



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce univerzální hydraulické
štípačky**

Design of a universal hydraulic log splitter

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Martin JELENECKÝ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Marek Štádler

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh konstrukce univerzální hydraulické štípačky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marka Štádlera, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Martin Jelenecký

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto směrem poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Marku Štádlerovi za věcné konzultace, rady a doporučení, které mi pomohli k dokončení práce. Velké poděkování patří mé rodině za podporu a vytvoření vhodného zázemí během celého studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Martin JELENECKÝ
Název BP:	Návrh konstrukce univerzální hydraulické štípačky
Anglický název:	Design of a universal hydraulic log splitter
Rok:	2021
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Marek Štádler
Bibliografické údaje:	počet stran 41 počet obrázků 38 počet příloh 4
Klíčová slova:	Štípačka, univerzální pohon, hydraulický
Keywords:	Log splitter, universal drive, hydraulic
Anotace:	Tato bakalářská práce se věnuje návrhu konstrukce univerzální hydraulické štípačky na dřevo. Proudění kapaliny hydraulického okruhu je zajištěno třemi druhy pohonu. Na začátku uvádím možná provedení štípaček dostupných na trhu a vhodné varianty pohonu. V praktické části sestavuji návrhové výpočty, podle kterých vytvářím konstrukci a následně pak 3D model štípačky. V konstrukčních uzlech provádím pevnostní výpočty a kontrolu.
Abstract:	This bachelor thesis occupies a design of universal hydraulic log splitter. Streaming of hydraulic fluid provide 3 types of drive. At the beginning I give possible options of log splitters and suitable version of drive in market. In practical part I put together proposal calculations and create construction a 3D model of log splitter. In construction nodes I do inspection and strength calculations.

OBSAH

Zadání	II
Prohlášení	III
Poděkování	IV
Anotační list	V
OBSAH.....	VI
1. Úvod	1
2. Teoretická část	2
2.1. Rozdělení štípaček.....	2
2.1.1. Dělení podle orientace klínu	2
2.1.1.1. Horizontální štípačky.....	2
2.1.1.2. Vertikální štípačky.....	4
2.1.2. Druhy pohonu štípaček.....	6
2.1.2.1. Elektrický pohon	6
2.1.2.2. Hnací hřídel traktoru	7
2.1.2.3. Hydraulický okruh	8
2.2. Pojmy a komponenty.....	8
2.2.1. Tlačná síla	8
2.2.2. Elektrické příslušenství	8
2.3. Čerpadla.....	9
2.3.1. Pístová čerpadla.....	9
2.3.2. Rotační čerpadla	10
2.3.2.1. Zubová čerpadla.....	10
2.3.2.2. Lamelová čerpadla	10
2.3.2.3. Vřetenová čerpadla	11
2.4. Návrh koncepce.....	12
2.4.1. Horizontální koncept	12
2.4.2. Vertikální koncept	12
2.4.3. Zhodnocení	13
3. Praktická část	14
3.1. Výchozí parametry.....	14
3.2. Konstrukce rámu	15
3.3. Oblast uchycení hydraulického válce.....	22
3.4. Štípací klín.....	25
3.5. Kontrola čepu	29
3.6. Hydraulika.....	30
4. Závěr.....	34
Seznam použité literatury	36
Seznam obrázků	37
Seznam příloh.....	37
Seznam zkratk a symbolů	38

1. Úvod

Dřevo se už od nepaměti využívá jako zdroj tepla. Není tedy divu, že došlo v průběhu let k usnadnění práce a byly vynalezeny hydraulické štípačky. Jedná se o zařízení, která dokáží efektivně, bez velkého úsilí, dělit objemné kmeny stromů na menší polena.

V posledních letech kůrovcové kalamity a masového kácení uschlých lesů se objevuje na trhu přebytek dřeva, a to vede k potřebě zpracovávat dřevo, ať už na stavební účely nebo jako palivo, a tedy k častějšímu využívání hydraulických štípaček. Štípačky najdou uplatnění u všech druhů uživatelů, toho využívají výrobci, kteří se snaží vymyslet všestranné univerzální zařízení splňující potřebné výkonové a bezpečnostní požadavky, které zákazník očekává a které se stávají běžným standardem.

Cílem této práce je vytvořit vhodné konstrukční řešení univerzální hydraulické štípačky na dřevo. Proto je nutné nejdříve najít a rozdělit prodávané výrobky na trhu a zjistit varianty pohonu kapaliny hydrauliky. Následně je pak možné navrhnout a zkonstruovat jednoduchou funkční štípačku. Snaha je o efektivní kombinaci pohonů, které zajistí všestrannost a konkurenceschopnost.

V teoretické části je nutné získat představu o typech a uspořádání štípaček na dřevo. Je také zapotřebí vybrat vhodné varianty hydrogenerátorů a jejich pohonů. V praktické části je snaha o postupný návrh a kontrolu jednotlivých konstrukčních uzlů štípačky, které jsou podstatné pro funkčnost. Bude provedena kontrola nosného rámu, uchycení lineárního hydromotoru na rám, výpočet ohybového momentu na klínu, kontrola spojení hydraulické pístnice s klínem pomocí čepu a kompletní sestavení okruhu hydrauliky s návrhem dílčích komponent hydrauliky.

V práci se očekává aplikace znalostí a interpretace hypotéz získaných během předchozích let studia. Nedílnou součástí návrhu a konstrukce je 3D model a výkresová dokumentace shrnující veškeré snažení v této práci.

2. Teoretická část

V této části práce se zaměřuji na možná provedení štípaček nesených v tříbodovém závěsu za traktorem a informuji o dostupných variantách pohonu. Dále pak definuji součásti a pojmy související s konstrukcí a návrhem štípačky.

Hydraulické štípačky jsou technická zařízení sloužící ke snadnému a rychlému dělení objemných dřevěných špalků. Využívají se převážně v lesním hospodářství a pro domácí přípravu paliva, jsou vhodným pomocníkem, jak pro jednotlivce, tak i pro větší firmy, zajišťující služby v oblasti lesnictví. Na trhu se můžeme setkat s celou řadou různých typů a provedení štípaček. Typickým znakem těchto zařízení je dlouhý hydraulický válec, na konci osazený klínovou hlavou, která dělí kmen na jednotlivá polena. Hydraulický válec je uložen na nosném rámu a rozvod kapaliny hydrauliky zajišťuje hydraulický rozvaděč.

2.1. Rozdělení štípaček

Hlavní členění štípaček spočívá v orientaci vedení klínu a to na horizontální nebo vertikální štípačky. Dalším parametrem dělení je druh pohonu, neboli způsob jakým lze vyvodit tlak v hydraulickém válci. Mezi běžně používané pohony patří elektromotor, vývodový hřídel a vnější okruh hydrauliky traktoru.

2.1.1. Dělení podle orientace klínu

Rozdělení spočívá v rozdílu směru osy, ve které dochází k pohybu pístu s klínem, respektive v jaké poloze je poleno umístěno do zařízení a rozštípnuto.

2.1.1.1. Horizontální štípačky

Horizontální štípačky štípají polena ve vodorovné poloze a vyrábí se v různých provedeních a to od menších štípaček využívaných na chalupě až po profesionální štípačky se silou 22 tun.

Menší štípačky dokáží štípat polena o průměru 25 cm a délce 50 cm se štípací silou od 4 do 8 tun. Konstrukce nemusí být robustní a tím pádem je i hmotnost nižší, přibližně 40 až 65 kilogramů. Klín se může nacházet jak na nepohyblivé části rámu nebo přímo na pístní tyči. Tyto modely pohání elektromotor a jejich příkon se pohybuje mezi 1500 až 2200 W. [1]

Větší zařízení dokáží vyvodit sílu v rozmezí 12 až 31 tun a rozštípnout polena délky 120 - 130 cm. Jejich rám musí splňovat více požadavků na pevnost, z toho plyne, že výkonnější štípačky jsou mnohem těžší a bytelnější, hmotnost dosahuje 1,5 tuny. U těchto zařízení se objevuje pohon v podobě elektromotoru, vývodového hřídele či přímo vnějšího okruhu hydrauliky. Tomu odpovídá elektromotor o výkonu 4 až 15 kW nebo v případě pohonu traktoru 20 až 48 HP. [1,2,6]

BALFOR A14 OR 1060 PI

Pohon hydraulické připojení k vnějšímu okruhu traktoru

Pracovní tlak 220 bar

Síla štípání 14 t

Dráha pístu až 1100 mm



Obr. 1 – Horizontální štípačka Balfor A14 [4]

KRPAN CH 32 K

Pohon hnací hřídel

Potřebný výkon traktoru 35 kW/48 HP

Síla štípání 31 t

Dráha pístu až 1265 mm



Obr. 2 – Štípačka Krpan CH 32 K složená [3]



Obr. 3 – Štípačka Krpan CH 32 K rozložená [3]

Do kategorie vodorovných štípaček bych zařadil i štípací automaty, jejichž velkou výhodou je zpracování delších nerozřezaných klád. Zatímco běžné štípačky jsou konstruovány pouze k účelu rozštípnout špalek, štípací automaty zpracovávají vytěžené několikametrové kulatiny, které jsou přímo vkládány do stroje. Ten obsahuje integrovaný řezný kotouč nebo list s řetězem z motorové pily, jenž vytváří rozměry špalků podle potřeby majitele. Jelikož jsou zařízení toho typu objemnější a náročnější na konstrukci slouží spíše zákazníkům podnikajícím v odvětví přípravy palivového dřeva.

PALAX D410

Pohon hnací hřídelí/elektromotor 11 kW

Štípací síla 13 tun

Délka polen 26 ÷ 60 cm

Max. průměr 40 cm



Obr. 4 – Štípací automat Palax [10]

2.1.1.2. Vertikální štípačky

Vertikální štípačky se od těch horizontálních výrazně neliší. Rozdíl je pouze v poloze štípaného polena, tedy ze shora dolů, špalky jsou štípany na stojato jako tomu je při ručním štípaní sekerou nebo kalačem a klíny. Vertikální štípačky umožňují totožné pracovní tlaky jako horizontální štípačky a to v rozmezí 7 - 25 tun. Konstrukce obsahuje navíc od horizontálních štípaček velkou stabilní výškově stavitelnou základnu, která zabraňuje případnému převržení. S vertikálními štípačkami můžeme štípat polena běžně o délce 110 cm a poradí si i s tvrdým a sukovitým dřevem. [2]

KRPAN CV 18 K

Pohon hnací hřídel/elektromotor
Potřebný výkon traktoru 25 kW/34 HP
Síla pohonu 5,5 kW
Síla štípání 17 t
Délka polena až 1100 mm
Dráha pístu 970 mm
Hmotnost 402 kg



Obr. 5 - Vertikální provedení Krpan CV 18 K [3]

BYSTROŇ JELLY 10T

Pohon elektromotor
Výkon motoru 3 kW
Síla štípání 10 t
Dráha pístu až 1100 mm
Hmotnost 250 kg



Obr. 6 – Štípačka Bystroň Jelly 10T [11]

UNIFOREST TITANIUM 18 CD

Pohon hnací hřídel
 Potřebný výkon traktoru 21 kW
 Síla štípání 16 t
 Pracovní tlak 250 bar
 Požadovaný krotící moment kardanu 199 N·m
 Délka polena až 1150 mm
 Dráha pístu 1100 mm
 Hmotnost 370 kg



Obr. 7 – Vertikální štípačka Uniforest Titanium 18 [5]

2.1.2. Druhy pohonu štípaček

Nejčastěji se u malých štípaček setkáme s elektromotorem. Jinou variantou pohonu je agregát, a to benzínový nebo diesellový. Štípačka též může být poháněna vývodem na hřídel traktoru nebo připojením na vnější hydraulický okruh traktoru. V posledních letech se začínají vyrábět štípačky, které kombinují jednotlivé pohony. To má velkou výhodu jednak v možnosti výběru pohonu a také v univerzálnosti a schopnosti přizpůsobit se jakýmkoliv podmínkám.

2.1.2.1. Elektrický pohon

Pro běžné využití na chalupách a menších zahradách se převážně využívají štípačky s elektrickým motorem. Tyto stroje jsou lehčí, lépe se s nimi manipuluje a u menších modelů stačí běžná zásuvka na 230 V, výkonnější potřebují větší tlačnou sílu, čili silnoproud 400 V. S tím je spojená malá univerzálnost, neboť se štípačka musí nacházet v blízkosti připojení do sítě a také musí obsahovat vlastní hydromotor, který elektromotor pohání, záchytnou nádrž na hydraulický olej a pojistný ventil.



Obr. 8 – Pohon štípačky elektromotorem [11]

2.1.2.2. Hnací hřídel traktoru

Jedná se o velmi rychlé a snadné připojení k vývodovému hřídeli traktoru, který pohání hydraulické čerpadlo. Jak už bylo zmíněno u elektromotoru, na konstrukci musíme počítat s dalšími komponenty potřebnými k chodu vedení, jako jsou pojistný ventil a hydromotor připojený kardanem na vývodový hřídel. Otáčky hřídele jsou stanoveny dle normy ISO 500. Normalizované otáčky jsou 540 min^{-1} , 750 min^{-1} označováno jako 540E, 1000 nebo 1250 min^{-1} označováno 1000E. Traktory jsou podle výrobce vybaveny různými otáčkami, nejběžnější kombinace je $540/1000 \text{ min}^{-1}$. Štípačky jsou konstruovány na nižší otáčky tedy 540 min^{-1} . Velkou výhodou u pohonu hnacího hřídele je možnost štípání dříví přímo v lese, bez nutnosti použití elektrické energie.



