



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKCE HYDRAULICKÉ OHÝBAČKY OCELOVÝCH PROFILŮ

CONSTRUCTION OF HYDRAULIC BENDING MACHINE OF STEEL SECTIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LADISLAV KLUKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR MATĚJKA

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Kluka Ladislav, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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:

Konstrukce hydraulické ohýbačky ocelových profilů

v anglickém jazyce:

Construction of hydraulic bending machine of steel sections

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rešerše v oblasti továrně vyráběných strojů. Analýza variant řešení, návrh vlastního stroje včetně pevnostní kontroly namáhaných částí, návrh hydraulického obvodu, zpracování technické dokumentace.

Cíle diplomové práce:

1. Provedení rešerše v oblasti továrně vyráběných ohýbaček.
2. Návrh vlastních variant řešení.
3. Analýza variant řešení.
4. Pevnostní návrh namáhaných součástí.
5. Návrh hydraulického obvodu.
6. Konstrukční dokumentace k navrhovanému stroji.

Seznam odborné literatury:

[1] www.unitplus.cz

[2] www.eckold.cz

[3] www.intech.cz

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Matějka


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 2.11.2009 12:41:



Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem mechanické konstrukce hydraulické ohýbačky ocelových profilů. Ohýbačka bude sloužit především k ohýbání armovacích tyčí do tvaru třmínku. Skládá se z ohýbacího, posuvného a vyhazovacího ústrojí, které jsou umístěné v rámu stroje. Pohon jednotlivých ústrojí je zajištěn jedním rotačním a dvěma lineárními hydromotory. Dále je zde popsán hydraulický systém a výběr jeho nejdůležitějších částí. Práce je doplněna o názornou dokumentaci v podobě obrázků jednotlivých ústrojí zpracovaných v CAD systému Autodesk Inventor 2010.

ABSTRACT

This master's thesis deals with design of a hydraulics bending machine. Bending machine will be used primarily for bending reinforcement bars in the shape of stapes. It consists of bending, sliding and chute system, which are located in the machine frame. Drive of each system is provided by a rotary and two linear hydraulic motors. Then there is described a hydraulic system and selection of its most important parts. Work is supplemented by visual documentation in the form of images of individual systems were processed in a CAD system Inventor 2010.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ohýbačka, hydraulika, hydraulická ohýbačka, třmínek, návrh, konstrukce.

KEYWORDS

Bending machine, hydraulic, hydraulic bending machine, stirrup, design, construction.

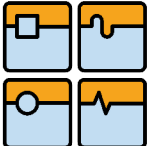


PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Petru Matějkovi za cenné rady, připomínky a pomoc při tvorbě této práce.

Obsah	
1. Úvod	9
2. Cíle práce	10
3. Ohyb	11
3.1. Principy ohýbání tyčí a tyčových profilů.....	15
3.1.1. Ohýbání tahem	15
3.1.2. Ohýbání tlakem	15
3.1.3. Zakružování.....	16
3.1.4. Kombinace ohybu a tahu.....	17
4. Ohýbačky ocelových profilů.....	18
4.1. Rozdělení ohýbaček.....	18
4.2. Základní části ohýbačky.....	21
4.3. Nástroje.....	22
4.4. Mazání	25
5. Návrh hydraulické ohýbačky pro výrobu ocelových třmínků	26
5.1. Funkce stroje	27
5.2. Ohýbací ústrojí	28
5.2.1. Varianta 1. : přímočarý hydromotor s průběžnou pístnicí	29
5.2.2. Varianta 2. : přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí	30
5.3. Rám stroje.....	31
5.4. Nástroj.....	32
5.5. Podávací ústrojí	33
5.6. Vyhazovací ústrojí.....	34
5.7. Řídicí systém	35
6. Pevnostní návrh namáhaných součástí	36
6.1. Výpočet silových poměrů hydraulické ohýbačky	36
6.2. Výpočet silových poměrů nástroje	36
6.3. Návrh hřídele	38
6.4. Návrh řetězu a řetězového kola:	40
7. Návrh hydraulického obvodu	43
7.1. Hydromotory	44
7.1.1. Výpočet základních parametrů přímočarého hydromotoru ohýbacího ústrojí	44
7.1.2. Výpočet základních parametrů přímočarého hydromotoru vyhazovače	45
7.1.3. Výpočet základních parametrů rotačního hydromotoru posuvu.....	46
7.2. Hydraulický agregát	47
8. Závěr	48

9.	Seznam použitých zdrojů	49
10.	Seznam použitých zkratk a symbolů	50
11.	Seznam příloh	52

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


1. Úvod

Ohýbání je procesem plošného tváření vyvolaným působením momentů vnějších sil. Proto se ohýbačky řadí mezi tvářecí stroje, které k zabezpečení procesu ohybu musí vyvinout velké množství energie. Na tyto stroje je kladena spousta požadavků, které mají zabezpečit dostatečnou přesnost, tuhost, rychlost, aj.

K uspokojení poptávky o tyto stroje existuje celá řada výrobců ohýbaček různých ocelových profilů, kteří mají ve svém sortimentu velkou škálu různých typů strojů od těch konstrukčně nejjednodušších s ručním pohonem, až po velká ohýbací plně automatizovaná centra.

Metod ohýbání, se kterými lze tyto ocelové profily bezpečně ohýbat a jejich konstrukčních řešení, které jsou v praxi pro ohyb používány existuje mnoho.

Tato práce se zabývá návrhem konstrukce hydraulické ohýbačky určené převážně k ohýbání armovacích ocelových tyčí určených k výrobě ocelových třmínků. Úkolem práce je navrhnout jednotlivé ústrojí ohýbačky, které jsou nezbytné pro její funkci.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

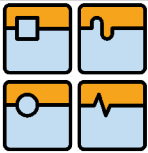
2. Cíle práce

Cílem práce je navrhnout mechanickou a hydraulickou část ohýbačky, která bude sloužit převážně pro ohýbání armovací oceli (ocel třídy 10216). Pro práci na tomto stroji bude mít obsluha na výběr mezi dvěma režimy práce. První je automatický režim, při němž obsluha zavádí do stroje tyč ustříhnutou na délku rozvinutého třmínku, stroj pak veškeré ohýbací operace vykonává sám na základě zadaného geometrického tvaru a rozměrů třmínku. Vyrobený třmínek bude v automatickém režimu dopraven z pracovního prostoru do připraveného kontejneru poblíž stroje. Druhý režim je manuální, při němž obsluha umístí ohýbanou tyč do pracovního prostoru ohýbačky a pomocí dvojice pedálových spínačů ovládá otáčení nástroje (ohyb tyče) tento režim umožní ohnutí tyče většího průměru než u automatického režimu.

Celý stroj se bude skládat z několika ústrojí, které budou mít pohon řešen pomocí hydromotorů a napájení tlakovou kapalinou zabezpečí hydraulický agregát. Tato ústrojí budou upevněny na nosné konstrukci ocelového rámu.

Konkrétní cíle byly stanoveny takto:

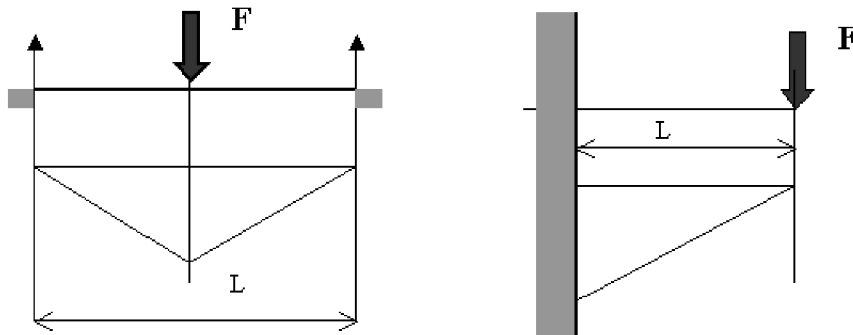
- 1) Provedení rešerše v oblasti továrně vyráběných ohýbaček
- 2) Návrh vlastních variant řešení
- 3) Analýza vlastních variant řešení
- 4) Pevnostní návrh namáhaných součástí
- 5) Návrh hydraulického obvodu
- 6) Konstrukční dokumentace k navrhovanému stroji



3. Ohyb

Při ohýbání tvoří plastická deformační zóna zpravidla jen velmi malou část objemu polotovaru. Poměr plochy povrchu polotovaru k jeho objemu S/Q , zůstává během procesu prakticky konstantní. Pružné deformace materiálu tvoří tak významnou část celkových deformací, že nemohou být zanedbány. Ohýbání zahrnuje širokou paletu technologií tváření za studena i za tepla. (1)

Obr. 1 Ohýbání vnější silou (1)



Obr. 2 Prostý ohyb (1)

PRŮBĚH NAPĚTÍ

Je-li deformace přímo úměrná vzdálenosti vlákna od neutrální osy pak, pro pružnou oblast, dosazením do Hookova zákona. (1)

$$\sigma_x = E \frac{y}{\rho} \text{ [MPa]}$$

kde ρ je poloměr zakřivení neutrální plochy,
 E je modul pružnosti v tahu

OHYBOVÝ MOMENT

Odvození ohybového momentu pro prostý ohyb vyvolávající v průřezu nosníku (obdélníkovém) lineární stav napjatosti s maximem v krajních vláknech. Při záporném ohybovém momentu. (1)

Podmínka rovnováhy je splněna, jestliže platí:

$$M_{\text{vnějších sil}} = M_{\text{vnitřních sil}}$$

Respektive:

$$M_{\text{vnějších sil}} = W_o \sigma_o \text{ [Nm]}$$

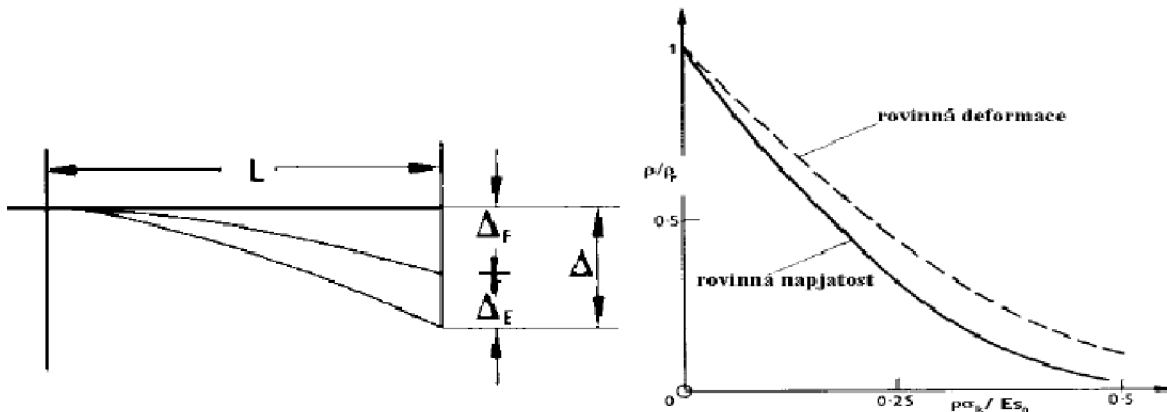
kde W_o je průřezový modul v ohybu,
 σ_k je napětí v ohybu.

ODPRUŽENÍ

Pro rovinnou napjatost (úzký vysoký polotovar)

Uvažujme případ ideálně pružně-plastického ohybu bez zpevnění.

$$\frac{\rho}{\rho_F} = 1 - 3 \left(\frac{\sigma_k \rho}{E s_0} \right) + 4 \left(\frac{\sigma_k \rho}{E s_0} \right)^3$$



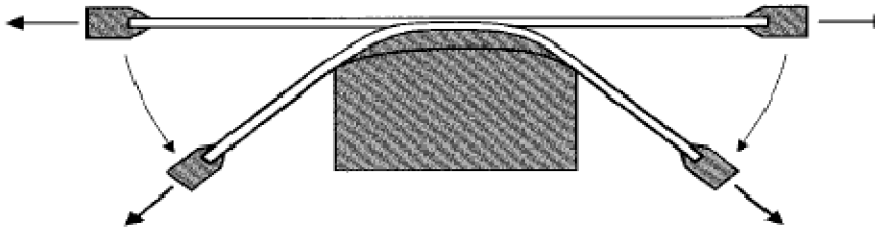
Obr. 3 Odpružení při ohybu (1)

Při $\frac{\rho}{\rho_F} = 0$ dochází k úplnému odpružení (ohyb proběhl jen pružně), při $\frac{\rho}{\rho_F} = 1$ je ohyb plně plastický bez odpružení.

Na Obr. 3 vpravo je znázorněna $\frac{\rho}{\rho_F}$ změna v závislosti na $\left(\frac{\sigma_k \rho}{Es_0}\right)$

KOMBINACE OHYBU A TAHU

Odpružení lze významně snížit nebo zcela eliminovat superpozicí ohybového a tahového namáhání tvářeného profilu. (Obr. 4)

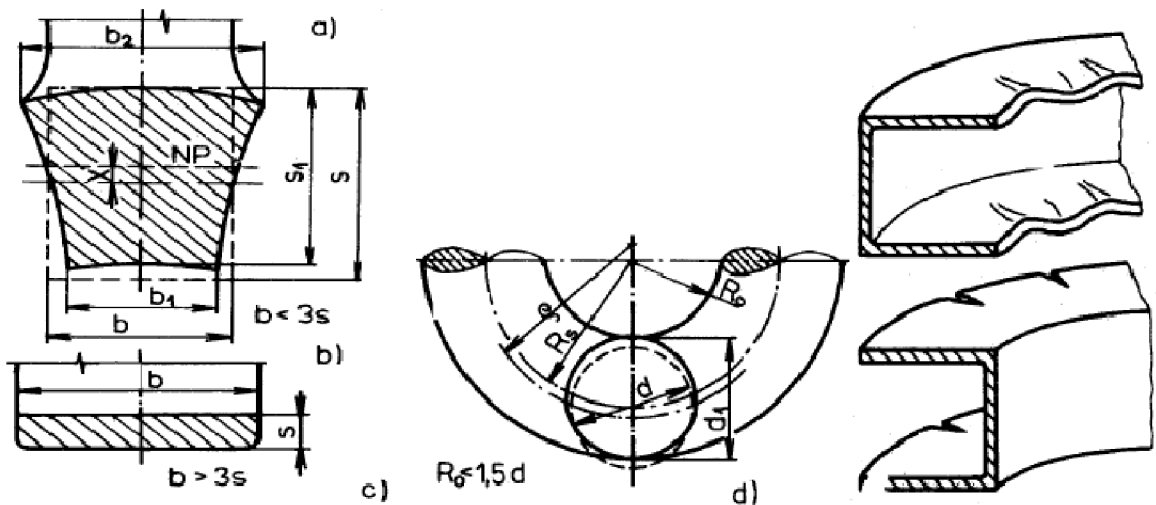


Obr. 4 Sdružené vypínání a ohyb (1)

DEFORMACE OHÝBANÉHO PRŮŘEZU

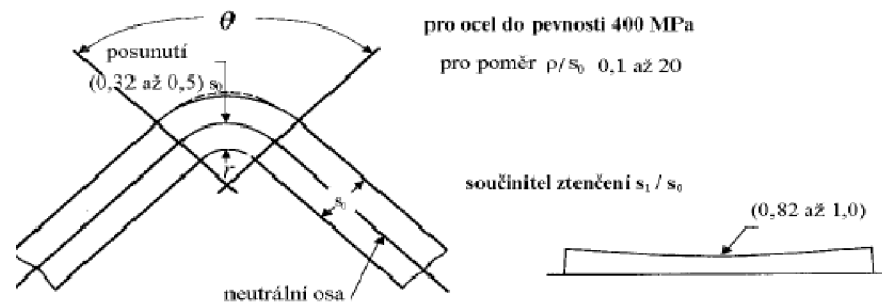
Při ohýbání nejsou splněny zjednodušující předpoklady elementární teorie o napětovém a deformačním stavu. Průřez polotovaru se deformuje a neutrální osa se posouvá. Obr. 5 a 6.

