hydrogenerátoru
p_{max}	[MPa]	maximální tlak v hydraulickém obvodu
P_{nav}	[W]	návrhový výkon elektromotoru
p_o	[MPa]	základní dovolená hodnota tlaku pro náboj
p_{od}	[MPa]	dovolený tlak na bocích drážek
p_{pe}	[MPa]	tlak na pero
P_{pot}	[W]	potřebný výkon elektromotoru
P_{poz}	[W]	požadovaný výkon elektromotoru
p_{roz}	[bar]	maximální tlak rozvaděče
$p_{řdov}$	[%]	dovolené přetížení elektromotoru
$p_{řmax}$	[%]	maximální přetížení elektromotoru

p_{ven}	[bar]	maximální tlak tlakového ventilu
P_Z	[W]	ztrátový výkon hydrogenerátoru
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	průtok hydrogenerátoru
Q_{fil}	[l·min ⁻¹]	maximální průtok filtru
Q_{pot}	[m ³ ·s ⁻¹]	potřebný průtok hydrogenerátoru
Q_{roz}	[l·min ⁻¹]	maximální průtok rozvaděče
Q_{ven}	[l·min ⁻¹]	maximální průtok tlakového ventilu
R_{eck}	[MPa]	mez kluzu čepu štípacího klínu
R_{eh}	[MPa]	mez kluzu pístnice
R_{er}	[MPa]	mez kluzu konstrukční oceli rámu
R_{es}	[MPa]	mez kluzu šroubu
R_{esm}	[MPa]	minimální požadovaná mez kluzu šroubu
R_{mr}	[MPa]	mez pevnosti konstrukční oceli rámu
R_{ms}	[MPa]	mez pevnosti šroubu
R_w	[MPa]	odolnost proti štípání
S	[mm ²]	plocha pístu hydromotoru
s	[-]	počet šroubů
S_{ck}	[mm ²]	plocha průřezu čepu štípacího klínu
S_d	[mm ²]	plocha průřezu pístní tyče
S_{mezi}	[mm ²]	plocha mezikruží
S_{ns}	[mm ²]	plocha průřezu nosné stojny
S_{pot}	[mm ²]	potřebná plocha pístu hydromotoru
S_{δ}	[mm ²]	plocha štípání
$S_{\delta l}$	[mm ²]	plocha štípání metrového kusu
$S_{\delta 2}$	[mm ²]	plocha štípání kratšího kusu
S_t	[m ²]	teplosměnná plocha
t	[s]	pracovní čas zdvihu
t_o	[°C]	teplota okolí
t_{pe}	[mm]	výška pera v náboji
t_u	[°C]	ustálená teplota hydraulického obvodu
t_{zpet}	[s]	pracovní čas zpětného zdvihu
t_{zvol}	[s]	zvolený pracovní čas zdvihu
V	[m ³]	objem hydromotoru

V_{mezi}	[m ³]	objem mezikruží
V_N	[l]	objem hydraulické nádrže
V_{ot}	[cm ³]	geometrický objem hydrogenerátoru
V_{otpot}	[cm ³]	potřebný geometrický objem hydrogenerátoru
v_{pot}	[m·s ⁻¹]	zvolená průtoková rychlost
W_o	[m ³]	modul průřezu v ohybu
z	[mm]	zdvih hydromotoru
α	[-]	součinitel uložení
ΔP	[W]	přetížení elektromotoru
η_c	[-]	celková účinnost hydrogenerátoru
η_m	[-]	mechanická účinnost motoru
η_v	[-]	objemová účinnost motoru
λ	[-]	štíhlost pístnice
λ_k	[-]	kritická štíhlost pístnice
ν	[mm ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita hydraulické kapaliny
ν_{fil}	[mm ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita zpětného filtru
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota dřeva
σ_C	[MPa]	celkové napětí ve stojně
σ_M	[MPa]	celkové napětí v rámu dle Von Mises
σ_N	[MPa]	normálové napětí
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_t	[MPa]	napětí šroubu v tahu
σ_{t1}	[MPa]	napětí v tahu v jednom šroubu
τ_{ck}	[MPa]	napětí ve smyku
τ_{dck}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku čepu štípacího klínu
ϕ	[W]	celkový tepelný tok