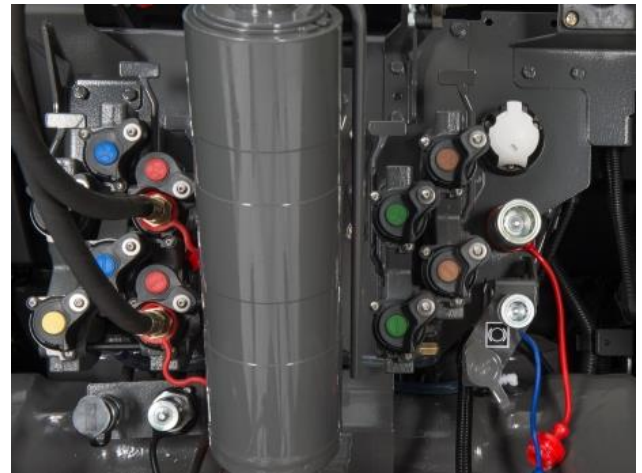
Obr. 9 – Zařízení poháněné vývodovým hřídelem [12]

2.1.2.3. Hydraulický okruh

Připojení hydraulických hadic na vnější okruh traktoru se používá u profesionálních i u podomácku vyrobených štípaček. Tento typ pohonu se objevuje u menších a středně výkonných štípaček. Výkon je omezen hydromotorem traktoru, respektive jeho objemovým průtokem. Ovšem v dnešní době jsou moderní traktory schopny zajistit požadovaný průtok a tím vyvodit dostatečnou sílu na klín.



Obr. 10 – Zadní vývod hydrauliky traktoru [13]



Obr. 11 – Bližší pohled na okruhy hydrauliky [13]

2.2. Pojmy a komponenty

2.2.1. Tlačná síla

Jak už bylo naznačeno, důležitým parametrem štípaček je tlačná síla. Tato síla charakterizuje stroj, neboli jeho schopnost vyvodit sílu, kterou klín působí na špalek. Uvádí se v tunách. A hodnotu volíme podle druhu štípaného dřeva. Pro měkká dřeva o slabším průměru stačí štípačky se silou okolo 4 až 6 tun, pro tvrdší, větší a mokré dřevo pak ideálně 10 až 20 tun. Vzhledem k odlišné struktuře dřevní hmoty je zapotřebí navrhnout štípačku s výkonovou rezervou. [1]

2.2.2. Elektrické příslušenství

Součástí štípačky jsou elektromotor a zásuvková krabice. Elektromotory dělíme na synchronní a asynchronní. U štípačky je použit asynchronní třífázový elektrický motor, protože není zapotřebí usměrňovacích komponent, a také jsou mnohem levnější oproti synchronním. Třífázový elektromotor je použit z důvodů většího výkonu oproti jednofázovému. Zásuvková krabice na štípačce slouží k bezpečnému spuštění elektromotoru. V dnešní době jsou osazeny tlačítka start – stop, pro snadné ovládání a zásuvkou pro rychlé připojení kabelu.



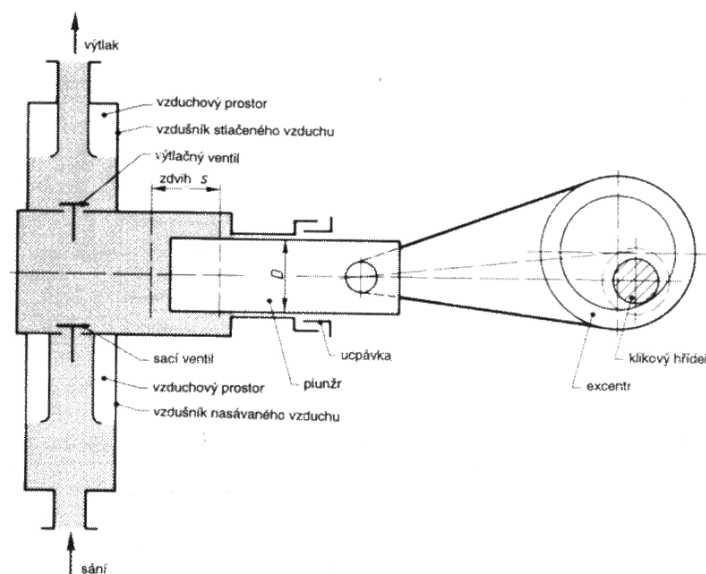
Obr. 12 – Motorová zástrčka 3-fázová [21]

2.3. Čerpadla

V hydraulice se k pohybu kapaliny používají hydrostatická čerpadla, nazývána též hydrogenerátory. Dochází ke změně mechanické energie na tlakovou energii hydraulické kapaliny. K přeměně energie dochází pomocí těles v čerpadle, jako jsou píst, plunžr, membrána, ozubená kola, lamely, apod. Z toho pramení i rozdělení čerpadel. Hlavní tři kategorie jsou pístová čerpadla, rotační a membránová, která se používají spíše pro posun kapalin v chemickém průmyslu. [20]

2.3.1. Pístová čerpadla

Těleso uvnitř koná přímočarý vratný pohyb, v tomto případě je myšlen píst nebo plunžr. Mají široké uplatnění, hodí se pro čerpání menšího objemu kapalin a používají se pro tlaky až 50 MPa. [20]



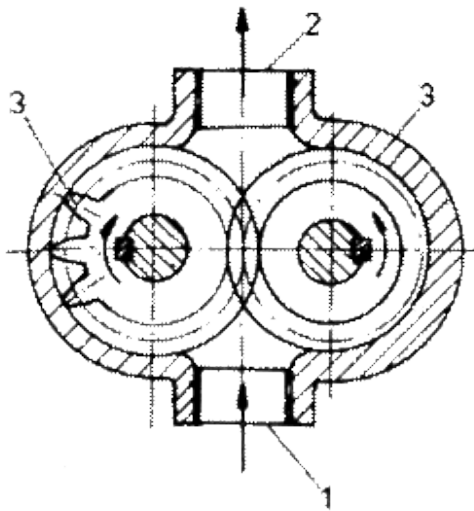
Obr. 13 - Schéma pístového čerpadla [20]

2.3.2. Rotační čerpadla

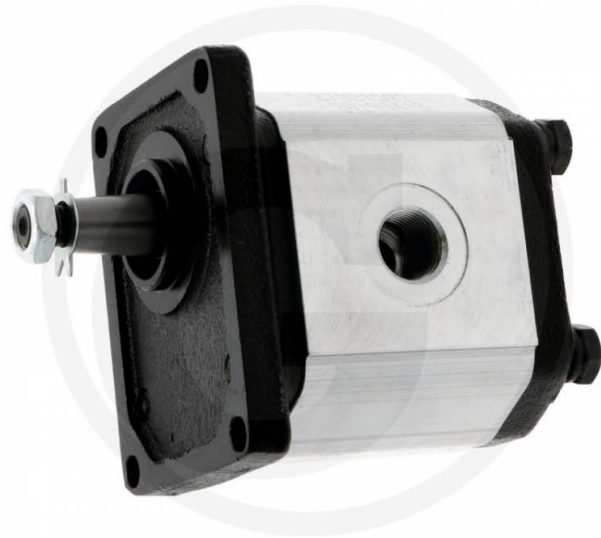
Vytlačování kapaliny se děje pomocí těles uvnitř, které vytváří rotační pohyb. Třemi hlavními typy jsou zubová, lamelová a vřetenová čerpadla. [20]

2.3.2.1. Zubová čerpadla

Zubová jsou nejčastěji využívaná v hydraulických okruzích z důvodu jednoduchosti, spolehlivosti, odolnosti proti nečistotám a jsou relativně bezúdržbová. Jelikož jsou schopna vyvodit tlak až 20 MPa, lze je použít i u hydraulické štípačky. [20]



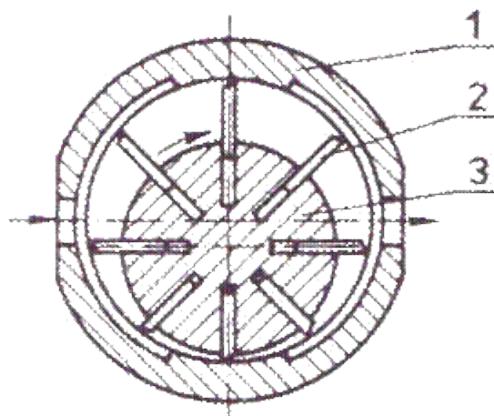
Obr. 14 – Schéma zubového čerpadla [20]



Obr. 15 – Zubové čerpadlo [19]

2.3.2.2. Lamelová čerpadla

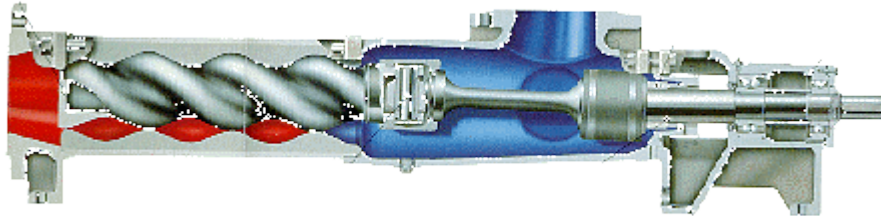
Princip spočívá v excentrickém uložení rotoru ve skříni, které způsobuje zvětšování a následné zmenšování objemu v komoře čerpadla. Lamely zajišťují pohyb kapaliny. Dodávají kapalinu stejnoměrně a jsou o něco menší než zubová čerpadla, proto se používají do tlaku 14 MPa.



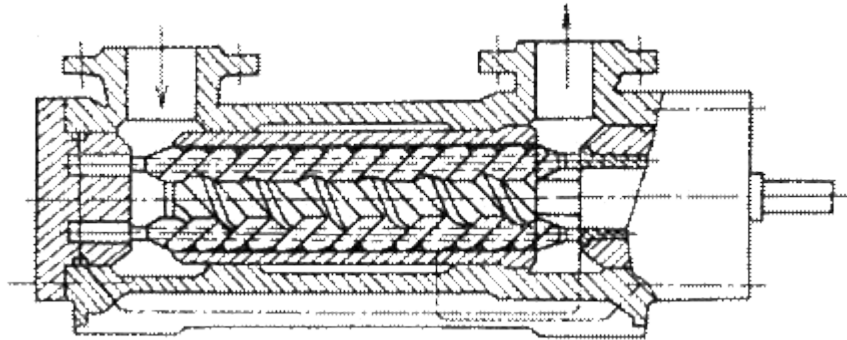
Obr. 16 – Lamelové čerpadlo [20]

2.3.2.3. Vřetenová čerpadla

Pracují na principu, kdy vřeteno unáší kapalinu mezi stěnami komory, a to jako jednovřetenová nebo vícevřetenová. Ve srovnání se zubovými poskytují rovnoměrnější průtok kapaliny, zato je u nich náročnější a tedy nákladnější výroba. Využívají se do tlaku 20 MPa. [20]



Obr. 17 – Jednovřetenové čerpadlo [20]



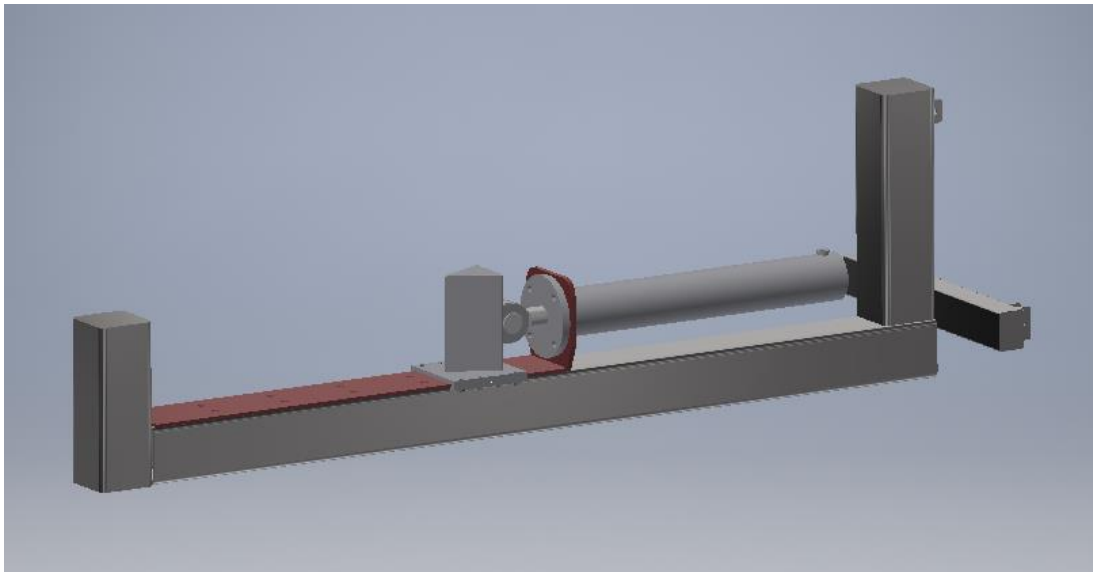
Obr. 18 – Třívřetenové čerpadlo [20]

2.4. Návrh koncepce

Ze zpracované rešerše vyplývají možné koncepce štípaček. V úvahu připadají dvě varianty provedení, lišící se směrem pohybu klínu, a to horizontální nebo vertikální. Proto pro každý vytvářím návrhový model.

2.4.1. Horizontální koncept

Nejdříve sestavuji návrh horizontální štípačky, který je složený z rámu, na který je připevněno vedení klínu a samotný hydraulický válec s klínem, Obr. 19.

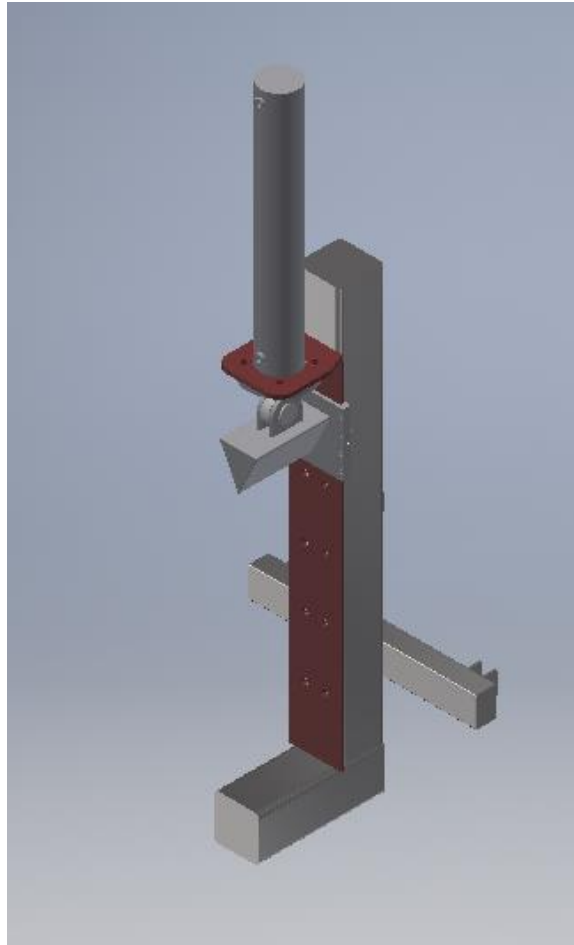


Obr. 19 – Horizontální koncepční návrh [vlastní zdroj]

Jak je patrné u horizontálního konceptu, štípačka zasahuje daleko za traktor, což při přepravě není úplně žádaný stav. Dále se při práci musíme ohýbat ke štípanému špalku, který se nejdříve na jekl musí nakulit. Dalším úskalím by se mohlo jevit uspořádání čerpadel a pohonných jednotek na rám štípačky.