Součinitel ztenčení stěny v místě ohybu $z = \frac{s_1}{s_0}$ je tím menší (tj. zeslabení tím větší), čím větší je úhel ohybu a součinitel tření v kontaktních plochách a čím menší je poloměr ohybu a plasticita materiálu. (1)



Obr. 5 Deformace ohýbaného průřezu (1)

Čím je ostřejší ohyb, tím více se neutrální vrstva posouvá k vnitřní straně ohybu. Hodnota x závisí na poměru r/s_0 a materiálu.



Obr. 6 Posuv neutrální vrstvy deformace průřezu (1)

MINIMÁLNÍ POLOMĚR OHYBU

Minimální přípustný poloměr ohybu r_{\min} je nejmenší vnitřní poloměr ohybu, při kterém se ještě neporuší materiál. Tento poloměr ohybu limituje podmínka, aby tahové napětí na vnější straně ohýbaného materiálu nepřekročilo napětí na mezi pevnosti v tahu R_m .

Minimální poloměr ohybu závisí na orientaci ohybu vzhledem ke směru válcování. Je to důsledkem snížení tvárnosti materiálu vlivem usměrnění segregací a inkluzí během válcování. Je-li osa ohybu ve směru vláken materiálu pak je r_{\min} asi dvakrát větší, než r_{\min} při ose ohybu kolmé na směr vláken. (1)

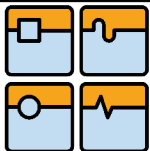
VELIKOST ODPRUŽENÍ

Odpružení závisí na vlastnostech materiálu, které jsou funkcí jeho chemického složení, struktury (tepelného zpracování), ale také teplotě zejména na modulu pružnosti E , poissonově konstantě ν a mezi kluzu σ_k . (1)

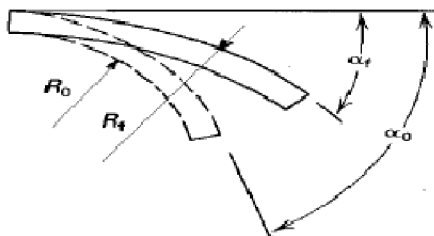
Charakteristice zpevňování (vyjádřené např. modulem zpevnění D)

Dále na rozměrech materiálu s_0 , poloměru zakřivení a na skutečném napětovém a deformačním stavu při ohýbání.

Výpočet podle uvedených teoretických vztahů, je nutno v konkrétním případě ověřit experimentálně.



Odpružení bývá definováno např. jako: $K = \frac{\alpha_0}{\alpha_1}$



Obr. 7 Odpružení (1)

OHÝBACÍ SÍLA

Orientační výpočet ohýbací síly vychází ze zjednodušených teoretických výpočtů a je upravován empiricky. (1)

$$M_{vnějšich} = FL \text{ [Nm]}$$

PŘÍDAVEK PRO OHÝBÁNÍ

Zásoba materiálu potřebná pro ohyb (celková délka ohybu) může být vypočítána z poloměru ohybu neutrální osy a z úhlu ohybu. (2)

$$W = 0,01745 \alpha (R + \delta_t) \text{ [m]}$$

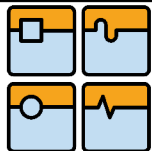
kde W je přídavek na ohýbání,

α je úhel ohybu (ve stupních),

R je vnitřní poloměr ohybu (v metrech),

δ_t je vzdálenost od vnitřního povrchu k neutrální vrstvě (v metrech). (běžně používaná aproximace, když není tato hodnota známa je $\frac{1}{3} \div \frac{1}{2}$ tloušťky materiálu).

Konstanta 0,01745 převádí stupně na radiány. (2)

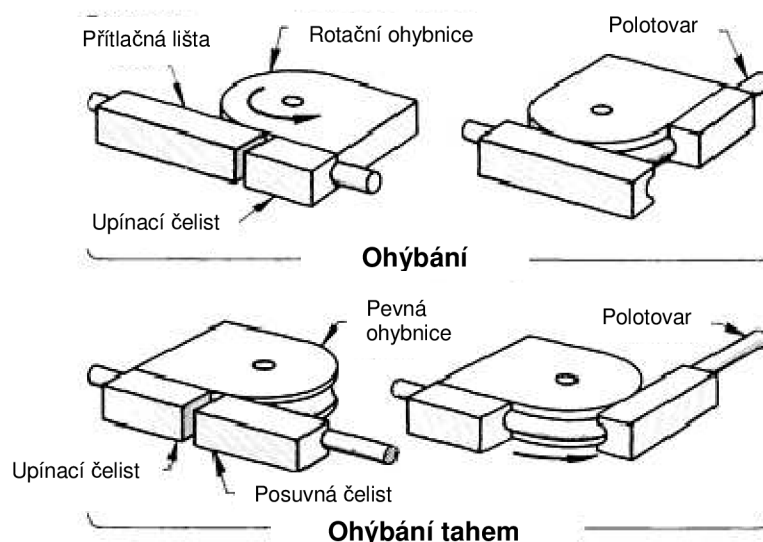


3.1. Principy ohýbání tyčí a tyčových profilů

Tyče se ohýbají čtyřmi základními metodami: ohýbání tahem, ohýbání tlakem, zakružováním a kombinací ohybu a tahu. (2)

3.1.1. OHÝBÁNÍ TAHEM

Obrobek je upnut na rotační matici a přidržován na ní pomocí přítlačné lišty (obr. 8) Přítlačná lišta může být buď pevná nebo pohyblivá podél osy obrobku. Pevná přítlačná lišta musí být schopna odolávat abrazi způsobené pohybem obrobku po jeho povrchu. Pohyblivá přítlačná lišta je méně náchylná k abrazi, protože se pohybuje vpřed s obrobkem, tak, jak je ohýbán. To zajišťuje lepší vedení a rovnoměrnější držení materiálu. Ve výkonných ohýbačkách se ohýbání tahem používá více než kterýkoliv jiný způsob ohýbání. (2)



Obr. 8 základní části a mechanismy tahového a tlakového ohýbání tyčí a tyčových profilů (2)

3.1.2. OHÝBÁNÍ TLAKEM

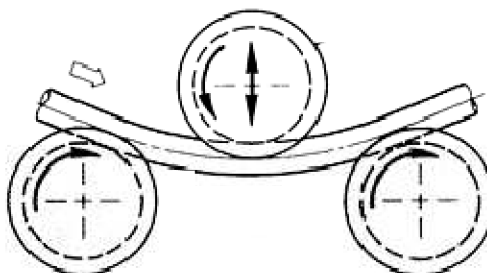
Obrobek je upnut čelistí k pevné ohybnici a rotační čelist ohýbá obrobek kolem ohybnice (Obr. 8) Ohýbání tlakem je nejpoužívanější metoda při ohýbání válcovaných protlačovaných profilů. Ohyb obrobku může být proveden v blízkosti jiného ohybu, bez nutnosti skládané matrice tak jak by bylo zapotřebí v případě ohýbání tahem.

Ačkoli ohýbání tlakem neřídí tok kovu, tak jak je tomu u ohýbání tahem, je široce používáno u ohraňovacích lisů a rotačních ohýbaček. (2)



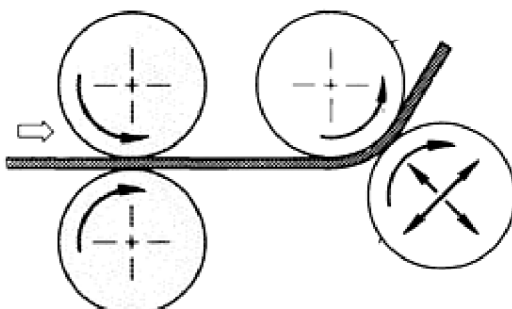
3.1.3. ZAKRUŽOVÁNÍ

Používá se tři nebo více paralelních kladek (válců). V prvním uspořádání s využitím tří kladek jsou dvě spodní kladky umístěny v horizontální rovině. Horní kladka (ohýbací kladka) je vůči spodním kladkám níže a zabezpečuje ohyb obrobku (Obr. 9). Všechny tři kladky jsou poháněné, horní kladka má navíc možnost pohybu nahoru a dolů pomocí hydraulického válce. (2)



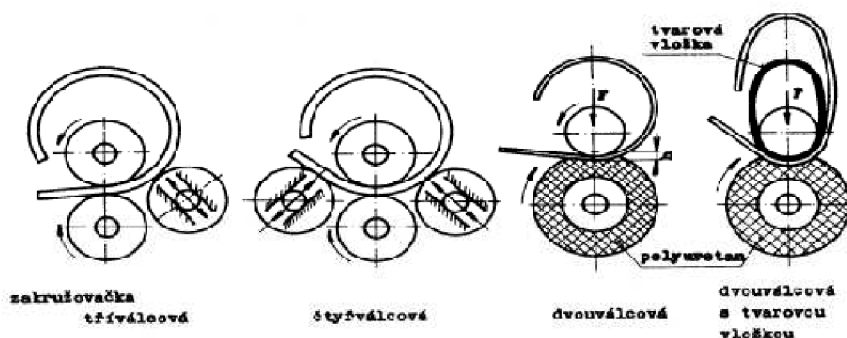
Obr. 9 základní operace první metody tří-kladkového zakružování (2)

Uspořádání kladek u čtyřkladkového zakružování je uvedeno na Obr. 10. Tyč vstupuje mezi dvě poháněné kladky vlevo. Spodní ohýbací kladka je nastavitelná ve dvou směrech v závislosti na tloušťce tyče a požadovaného úhlu ohybu. (2)

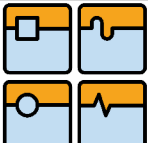


Obr. 10 základní operace čtyř-kladkového zakružování (2)

Kruhy, oblouky libovolné délky, a spirály jsou snadno vyrobitelné v zakružovačkách. Poloměr ohybu musí být obvykle nejméně šestkrát průměr tyče nebo tloušťky profilu ve směru ohybu. Aby se zamezilo zkroucení při zakružování asymetrických profilů, můžou být zdvojené profily po ohýbání rozděleny na dvě části. (2)



Obr. 11 základní druhy zakružování (2)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

Zakružování je nepraktické pro vytvoření více než jednoho ohybu tyče. Na zakružovače je obtížné kontrolovat odpružení a může trvat několik cyklů, než kladka vytvoří potřebný ohyb. Proto je tato metoda ohýbání pomalejší než ostatní metody. (2)

Další nevýhodou zakružování je to, že na každém konci ohýbané tyče zůstane krátký úsek rovný. Při tříkladkovém zakružování mohou být konce tvarované lisem před ohýbáním nebo mohou být rovné části odříznuty. (2)

3.1.4. KOMBINACE OHYBU A TAHU

Velké a nepravidelné ohyby lze získat pomocí kombinace ohybu a tahu. Obrobek je uchycen na koncích, protáhnut a ohnut okolo matrice. Obvykle nastane menší odpružení, pokud je obrobek ohnut, zatímco na něj působí tah. Oba konce, na kterých je obrobek uchycen, bývají odříznuty. Tato metoda umožňuje provést v jediném kroku takový ohyb, který by byl nutný provádět ve více krocích. Výsledkem jsou možné úspory času a práce, i když je tato metoda velice pomalá. Nástroje, formy nebo matrice pro tuto metodu ohýbání jsou jednodušší konstrukce a méně nákladné než nástroje u konvenčních lisů. (2)



4. Ohýbačky ocelových profilů

Ohýbačky umožňují ohýbat velké množství trubek a různých tvarových profilů kovových materiálů. V oblasti továrně vyráběných ohýbaček existuje velké množství konstrukčních řešení od nejjednodušších ručních, využitelných např. v topenářství a stavebnictví až po plně automatické ohýbací centra umožňujících provedení několika tvářecích operací. Z hlediska pohonu se v dnešní době více prosazují ohýbačky s elektrickými pohony. To je příčinou požadavků na dosahování co nejkratších pracovních časů. Nevýhoda je ale jejich vysoká cena. Ohýbačky s hydraulickými pohony nedosahují takových rychlostí jako elektrické, ale jejich nespornou výhodou je cena a možnost dosáhnout velkých ohybových momentů. V další části této práce je hlavní pozornost zaměřena na stroje určené k ohýbání tyčí, tyčových profilů a trubek.

4.1. ROZDĚLENÍ OHÝBAČEK

Továrně vyráběné ohýbačky můžeme dělit z následujících hledisek

Z hlediska metody ohýbání

Mezi stroje používané pro ohýbání tyčí zahrnujeme:

- zařízení a příslušenství pro ruční ohýbání
- ohraňovací lisy, konvenční mechanické a hydraulické lisy
- horizontální ohýbačky,
- rotační ohýbačky
- ohýbací lisy

Ruční ohýbání

Ruční ohýbací stroje nebo příslušenství jsou prodávány v mnoha prodejnách pro výrobu kolen (např. topenářské trubky), které nevyžadují moc energie k jejich ohybu. Toto zařízení je dodáváno s ráčny, pákami nebo se zařízením, které má za cíl dát uživateli mechanickou výhodu. Různé typy příslušenství jsou používány pro ruční ohýbání tahem, kombinaci ohybu a tahu nebo ohýbání tlakem. Zakružování se jen zřídka provádí ručně. Nástroje používané při ručním ohýbání jsou stejné jako ty používané u strojních ohýbaček. (2)

Maximální rozměry tyče z nízkouhlíkové oceli pro ruční ohýbání za studena jsou uvedeny v tabulce 1.