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I – odolnost proti štípání

Příloha II – fyzické a mechanické vlastnosti dřevin

Příloha III – hodnoty rychlosti ve vedení

Příloha IV – výpočtový průřez šroubu

HSS-DP-01-00 Štípací stroj – výkres sestavy

HSS-DP-02-00 Rám – výkres svařence

HSS-DP-03-00 Štípací klín – výkres svařence

Příloha I

	odolnost proti štipání (MPa)			
druh dřeva	v radiální rovině při vlhkosti		v tangenciální rovině při vlhkosti	
	12 %	> 30 %	12 %	> 30 %
modřín	0,26	0,16	0,26	0,16
borovice	0,22	0,14	0,22	0,14
smrk	0,18	0,11	0,18	0,11
akát	0,40	0,25	0,53	0,32
jasan	0,43	0,27	0,45	0,27
dub	0,32	0,20	0,44	0,27
buk	0,33	0,20	0,50	0,30
habr	0,41	0,25	0,55	0,34
topol	0,19	0,12	0,25	0,16

Příloha II

Dřevina	Sesychání [%]			Meze pevnosti [MPa]				Vlhkost dřeva (%)	Hustota [kg/m3]			Výhřevnost při 25%	
	tangen ciální	radiální	podélné	v tahu ve směru vláken	tlaku ve směru vláken	ohybu kolmo na směr vláken	smyku ve směru vláken		Čerstvé	na vzduchu vyschlé (20%)	uměle dosušené (12%)	[MJ/kg]	objemová výhřevnost [MJ/m ³]
Smrk Ztepilý	7,8	3,6	0,3	90	43	66	5,8	95	780	470	440	13,1	7350
Borovice Lesní	7,7	4	0,4	104	47	87	8	85	730	520	510	13,6	9250
Jedle bělokorá	7,6	3,8	0,1	x	x	x	x	140	1000	460	420	14	8040
Modřín opadavý	7,8	3,3	0,3	107	53	84	9	80	830	600	570	13,4	9720
Buk lesní	11,8	5,8	0,3	135	53	105	8	80	1020	730	690	12,5	10830
Dub zimní	7,8	4	0,4	90	51,2	98,4	9	90	1030	720	670	13,2	11050

Dřevina	Vlhkost dřeva (%)	Hustota [kg/m3]			Výhřevnost při 25%	
		Čerstvé	na vzduchu vyschlé (20%)	uměle dosušené (12%)	[MJ/kg]	objemová výhřevnost [MJ/m3]
Smrk Ztepilý	95	780	470	440	13,1	7350
Borovice Lesní	85	730	520	510	13,6	9250
Jedle bělokorá	140	1000	460	420	14	8040
Modřín opadavý	80	830	600	570	13,4	9720
Buk lesní	80	1020	730	690	12,5	10830
Dub zimní	90	1030	720	670	13,2	11050

Pozn: x - hodnota nenalezena

Příloha III

	Kapalina					
Způsob určování	Sací	Velikost tlaku				Zpětné
		do 5 Mpa	do 10 MPa	do 20 Mpa	> 30 Mpa	
Rychlost ve vedení (m/s)	0,8 až 1,5	3 až 4	5	5 až 6	7 až 8	2 až 4

	Stlačený vzduch			
Délka vedení (m)	do 1	1 až 5	do 20	> 100
Rychlost ve vedení (m/s)	20 až 25	15 až 20	10 až 15	5 až 10

Tab. 8-1

Vybrané průměry a plochy
průřezů šroubů s metrickým
závitem ISO s hrubou
a jemnou roztečí.^a

jmenovitý (velký) průměr závitu Md (mm)	řada s hrubou roztečí			řada s jemnou roztečí		
	rozteč P (mm)	výpočtový průřez šroubu A_s (mm ²)	průřez jádra šroubu S_3 (mm ²)	rozteč P (mm)	výpočtový průřez šroubu A_s (mm ²)	průřez jádra šroubu S_3 (mm)
M1,6	0,35	1,27	1,07			
M2	0,40	2,07	1,79			
M2,5	0,45	3,39	2,98			
M3	0,5	5,03	4,47			
M3,5	0,6	6,78	6,00			
M4	0,7	8,78	7,75			
M5	0,8	14,2	12,7			
M6	1	20,1	17,9			
M8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
M10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
M12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
M14	2	115	104	1,5	125	116
M16	2	157	144	1,5	167	157
M20	2,5	245	225	1,5	272	259
M24	3	353	324	2	384	365
M30	3,5	561	519	2	621	596
M36	4	817	759	2	915	884
M42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
M48	5	1470	1380	2	1670	1630
M56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
M64	6	2680	2520	2	3030	2980
M72	6	3460	3280	2	3860	3800
M80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
M90	6	5590	5360	2	6100	6020
M100	6	6990	6740	2	7560	7470
M110				2	9180	9080