2.4.2. Vertikální koncept

Druhá konstrukční možnost je vertikální pohyb pístu. V principu jde o podobné řešení až na odlišný chod pístu. Návrh je složen z rámu, na kterém je přichyceno vedení klínu, po kterém chodí klín spojený s hydraulickým válcem, viz Obr. 20.



Obr. 20 – Vertikální koncepční návrh [vlastní zdroj]

Jde o úspornější model, co se týká prostoru, který zabírá. Po zpracování dolní podstavy může nabídnout lehčí manipulaci s objemným špalkem, ke kterému se nemusíme ohýbat a štípáme ve vzpřímené poloze. Pracovní prostor je pomyslně oddělen od prostoru, kde se nachází hydrogenerátory a elektromotor.

2.4.3. Zhodnocení

Koncept svislého chodu pístu se jeví jako praktičtější, proto v praktické části dopodrobna rozpracuji konstrukci a provedu pevnostní a kontrolní výpočty.

3. Praktická část

V této části práce provádím ze zadaných parametrů návrh, respektive vytvářím funkční model hydraulické štípačky pomocí softwarového programu Autodesk Inventor 2019 a kontroluji konstrukci pevnostními výpočty v nejmáhaných místech.

3.1. Výchozí parametry

Na začátku samotného návrhu bylo nutné si stanovit základní funkční parametry štípačky.

Pracovní síla 14 ÷ 22 tun

Tlak hydraulického okruhu 12 ÷ 16 MPa

Délka pracovního prostoru 1050 mm

Zdvih pístu 800 mm

Průměr špalku 400 ÷ 450 mm

Pro dosažení požadované štípací síly při návrhovém tlaku je zapotřebí navrhnout průřez pístu. Průřez pístu určím z návrhu požadované síly $F_p = 170 \text{ kN}$ a středního tlaku $p_s = 14 \text{ MPa}$, který vychází ze zadaného rozmezí.

$$F = p \cdot S \rightarrow S = \frac{F_p}{p_s} = \frac{170 \cdot 10^3}{14} = 12\,143 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \rightarrow d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12143}{\pi}} = 124,3 \text{ mm} \quad (2)$$

Z dostupných průměrů volím nejbližší vyšší vnitřní průměr hydraulického válce $D = 125 \text{ mm}$.

Ze zvoleného průměru se dopočítá skutečná štípací síla.

$$F = p_s \cdot S_v = p_s \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 14 \cdot \frac{\pi \cdot 125^2}{4} = 171,8 \text{ kN} \quad (3)$$

Při provozu může dojít ke zvýšení tlaku ve vedení hydrauliky, proto pro další výpočty uvažuji maximální možnou štípací sílu při tlaku $p_{\max} = 16 \text{ MPa}$.

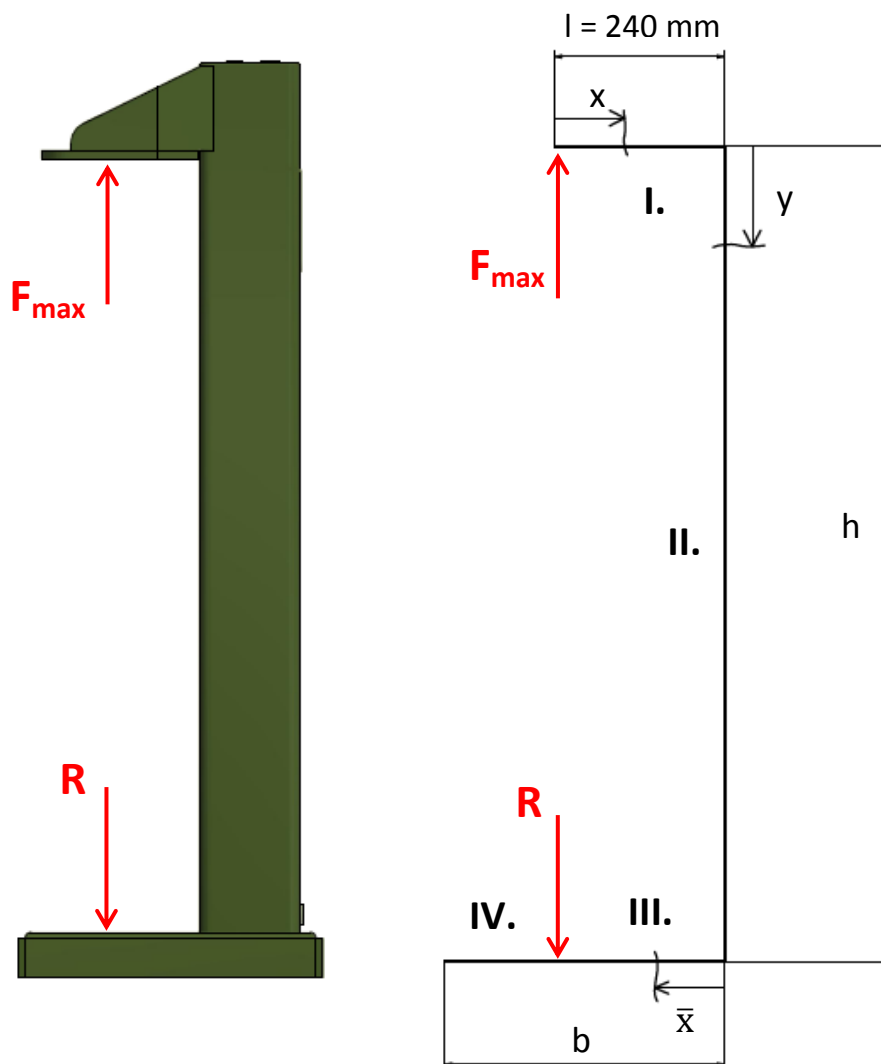
$$F_{\max} = p_{\max} \cdot S_v = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 16 \cdot \frac{\pi \cdot 125^2}{4} = 196,4 \text{ kN} \quad (4)$$

3.2. Konstrukce rámu

Hlavními nosnými částmi rámu jsou pevná vyztužená podstava, ke které je přivařen silnostěnný jekl a konzola, na které je následně šroubovým spojem připevněn hydraulický válec.

Při návrhu svislého nosníku je volen čtvercový silnostěnný profil ČSN EN 10219-2 180x8 vyráběný z oceli S355J2, jehož charakteristické hodnoty jsou pružný ohybový modul průřezu $W_{oj} = 282\,870\text{ mm}^3$ a plocha průřezu $A_j = 5\,284\text{ mm}^2$.

Pro znázornění průběhů působících sil a pro výpočet, se používá zjednodušený model ve tvaru C. Náhradní schéma rámu představují osy jednotlivých tvarových součástí, ze kterých je rám svařen. V dalších úvahách pracuji s rozdělením na čtyři oblasti, viz pravá část Obr. 21.

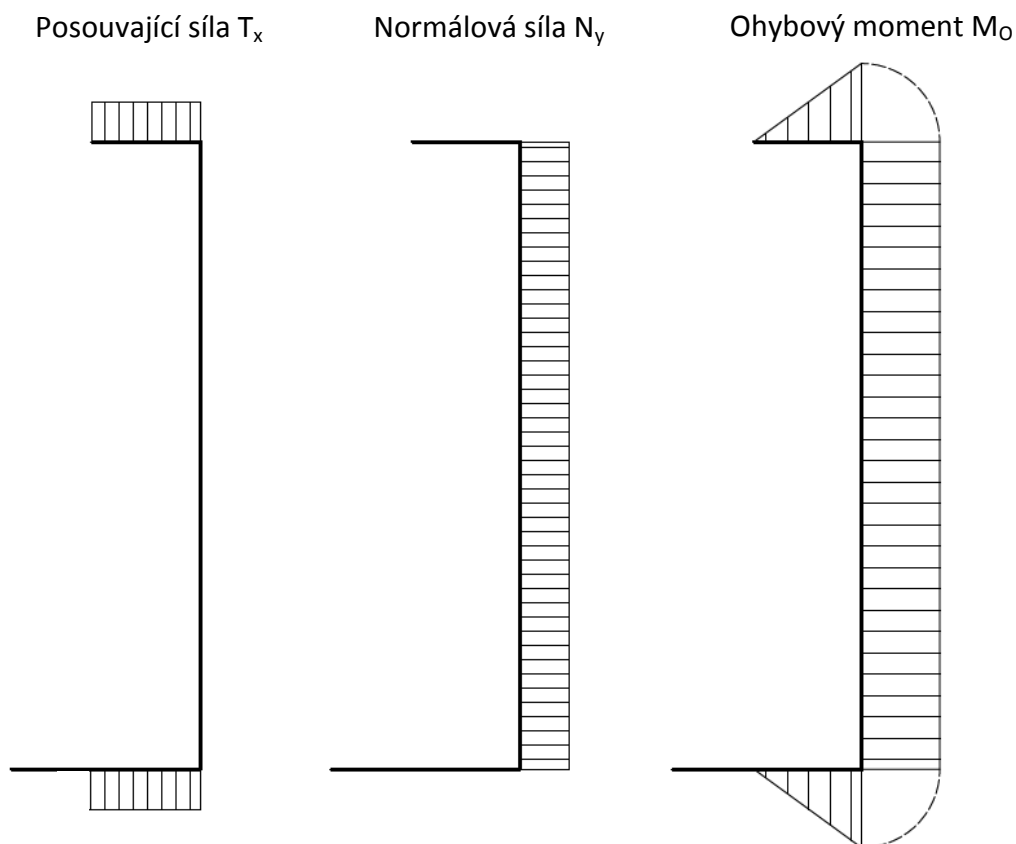


Obr. 21 – Náhradní schéma rámu [vlastní zdroj]

Rám je od štípací síly zatížen pracovní silou F , která v rámu generuje vnitřní silové účinky. Z vnitřních sil je to posouvající a normálová síla. Posouvající síla vytváří v rámu ohybový moment. Proto je nutné zjistit velikost a průběh ohybového momentu.

Maximální stanovená štípací síla F_{max} působí na určitém rameni od osy svislého nosníku (jeklu). Vzdálenost působící síly od osy je 240 mm, tato vzdálenost byla určena z 3D modelu z proporčních vlastností a geometrického uspořádání v návaznosti na průměry možných rozměrů špaluku. Maximální ohybový moment se spočítá, viz rovnice č. 17.

Na Obr. 22 jsou vidět průběhy vnitřních sil, konkrétně posouvající síly T_x a normálové síly N_y , a na posledním obrázku zleva průběh ohybového momentu.



Obr. 22 – Průběh vnitřních sil a ohybového momentu [vlastní zdroj]

I. oblast $x \in (0 ; l)$

$$T_{xI} = F_{max} \quad (5) \quad N_{yI} = 0 \quad (6) \quad M_{OI} = F_{max} \cdot x \quad (7)$$

II. oblast $y \in (0 ; h)$

$$T_{xII} = 0 \quad (8) \quad N_{yII} = F_{max} \quad (9) \quad M_{OII} = F_{max} \cdot l \quad (10)$$

III. oblast $\bar{x} \in (0 ; l)$

$$T_{xIII} = F_{max} \quad (11) \quad N_{yIII} = 0 \quad (12) \quad M_{OIII} = F_{max} \cdot (l - \bar{x}) \quad (13)$$

IV. oblast $\bar{x} \in (l ; b)$

$$T_{xIV} = 0 \quad (14) \quad N_{yIV} = 0 \quad (15) \quad M_{OIV} = 0 \quad (16)$$

Na základě znalostí průběhu vnitřních sil je možné provést kontrolu, zda v nějakém místě nedochází při pracovním zatížení k překročení dovoleného návrhového napětí.

Začínám svislou částí rámu, u které se domnívám, že se jedná o nejvíce namáhanou část. Svislý nosník je namáhán ohybovým momentem a normálovou silou vyvozenou maximální štípací silou.

Nejdříve určím normálové napětí od ohybového momentu σ_O . Vzhledem k tomu, že průběh ohybového momentu je po celé délce konstantní, je možné toto napětí stanovit v jakémkoliv místě (10). Dále stanovím velikost normálového napětí v tahu σ_T (19) generovaného normálovou silou, které je shodně s ohybovým momentem po celé délce konstantní (9). Tyto dvě hodnoty σ_O a σ_T se sečtou, k získání celkového redukovaného napětí v jeklu (20).

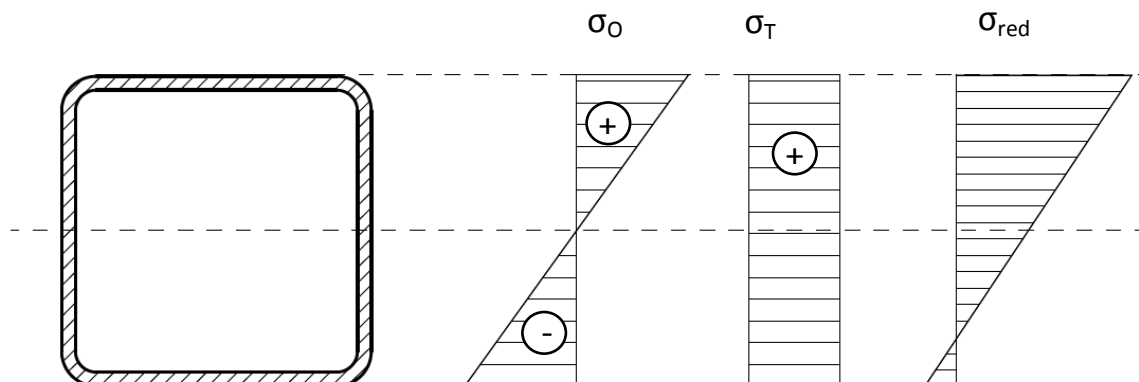
$$M_{O \max} = F_{\max} \cdot l = 196,4 \cdot 10^3 \cdot 240 = 47\,136\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (17)$$

$$\sigma_O = \frac{M_{O \max}}{W_{Oj}} = \frac{47136000}{282870} = 166,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (18)$$

$$\sigma_T = \frac{F_{\max}}{A_j} = \frac{196,4 \cdot 10^3}{5284} = 37,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (19)$$

Z průběhu ohybového napětí je patrné, že jedna strana nosníku je namáhána na tah a druhá na tlak, při přičtení tahového napětí je průběh celkového redukovaného napětí nesymetrický. Výpočet redukovaného napětí spočívá v superpozici ohybového a tahového napětí, znázorněno na Obr. 23.