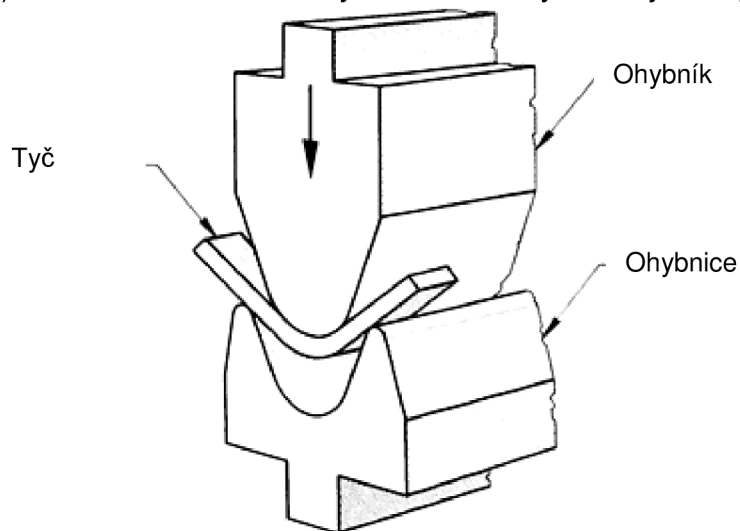
Tabulka 1 Maximální rozměry tyčí z nízkouhlíkové oceli pro ruční ohýbání (2)

Profil	Velikost [mm]
Kruhový	Ø 25
Čtvercový	19
Plochý ohyb na ploše	9,5 x 102
Plochý ohyb okraji	6,4 x 25
L profil	4,8 x 25 x 25
U profil	4,8 x 13 x 25



Ohraňovací lisy

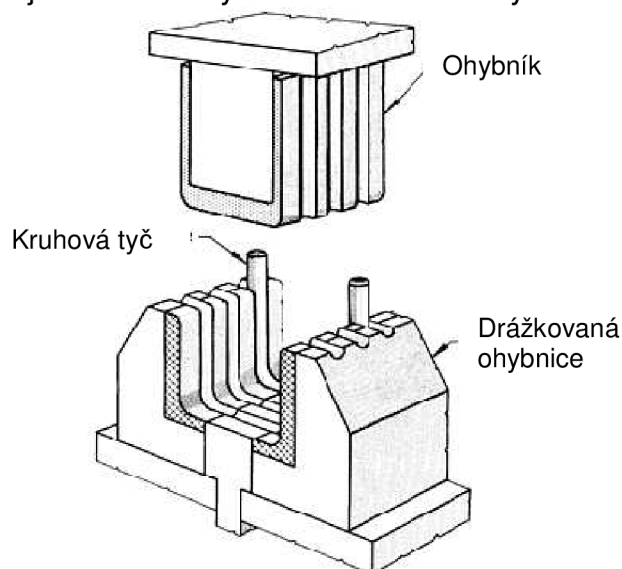
Ohraňovací lisy se používají pro všechny typy ohýbání, zejména u malosériové výroby (25-500 kusů) tam, kde mohou být použity standardní nebo levné speciální nástroje. Ohybník často není na dně ohybnice, ale pohyb je řízen a tyč je ohnutá „ve vzduchu“ (Obr. 12). Touto metodou lze ohýbat různé úhly ve stejné ohybnici. (2)



Obr. 12 Vzduchové ohýbání tyče na ohraňovacím lisu (2)

Mechanické lisy

Mechanické lisy se obvykle používají pouze pro hromadnou výrobu, protože pouze velké výrobní série mohou vrátit náklady na výrobu nástroje, které jsou vyšší než u většiny standardních ohýbacích nástrojů. Obr. 13 znázorňuje ohyb tvaru U kruhové tyče v lisu. Tyč je nejprve uříznuta na potřebnou délku a zroušena na obou koncích. Dále je zavedena do lisu a přidržena v drážkované ohybnici a poté ohnuta do tvaru U na jeden tah. Nástrojem zobrazeným na obr. 13 lze ohýbat více tyčí najednou. (2)



Obr. 13 Použití drážkované ohybnice v mechanickém lisu pro ohýbání kruhových tyčí na ohyb tvaru U v jednom tahu (2)



Hydraulické lisy

Hydraulické lisy se často používají k ohýbání tyčí velice podobným způsobem jako u mechanických lisů. I když jsou hydraulické lisy obvykle pomalejší než mechanické lisy, mají tu výhodu, že dosahují nejvyšší síly po celé délce zdvihu. Proto může být zdvih ohybu na hydraulickém lisu mnohem menší, než jaký by byl zapotřebí u mechanických lisů. (2)

Horizontální ohýbačky

Horizontální ohýbačky pro ohýbání tyčí se skládají z horizontálního lože s poháněnou křížovou hlavou, která je poháněna po loži přes ojnice, klikovou hřídel, spojku a soukolí. Nástroje jsou připevněny na loži a dopředný pohyb křížové hlavy tlačí tyč skrz nástroj. Velký zdvih a obrovský prostor pro nástroj dělají tento stroj velmi vhodný pro různé ohýbací operace za tepla či za studena, i když jsou rychlosti nižší než u mechanických lisů podobné kapacity. Horizontální ohýbačky jsou k dispozici v kapacitách od 89 do 2700 kN. (2)

Rotační ohýbačky

Rotační ohýbačky a to buď horizontální nebo vertikální, slouží k ohýbání tahem, tlakem nebo ohýbání kombinací ohybu a tahu tyčí. Tyto stroje tvoří kruhový stůl buď v horizontální nebo ve vertikální poloze, na kterých je připevněn nástroj (ohybník-ohybnice). Vhodné hydraulické nebo mechanické upínání, tažné nebo tlačné zařízení drží obrobek, než se nástroj otočí do požadované polohy nebo když je obrobek ohýbaný okolo pevné ohybnice. Některé stroje umožňují ohýbat dvěma nebo všemi třemi metodami. (2)

Z hlediska pohonu

Z hlediska pohonu lze ohýbačky rozdělit:

- S ručním pohonem** – tyto ohýbačky se používají pro ohýbání malých převážně kruhových profilů (např. měděné topenářské trubky, aj.)
- S hydraulickým pohonem** – zdroj tlakové kapaliny je hydraulický agregát a pohon všech částí je zabezpečen hydromotory.
Výhody: nízká cena, možnost dosáhnouti velkých ohybových momentů
- S pohonem elektromotorem** – pohyb všech částí je zabezpečen elektromotory
Výhody: vyšší rychlost než u hydraulických, snadnější odměřování a řízení
Nevýhody: vyšší cena,
- S kombinovaným pohonem** – kombinace předchozích

Z hlediska automatizace ohýbacího procesu

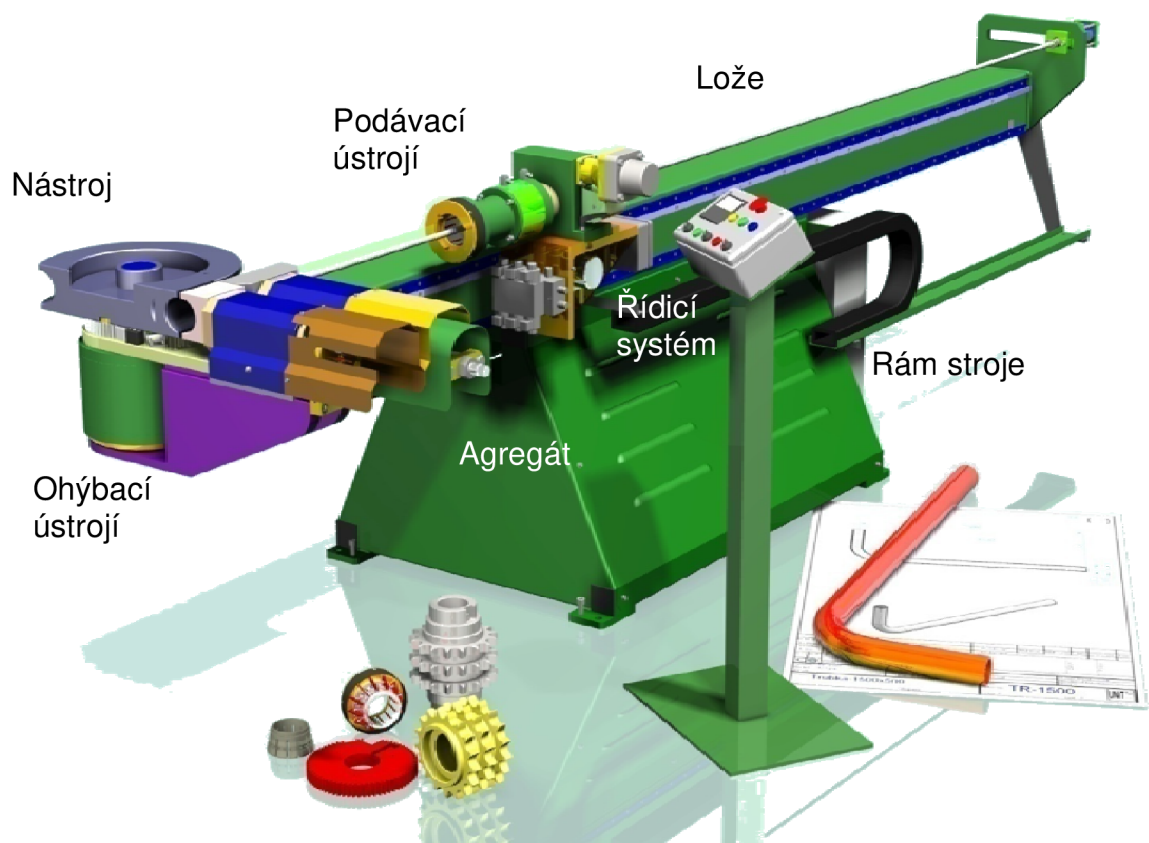
- manuální** – obsluha umístí polotovar mezi ohybník a ohybnici v místě ohybu a vydá signál k ohybu.
- poloautomatický** – obsluha umístí polotovar do pracovního prostoru stroje, stroj vyhodnotí (dorazem nebo jiným způsobem) že polotovar je ve stanovené poloze a sám vydá signál k ohybu.
- automatický** – stroj si dopraví polotovar do pracovního prostoru sám a na základě programu jej ohne na stanovený tvar a rozměry bez účasti obsluhy.

**Z hlediska počtu pracovních os**

- a) **s jednou pracovní osou** – umožňují ohýbání pouze v jedné rovině
- b) **se dvěma pracovními osami** – umožňují rotaci materiálu kolem jeho podélné osy a tím ohyb ve více rovinách
- c) **se třemi pracovními osami** – umožňují ohyb ve více směrech bez nutnosti rotace materiálu.
- d) **s více pracovními osami**

4.2. ZÁKLADNÍ ČÁSTI OHÝBAČKY

- 1) Rám stroje
- 2) Agregát
- 3) Podávací ústrojí
- 4) Ohýbací ústrojí
- 5) Nástroj
- 6) Řídicí systém
- 7) Lože



Obr. 14 Základní části ohýbačky (5)

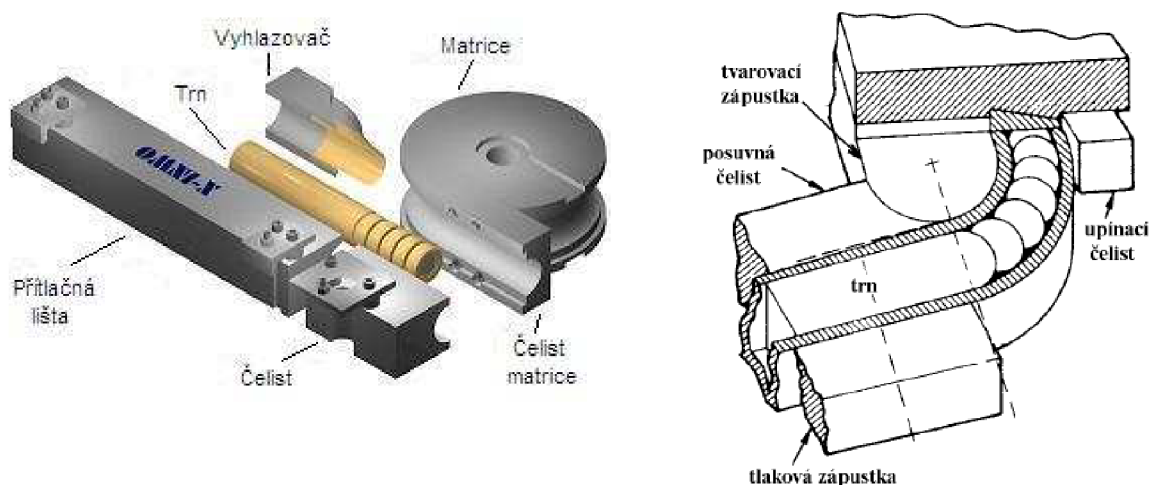


4.3. NÁSTROJE

Nástroje pro ohýbání tahem a tlakem jsou uvedeny na obr. 8. Ohybnice je u těchto metod vyrobena ve tvaru požadovaného ohybu. Obvykle s drážkami, aby se zjednodušila její výměna. Často je matrice vyrobena i s čelistí, proti které je materiál při ohýbání sevřen a to hydraulicky nebo mechanicky. Pro případ odpružení profilu se matrice vyrábí s menším poloměrem, než je poloměr ohybu a s možností otočení o větší úhel než je potřeba. Takovéto úpravy jsou provedeny metodou pokusů a omylů. Matrice je testována a úpravy jsou provedeny před tepelným zpracováním. Jakost povrchu matrice by měla být taková, aby nedocházelo k poškození polotovaru (např. pro leštěné nerezové oceli a hliník). Nástroje pro ohýbání trubek (Obr. 15, 16) jsou podobné těm, pro ohýbání tyčí. Jediný rozdíl je v tom, že trubky potřebují nástroj pro zamezení zborcení stěny – trn a nástroj, který má za úkol zamezit vrásnění na vnitřní straně ohybu – vyhlazovač. (2)

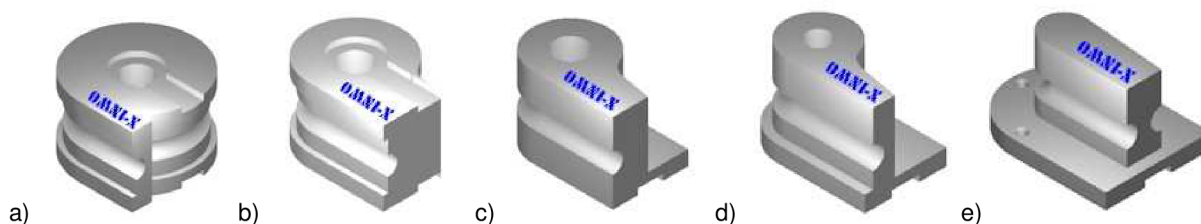
Materiály nástrojů

Nástroje pro výrobu tisíce kusů za měsíc jsou obvykle vyrobeny z tvrzené oceli. Nástrojová ocel se většinou používá pro kusovou výrobu. Větší nástroje se vyrábějí z nízkouhlíkové oceli poté jsou cementovány a kaleny. (2)

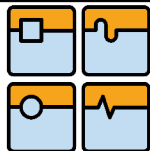


Obr. 15 Nástroje potřebné k ohýbání trubek (3) Obr. 16 Princip ohýbáním trubek na trnu (4)

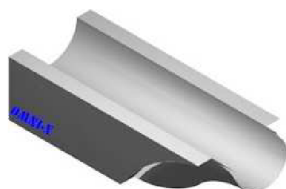
Ohybnice – (matrice) je forma, kolem které je trubka ohýbána. Styl ohybnice je určen průměrem ohýbané trubky, poloměrem ohybu a uchycením k ohýbačce. Rozlišujeme 5 základních typů ohybnic: Špulka, Jeden kus, Částečná platforma, Plná platforma, Příruba. (Obr. 17) (3)