Stěna nosníku blíže k dráze štípaní je více namáhána napětím $\sigma_{\text{red sn}}$, neboť se zde potkávají dvě složky tahového charakteru. Oproti tomu na odlehle stěně dochází k superpozici složky tahové s tlakovou, což se ve výsledku jeví jako menší hodnota redukovaného napětí.



Obr. 23 – Průběh napětí svislého nosníku [vlastní zdroj]

$$\sigma_{red\ sn} = \sigma_O + \sigma_T = 166,6 + 37,2 = 203,8\ N \cdot mm^{-2} \quad (20)$$

Podle materiálu jeklu a všech dalších prvků rámu určím maximální dovolené napětí rámu (21). To lze získat z meze kluzu σ_{Kr} pro materiál S355J2, které podělím bezpečností konstantou. Běžná hodnota pro svařované konstrukce $k_r = 1,5$.

$$\sigma_{D\ r} = \frac{\sigma_{Kr}}{k_r} = \frac{355}{1,5} = 236,7\ N \cdot mm^{-2} \quad (21)$$

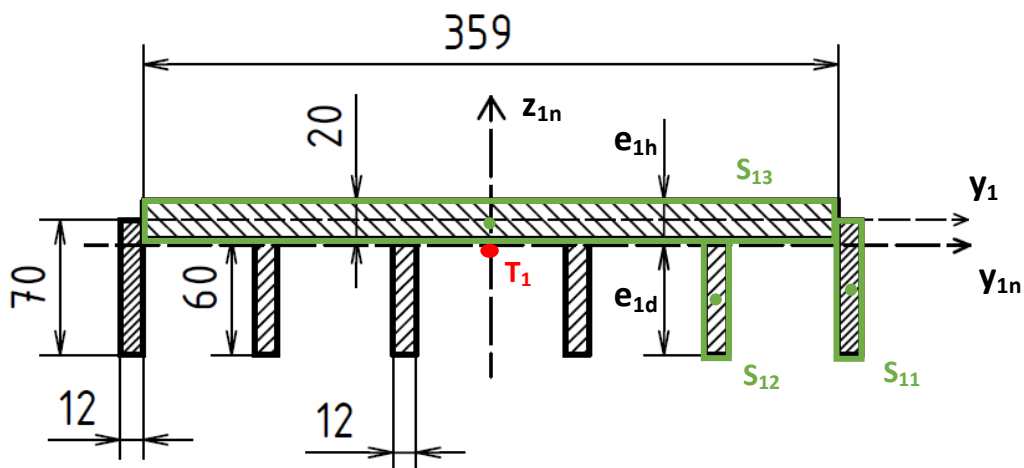
Vyhovuje podmínce $\sigma_{red\ sn} \leq \sigma_{D\ r}$

Zbýlé části rámu jsou namáhány na ohyb a smyk. Důležité je, aby se v nich nenacházelo kritické místo. Je tedy nutné určit nejvíce namáhané místo patek a ty podrobit pevnostní kontrole.

U dolní podstavy se zmenšuje průřez směrem k hlavnímu nosníku, naopak ohybový moment roste, a proto se rizikové místo nachází těsně u hrany jeklu. Z toho plyne velikost ramene $l_1 = 150\ mm$.

$$M_{O\ dp} = F_{max} \cdot l_1 = 196,4 \cdot 10^3 \cdot 150 = 29\ 460\ 000\ N \cdot mm \quad (22)$$

Řez dolní podstavou v kritickém místě je rozdělen vzhledem k usnadnění výpočtů na několik podobných ploch. Řez je složen ze dvou ploch S_{11} , čtyř ploch S_{12} a jedné plochy S_{13} .



Obr. 24 – Řez dolní podstavou [vlastní zdroj]

Nejdříve je nutné určit polohu neutrální osy y_{1n} vůči zvolené ose y_1 , kterou prochází těžiště T_1 řezu podstavy.

$$z_{T1} = \frac{2 \cdot S_{11} \cdot z_{T11} + 4 \cdot S_{12} \cdot z_{T12}}{S_{dp}} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 70 \cdot 35 + 4 \cdot 10 \cdot 60 \cdot 40}{359 \cdot 20 + 2 \cdot 10 \cdot 70 + 4 \cdot 10 \cdot 60} = 13,21\ mm \quad (23)$$

V dalším kroku určím moment setrvačnosti k ose y_{1n} podle vztahu (24). Jedná se o součet momentů jednotlivých částí průřezu. Jelikož osy setrvačnosti těchto částí neprochází celkovým těžištěm průřezu, použiji Steinerovu větu, kdy se k dílčímu momentu setrvačnosti přičte součin plochy řezu a čtverce vzdálenosti osy dílčí části od neutrální osy.

$$I_{y_{1n}} = \frac{1}{12} \cdot b_{13} \cdot h_{13}^3 + b_{13} \cdot h_{13} \cdot z_{13}^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b_{11} \cdot h_{11}^3 + b_{11} \cdot h_{11} \cdot z_{11}^2 \right) + 4 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b_{12} \cdot h_{12}^3 + b_{12} \cdot h_{12} \cdot z_{12}^2 \right) \quad (24)$$

$$I_{y_{1n}} = \frac{1}{12} \cdot 359 \cdot 20^3 + 359 \cdot 20 \cdot 13,21^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 12 \cdot 70^3 + 12 \cdot 70 \cdot 21,79^2 \right) + 4 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 12 \cdot 60^3 + 12 \cdot 60 \cdot 26,79^2 \right)$$

$$I_{y_{1n}} = 13\,106\,931,5 \text{ mm}^4 \quad (25)$$

Jelikož je podstava nesouměrná ke krajním vláknům podle osy y_{1n} a tedy hodnoty vzdálenosti e_{1h} a e_{1d} nejsou stejné, určím průřezový modul v ohybu ke krajním vláknům, a to zvlášť k horním W_{o1yh} a dolním W_{o1yd} .

$$W_{o1yh} = \frac{I_{y_{1n}}}{e_{1h}} = \frac{13\,106\,931,5}{23,21} = 567\,710,5 \text{ mm}^3 \quad (26)$$

$$W_{o1yd} = \frac{I_{y_{1n}}}{e_{1d}} = \frac{13\,106\,931,5}{56,79} = 230\,796,5 \text{ mm}^3 \quad (27)$$

Podle menší hodnoty průřezového modulu lze určit, že budou více namáhaná dolní vlákna.

Ze známých průřezových charakteristik a ohybového momentu (22) v kritickém místě, spočítám ohybové napětí krajních vláken (28).

$$\sigma_{o dp} = \frac{M_{o dp}}{W_{o1yd}} = \frac{29460000}{230796,5} = 127,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (28)$$

Smykové napětí (29) se jednoduše spočítá jako maximální posuvná síla lomená plochou průřezu dolní podstavy S_{dp} .

$$\tau_{dp} = \frac{F_{max}}{S_{dp}} = \frac{196,4 \cdot 10^3}{10980} = 17,89 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (29)$$

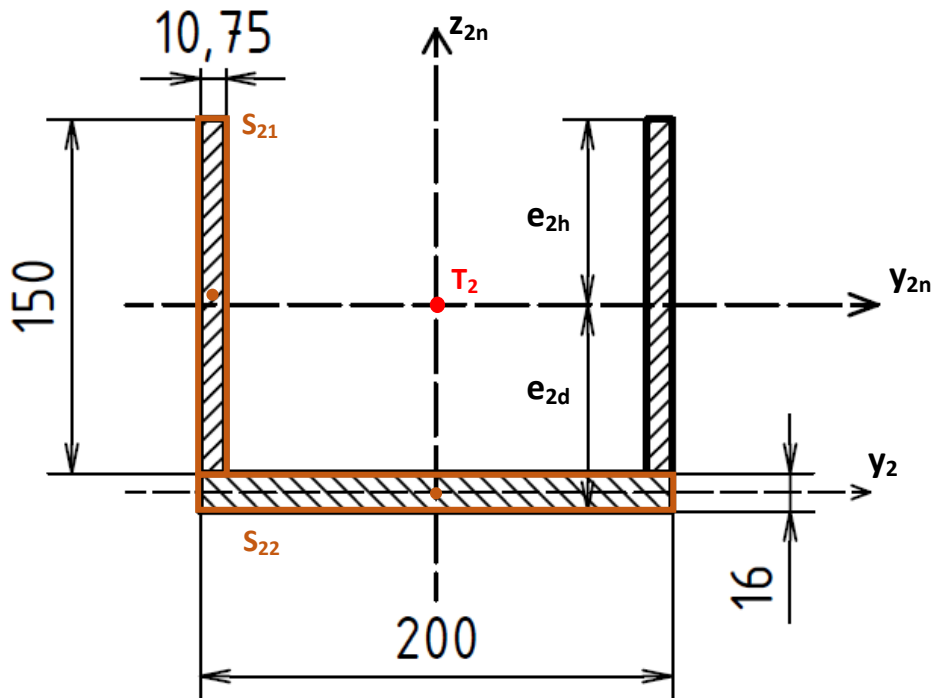
Pomocí Guestovy hypotézy je vypočteno redukované napětí dolní podstavy.

$$\sigma_{red dp} = \sqrt{\sigma_{o dp}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{dp}^2} = \sqrt{127,6^2 + 4 \cdot 17,89^2} = 132,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (30)$$

Podobné úvahy provedu i u horní konzoly. Průřez konzoly klesá směrem ke svislému nosníku, ale naopak roste ohybový moment. Proto se domnívám, že nejvíce namáhaná část je právě ta těsně u hrany jeklu.

$$M_{O_{hk}} = F_{max} \cdot l_1 = 196,4 \cdot 10^3 \cdot 150 = 29\,460\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (31)$$

Řez horní konzolou v nejkritičtějších místě je složen ze dvou totožných ploch S_{21} a jedné plochy S_{22} .



Obr. 25 – Řez horním plátem [vlastní zdroj]

Určím souřadnici těžiště z_{T2} , díky které lze určit, kudy prochází neutrální osa.

$$z_{T2} = \frac{2 \cdot S_{21} \cdot z_{T21}}{S_{hk}} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 10,75 \cdot 158}{200 \cdot 16 + 2 \cdot 150 \cdot 10,75} = 79,31 \text{ mm} \quad (32)$$

V dalším kroku se stanoví moment setrvačnosti k neutrální ose y_{2n} s pomocí Steinerovy věty jako u dolní podstavy.

$$I_{y_{2n}} = \frac{1}{12} \cdot b_{22} \cdot h_{22}^3 + b_{22} \cdot h_{22} \cdot z_{22}^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b_{21} \cdot h_{21}^3 + b_{21} \cdot h_{21} \cdot z_{21}^2 \right) \quad (33)$$

$$I_{y_{2n}} = \frac{1}{12} \cdot 200 \cdot 16^3 + 200 \cdot 16 \cdot 79,31^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 10,75 \cdot 150^3 + 10,75 \cdot 150 \cdot 3,69^2 \right)$$

$$I_{y_{2n}} = 26\,287\,297,1 \text{ mm}^4 \quad (34)$$

Z menšího modulu průřezu v ohybu zjistím více namáhaná krajní vlákna.

$$W_{o2yh} = \frac{I_{y2n}}{e_{2h}} = \frac{26287297,1}{78,69} = 334\,061,5 \text{ mm}^3 \quad (35)$$

$$W_{o2yd} = \frac{I_{y2n}}{e_{2d}} = \frac{26287297,1}{87,31} = 301\,080 \text{ mm}^3 \quad (36)$$

V dalším kroku je dopočteno ohybové napětí horní konzole (37).

$$\sigma_{ohk} = \frac{M_{ohk}}{W_{o2yd}} = \frac{29460000}{301080} = 97,85 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (37)$$

Jelikož na konzolu působí i smykové napětí, proto určím jeho hodnotu (38).

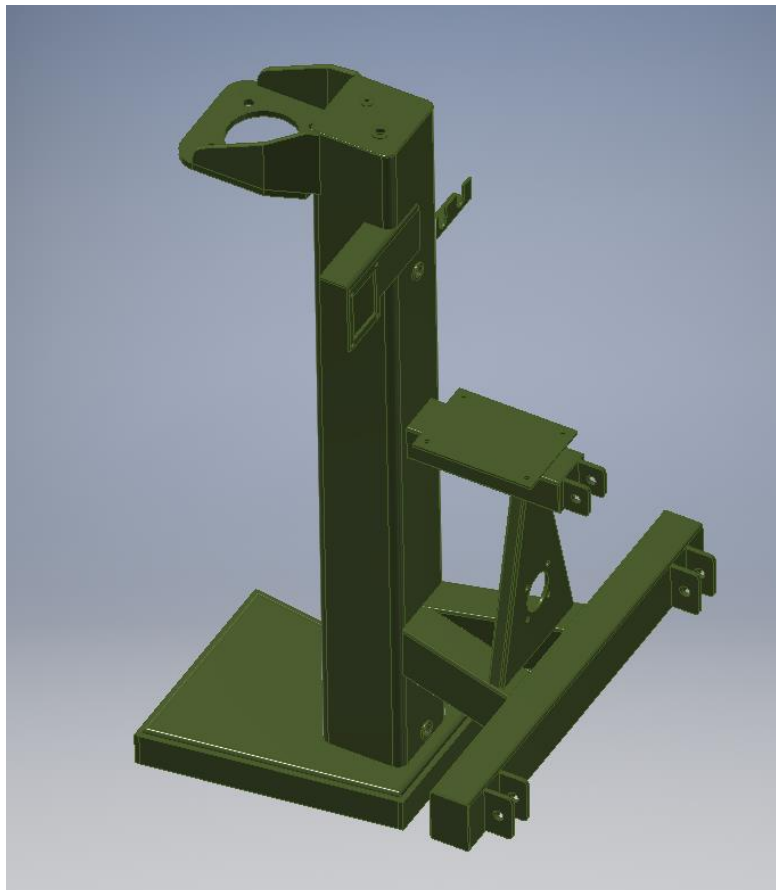
$$\tau_{hk} = \frac{F_{max}}{S_{hk}} = \frac{196,4 \cdot 10^3}{6425} = 30,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (38)$$

Pomocí Guestovy hypotézy je vypočteno redukované napětí horní konzole.

$$\sigma_{redhk} = \sqrt{\sigma_{hk}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{hk}^2} = \sqrt{97,85^2 + 4 \cdot 30,57^2} = 115,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (39)$$

Jak podstava, tak konzola vyhovují pevnostní podmínce $\sigma_{red dp/hk} \leq \sigma_{Dr} = 236,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Výsledný model svařence rámu by mohl vypadat, jak je uvedeno na obrázku Obr. 26.