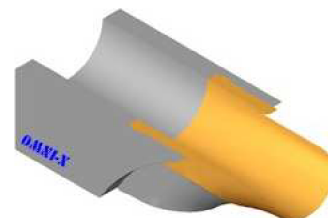
Obr. 17 Základní typy matric – a) Špulka, b) Jeden kus, c) Částečná platforma, d) Plná platforma, e) příruba (3)



Vyhlazovač – Hlavní funkcí vyhlazovače je vyhlazování vrásek tvořících se na vnitřní straně trubky. Standardní čtvercový vyhlazovač se používá pro vysoce kvalitní ohyby, kde je důležitá jeho pevnost. Vkládané vyhlazovače s výměnnou vložkou se užívají hlavně v automobilovém průmyslu s velkým objemem produkce. (Obr. 18) (3)



ČTVERCOVÝ VYHLAZOVAČ

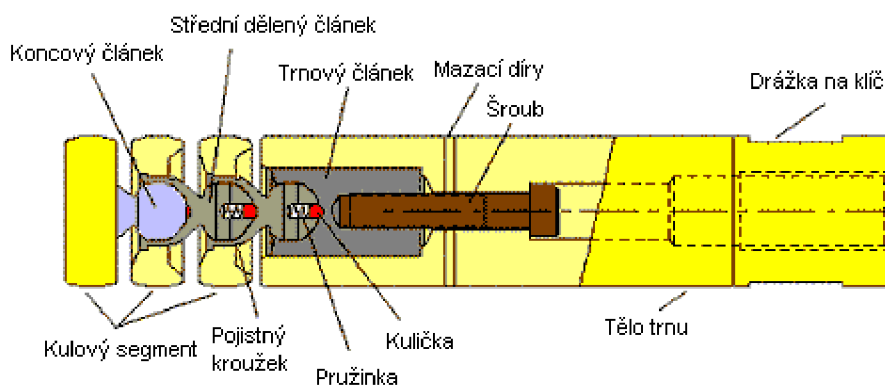


INSERTOVANÝ VYHLAZOVAČ

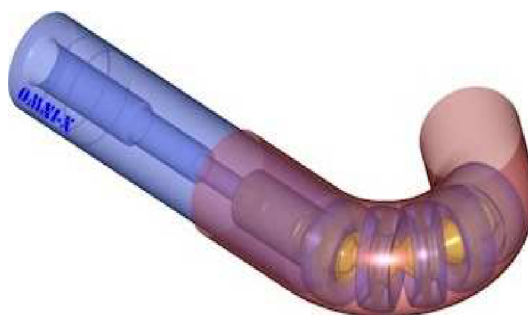
Obr. 18 Vyhlazovače (3)

Trn – Jeho primární funkcí je chránit trubku před zhroucením. Je klíčovým prvkem pro dosažení vysoké kvality ohybu trubky. (Obr. 20)

Jednotlivé části trnu jsou na obr. 19:



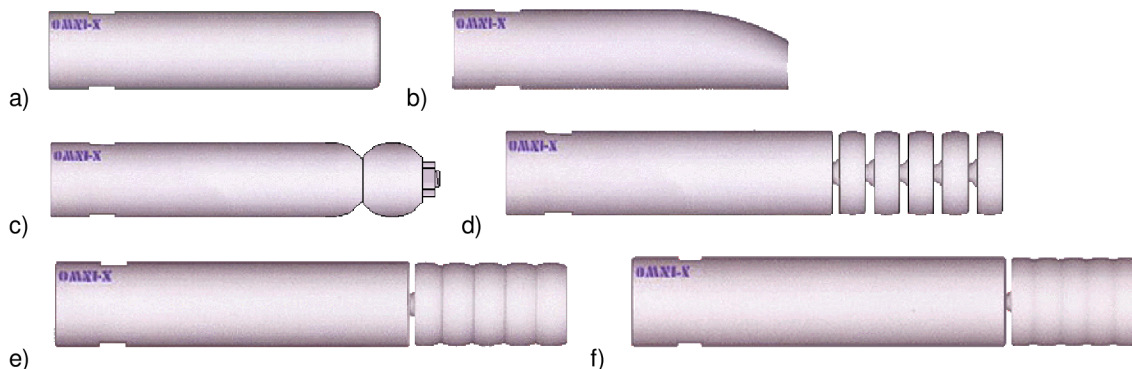
Obr. 19 Složení trnu (3)



Obr. 20 Trn (3)

**Pro specifické potřeby ohýbání existuje několik typů trnů: (Obr. 21) (3)**

- a) **jednoduchý trn** - užíváný pro silnostěnné trubky
- b) **jednoduchý formovaný trn** - používá se pro silnostěnné trubky s malým poloměrem ohybu
- c) **tf trn** - používá se pro standardní sílu stěny a poloměr ohybu
- d) **standardní (kuličkový) trn** - používá se pro standardní sílu stěny a poloměr ohybu
- e) **tenkostěnný trn** - používá se pro slabší sílu stěny a menší poloměry ohybu
- f) **ultra tenkostěnný trn** - používá se pro trubky s velmi malou silou stěny a pro velmi malé poloměry ohybu



Obr. 21 Typy trnů – a) jednoduchý trn, b) jednoduchý formovaný trn, c) tf trn, d) standardní (kuličkový) trn, e) tenkostěnný trn, f) ultra tenkostěnný trn (3)

Přítlačná lišta – Přítlačná lišta udržuje konstantní tlak mezi trubkou a matricí. Je konstruována tak, aby následovala trubku po celou dobu, kdy je ohýbána nebo nehybně poskytovala oporu ohýbanému materiálu. (3)

Čelist – Čelist drží v průběhu vlastního ohýbání trubku upnutou k tělu ohybnice. (3)



4.4. MAZÁNÍ

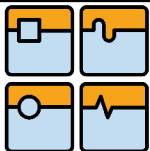
Kvalita ohybu závisí do značné míry na typu použitých maziv. Žádná maziva nefungují stejně pro všechny druhy materiálů. Typická maziva pro konkrétní ohýbání kovů jsou uvedeny v tabulce 2. (2)

Tabulka 2 Typická maziva pro ohýbání různých kovů (2)

Materiál	Mazivo
Nízkouhlíková ocel	Vodou ředitelné oleje na bázi rostlinných olejů
Nerezové oceli a vysokolegované slitiny ocelí	Oleje na bázi minerálních olejů
Slitiny hliníku a mědi	Minerální oleje
Mosaz	Mýdlové roztoky
Ohýbání uhlíkových, legovaných a nerezových ocelí za tepla	MoS ₂

Nadměrnému mazání velkým množstvím maziva nebo druhem maziva je nutné se vyvarovat vyhnout. Nejenže nadměrné mazání může způsobit zvrásnění materiálu, ale musejí se brát v úvahu i náklady na jeho odstranění. V praxi není dobré používat nerozpustné směsi, pokud lze dobrých výsledků dosáhnout směsmi rozpustnými, protože se obtížně odstraňují. (2)

Ohybnice a ohybník jsou mazány malým množstvím vysoce kvalitní mazací směsi a je velice důležité tyto části nepřemazat, aby nedocházelo k prokluzu mezi nástroji a ohýbaným materiálem. (2)



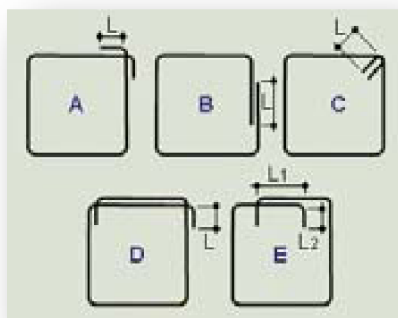
5. Návrh hydraulické ohýbačky pro výrobu ocelových třmíneků

Hydraulická ohýbačka bude primárně sloužit k automatické **výrobě ocelových třmíneků** používaných ve stavebnictví. Jako polotovar pro tyto třmínek slouží betonářská výztuž v podobě tyčí (ROXOR) o průměrech 6 a 8 mm. Tyč je z měkké uhlíkové oceli třídy 10216.0. Do stroje bude vkládána již nastříhaná na požadovanou délku (na délku rozvinutého třmínku) ručně nebo pomocí dopravníku, jehož konstrukce není součástí této práce. Pro zvýšení užité hodnoty umožní stroj v manuálním režimu ohýbání větších průměrů až do 15mm a poloměru ohybu do 25mm.

Ocelový třmínek je tvořen ohnutím betonářské výztuže v uzavřený čtvercový nebo obdélníkový profil s přesazením dle obr. 22. Typizované rozměry třmíneků a rozvinutá délka jsou uvedeny v tabulce 3, mechanické vlastnosti oceli 10216.0 jsou uvedeny v tabulce 4.

Tabulka 3 Typizované rozměry třmíneků (5)

Délka rozvinutá [mm]	540	600	700	670	770	850	750
Rozměr [mm x mm]	130x85	160x85	85x210	120x160	120x210	160x210	160x160

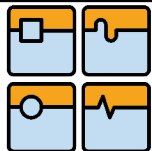


Obr. 22 Základní typy ocelových třmíneků a 3D model třmínku

Tabulka 4 Mechanické vlastnosti oceli třídy 10 216.0 (6)

Označení oceli a jejího stavu	Výrobek	Provedení	Pro průměr v [mm]	Nejmenší mez kluzu Re [MPa]	Pevnost v tahu Rm [MPa]
10 216.0	Tyče kruhové	Válcováno za tepla	5,5 až 32	206	Max. 539

Požadavky na vlastnosti hydraulické ohýbačky jsou rozděleny do dvou skupin podle pracovního režimu stroje.



Pro konstrukci a výpočet jsem určil tyto vlastnosti ohýbačky:

Automatická režim:

- Průměr tyče $D = 6 - 8\text{mm}$ (Tyč kruhová xx ČSN 425512-10216)
- Maximální úhel ohybu $\alpha_{\max} = 180^\circ$
- Maximální poloměr ohybu (poloměr ohybnice) $R = 25\text{mm}$
- Rychlost ohýbání $\omega_1 = \pi/2 \text{ rad s}^{-1}$ (90°s^{-1})
- Rychlost návratu nástroje do výchozí polohy $\omega_2 = \pi \text{ rad s}^{-1}$ (180°s^{-1})
- Rychlost posuvu tyče $v_t = 1 \text{ ms}^{-1}$

Manuální režim:

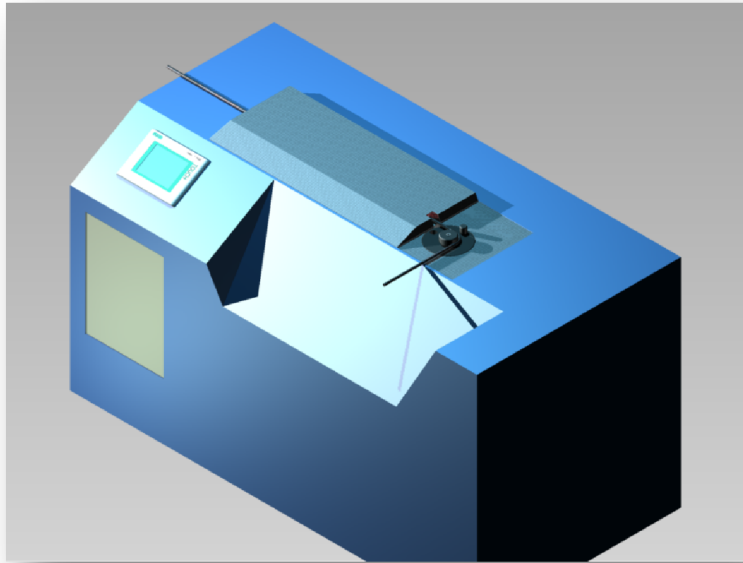
- Maximální průměr tyče pro manuální režim ohybu $D_{\max} = 15 \text{ mm}$ (Tyč kruhová xx ČSN 425512-10216)
- Maximální ohyb $\alpha_{\max} = 180^\circ$
- Maximální poloměr ohybu (poloměr ohybnice) $R = 25\text{mm}$
- Rychlost ohýbání $\omega_3 = \pi/4 \text{ rad s}^{-1}$ (45°s^{-1})

5.1. FUNKCE STROJE

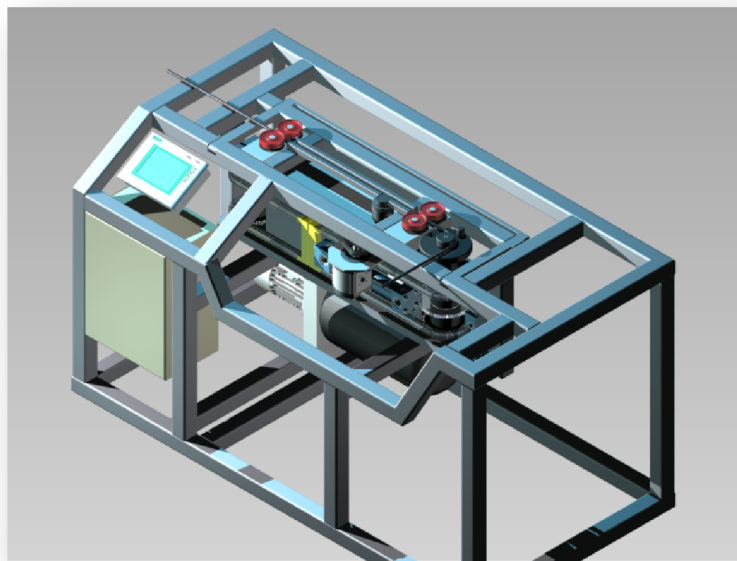
Automatický režim – Obsluha zapne napájení stroje pomocí hlavního vypínače a zadá pomocí operátorského panelu rozměry a tvar třmínku (většinou čtvercový nebo obdélníkový – všechny úhly ohybu budou 90°) po té ovládacím tlačítkem spustí výrobu. V tu chvíli se spustí hydraulický agregát a nastavený program řídicího systému. Spustí se také pohon podávacího ústrojí. Obsluha nebo dopravník umístí předem připravené tyče do vstupního otvoru podavače – mez první dvojici podávacích kladek. Tyto ji mezi vodícími lištami dopraví přes odměřovací zařízení k druhému páru podávacích kladek, přes které již tyč vstupuje do pracovního prostoru. Odměřovací zařízení skládající se ze dvou pryžových kladek prostřednictvím řídicího systému zajistí požadované vysunutí tyče pro 1-4 ohyb. Po čtvrtém ohybu zůstává ještě část tyče mezi kladkami posuvu, v tu chvíli se spustí posuv tyče, dokud tyč zcela neopustí kladky (zajistí řídicí systém). Třmínek v tuto chvíli leží volně na vyhazovači a jeho nakloněním je odstraněn do připraveného kontejneru.

Manuální režim – Obsluha přemístí ohybník a odlehčovací lištu do polohy pro manuální režim a přepne stroj do manuálního režimu, čímž vyřadí z funkce posuv a vyhazovací ústrojí. Poté si připraví si pedálový ovladač a umístí ohýbanou tyč do nástroje. Pravým pedálem spustí ohyb tyče (o předem nastavený úhel nebo stupňovitě stiskem pedálu – dle programu), levým pedálem vrací nástroj do výchozí polohy.

Hydraulická ohýbačka se skládá z těchto základních částí: hydraulický agregát, rám stroje, podávací ústrojí, ohýbací ústrojí, nástroj, vyhazovací ústrojí, elektrické vybavení a řídicí systém.



Obr. 23 Hydraulická ohýbačka

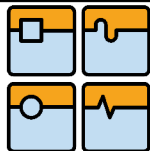


Obr. 24 Uložení ústrojí v rámu stroje

5.2. OHÝBACÍ ÚSTROJÍ

Ohýbací ústrojí má za úkol vytvořit krouticí moment potřebný k ohnutí tyče. Maximální úhel otočení nástroje $\alpha_{\max} = 180^\circ$ a rychlost $\omega_1 = \pi/2 \text{ rad s}^{-1}$ (90° s^{-1}). Ústrojí musí být dostatečně dimenzované, aby mohlo bezpečně odolávat silám působících od nástroje. Nástroj bude upnut na hnací hřídeli ústrojí pomocí šroubového spoje, o přenos krouticího momentu se postará spojení pero-drážka.

Pro návrh konstrukce jsem vycházel z konstrukčních řešení některých ohýbaček trubek, kde je ohýbací ústrojí tvořeno přímočarým hydromotorem a řetězovým převodem. Ten přenáší sílu z pístnice přes válečkový řetěz na řetězové kolo (kola), které je spojeno s hřídelem. Tato hřídel pak přenáší krouticí moment přímo na nástroj. V další části jsou popsány dvě varianty ohýbacího ústrojí.

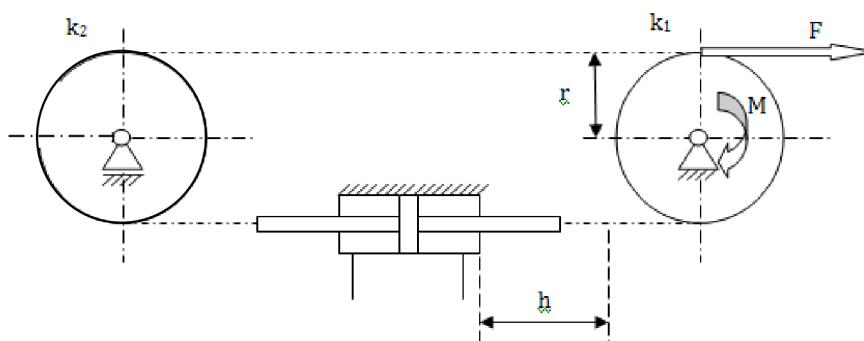


5.2.1. VARIANTA 1. : PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR S PRŮBĚŽNOU PÍSTNICÍ

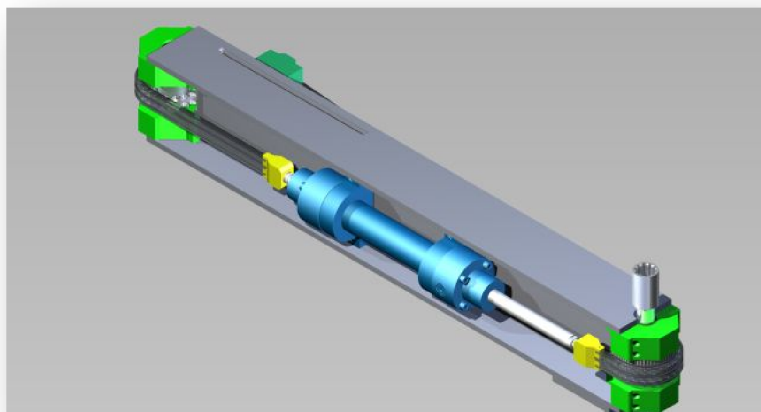
U této varianty zastává funkci pohonu přímočarý hydromotor s průběžnou pístnicí, k ní je pomocí dvou držáků připevněn řetěz. Tento řetěz obepíná dvojici dvojřadých řetězových kol, z nichž jedno slouží jako hnací kolo pro hřídel a druhé jako kladka. Napínání řetězu je umožněno zašroubováním pístnice do držáků řetězu. Hnací ozubené kolo je s hnacím hřídelem spojeno pomocí svaru.

Tato varianta umožňuje využití stejné síly hydromotoru v obou směrech a ohýbací ústrojí tak lze využít pro ohýbání v obou směrech s využitím maximálního krouticího momentu. Mezi další výhody patří i menší stavební výška ústrojí.

Nevýhodou je délka hydromotoru, díky průběžné pístnici je menší pracovní plocha pístu a následně větší průměr hydromotoru (ve srovnání s hydromotorem s jednostrannou pístnicí pro stejnou sílu), dále pak je vyšší i jeho cena.



Obr. 25 Kinematické schéma ohýbačky



Obr. 26 3D model ohýbacího ústrojí



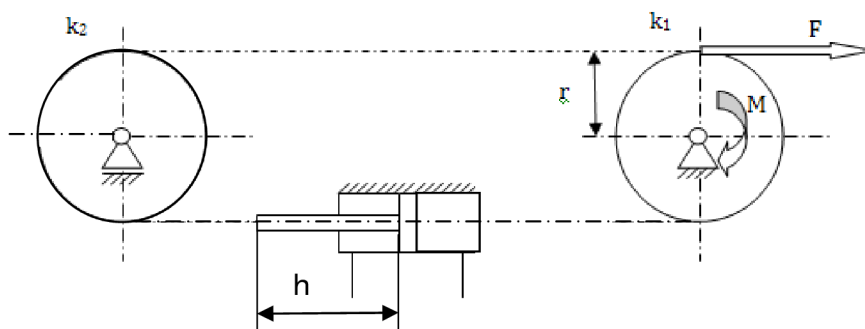
5.2.2. VARIANTA 2. : PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR S JEDNOSTRANNOU PÍSTNICÍ

Tato varianta ústrojí využívá k pohonu hřídele jednostranný přímočarý hydromotor, jehož pístnice je připevněna k dělenému napínači řetězů. Tento napínač je připojen ke dvěma válečkovým řetězům umístěných pod a nad hydromotorem. Řetězy obepínají dvě dvojice ozubených řetězových kol. Jedna dvojice je upevněna na hnacím hřídeli pero-drážkovým spojem. Druhá dvojice slouží jako kladka pro oba řetězy. Řetězy jsou napínány přiblížením dvou částí napínače pomocí napínacích šroubů, tím se mezi nimi zmenšuje mezera a řetězy se natahují (viz obr. 27).

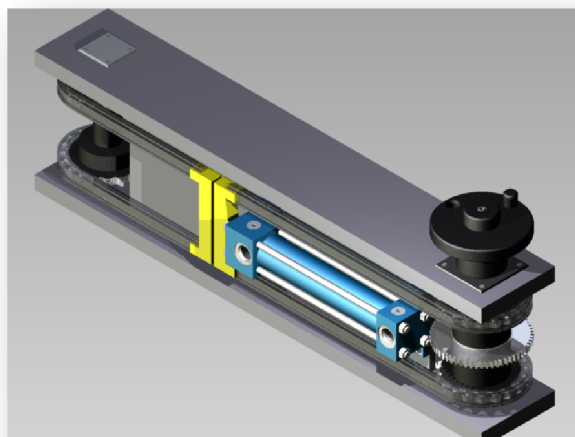
Výhody tohoto řešení jsou (ve srovnání s hydromotorem s průběžnou pístnicí) menší rozměry a to jak délka hydromotoru, tak i jeho průměr (větší pracovní plocha pístu) a tím i jeho cena.

Nevýhodou je vyšší stavební výška ústrojí, nemožnost dosáhnoutí stejného krouticího momentu v obou směrech otáčení hřídele.

Tím že je použito dvou řetězových kol, vznikne mezi nimi prostor, který lze využít pro umístění snímače polohy hnacího hřídele.

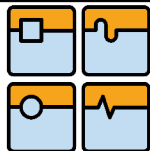


Obr. 27 Kinematické schéma ohýbačky



Obr. 28 3D model ohýbačky

Tuto variantu ohýbacího ústrojí jsem vybral jako nejvýhodnější z hlediska velikosti hydromotoru (ohýbání bude prováděno pouze v jednom směru) a malých stavebních rozměrů (délky) ústrojí.



5.3. RÁM STROJE

Rám stroje umožní upnutí a uložení podávacího, vyhazovacího a ohýbacího ústrojí, hydraulického systému, napájecího a řídicího systému včetně umístění ovládacího panelu a ovládacích prvků, přívod tyče do stroje a odvod třmínků z ohýbacího prostoru.

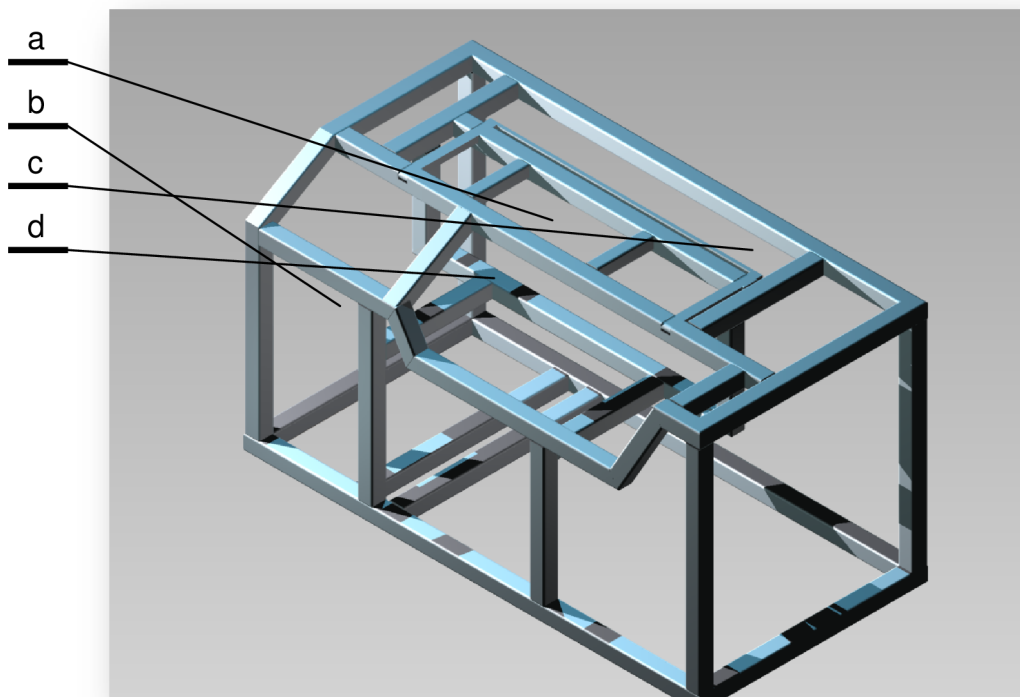
Aby při jednotlivých pracovních operacích nedocházelo k jeho nadměrnému deformování, je rám stroje svařen z čtyřhranných trubek dle požadavků pro upnutí jednotlivých ústrojí (viz obr. 28), což mu dodává dostatečnou tuhost.

Vnitřní část rámu je rozdělena do několika prostorů:

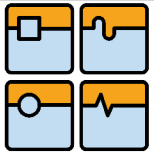
- Prostor pro umístění jednotlivých ústrojí** – umístěný v horní části rámu pod vyhazovačem.
- Prostor pro napájení a řídicí systém** – umístěný v levé části rámu a tvoří ho prostor rozvaděče a prostor pro umístění ovládacích prvků.
- Pracovní prostor** – je umístěný nad rovinou disku nástroje a vymezuje ho pravá hrana rámu stroje a bližší hrana šikmé plochy ovládacího prostoru
- Prostor pro hydraulický agregát** – je umístěný v levé dolní části rámu za rozvodnicí

Toto rozložení prostorů a jednotlivých součástí v nich umožňuje použití minimálních délek kabeláže (řídicí systém a ovládací prvky jsou v těsné blízkosti) a hydraulického potrubí.

K ustavení stroje do vodorovné polohy slouží čtveřice stavitelných (šroubovacích) noh umístěných v rozích rámu ohýbačky.



Obr. 29 Rám stroje



5.4. NÁSTROJ

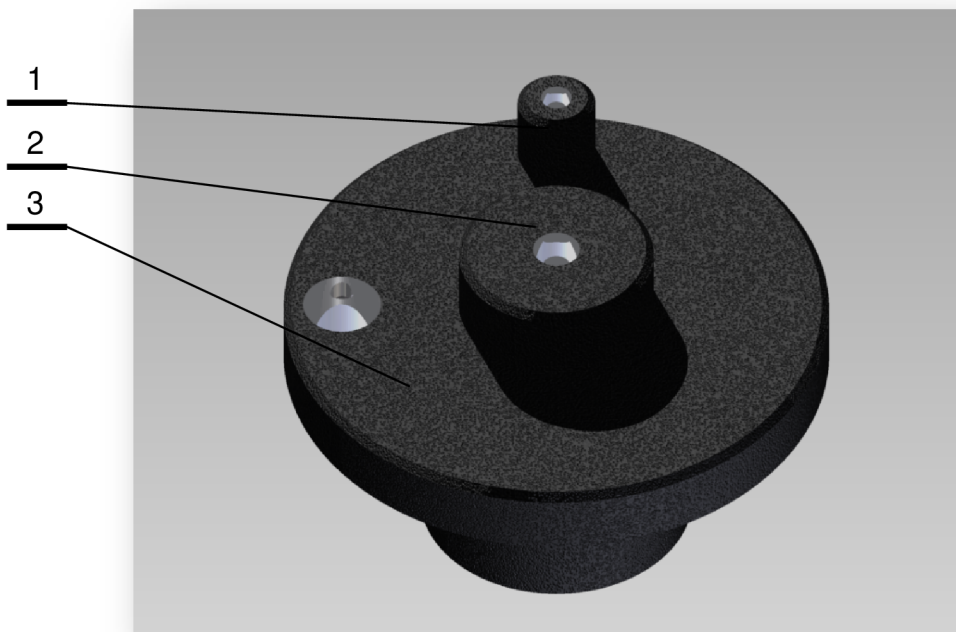
Z důvodů snadné a rychlé změny poloměru ohybu (změnou průměru ohybnice), změny režimu práce (auto-manuál) a levnější výměny opotřebovaných částí nástroje, je nástroj tvořen třemi částmi:

- 1) **Ohybník** – je zasunut do jednoho ze dvou menších otvorů unášeče (dle režimu práce) a pomocí šroubu zajištěn.
- 2) **Ohybnice** – je zasunuta do středového otvoru unášeče a je i s unášečem připevněna k hnacímu hřídeli šroubem.
- 3) **Unášeč** – je nasazen na hřídeli ohýbacího ústrojí a přenos krouticího momentu zabezpečuje pero-drážkový spoj.

Geometrie nástroje umožňuje ohnutí tyče na stanovený poloměr (maximálně 25 mm) a úhel (maximálně 180°), následný návrat do výchozí polohy, bezproblémové zavedení tyče do prostoru mezi ohybníkem a ohybnicí a odstranění hotového třmínku z pracovního prostoru.