Obr. 26 – Model rámu [vlastní zdroj]

3.3. Oblast uchycení hydraulického válce

Hydraulický válec je k rámu připevněn čtyřmi šrouby M20x65. Šroubový spoj je nutné obecně zkontrolovat.

V první řadě je zapotřebí určit maximální tahovou sílu, která v kritickém případě působí na šrouby. Spočítám si plochu, na kterou při zpětném chodu pístu působí kapalina, aby bylo možné dopočítat sílu zatahování pístnice a zkontrolovat, zda šrouby odolají síle, která by vznikla při zablokování špalku a to při vzpříčení špalku v části dráhy za klínem nebo při zablokování chodu v důsledku koroze a jiných technických problémů.

Z parametrů hydraulického válce, kde vnitřní průměr je $D = 125$ mm, průměr pístnice $d = 63$ mm určím plochu, na kterou působí tlak při zpětném chodu pístu.

$$S_z = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (125^2 - 63^2)}{4} = 9\,154,6 \text{ mm}^2 \quad (40)$$

$$F_z = p_{max} \cdot S_z = 16 \cdot 9154,6 = 146,5 \text{ kN} \quad (41)$$

Jak je vidět z rovnice (41), zasouvací síla nepřesahuje hodnotu maximální štípací síly F_{max} a není tedy potřeba provádět kontrolu rámu, neboť je navržen na vyšší zatěžovací sílu.

Celková síla, která působí na šrouby, se skládá ze síly v tahu a síly vyvozené vlastní tíhou válce. Hmotnost hydraulického válce je v desítkách kilogramů a tedy i tíha je oproti zasouvací síle malá, a proto ji můžeme v celkovém součtu zanedbat. Dále počítám pouze zasouvající sílu F_z , jako sílu namáhající šroubový spoj.

Na základě zvolené šroubu M20x65 dodefinuji potřebné hodnoty.

Vnější průměr $d_\xi = 20$ mm

Průměr stoupání $d_{2\xi} = 18,376$ mm

Průměr jádra $d_{3\xi} = 16,933$ mm

Rozteč $P_\xi = 2,5$ mm

$i_\xi = 1$ (jednoduchý závit)

Ocel pevnostní třídy 8.8

$\sigma_{Kt\xi} = 640 \text{ MPa}$

$\sigma_{Pt\xi} = 800 \text{ MPa}$

Z parametrů šroubu určím úhel stoupání a třecí úhel závitu, který se dále použije při výpočtu kroutícího momentu v závitu.

Úhel stoupání závitu

$$\gamma = \text{tg}^{-1} \left(\frac{i_\xi \cdot P_\xi}{\pi \cdot d_{2\xi}} \right) = \text{tg}^{-1} \left(\frac{1 \cdot 2,5}{\pi \cdot 18,376} \right) = 2,48^\circ \quad (42)$$

Úhel boku zubu

$$\beta = 30^\circ$$

$$\beta_n = \text{tg}^{-1}(\text{tg } \beta \cdot \cos \gamma) = \text{tg}^{-1}(\text{tg } 30 \cdot \cos 2,48) = 29,977^\circ \quad (43)$$

Třecí úhel

Součinitel tření $f = 0,15$

$$\varphi' = \text{tg}^{-1}\left(\frac{f}{\cos \beta_n}\right) = \text{tg}^{-1}\left(\frac{0,15}{\cos 29,977}\right) = 9,82^\circ \quad (44)$$

V dalším kroku se z celkové zatěžovací síly F_z stanoví osová síla na jeden šroubu F_o . Šroubový spoj tvoří 4 šrouby, na které se rozloží zatížení, a proto se osová síla rovná čtvrtině zatěžovací síly.

$$F_o = \frac{F_z}{4} = \frac{146,5 \cdot 10^3}{4} = 36,625 \text{ kN} \quad (45)$$

Ze znalosti osově síly (45) se dopočítá kroutící moment v závitu (46).

$$M_{kš} = F_o \cdot \frac{d_{2š}}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') = 36,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot \text{tg}(2,48 + 9,82) = \\ = 152\,319,46 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (46)$$

Průřezový modul v krutu

$$W_{kš} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 16,933^3}{16} = 953,3 \text{ mm}^3 \quad (47)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{š} = \frac{M_{kš}}{W_{kš}} = \frac{152319,46}{953,3} = 159,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (48)$$

Jádru šroubu o průměru $d_3 = 16,933 \text{ mm}$.

$$S_{š} = \frac{\pi \cdot d_{3š}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16,933^2}{4} = 225,19 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

Napětí v jednom šroubu

$$\sigma_{vz} = \frac{F_o}{S_{š}} = \frac{36,6 \cdot 10^3}{225,19} = 162,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (50)$$

Šroub namáhaný napětím v krutu od kroutícího momentu a napětím od tažné síly se převede podle energetické hypotézy na celkové redukované napětí, které porovnám s mezí kluzu.

$$\sigma_{red\check{s}} = \sqrt{\sigma_{\check{s}}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{\check{s}}^2} = \sqrt{162,6^2 + 3 \cdot 159,8^2} = 321 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (51)$$

Konstrukční bezpečnost $k_{\check{s}}$ pro návrh šroubů musí být alespoň 1,2, což sníží hodnotu meze kluzu na bezpečné dovolené napětí šroubu (52).

$$\sigma_{D\check{s}} = \frac{\sigma_{Kt\check{s}}}{k_{\check{s}}} = \frac{640}{1,2} = 533,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (52)$$

$$\sigma_{Kt\check{s}} = 533,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} > \sigma_{red\check{s}} = 321 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (53)$$

Pevnostní kontrola vyhovuje podmínce (53).

Celkový utahovací moment neboli utahovací moment na klíči (55) se skládá z momentu v závitu, třecího momentu pod hlavou šroubu nebo třecího momentu pod maticí. Běžně se uvažuje pouze moment v závitu $M_{k\check{s}}$ a třecí moment pod hlavou M_{th} , který se spočítá z osově síly a ramene, na které síla působí (54). Rameno odpovídá střednímu poloměru třecí plochy hlavy, ten spočítám průměrnou hodnotou poloměrů hlavy šrouby $D_{h\check{s}}$ a díry pro šroub $d_{d\check{s}}$.

$$M_{th} = F_o \cdot f \cdot \frac{(D_{h\check{s}} + d_{d\check{s}})}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{36,6 \cdot 10^3 \cdot 0,15 \cdot (30 + 22)}{4} = 71\,418,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (54)$$

$$M_{kk} = M_{k\check{s}} + M_{th} = 152319,46 + 74418,8 = 226\,737,3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (55)$$

Z tabulky pro doporučený utahovací moment jsem odečetl běžný celkový utahovací moment pro šroub M20, viz Obr. 27. Je patrné, že šroub lze utáhnout na větší předpětí než je zapotřebí. Předpětí, které lze na šroubu vyvodit, je trojnásobně větší než vypočítaná osová síla F_o .

pevnost		5.8		8.8		10.9		12.9	
D	R	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo
		N·m	N	N·m	N	N·m	N	N·m	N
M 6	1	6,4	5448	9,7	8302	14,3	12194	16,7	14269
M 8	1,25	16,1	10003	24,5	15242	35,9	22388	42	26198
M10	1,5	31,8	15930	48,4	24275	71	35655	83	41724
M12	1,75	54,9	23231	84	35401	123	51995	144	60845
M14	2	88	31905	133	48618	196	71408	229	83563
M16	2	137	43939	209	66955	307	98340	359	115079
M18	2,5	188	53373	286	81330	420	119454	492	130787
M20	20,5	266	68655	406	104617	596	153657	698	179811
M22	2,5	366	85857	588	130830	820	192157	960	224868
M24	3	459	98863	699	150649	1027	221266	1202	258928

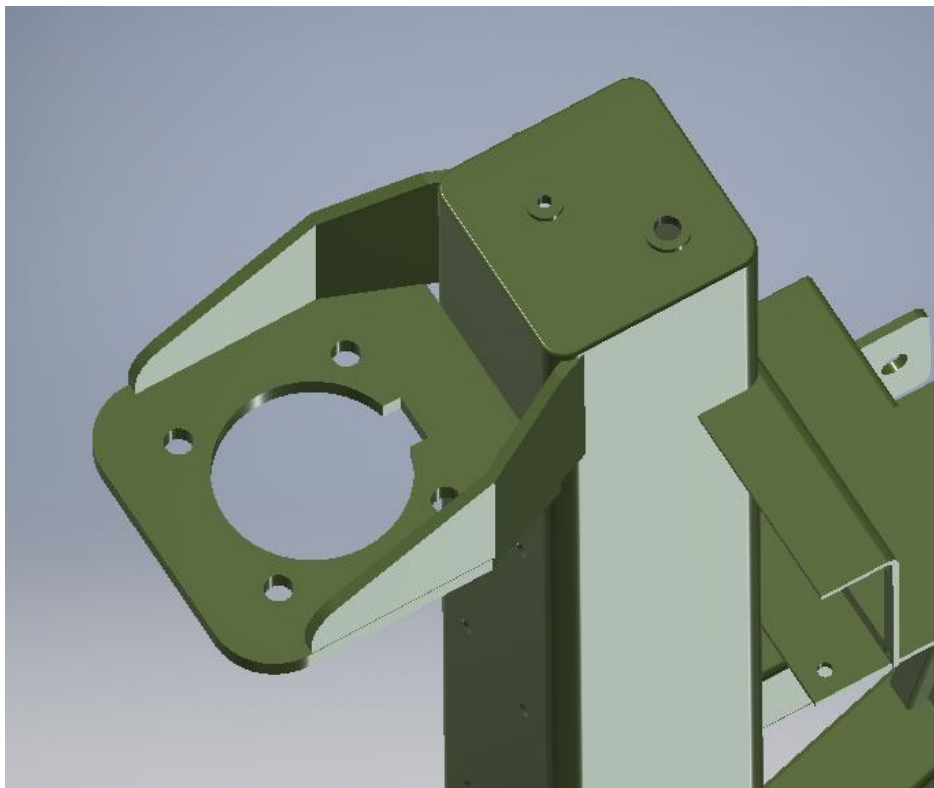
Obr. 27 – Tabulka doporučených utahovacích momentů [7]

Při sestavení hydraulického válce k rámu, vznikne mezi rámem a přírubou styčná plocha. Z maximální možné štípací síly ověřím, zda plocha vyhovuje podmínce na otláčení a kontaktní tlak nepřesahuje hodnotu $80 \div 120 \text{ MPa}$.

Z rozdílu průměrů příruby a vnitřního otvoru v rámu dopočítám plochu dotyku.

$$S_p = \frac{\pi \cdot (D_p - d_o)^2}{4} = \frac{\pi \cdot (250 - 148)^2}{4} = 8\,171,3 \text{ mm}^2 \quad (56)$$

Z technických důvodů se musí v rámu vytvořit lehké vybrání materiálu, aby bylo možné při montáži usadit válec na požadované místo, znázorněno na Obr. 28. Konečná plocha dotyku je tedy o něco menší (57).



Obr. 28 – Detail vybrání horní konzoly pro montáž válce [vlastní zdroj]

$$S_{p \text{ skut}} = 7\,600 \text{ mm}^2 \quad (57)$$

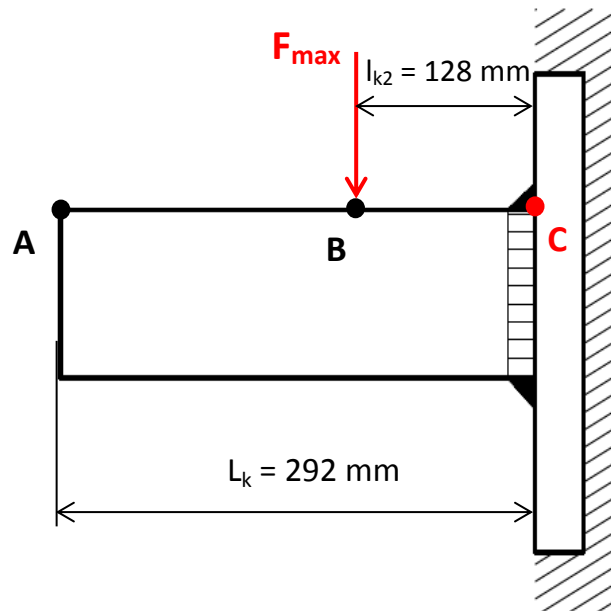
$$p_{kont} = \frac{F_{max}}{S_{p \text{ skut}}} = \frac{196,4 \cdot 10^3}{7600} = 25,8 \text{ MPa} < p_D = 80 \text{ MPa} \quad (58)$$

Podmínka otláčení je splněna, pravděpodobně nedojde k otláčení plochy.

3.4. Štípací klín

Jelikož při štípaní dochází k rozložení štípací síly na spojité zatížení po celé hraně klínu a klín představuje krátký nosník, nepředpokládám kritické namáhání od ohybu a smyku, není tedy nutné provádět kontrolu.