V automatickém režimu je ohybník ve výchozí pozici za ohybnicí (z čelního pohledu) a tyč je přiváděna podávacím ústrojím z levé části stroje, tím je vytvořen prostor (mezi ním a ohybnicí) pro zavedení tyče. Následnou rotací nástroje ve směru hodinových ručiček dochází k ohybu tyče kolem ohybnice. Tyč je při tomto pohybu navíjena na ohybnici a proto je důležité, aby podávací ústrojí umožnilo její volný posuv. Po provedení pohybu se nástroj vrátí zpět do výchozí polohy.

Pro ohýbání v manuálním režimu je zapotřebí čep ohybníku přemístit o 90° proti směru hodinových ručiček, protože tyč bude vkládána obsluhou stroje do pracovního prostoru z přední části stroje.

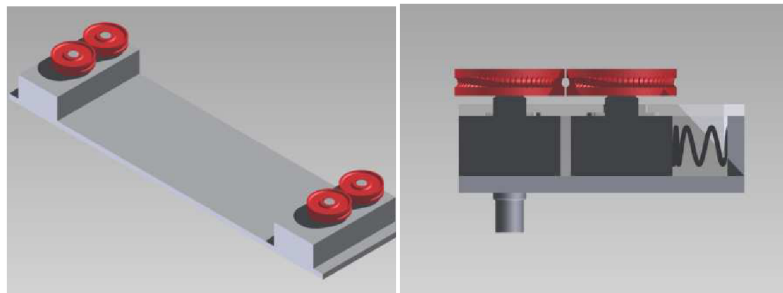


Obr. 30 Detail nástroje

5.5. PODÁVACÍ ÚSTROJÍ

Podávací ústrojí je tvořeno čtveřicí podávacích kladek umístěných z obou stran tyče a před a za vodící lištou. Kladky jsou spojeny s hřídelem šroubem a přenos točivého momentu je zabezpečen spojením pero-drážka. Na druhém konci hřídele je umístěno ozubené řetězové kolo (20 zubů), taktéž spojeno pomocí pera a drážky. Pohyb podávacích kladek je zajišťuje rotační zubový hydromotor s řetězovým kolem (11 zubů). Ten pohání válečkový řetěz a dvě řetězová kola. Převodový poměr řetězového převodu je $i = 1,81$. Aby hnací kladky spolehlivě zabezpečily posun tyče, tak jsou na svém obvodu rýhovány se stejnými roztečemi, jako jsou výstupky na tyči a pružinou tlačeny proti sobě.

Mezi dvojicemi kladek je vytvořen prostor pro možnost budoucího doplnění stroje o rovnací ústrojí v podobě osmi kladek připevněných ke dvěma deskám, které je možno na vstupní straně k sobě přiblížit tak, aby docházelo k potřebnému ohybu tyče a na výstupní straně již vycházela tyč vyrovnaná. Toto ústrojí by pak umožňovalo společně s hydraulickými nůžkami pro stříhání tyče umístěnými mezi kladkami posuvu a nástrojem použít jako polotovár pro výrobu třmínku svinutou tyč. Tímto by se omezila práce obsluhy pouze na zadávání programu do řídicího systému a jednou za čas na výměnu svitku tyče.



Obr. 31 Podávací ústrojí

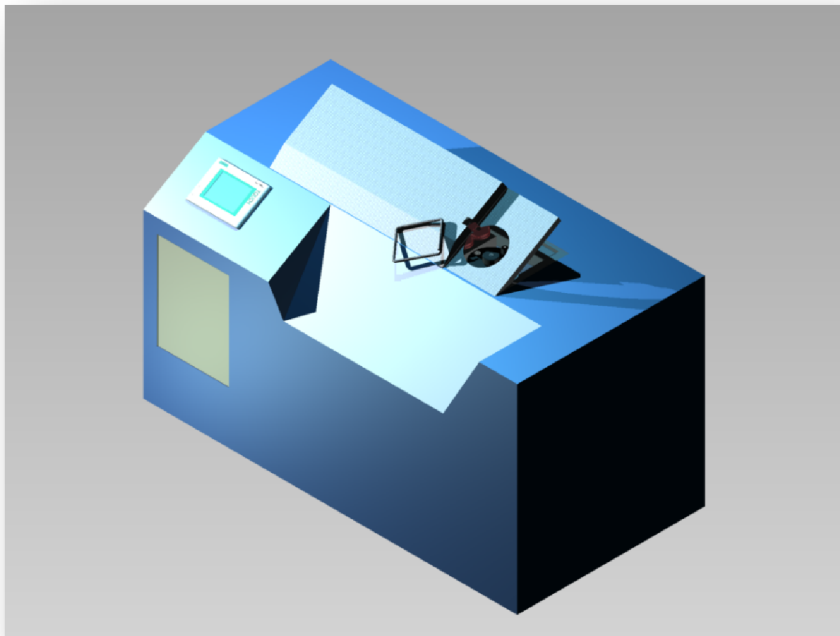


5.6. VYHAZOVACÍ ÚSTROJÍ

Vyhazovací ústrojí se skládá z vyhazovače s krytem, který zároveň slouží jako kryt posuvného a ohýbacího ústrojí a hydromotor.

Vyhazovač je tvořen z kyvné konstrukce a ocelového krytu. Je tvarovaný tak, aby umožnil zakrytí kladek posuvu, které jsou nad úrovní roviny pracovní desky, a zároveň umožnil volnému konci ohýbaného třmínku při uzavírání čtvercového (obdélníkového) profilu vystoupit nad tu část tyče, která je ještě v podávači (k tomuto dochází při třetím a čtvrtém ohybu). To umožňuje šikmá plocha vyhazovače.

Kyvná konstrukce je upevněna k rámu stroje s možností naklopení a pomocí hydromotoru naklápěna tak, aby bylo zajištěno odstranění třmínku z pracovního prostoru – sklouznutí do kontejneru.



Obr. 32 Vyhození třmínku



5.7. ŘÍDICÍ SYSTÉM

Pro zabezpečení automatického procesu dopravení svinuté tyče do ohýbačky, ohýbání na stanovený tvar a rozměry a oddělení hotového třmínku je zapotřebí vybavit stroj takovým zařízením, které řízení takového procesu plně zabezpečí. Základem řídicího systému je PLC firmy SIEMENS řady S7/200



Obr. 33 PLC Siemens a operátorský panel

Ovládání je řešeno hlavním vypínačem (SCHNEIDER ELECTRIC), tlačítky START a STOP (SCHNEIDER ELECTRIC), operátorským panelem pro zadávání rozměrů a tvaru třmínků (SIEMENS TP 177 micro) a nouzovým STOP tlačítkem (SCHNEIDER ELECTRIC) pro případ ohrožení bezpečnosti obsluhy stroje. Pro manuální režim práce je stroj vybaven příslušenstvím přenosného dvojnásobného nožního spínače s nouzovým tlačítkem (pizzato elettrica PX 10111)

Signalizace kromě stavů signalizovaných panelem obsluhy je stroj vybaven zelenou svítící signálkou pro signalizaci bezporuchového stavu a zapnutí stroje a červenou svítící signálkou pro signalizaci poruchového stavu (obě SCHNEIDER ELECTRIC).

Snímače:

Inkrementální čidlo polohy (IRC) připevněné k pryžové kladce, která se odvaluje po přiváděné tyči a měří tak její délku vysunutí do ohýbacího prostoru.

Další čidla polohy budou umístěné v koncových polohách hydromotoru vyhazovacího mechanismu.

Pro měření úhlu natočení hřídele respektive úhlu ohybu je použito ozubené kolo s 36 segmenty umístěné na hnacím hřídeli mezi řetězovými koly a snímač polohy umístěný na ocelové konstrukci ohýbacího mechanismu. Toto řešení zabezpečí ohnutí tyče s přesností 5°, což je pro tuto aplikaci dostačující.

Řídicí systém prostřednictvím reléových výstupů zabezpečí spínání elektromagnetických cívek elektrohydraulických ventilů dle nastaveného programu v PLC.

Programovatelný automat je současně s jištěním elektrické části (hydraulického agregátu) umístěn v rozvodnici (EATON), která je umístěna pod ovládacím panelem.



6. Pevnostní návrh namáhaných součástí

6.1. VÝPOČET SILOVÝCH POMĚRŮ HYDRAULICKÉ OHÝBAČKY

Moment nutný k vyvolání plastické deformace tyče M: (7)

$$M = \left(k_1 + \frac{k_0}{2\rho_s} \right) W_o R_e \text{ [Nm]}$$

kde k_1 je součinitel profilu – poměr statického momentu plochy napětí příčného řezu při plastické a pružné deformaci,

Pro mezikruhovou plochu řezu (7):

$$k_1 = 1,7 \frac{1 - \left(1 - \frac{2t}{D}\right)^3}{1 - \left(1 - \frac{2t}{D}\right)^4} [-]$$

kde $\frac{t}{D}$ je poměr tloušťky stěny trubky k průměru trubky. Pro tyč platí $\frac{t}{D} = \frac{1}{2}$
součinitel profilu tyče je tedy: $k_1 = 1,7$

$k_0 = 10$ pro ocel 11 350 (nejbližší nalezená ocel),

ρ_s je poměr poloměru ohybu k vnějšímu poloměru tyče $\frac{R}{Rt}$,

W_o je průřezový modul ohybu.

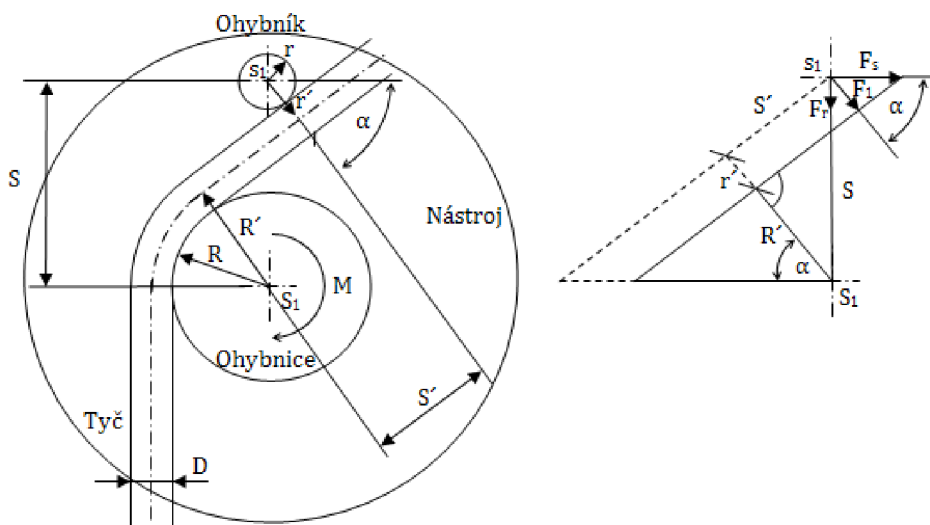
$$W_o = \frac{\pi D^3}{32} \text{ [m}^3\text{]}$$

kde $D = D_{\max}$ maximálnímu průměru tyče

R_e je mez kluzu (viz tabulka 4)

Po dosazení je **M = 218 Nm**.

6.2. VÝPOČET SILOVÝCH POMĚRŮ NÁSTROJE



Obr. 34 Geometrie nástroje



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet tangenciální síly F_s nástroje:

$$F_s = \frac{M}{S} [kN]$$

kde $M = 218 \text{ Nm}$ je moment nutný k překonání plastické deformace tyče,
 $S = 55 \text{ mm}$ je vzdálenost středu ohybníku a ohybnice.

Po dosazení je **$F_s = 3,964 \text{ kN}$**

Výpočet síly F_1 , kterou působí ohýbaná tyč na ohybník:

$$F_1 = F_s \cos \alpha [kN]$$

kde α_0 je úhel sevření tyče mezi ohybníkem a ohybnicí (úhel, který svírá síla F_1 a F_s)

$$\sin \alpha_0 = \frac{r' + R'}{S} [^\circ]$$

kde $r' = r + \frac{D_{max}}{2}$ [mm] je vzdálenost středu ohybníku os osy tyče,

$R' = R + \frac{D_{max}}{2}$ [mm] je vzdálenost středu ohybnice os osy tyče,

$r = 10 \text{ mm}$ je poloměr ohybníku,

$R = 25 \text{ mm}$ je poloměr ohybnice,

$D_{max} = 15 \text{ mm}$ je maximální průměr tyče.

Po dosazení je **úhel $\alpha_0 = 65,4^\circ$ a Síla $F_1 = 1,651 \text{ kN}$**

Výpočet ramene S' na kterém působí síla F_1 :

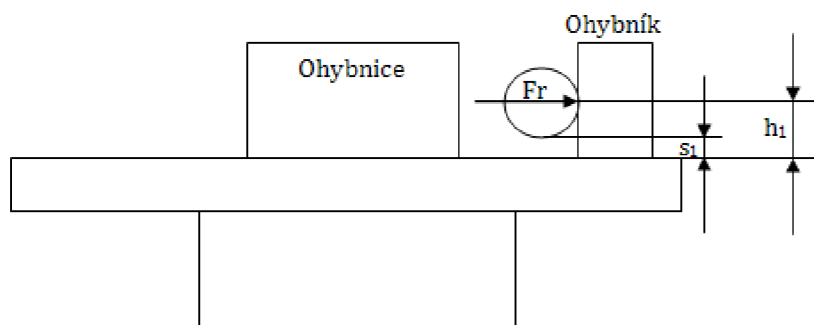
$$S' = S \cos \alpha [mm]$$

Po dosazení je **$S' = 22,9 \text{ mm}$**

Radiální síla F_r působící na ohybník:

$$F_r = F_1 \cos \alpha [kN]$$

Po dosazení je **$F_r = 0,687 \text{ kN}$**



Obr. 35 Geometrie nástroje

Ohybový moment od radiální síly F_r působící na ohybník M_{Fr} :

$$M_{Fr} = F_r h_1 [Nm]$$

kde $h_1 = \frac{d_{max}}{2} + s_1$ je výška působíště radiální síly F_r

$s_1 = 1 \text{ mm}$ je vůle mezi tyčí a horizontální rovinou nástroje.