Ovšem kritické místo se nachází ve svaru, který spojuje podstavu klínu se samotným klínem. Kdyby došlo k zablokování vedení, z klínu by se stal pevně vetknutý nosník a v bodě C, viz zjednodušené schéma klínu Obr. 29, by působil na svar velký ohybový moment (59). Proto je nutné zkontrolovat tento svar.



Obr. 29 – Schéma klínu [vlastní zdroj]

Ohybový moment v místě C

$$M_{OC} = F_{max} \cdot l_{k2} = 196,4 \cdot 10^3 \cdot 128 = 25\,139\,200 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (59)$$

U svarového spoje se v místě C aplikuje koutový svar. Pro svary tohoto typu existuje tabulka doporučené minimální výšky svaru v závislosti na tloušťce svařovaného materiálu, Obr. 30.

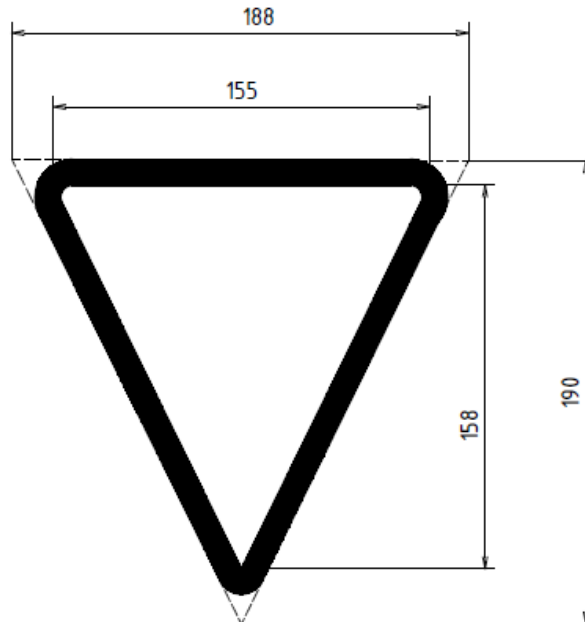
Z tabulky tedy odečteme minimální výšku svaru $a_{min\ sv}$. Jelikož svařujeme dílce o tloušťce 8 mm, tomu pro ocel S355J2 odpovídá minimální tloušťka svaru 4 mm.

s [mm]		a_{min} při σ_{pI} [MPa]	
přes	do	370 a 420	520
5	10	3	4
10	20	4	5,5
20	30	5,5	7

Obr. 30 – Minimální tloušťka svaru [8]

Jak bylo řečeno, jedná se o koutový svar, který je podle zavedené konvekce namáhaný vždy pouze na smyk. Aby bylo možné vypočítat napětí, je nutné určit průřezové

charakteristiky svaru. Vnější rozměry svaru jsou odvozeny z rozměrů klínu, ke kterým je přičtena sklopená výška svaru a_{sv} . Pro představu je vše znázorněno na Obr. 31. Černě vyznačená plocha symbolizuje, skutečný tvar svaru.



Obr. 31 – Rozměry svaru [vlastní zdroj]

Mezi potřebné průřezové charakteristiky se řadí průřezový modul v ohybu $W_{o\ sv}$ a plocha svaru S_{sv} . Pro zjednodušení se uvažuje trojúhelníkový průřez svaru.

$$W_{o\ sv} = W_{oe} - W_{oi} = \frac{188 \cdot 190^2}{24} - \frac{155 \cdot 158^2}{24} = 121\,557,5 \text{ mm}^3 \quad (60)$$

$$S_{sv} = S_{e\ sv} - S_{i\ sv} = \frac{188 \cdot 190}{2} - \frac{155 \cdot 158}{2} = 5\,615 \text{ mm}^2 \quad (61)$$

Je proveden výpočet napětí, které namáhá koutový svar. Působící štípací síla vyvolává ohybový a smykový charakter namáhání.

$$\tau_{o\ sv} = \frac{M_{OC}}{W_{o\ sv}} = \frac{25139200}{121\,557,5} = 206,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (62)$$

$$\tau_{s\ sv} = \frac{F_{max}}{S_{sv}} = \frac{196,4 \cdot 10^3}{5615} = 34,98 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (63)$$

Následuje kategorizace složek napětí z hlediska jejich orientace vůči svaru. V tomto případě jsou obě složky kolmé. Tyto hodnoty napětí však musím převést na upravené složky, k tomu slouží převodní součinitelé z tabulky na Obr. 32.

Z upravených složek napětí lze získat celkové napětí $\tau_{v\ sv}$ vypočtené z rovnice (64).

Tab. XIV - Převodní součinitele svarů

druh svaru	namáhání	ocelové konstrukce	tlakové nádoby
svar tupý	tah	$\alpha_{\perp} = 0,85; \alpha_{\parallel} = 1$	$\alpha_{\perp} = 0,7; \alpha_{\parallel} = 0,9$
	tlak	$\alpha_{\perp} = \alpha_{\parallel} = 1$	$\alpha_{\perp} = \alpha_{\parallel} = 1$
	smyk	$\alpha_z = 0,7$	$\alpha_z = 0,6$
svar koutový	čelní	$\alpha_{\tau} = 0,75$	$\alpha_{\tau\perp} = 0,6$
	boční	$\alpha_{\tau\parallel} = 0,65$	$\alpha_{\tau\parallel} = 0,5$

Obr. 32 – Součinitele anizotropie [8]

$$\tau_{v\,sv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{o\,sv}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{s\,sv}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{206,8}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{34,98}{0,75}\right)^2} = 279,65 \, N \cdot mm^{-2} \quad (64)$$

Výslednou hodnotu napětí musím porovnat s dovolenou hodnotou napětí pro koutový svar (66).

$$\sigma_{D\,sv} = \frac{\sigma_{Kt\,k}}{k_{sv}} = \frac{355}{1,8} = 197,2 \, N \cdot mm^{-2} \quad (65)$$

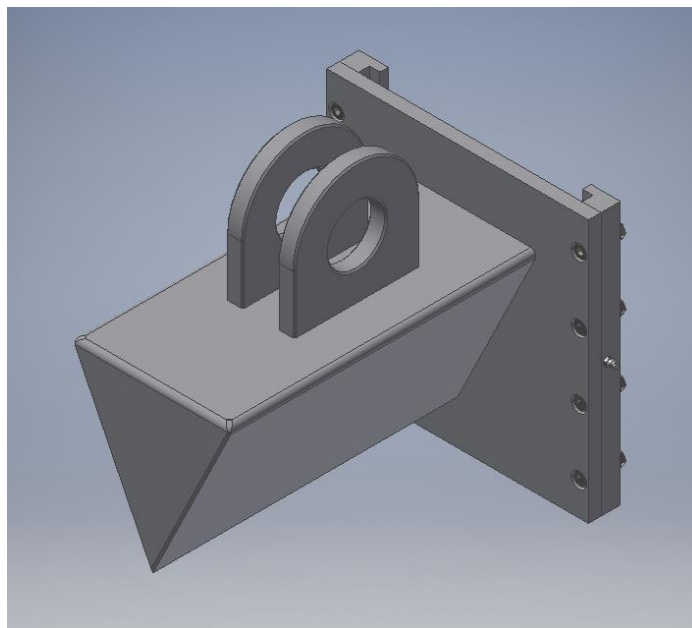
Pro $a_{sv} > 7 \, mm$ $\beta_{sv} = 1$

$$\tau_{v\,sv} \leq \beta_{sv} \cdot \sigma_{D\,sv} = 1 \cdot 279,65 = 279,65 \, N \cdot mm^{-2} \quad (66)$$

Pouze koutový svar nevyhovuje pevnostní podmínce $\tau_{v\,sv} > 197,2 \, N \cdot mm^{-2}$.

Napětí $\tau_{v\,sv}$ vznikne ve svaru pouze při havarijním vzpříčení, které běžně nepředpokládám, ovšem musím s ním při návrhu počítat.

Větší únosnost svaru se proto docílí použitím kombinovaného svaru. Ke koutovému svaru se přidá půl V svar, tím dojde k navýšení výšky svaru a menšímu napětí ve svaru.

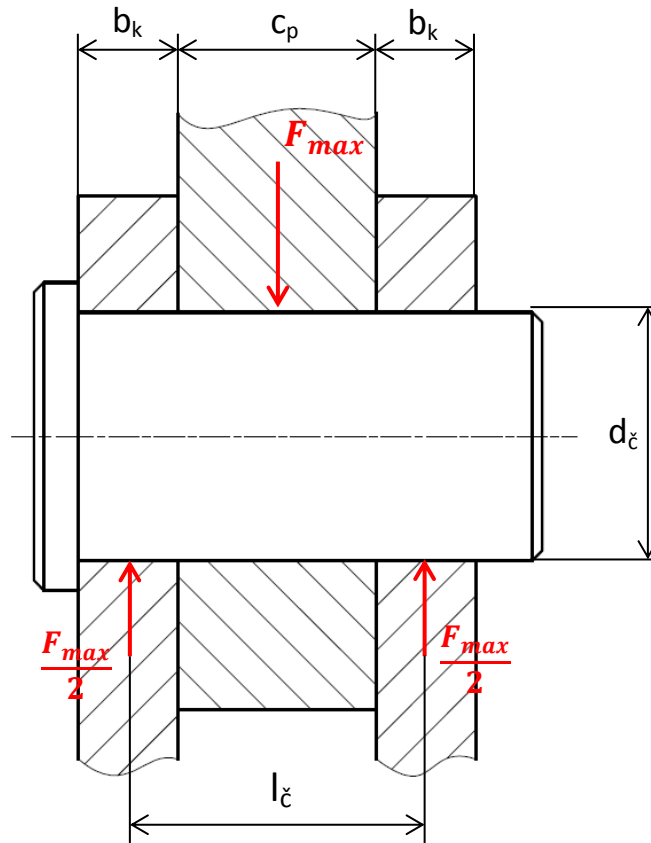


Obr. 33 – Model klínu [vlastní zdroj]

3.5. Kontrola čepu

Klín je k oku písní tyče připevněn pomocí čepu zajištěného závlačkou. Pro snadnější představu lze na Obr. 34 vidět zjednodušený pohled na zatížení čepu.

Čep je vyroben z oceli ČSN 12050.



Obr. 34 – Schéma čepu [vlastní zdroj]

Jelikož může v místě spojení působit velká pracovní síla, je nutné provést kontrolu čepu na ohyb, na stříh a zda nedojde k nežádoucímu otláčení povrchu čepu.

Kontrola na ohyb

$$M_{O\check{c}} = \frac{F_{max}}{2} \cdot \frac{l_{\check{c}}}{2} = \frac{196,4 \cdot 10^3 \cdot 48}{4} = 2\,356\,800 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (67)$$

$$\sigma_{O\check{c}} = \frac{M_{O\check{c}}}{W_{O\check{c}}} = \frac{M_{O\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{2\,356\,800}{\frac{\pi \cdot 55^3}{32}} = 144,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (68)$$

Ocel ČSN 12050 mez kluzu $R_e = 390 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$\sigma_{DO\check{c}} = \frac{R_e}{k_{\check{c}}} = \frac{390}{1,5} = 260 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (69)$$

Podmínka je splněna. $\sigma_{DO\check{c}} \geq \sigma_{O\check{c}}$

Kontrola na střih

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F_{max}}{2 \cdot S_{\check{c}}} = \frac{F_{max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{2 \cdot 196,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 55^2} = 41,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (70)$$

$$\tau_{D\check{c}} = \frac{\sigma_{D\check{c}}}{2} = \frac{260}{2} = 130 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (71)$$

$$\tau_{D\check{c}} \geq \tau_{\check{c}}$$

Kontrola čepu na otláčení

Dovolený tlak na tlačení $p_D = 80 \div 120 \text{ MPa}$

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{max}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot b_k} = \frac{196,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 55 \cdot 16} = 111,6 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$p_{\check{c}} < p_D$$

Vyhovuje předepsané podmínce, nebyla přesažena krajní hodnota 120 MPa.

3.6. Hydraulika

Jedná se o univerzální okruh, neboť pohon kapaliny může být zajištěn třemi způsoby. V okruhu se nacházejí dvě čerpadla, jedno poháněné elektromotorem, druhé pak vývodovým hřídelem traktoru, třetí možností pohonu je připojení hadic na vnější okruh hydrauliky.

V této kapitole provádím návrh hydrogenerátorů, ať už se jedná o požadavek rychlosti pohybu pístu nebo rozměr elektromotoru. Plus stanovuji rychlost pístu při pohonu vnějším okruhem.

Uvažuji, že celková účinnost se započtením ztrát ve vedení je 90 %.

Při pohonu čerpadla vývodovým hřídelem volím rychlost pohybu klínu, který za 8 sekund urazí dráhu 800 mm, tomu odpovídá rychlost $v_h = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$S_v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} = 0,0123 \text{ m}^2 \quad (73)$$

$$\dot{Q}_h = S_v \cdot v_h = 0,0123 \cdot 0,1 = 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 73,6 \text{ l/min} \quad (74)$$

$$\dot{Q}_{hp} = \frac{\dot{Q}_h}{\eta} = \frac{73,6}{0,9} = 81,8 \text{ l/min} \quad (75)$$

Dle výpočtu hledám vyhovující hydromotor, nejbližše potřebě vyhovuje čerpadlo FZH 150 o objemu $150 \text{ cm}^3/\text{n}$, to se po přepočtu na 540 otáček za minutu rovná 81 l/min. [17]

Při návrhu druhého čerpadla je zapotřebí nejdříve určit druh a výkon elektromotoru, od kterého se následně odvíjí velikost čerpadla a rychlost pohybu klínu. Elektromotor vybírám podle požadovaného proudu a napětí, které je běžně dostupné u rodinných domů. Menší proud do 16A volím z důvodu jistění, má to ale negativní vliv související s menším výkonem, ovšem výhodou může být nižší váha, což by se promítlo do celkové hmotnosti štípačky.

Dle katalogu volím 4-pólový asynchronní elektromotor 1AL132M-4 o výkonu 7,5 kW se jmenovitým proudem 14,5 A, což je méně než 16 A, a proto by nemělo dojít k rozepnutí jističe. Jedná se o standartní patkový elektromotor s napětím 400 V a otáčkami 1480 min⁻¹. [18]

Ze známých parametrů motoru vypočítám maximální průtok, který motor dokáže zvládnout, z něj pak odvodím objem čerpadla, viz rovnice (77).

$$\dot{Q}_{el\ max} = \frac{P_{el}}{p_s} = \frac{7500}{14 \cdot 10^6} = 5,362 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 32,1 \text{ l/min} \quad (76)$$

$$V_{\check{c}el} = \frac{\dot{Q}_{el\ max}}{n_{el}} = \frac{32,1}{1480} = 0,022 \text{ l} \quad (77)$$

Zde jsem vybral čerpadlo GR.2 od firmy Kardanka, průtok při otáčkách 1500 min⁻¹ je 30 l/min. Objem čerpadla je 20 ccm, což vyhovuje myšlence zvolit menší objem, zaručí to lehkou rezervu ve výkonu motoru.

Poté spočítám skutečný průtok a rychlost pohybu pístu.

$$\dot{Q}_{el} = V_{\check{c}} \cdot n_{el} = 0,02 \cdot 1480 = 29,6 \text{ l/min} = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (78)$$

$$v_{el} = \frac{\dot{Q}_{el} \cdot \eta}{S_v} = \frac{4,9 \cdot 10^{-4}}{0,9 \cdot 0,0123} = 0,031 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow 32,7 \text{ s/m} \quad (79)$$

Klín urazí dráhu 800 mm přibližně za 26 sekund.

Vnější okruh hydrauliky. Vstupním parametrem je průtok čerpadla traktoru střední třídy do obsahu 100 HP.

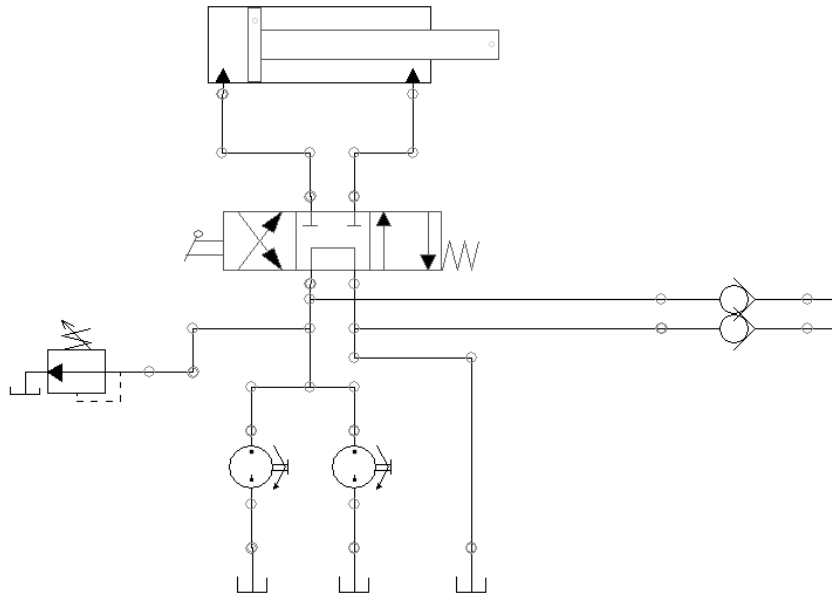
$$\dot{Q}_{vo} = 45 \text{ l/min} = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (80)$$

$$\dot{Q}_{vo\ skut} = \dot{Q}_{vo} \cdot \eta = 7,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9 = 6,75 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (81)$$

$$v_{vo} = \frac{\dot{Q}_{vo\ skut}}{S_v} = \frac{6,75 \cdot 10^{-4}}{0,0123} = 0,055 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (82)$$

Po přepočtu na délku pohybu klínu, bude pístu trvat urazit vzdálenost 800 mm přibližně 14,6 sekundy.

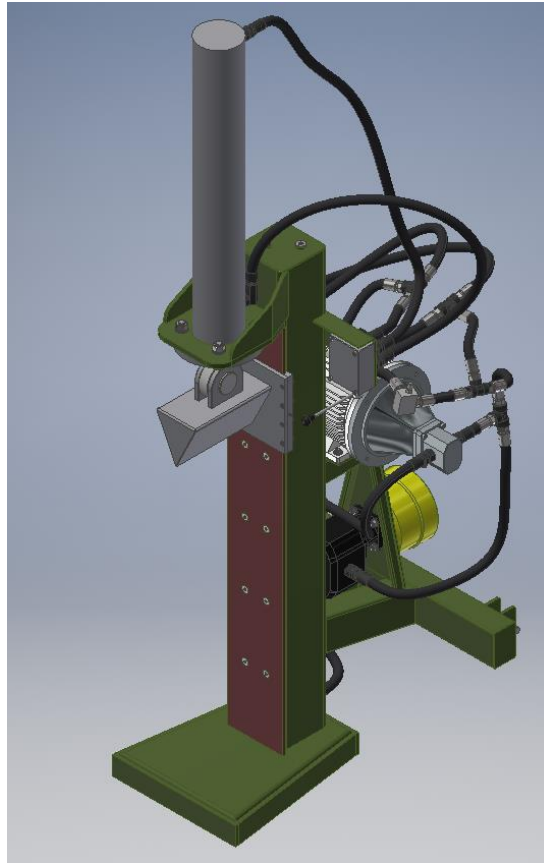
Takto navržené pohony se propojí hydraulickými trubkami s třípolohovým čtyřcestným rozvaděčem, kterým se mění tok kapaliny a tedy i směr pohybu pístu, který je připojen k rozvaděči. Součástí hydrauliky musí být nádoba hydraulické kapaliny a pojistný ventil, který v případě vysokého tlaku v hadicích upustí kapalinu do nádoby a nedojde k poškození hydraulických čerpadel. Nádoba s hydraulickou kapalinou je integrována uvnitř svislého nosníku rámu. Celé schéma okruhu hydrauliky je znázorněno na Obr. 35.



Obr. 35 – Schéma hydrauliky [vlastní zdroj]

Z důvodu lepšího uspořádání vedení, volím pospojování komponent hydrauliky trubkami. Jediné místo, kde musím použít pryžové hadice, je u připojení k vnějšímu okruhu, protože je potřeba zajistit flexibilitu při zvedání štípačky.

Kapalinu hydrauliky by bylo možné vést také pryžovými hadicemi jak je vidět na Obr. 36. Toto řešení je ovšem nevzhledné a hadice zabírají více místa a mohlo by dojít k vniknutí do pracovního prostoru, proto od této varianty upouštím.



Obr. 36 – Model štípačky s pryžovými hadicemi [vlastní zdroj]

Při zavedení do sériové výroby by bylo možné použít multifunkční dvourychlostní rozvaděč, zkonstruovat zasouvatelný hydraulický válec nebo odebrat jedno čerpadlo kvůli snížení hmotnosti.

V dnešní době jsou kladeny velmi vysoké nároky na bezpečnost, proto by bylo vhodné přidat bezpečnostní prvky, různé pojistky či přídržné hroty, kterými si špalek lze přidržet, apod., ke zvýšení bezpečnosti práce.

4. Závěr

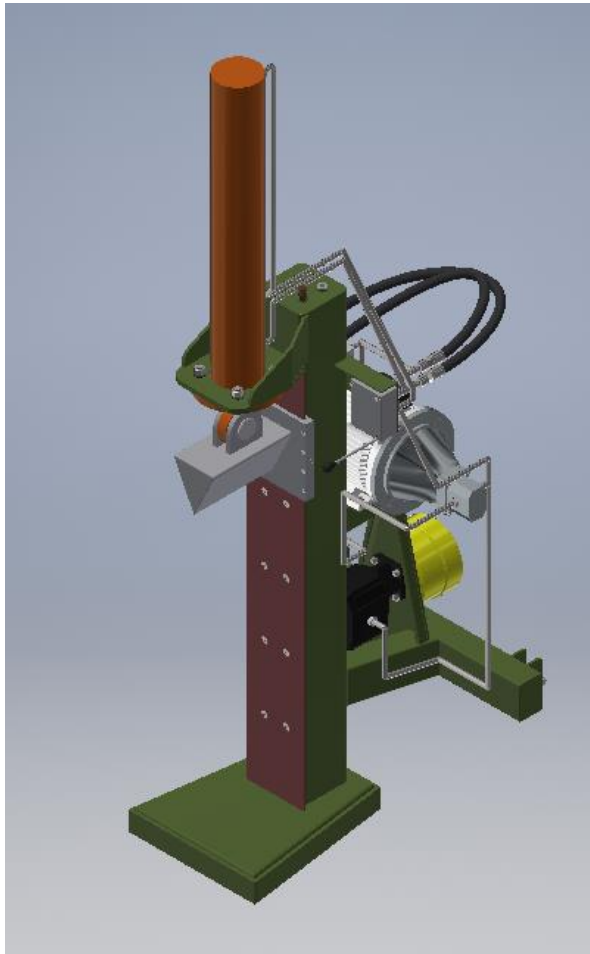
Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout univerzální hydraulickou štípačku na dřevo s možností přesunu pomocí traktoru. Univerzálnost spočívá v možnosti výběru ze tří druhů, u štípaček běžně používaných, pohonů hydrauliky. Požadované parametry štípačky byly pracovní síla a délka pracovního prostoru.

V teoretické části byla provedena rešerše, na základě které byly definovány kategorie a princip dělení štípaček. K jednotlivým skupinám byly přiřazeny běžně vyráběné modely. Také je zde uvedeno hlavní dělení z hlediska možné formy pohonu štípaček a výběr vhodného čerpadla pro navrhovanou štípačku.

Na základě rešerše byl navržen nosný rám štípačky, tento rám je svařen z normalizovaných dílců oceli S355J2. Na něj je přišroubováno vedení klínu, po kterém jezdí vyztužený klín. Další součásti jsou převážně hydraulické komponenty jako hydrogenerátory, lineární hydromotor, rozvaděč a pojistný ventil pospojované do uzavřeného okruhu. Jedno hydraulické čerpadlo je připojeno k elektromotoru, který jej pohání.

V další části práce jsou provedeny kontrolní výpočty svařence rámu. Při návrhu štípačky vycházím z dosavadních znalostí získaných během předchozího studia a za pomoci uvedené literatury. Byla provedena kontrola dílčích konstrukčních uzlů, konkrétně šroubového spojení lineárního hydromotoru s horní konzolou, pevnost svaru klínu při vzpříčení nebo zkorodování vedení a kompletní kontrola čepu mezi klínem a pístní tyčí. V závěru této části je popsán hydraulický obvod pomocí schématu hydrauliky a s doplněním o návrhové výpočty hydrogenerátorů. Hydraulické komponenty okruhu jsou propojeny hydraulickými trubkami s odpovídajícími koncovkami. Hadice jsou použity pouze pro připojení k vnějšímu okruhu hydrauliky.

Zařízení bylo navrženo podle požadovaných parametrů a vyhovuje pevnostním kontrolám. V rámci návrhu byl vytvořen výsledný 3D model, který je zobrazen na Obr. 37 a Obr. 38, výkres svařence rámu a výkres sestavy štípačky, přiložené jako přílohy této práce. Práce splňuje veškeré požadavky zadání.



Obr. 37 – Výsledný model štípačky [vlastní zdroj] Obr. 38 – Výsledný model z druhé strany [vlastní zdroj]

Seznam použité literatury

- [1] POJAR, Petr. Jak vybrat štípačku na dřevo, je lepší horizontální a nebo vertikální a jaký by měla mít výkon [online]. 2021 [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.ceskestavby.cz/clanky/jak-vybrat-stipacku-na-drevo-je-lepsi-horizontalni-a-nebo-vertikalni-a-jaky-by-mela-mit-vykon-27681.html>
- [2] GULEC, Jakub. Srovnávací test a recenze nejlepších štípačů dřeva [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.arecenze.cz/stipace-dreva/>
- [3] Vitli Krpan [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.vitli-krpan.com/cz/>
- [4] Balfor [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <http://www.ballario-forestello.cz/stipacka-na-drevo.asp?cid=15>
- [5] Uniforest [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.uniforest.cz/produkty/stipacky-titanium>
- [6] Jak vybrat štípačku na dřevo [online]. 2021 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.covybrat.cz/nejlepsi-stipacka-na-drevo/>
- [7] Briol [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [8] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008.
- [9] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [10] P&L [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.pal.cz/lesni-technika/stipace-palax/s-pilovou-listou/stipac-s-pilovou-listou-palax-d410>
- [11] Bystroň [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.bystron.cz/>
- [12] Urban kovo s.r.o. [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <http://www.stiepkovac-urban.sk/urban-tr110-s-dvojitym-pytlovacem-83138.html>
- [13] Fendt [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.fendt.com/int/>
- [14] Feron [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27428/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-180x8>
- [15] Rerosa hydraulika s.r.o. [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.rerosa.cz/hm12dvojciny>
- [16] Hydrolider [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Zvon-spojky-5%2C5-7%2C5-cerpadlo-skupina-2GR-Motor-vykon-kW-5%2C5-7%2C5/12686
- [17] Hydroop [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.hydroop.cz/>
- [18] VYBO Electric a.s. [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.elektromotor.cz/obchod/elektromotor-7-5-kw-1a132m-4/>
- [19] Kardanka [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/zubove-cerpadlo-gr2-20-ccm-pravotocive>
- [20] ČERPALDA: Multimediální učební pomůcka [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: https://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0003.htm
- [21] BARF České Budějovice [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.barfcb.cz/rybarska-technika/motorova-zastrcka-3-fazova-vidlice--5->

ti-kolik-s-vypinacem-tlacitka-start-a-stop-pro-motorovy-spoustelec--ms25-od-0-63-
do-16a/