Po dosazení je **$M_{Fr} = 5,8 \text{ Nm}$**

Ohybový moment od radiální síly F_1 působící na ohybník M_{F1} :

$$M_{F1} = F_1 h_1 [Nm]$$

Po dosazení je **$M_{F1} = 33,7 \text{ Nm}$**



6.3. NÁVRH HŘÍDELE

Krouticí moment M_k : je roven momentu nutnému k vyvolání plastické deformace tyče M

$$M = M_k$$

Obvodová síla v řetězovém kole F_f (8):

Předběžně zadáno řetězové kolo řetězové kolo 12B dle normy ČSN 023311-72 o počtu zubů $z = 20$ a rozteči $p = 19,1$ mm. Počet zubů byl vybrán tak, aby byl průměr řetězového kola přibližně 120 mm.

$$F_f = 2\pi \frac{M_k}{(z p)} \text{ [kN]}$$

Po dosazení je $F_f = 3,6$ kN

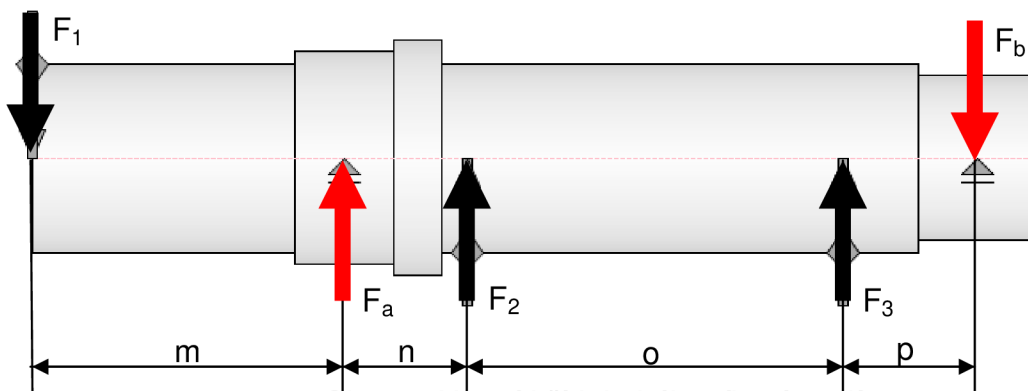
Vazbové síly:

$$\sum M_b = F_1(m + n + o + p) - F_2(o + p) - F_3 p - F_a(n + o + p)$$

Po dosazení je $F_a = 0,635$ kN

$$\sum M_a = F_1 m + F_2 n + F_3(n + o) - F_b(n + o + p)$$

Po dosazení je $F_b = 2,582$ kN



Obr. 36 Hnací hřídel ohybacího ústrojí

kde m, n, o, p jsou vzdálenosti míst, ve kterých působí síly na hřídel (viz obr. 36) rozměry viz konstrukční dokumentace,

$F_1 = 1,651$ kN je síla, kterou působí tyč na ohybník,

$F_1 = F_2 = F_f/2$ jsou radiální síly od řetězových kol.

Ohybové momenty (8):

$$M_{oa} = F_1 m \text{ [Nm]}$$

$$M_{o1} = F_1(m + n) - F_a n \text{ [Nm]}$$

$$M_{o3} = F_b p \text{ [Nm]}$$

Po dosazení je $M_{oa} = 162,6$ Nm, $M_{o1} = 201,8$ Nm a $M_{o3} = 105,8$ Nm

Maximální ohybový moment je tedy $M_o = 201,8$ Nm

Průměr vstupního konce hřídele (8):

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 M_K}{\pi \tau_{Dk}}} \text{ [mm]}$$

kde τ_{Dk} je dovolené napětí v krutu. Volíme $\tau_D = 20$ [MPa]

Po dosazení je $d_{min} = 38,2$ mm, zaokrouhlíme na $d_{hr} = 40$ mm

**Odstupňování hřídele:**Průměr pod ložisko 1 $d_{L1} = 45$ mmPrůměr pod ložisko 2 $d_{L2} = 35$ mmPrůměr pod ozubená kola $d_{oz} = 40$ mmPrůměr pod nákrůžek $d_n = 50$ mm**Mechanické hodnoty materiálu hřídele 11500.0 (8):** $R_m = 500$ MPa, $R_e = 280$ MPa, $R_{es} = 180$ MPa, $\sigma_{Co} = 240$ MPa, $\tau_{ck} = 150$ MPa.

Předpokládá se střídavý ohyb a míjivý krut.

Kontrola průřezu pod pastorkem na statickou pevnost (8):

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [MPa]$$

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

Modul průřezu je pro hřídel o průměru 50 mm s drážkou pro pero $W_o = 5510$ mm³,
 $W_k = 11790$ mm³Po dosazení je $\sigma_o = 31,6$ MPa a $\tau_k = 18,5$ MPaRedukované napětí (8):

$$\sigma_{red} = \sqrt{[\sigma_o^2 + 3(\alpha_o \tau_k)]} [MPa]$$

kde opravný součinitel při střídavém ohybu a míjivém krutu je $\alpha_o = 0,7$ Po dosazení je $\sigma_{red} = 50$ MPaBezpečnost proti trvalým deformacím (8):

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} [-]$$

Po dosazení je $k_s = 6,5$ - vyhovuje .

Kontrola průřezu pod řetězovým kolem na dynamickou pevnost

$$\sigma_m = 0,$$

$$\sigma_a = \sigma_o = 24,4 \text{ MPa},$$

$$\tau_m = \tau_a = \tau_k/2 = 9,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti únavovému lomu (8):

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_\sigma}{v_\sigma \epsilon_p} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} [-]$$

Po dosazení je $k_\sigma = 3,2$ - vyhovuje

$$k_\tau = \frac{\tau_{ck}}{\frac{\beta_\tau}{v_\tau \epsilon_p} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} [-]$$

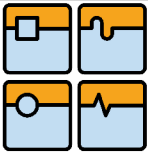
Po dosazení je $k_\tau = 8,76$ - vyhovuje

$$k'_\tau = \frac{R_{es}}{\tau_k} [-]$$

Po dosazení je $k'_\tau = 9,7$ - vyhovuje

$$k_{dyn} = \frac{k_\sigma k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} [-]$$

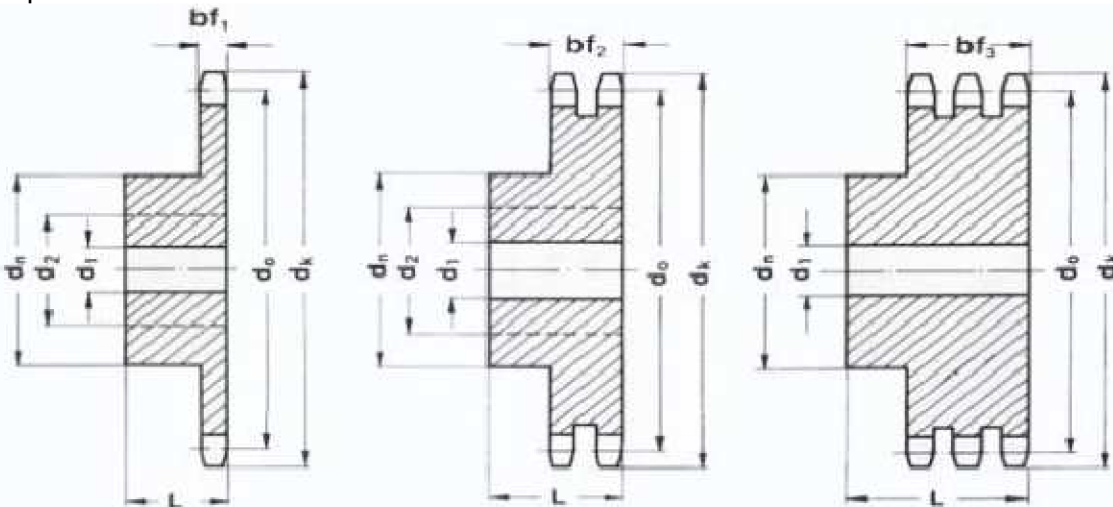
Po dosazení je $k_{dyn} = 3$ - vyhovuje



kde $\psi_{\sigma} = 0,02$ a $\psi_{\tau} = 0,01$ je součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu,
 $\beta_{\sigma} = 1,64$ a $\beta_{\tau} = 1,37$ jsou vrubové součinitele,
 $u_{\sigma} = 0,88$ a $u_{\tau} = 0,81$ jsou součinitele velikosti,
 $\varepsilon_p = 0,92$ je součinitel jakosti povrchu pro $R_a = 1,6 \mu\text{m}$.

6.4. NÁVRH ŘETĚZU A ŘETĚZOVÉHO KOLA:

Pro návrh řetězového kola je nutné najít jeho optimální poloměr. Pokud bude příliš velký, bude muset být zdvih hydromotoru velký a velké budou také rozměry ohýbacího mechanismu, zároveň ale bude potřeba menší radiální síla, respektive síla hydromotoru a naopak.



Obr. 37 Řetězová kola s nábojem

Výpočet výkonu P:

$$P = M_k 2 \pi n [W]$$

kde n jsou otáčky hřídele pro ohyb o 90°s^{-1} je $n = 0,25 \text{s}^{-1}$ (15min^{-1})

Po dosazení je $P = 343,1 \text{ W}$ a výkon na jedno řetězové kolo je $P_1 = P/2 = 171,6 \text{ W}$

Výběr řetězu (8):

Dle diagramu (viz příloha 1) vyhovuje pro daný výkon P_1 a otáčky n řetěz 12B – 1 ČSN 02 3311

Rozměry a hodnoty navrženého řetězu: $p = 19,1 \text{ mm}$, $A = 89 \text{ mm}^2$, $F_{Rm} = 28,9 \text{ kN}$, $m^* = 1,25$

Výpočet hlavních rozměrů řetězového kola (9):

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z}} [mm]$$

kde $p = 19,1 \text{ mm}$ je rozteč,

$z = 20$ je počet zubů (pro průměr ozubeného kola cca 120 mm).

Po dosazení je $d_1 = 122,1 \text{ mm}$

Kontrola řetězu (9):

$$v = \pi d_1 n [ms^{-1}]$$

Po dosazení je $v = 0,096 \text{ ms}^{-1}$

Odstředivá síla F_f se neuvažuje, protože $v < 5 \text{ ms}^{-1}$



Výpočet tečné síly pro jedno řetězové kolo (9):

$$F_t = \frac{P_1}{v} \text{ [kN]}$$

Po dosazení je $F_t = 1,789 \text{ kN}$

Statická bezpečnost (9):

$$k_s = \frac{F_{Rm}}{F_t} \text{ [-]}$$

kde $F_{Rm} = 28,9 \text{ kN}$ je síla na mezi pevnosti řetězu

Po dosazení je $k_s = 16,2$ - vyhovuje

Dynamická bezpečnost (9):

$$k_d = \frac{F_{Rm}}{(F_t Y)} = \frac{k_s}{Y} \text{ [-]}$$

kde $Y = 2$ je činitel rázů pro lehké rázy a střední přechodné zatížení

Po dosazení je $k_s = 8,1$ - vyhovuje

Tlak v čepu (9):

$$p_p = \frac{F_t}{A} \text{ [MPa]}$$

kde $A = 89 \text{ mm}^2$ je plocha kloubu řetězu

Po dosazení je $p_p = 20,1 \text{ MPa}$

Dovolený tlak v řetězu je $p_s = 33,2 \text{ MPa}$

Dovolený tlak v čepu (9):

$$p_D = p_s \lambda y \text{ [MPa]}$$

kde $\lambda = 1$ je činitel tření (optimální),

$y = 0,73$ je součinitel rázů

Po dosazení je $p_D = 23,5 \text{ MPa}$

Vyhovuje, protože $p_p < p_D$

Počet článků řetězu a vzdálenost os:

Počet článků (9):

$$X = 2 \left(\frac{a'}{p} \right) + \left[\frac{(z_1 + z_2)}{2} \right] + (z_2 - z_1)^2 \frac{p}{4a'} \text{ [-]}$$

kde $z_1 = z_2 = z$ je počet zubů

$a' = 600 \text{ mm}$ je vzdálenosti os (předběžný návrh)

Po dosazení je $X = 62,2 \sim 64$ článků (nejbližší sudé číslo)

Skutečná vzdálenost os (9):

$$a = 0,125p \left[2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - K(z_2 - z_1)} \right] \text{ [mm]}$$

kde K je součinitel pro poměr $(X-z_1)/(z_2-z_1)$ - není důležitý, protože $(z_2-z_1) = 0$

Po dosazení je $a = 0,597 \text{ mm}$



Dovolené vytažení řetězu prodloužením (9):

$$\Delta l = \varepsilon l \text{ [mm]}$$

Při možnosti dopínání je $\varepsilon \approx 3\%$

kde $l = X p = 1222,4\text{mm}$ je délka řetězu

Po dosažení je $\Delta l = 36,6\text{mm}$

Výpočet radiálních ložisek (8) (9):

Ložisko 1 – (6208):

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_r = X F_r + Y F_a \text{ [kN]}$$

kde $X = 1$ je koeficient radiálního dynamického zatížení,

$F_r = F_a = 0,636 \text{ kN}$ je radiální složka skutečného zatížení působící na ložisko,

$Y = 0$ je koeficient axiálního dynamického zatížení,

$F_a = 0$ je axiální složka skutečného zatížení působící na ložisko

Po dosažení je $P_r = 0,636 \text{ kN}$

Základní trvanlivost 10^6 :

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$

kde $C_r = 32,633 \text{ kN}$ je základní radiální dynamická únosnost.

Po dosažení je $L_{10} = 1,36 \cdot 10^{11}$ otáček

Základní trvanlivost h:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \frac{10^6}{60 n} \text{ [h]}$$

kde $n = 15 \text{ min}^{-1}$ jsou otáčky hřídele.

Po dosažení je $L_{10h} = 1,50 \cdot 10^8 \text{ h}$

Ložisko 2 – (6307):

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

Kde $X = 1$ je koeficient radiálního dynamického zatížení

$F_r = F_b = 2,577 \text{ kN}$ je radiální složka skutečného zatížení působící na ložisko

$Y = 0$ je koeficient axiálního dynamického zatížení

$F_a = 0$ je axiální složka skutečného zatížení působící na ložisko

Po dosažení je $P_r = 2,577 \text{ kN}$

Základní trvanlivost 10^6 :

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$

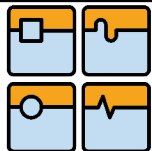
kde $C_r = 33,367 \text{ kN}$ je základní radiální dynamická únosnost

Po dosažení je $L_{10} = 2,17 \cdot 10^9$ otáček

Základní trvanlivost h:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \frac{10^6}{60 n} \text{ [h]}$$