Seznam obrázků

- Obr. 1 – Horizontální štípačka Balfor A14
- Obr. 2 – Štípačka Krpan CH 32 K složená
- Obr. 3 – Štípačka Krpan CH 32 K rozložená
- Obr. 4 – Štípací automat Palax
- Obr. 5 - Vertikální provedení Krpan CV 18 K
- Obr. 6 – Štípačka Bystroň Jelly 10T
- Obr. 7 – Vertikální štípačka Uniforest Titanium 18
- Obr. 8 – Pohon štípačky elektromotorem
- Obr. 9 – Zařízení poháněné vývodovým hřídelem
- Obr. 10 – Zadní vývod hydrauliky traktoru
- Obr. 11 – Bližší pohled na okruhy hydrauliky
- Obr. 12 – Motorová zástrčka 3-fázová
- Obr. 13 - Schéma pístového čerpadla
- Obr. 14 – Schéma zubového čerpadla
- Obr. 15 – Zubové čerpadlo
- Obr. 16 – Lamelové čerpadlo
- Obr. 17 – Jednovřetenové čerpadlo
- Obr. 18 – Třívřetenové čerpadlo
- Obr. 19 – Horizontální koncepční návrh
- Obr. 20 – Vertikální koncepční návrh
- Obr. 21 – Náhradní schéma rámu
- Obr. 22 – Průběh vnitřních sil a ohybového momentu
- Obr. 23 – Průběh napětí svislého nosníku
- Obr. 24 – Řez dolní podstavou
- Obr. 25 – Řez horním plátem
- Obr. 26 – Model rámu
- Obr. 27 – Tabulka doporučených utahovacích momentů
- Obr. 28 – Detail vybrání horní konzoly pro montáž válce
- Obr. 29 – Schéma klínu
- Obr. 30 – Minimální tloušťka svaru
- Obr. 31 – Rozměry svaru
- Obr. 32 – Součinitele anizotropie
- Obr. 33 – Model klínu
- Obr. 34 – Schéma čepu
- Obr. 35 – Schéma hydrauliky
- Obr. 36 – Model štípačky s pryžovými hadicemi
- Obr. 37 – Výsledný model štípačky
- Obr. 38 – Výsledný model z druhé strany

Seznam příloh

- Příloha 1 – Výkres svařence rámu
- Příloha 2 – Kusovník svařence

Příloha 3 – Výkres sestavy štípačky

Příloha 4 – Kusovník sestavy štípačky

Seznam zkratk a symbolů

Zkratka	Význam	
HP	Koňská síla	
ČSN	Česká státní norma	
EN	Evropská norma	
ccm	Kubické centimetry	

Symbol	Význam	Jednotky
F_p	Požadovaná pracovní síla	[kN]
p_s	Střední tlak hydraulického okruhu	[MPa]
S	Návrhový průřez pístu	[mm ²]
d_v	Vypočtený vnitřní průměr válce	[mm]
D	Zvolený vnitřní průměr válce	[mm]
S_v	Skutečný průřez pístu	[mm ²]
F	Skutečná štípací síla	[kN]
F_{max}	Maximální štípací síla	[kN]
p_{max}	Maximální provozní tlak okruhu hydrauliky	[MPa]
T_x	Posouvající síla	[kN]
N_y	Normálová síla	[kN]
M_O	Ohybový moment	[N · mm]
x	Vzdálenost na I. intervalu	[mm]
y	Vzdálenost na II. intervalu	[mm]
\bar{x}	Vzdálenost na III. intervalu	[mm]
$\bar{\bar{x}}$	Vzdálenost na IV. intervalu	[mm]
l	Rameno působící síly od osy svislého nosníku	[mm]
$M_{O\ max}$	Maximální ohybový moment	[N · mm]
$W_{o\ j}$	Ohybový modul průřezu jeklu	[mm ³]
A_j	Plocha průřezu jeklu	[mm ²]
σ_O	Ohybové napětí svislého nosníku	[N · mm ⁻²]
σ_T	Napětí v tahu svislého nosníku	[N · mm ⁻²]
$\sigma_{red\ sn}$	Celkové redukované napětí svislého nosníku	[N · mm ⁻²]
σ_{kr}	Mez kluzu materiálu rámu	[N · mm ⁻²]
k_r	Bezpečnost rámové konstrukce	[-]
$\sigma_{D\ r}$	Dovolené napětí v rámu	[N · mm ⁻²]
y_1	Zvolená vodorovná osa souřadného systému dolní podstavy	[-]
y_{1n}	Neutrální vodorovná osa průřezu dolní podstavy	[-]
T_1	Označení těžiště průřezu dolní podstavy	[-]
z_{T1}	Souřadnice těžiště podstavy ve zvoleném souř. systému	[mm]
z_{T11}	Souřadnice těžiště části 1 ve zvoleném souř. systému podstavy	[mm]

S_{11}	Plocha části 1 dolní podstavu	$[mm^2]$
Z_{T12}	Souřadnice těžiště části 2 ve zvoleném souř. systému	$[mm]$
S_{12}	Plocha části 2 dolní podstavu	$[mm^2]$
S_{13}	Plocha části 3 dolní podstavu	$[mm^2]$
S_{dp}	Plocha celého průřezu dolní podstavu	$[mm^2]$
b_{11}	Šířka části 1 dolní podstavu	$[mm]$
h_{11}	Výška části 1 dolní podstavu	$[mm]$
Z_{11}	Souřadnice těžiště části 1 k neutrální ose podstavu	$[mm]$
b_{12}	Šířka části 2 dolní podstavu	$[mm]$
h_{12}	Výška části 2 dolní podstavu	$[mm]$
Z_{12}	Souřadnice těžiště části 2 k neutrální ose podstavu	$[mm]$
b_{13}	Šířka části 3 dolní podstavu	$[mm]$
h_{13}	Výška části 3 dolní podstavu	$[mm]$
Z_{13}	Souřadnice těžiště části 3 k neutrální ose podstavu	$[mm]$
I_{y1n}	Moment setrvačnosti dolní podstavu	$[mm^4]$
e_{1h}	Vzdálenost horních vláken podstavu od neutrální osy	$[mm]$
e_{1d}	Vzdálenost dolních vláken podstavu od neutrální osy	$[mm]$
W_{o1yh}	Průřezový modul v ohybu k horním vláknům podstavu	$[mm^3]$
W_{o1yd}	Průřezový modul v ohybu k dolním vláknům podstavu	$[mm^3]$
l_1	Vzdálenost kritického místa podstavu a konzoly	$[mm]$
$M_{O dp}$	Ohybový moment v kritickém místě podstavu	$[N \cdot mm]$
$\sigma_{O dp}$	Ohybové napětí dolní podstavu	$[N \cdot mm^{-2}]$
τ_{dp}	Smykové napětí dolní podstavu	$[N \cdot mm^{-2}]$
y_2	Zvolená vodorovná osa souřadného systému konzoly	$[-]$
y_{2n}	Neutrální vodorovná osa průřezu konzoly	$[-]$
T_2	Označení těžiště průřezu konzoly	$[-]$
Z_{T2}	Souřadnice těžiště ve zvoleném souř. systému konzoly	$[mm]$
Z_{T21}	Souřadnice těžiště části 1 ve zvoleném souř. systému konzoly	$[mm]$
S_{21}	Plocha části 1 konzoly	$[mm^2]$
S_{22}	Plocha části 2 konzoly	$[mm^2]$
S_{hk}	Plocha celého průřezu horní konzoly	$[mm^2]$
b_{21}	Šířka části 1 horní konzoly	$[mm]$
h_{21}	Výška části 1 horní konzoly	$[mm]$
Z_{21}	Souřadnice těžiště části 1 k neutrální ose konzoly	$[mm]$
b_{22}	Šířka části 2 horní konzoly	$[mm]$
h_{22}	Výška části 2 horní konzoly	$[mm]$
Z_{22}	Souřadnice těžiště části 2 k neutrální ose konzoly	$[mm]$
I_{y2n}	Moment setrvačnosti konzoly	$[mm^4]$
e_{2h}	Vzdálenost horních vláken konzoly od neutrální osy	$[mm]$
e_{2d}	Vzdálenost dolních vláken konzoly od neutrální osy	$[mm]$
W_{o2yh}	Průřezový modul v ohybu k horním vláknům konzoly	$[mm^3]$
W_{o2yd}	Průřezový modul v ohybu k dolním vláknům konzoly	$[mm^3]$
$M_{O dk}$	Ohybový moment v kritickém místě konzoly	$[N \cdot mm]$
$\sigma_{O dk}$	Ohybové napětí horní konzoly	$[N \cdot mm^{-2}]$

τ_{hk}	Smykové napětí horní konzoly	$[N \cdot mm^{-2}]$
\bar{S}_{y2}	Statický moment průřezu konzoly	$[mm^3]$
τ_{hk}	Smykové napětí horní konzoly	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{red\ hk}$	Celkové redukované napětí horní konzoly	$[N \cdot mm^{-2}]$
d	Průměr pístní tyče	$[mm]$
S_z	Plocha, na kterou působí olej při zasouvání pístnice	$[mm^2]$
F_z	Zasouvací síla	$[kN]$
d_{ξ}	Vnější průměr šroubu	$[mm]$
$d_{2\xi}$	Střední průměr šroubu	$[mm]$
$d_{3\xi}$	Průměr jádra šroubu	$[mm]$
P_{ξ}	Rozteč šroubu	$[mm]$
i_{ξ}	Počet chodů závitu	$[mm]$
$\sigma_{Kt\ \xi}$	Rozteč šroubu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{Pt\ \xi}$	Rozteč šroubu	$[N \cdot mm^{-2}]$
γ	Úhel stoupání závitu	$[^{\circ}]$
β	Poloviční vrcholový úhel zubu závitu	$[^{\circ}]$
β_n	Úhel boku zubu závitu	$[^{\circ}]$
φ'	Třecí úhel závitu	$[^{\circ}]$
F_o	Osová síla jednoho šroubu	$[kN]$
$M_{k\xi}$	Kroutící moment v dřívku šroubu	$[N \cdot mm]$
$W_{k\xi}$	Průřezový modul šroubu v krutu	$[mm^3]$
τ_{ξ}	Napětí v krutu šroubu	$[N \cdot mm^{-2}]$
S_{ξ}	Průřez dřívku šroubu	$[mm^2]$
σ_{vz}	Osové napětí při vzpříčení	$[N \cdot mm^{-2}]$
σ_{ξ}	Osové napětí v jednom šroubu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{red\ \xi}$	Celkové redukované napětí v šroubu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$D_{h\xi}$	Průměr hlavy šroubu	$[mm]$
$d_{d\xi}$	Průměr díry pro šroub	$[mm]$
M_{th}	Třecí moment pod hlavou šroubu	$[N \cdot mm]$
f	Koeficient tření	$[-]$
M_{kk}	Utahovací moment klíče	$[N \cdot mm]$
p_D	Dovolený tlak na otláčení	$[MPa]$
S_p	Plocha dotyku mezi přírubou válce a rámem	$[mm^2]$
$S_{p\ skut}$	Skutečná kontaktní plocha	$[mm^2]$
D_p	Průměr příruby hydraulického válce	$[mm]$
d_o	Průměr otvoru v konzole	$[mm]$
p_{kont}	Kontaktní tlak válce a rámu	$[MPa]$
l_{k2}	Vzdálenost působící síly na klín od podstavy klínu	$[mm]$
M_{OC}	Ohybový moment klínu v místě C	$[N \cdot mm]$
a_{sv}	Výška koutového svaru	$[mm]$
$W_{o\ sv}$	Průřezový modul v ohybu svaru	$[mm^3]$
W_{oe}	Průřezový modul v ohybu vnější	$[mm^3]$
W_{oi}	Průřezový modul v ohybu vnitřní	$[mm^3]$
S_{sv}	Plocha svaru	$[mm^2]$
$S_{e\ sv}$	Plocha ohraničená vnější stranou svaru	$[mm^2]$

$S_{i\ sv}$	Plocha ohraničená vnitřní stranou svaru	$[mm^2]$
$\tau_{o\ sv}$	Ohybové napětí svaru	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\tau_{s\ sv}$	Smykové napětí svaru	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\alpha_{\tau\perp}$	Koeficient anizotropie čelního namáhání svaru	$[-]$
$\tau_{v\ sv}$	Výsledné napětí ve svaru	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{Kt\ k}$	Mez kluzu svařovaného materiálu klínu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{D\ sv}$	Dovolené napětí ve svaru	$[N \cdot mm^{-2}]$
k_{sv}	Koeficient bezpečnosti svaru	$[-]$
β_{sv}	Součinitel závislý na tloušťce svaru	$[-]$
l_{ξ}	Vzdálenost působících sil čepu	$[mm]$
b_k	Šířka uchycení klínu	$[mm]$
c_p	Šířka oka pístití tyče	$[mm]$
d_{ξ}	Průměr čepu	$[mm]$
$M_{O\check{c}}$	Ohybový moment čepu	$[N \cdot mm]$
$W_{O\check{c}}$	Průřezový modul čepu v ohybu	$[mm^3]$
$\sigma_{O\check{c}}$	Ohybové napětí čepu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{D\ O\check{c}}$	Dovolené ohybové napětí čepu	$[N \cdot mm^{-2}]$
R_e	Smluvní mez kluzu čepu	$[N \cdot mm^{-2}]$
k_{ξ}	Koeficient bezpečnosti čepu	$[-]$
S_{ξ}	Průřez čepu	$[mm^2]$
τ_{ξ}	Smykové napětí čepu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\tau_{D\ \xi}$	Dovolené smykové napětí čepu	$[N \cdot mm^{-2}]$
p_{ξ}	Tlak vznikající na povrchu čepu	$[MPa]$
v_h	Rychlost pístu, čerpadlo poháněno vývodovým hřídelem	$[m \cdot s^{-1}]$
\dot{Q}_h	Návrhový průtok čerpadlem poháněné vývodovým hřídelem	$[l/min]$
$\dot{Q}_{h\ p}$	Skutečný průtok čerpadlem poháněné vývodovým hřídelem	$[l/min]$
$\dot{Q}_{el\ max}$	Maximální průtok čerpadlem poháněné elektromotorem	$[l/min]$
P_{el}	Výkon elektromotoru	$[W]$
$V_{\check{c}\ el}$	Maximální objem čerpadla poháněné elektromotorem	$[l]$
$V_{\check{c}}$	Objem zvoleného čerpadla poháněné elektromotorem	$[l]$
n_{el}	Otáčky elektromotoru	$[min^{-1}]$
\dot{Q}_{el}	Návrhový průtok čerpadlem poháněné elektromotorem	$[l/min]$
η	Účinnost okruhu hydrauliky	$[-]$
v_{el}	Rychlost pístu, čerpadlo poháněné elektromotorem	$[m \cdot s^{-1}]$
\dot{Q}_{vo}	Průtok vnějším okruhem hydrauliky	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$\dot{Q}_{vo\ skut}$	Skutečný průtok vnějším okruhem hydrauliky	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
v_{vo}	Rychlost pístu, pohon vnějším okruhem hydrauliky	$[m \cdot s^{-1}]$