Po dosažení je $L_{10h} = 2,41 \cdot 10^6 \text{ h}$

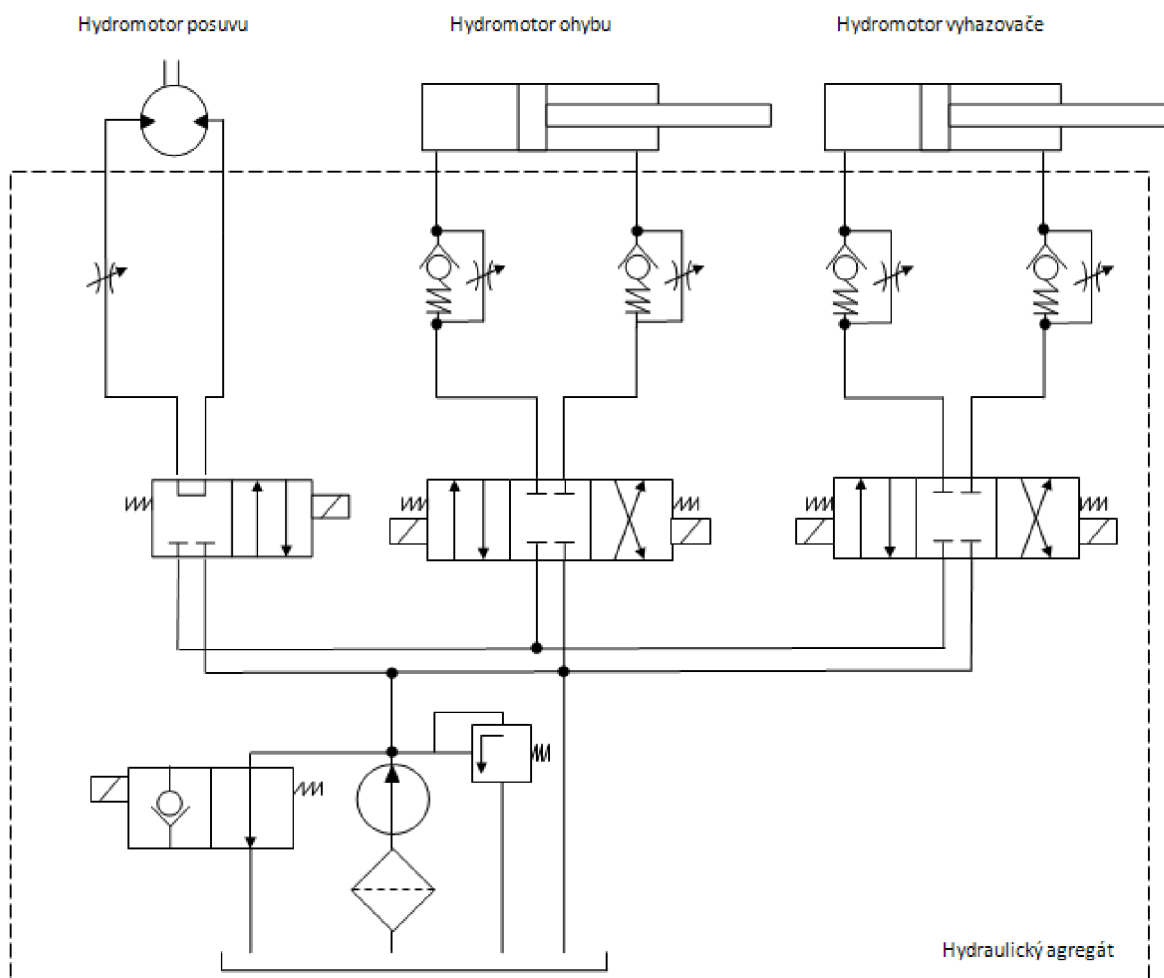


7. Návrh hydraulického obvodu

Hydraulický obvod je složen z kompaktního hydraulického miniagregátu, který napájí hydraulický systém kapalinou o tlaku $p = 16 \text{ MPa}$, dvou přímočarých hydromotorů (pro ohýbací a vyhazovací ústrojí), rotačního zubového hydromotoru (pro posuv), čtyř elektro-hydraulických ventilů a hydraulického vedení viz obr. 38. Žádné dva hydromotory nebudou pracovat v jeden okamžik.

Po spuštění hydraulického agregátu se rozběhne hydraulické čerpadlo a začne tlačít hydraulickou kapalinu do obvodu. Aby nedocházelo k přetěžování čerpadla a pojistného ventilu v případě uzavření všech ovládacích ventilů, je do obvodu vložen odlehčovací ventil, který kapalinu směřuje zpět do nádrže. Ventil pro ovládání hydromotoru posuvu je dvoupolohový čtyřcestný s možností volného protáčení hydromotoru ve vypnutém stavu (při navíjení tyče na ohybnici). Další dva ventily pro ovládání přímočarých hydromotorů jsou třípolohové čtyřcestné, aby byl umožněn jejich pohyb v obou směrech. O rychlost posuvu jednotlivých hydromotorů se starají

a jednocestné ventily respektive nastavením jejich průtočného množství.



Obr. 38 Schéma hydraulického obvodu ohýbačky



7.1. HYDROMOTORY

7.1.1. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU OHÝBACÍHO ÚSTROJÍ

Výpočet zdvihu hydromotoru h pro otočení hřídele o 180° :

$$h_{ho} = \frac{\pi d_1}{2}$$

kde $d_1 = 122,1$ mm je průměr roztečné kružnice řetězového kola.

Po dosazení je $h_{ho} = 192$ mm.

Síla F potřebná k vyvození daného krouticího momentu na poloměru $d_1/2$ je

$$F_{ho} = F_r = 3,6 \text{ kN}$$

Na tuto sílu F a zdvih h_{ho} je nutné dimenzovat přímočarý hydromotor.

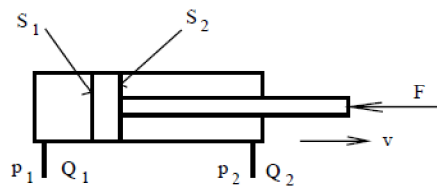
Velikost minimální pracovní plochy hydromotoru (12):

$$F_{ho} = S_1 p_1 - S_2 p_2 \Rightarrow S_1 = \frac{F_{ho} + S_2 p_2}{p_1} \text{ [mm}^2\text{]}$$

kde $p_2 \sim 0$,

$$p_1 = 16 \text{ MPa}$$

Po dosazení je $S_1 = 225 \text{ mm}^2$



Obr. 39 Přímocharý hydromotor - parametry

Výběr hydromotoru:

Výběr přímočarého hydromotoru byl proveden prostřednictvím interaktivního katalogu firmy BOSCH-REXROTH. Po zadání vstupních parametrů byl vybrán hydromotor CDT4MS2/1500/0,625/7,874Z1XS11HHUMWW, který má tyto parametry (12):

Vnitřní průměr válce: 38,1 mm

Průměr pístnice: 15,9 mm

Délka zdvihu: 200 mm

Velikost pracovní plochy pístu $S_{ho1} = 1140 \text{ mm}^2$

Velikost pracovní plochy pístu $S_{ho2} = 941,4 \text{ mm}^2$

Kontrolní výpočet:

Průtok hydromotorem – pracovní zdvih (12):

$$Q_{ho1} = S_{ho1} v_1 \frac{1}{\eta_Q} \text{ [l min}^{-1}\text{]}$$

kde $\eta_Q \sim 0,95$ je průtoková účinnost

$v_1 = \pi d_1 / 4 = 0,096 \text{ m s}^{-1}$ je rychlost pohybu pístnice při pracovním zdvihu

(pro rychlost ohybu $\omega_1 = \pi/2 \text{ rad s}^{-1}$)

Po dosazení je $Q_{ho1} = 6,91 \text{ l min}^{-1}$



Průtok hydromotorem – návrat do výchozí polohy (12):

$$Q_{ho2} = S_{h2} v_2 \frac{1}{\eta_Q} [l \min^{-1}]$$

kde $v_2 = 0,192 \text{ m s}^{-1}$ je rychlost pohybu pístnice do výchozí polohy (pro rychlost $\omega_2 = \pi \text{ rad s}^{-1}$).

Po dosažení je $Q_{ho2} = 11,42 \text{ l min}^{-1}$

Tlak potřebný k vyvinutí síly F_{ho} :

$$p_{ho} = \frac{F_{ho}}{S_{ho1}} [MPa]$$

Po dosažení je $p_{ho} = 3,16 \text{ MPa}$

7.1.2. Výpočet základních parametrů přímočarého hydromotoru vyhazovače

Výpočet zdvihu hydromotoru h_{hv} :

$$h_{hv} = x_0 \sin \delta [mm]$$

kde $\delta = 15^\circ$ je úhel natočení vyhazovače,

$x_0 = 230 \text{ mm}$ je vzdálenost upevnění hydromotoru od osy rotace vyhazovače.

Po dosažení je $h = 60 \text{ mm}$.

Síla potřebná k odstranění třmínku z pracovního prostoru je $F_{hv} = 500 \text{ N}$.

Na tuto sílu F_{hv} a zdvih h_{hv} je nutné dimenzovat přímočarý hydromotor vyhazovače.

Velikost pracovní plochy hydromotoru:

$$S_{hv1} = \frac{F_{hv} + S_2 p_2}{p_1} [mm^2]$$

Po dosažení je $S_1 = 31,3 \text{ mm}^2$

Výběr hydromotoru:

Výběr přímočarého hydromotoru byl proveden prostřednictvím interaktivního katalogu firmy BOSCH-REXROTH. Po zadání vstupních parametrů byl vybrán CDT3MP1/25/18/60F11/B11HEUMWW, který má tyto parametry:

Vnitřní průměr válce: 25mm

Průměr pístnice: 18 mm

Délka zdvihu: 60 mm

Velikost pracovní plochy je $S_{hv1} = 490,1 \text{ mm}^2$

Velikost pracovní plochy je $S_{hv2} = 254,5 \text{ mm}^2$

Průtok potřebný pro zajištění dané rychlosti vyhození třmínku (1 zdvih s^{-1})

Průtok hydromotorem – pracovní zdvih:

$$Q_{hv1} = S_{hv1} v_3 \frac{1}{\eta_Q} [l \min^{-1}]$$

kde $v_3 = 0,06 \text{ m s}^{-1}$ je rychlost pohybu pístnice při pracovním zdvihu.

Po dosažení je $Q_{hv1} = 1,86 \text{ l min}^{-1}$



Průtok hydromotorem – návrat do výchozí polohy:

$$Q_{hv2} = S_{hv2} v_4 \frac{1}{\eta_Q}$$

kde $v_4 = 0,12 \text{ m s}^{-1}$ je rychlost pohybu pístnice do výchozí polohy.
Po dosažení je $Q_{hv2} = 1,93 \text{ l min}^{-1}$

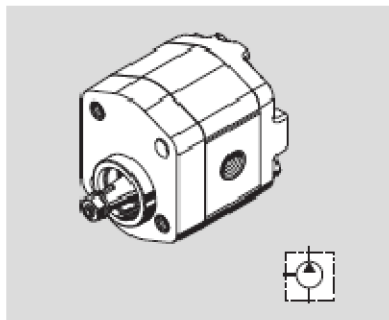
Tlak potřebný k vyvinutí síly F_{hv} :

$$p_{hv} = \frac{F_{hv}}{S_{hv1}} [\text{MPa}]$$

Po dosažení je $p_{hv} = 1,02 \text{ MPa}$

7.1.3. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ ROTAČNÍHO HYDROMOTORU POSUVU

Jako pohon posuvu slouží hydraulické zubové čerpadlo ve funkci rotačního hydromotoru obr. 40. Protože posuv tyče bude sloužit pouze k dopravě materiálu do pracovního prostoru, nebudou na výkon tohoto hydromotoru kladeny vysoké požadavky. Je ale nutné zabezpečit rychlost posuvu $v_t = 1 \text{ ms}^{-1}$.



Obr. 40 hydromotor posuvu

Výpočet rotačního hydromotoru:

Rychlost otáčení hydromotoru (12):

$$n_{hp} = \frac{60 v_t i}{2\pi R_k} [\text{min}^{-1}]$$

kde $R_k = 25,5 \text{ mm}$ je poloměr kladky posuvu,

$i = 1,81$ je převodový poměr

$v_t = 1 \text{ ms}^{-1}$ je rychlost podávání tyče do pracovního prostoru.

Po dosažení je $n_{hp} = 682 \text{ min}^{-1}$

Výběr hydromotoru:

Výpočet potřebného geometrického objemu hydromotoru (12):

$$V = \frac{Q_{hp}}{n_{hp} \eta_V} 10^3 [\text{cm}^3 \text{ ot}^{-1}]$$

kde $Q_{hp} = 2 \text{ l min}^{-1}$ je průtok hydromotorem (předběžně zadáno),

$\eta_V = 0,95$ je objemová účinnost .

po dosažení je $V = 3,1 \text{ cm}^3 \text{ ot}^{-1}$

Nejbližší velikost zubového hydromotoru firmy BOSCH-REXROTH Serie B, AZPB22..., je $V_{hp} = 3,15 \text{ cm}^3 \text{ ot}^{-1}$



Kontrolní výpočet hydromotoru (12):

Průtok hydromotorem:

$$Q_{hp} = V_{hp} n_{hp} \eta_V 10^{-3} [l \min^{-1}]$$

Po dosažení je $Q_{hp} = 2,04 \text{ l min}^{-1}$

Moment hydromotoru (12):

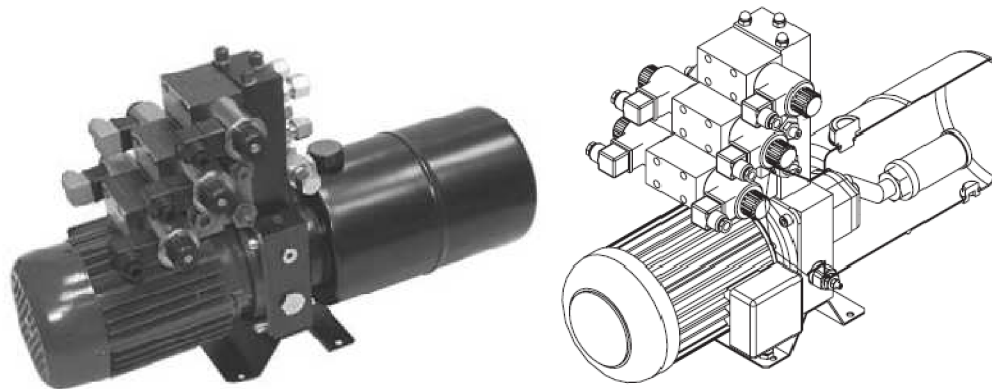
$$M_{hp} = \frac{1,59 V_{hp} p}{\eta_{hp}} 10^{-1} [Nm]$$

kde $\eta_{hp} = 0,95$ je účinnost hydromotoru,
 $p = 16 \text{ MPa}$ je tlak hydraulické kapaliny.


Po dosažení je $M_{hp} = 8,4 \text{ Nm}$. Tento moment vyvolá na hnací kladce o poloměru $R_k = 25,5 \text{ mm}$ sílu cca 330 N , jenž je pro posuv tyče dostatečná.

7.2. HYDRAULICKÝ AGREGÁT

Pro napájení hydraulického systému tlakovou kapalinou byl vybrán kompaktní hydraulický agregát firmy KLADIVAR MHS-V1-P-480-AC1/2/0,75-R12/H-BVA-E02A/NVD-E01/NVD-E01/NVD-24DC/N. Agregát v sobě integruje hydraulické zubové čerpadlo objemu $4,8 \text{ cm}^3 \text{ ot}^{-1}$ ($14,4 \text{ l min}^{-1}$), pojistný ventil, jednofázový asynchronní elektromotor $0,75 \text{ kW} / 3000 \text{ min}^{-1}$, horizontální hydraulickou nádrž, elektromagneticky ovládané šoupátkové hydraulické ventily, jednosměrné a škrťící ventily.



Obr. 41 hydraulický miniagregátu KLADIVAR

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


8. Závěr

Ohýbání jako proces plošného tváření a stroje určené k ohybu je velmi široká problematika, kterou nelze popsat v jediné semestrální práci. Proto jsou zde popsány jen ty nejdůležitější principy, metody a konstrukční řešení, které jsou nejvíce používány u dnešních továrně vyráběných ohýbaček.

Elektrické ohýbačky dnes jsou a i nadále budou využívány ve velkosériové a hromadné výrobě, jejich předností je rychlost, přesnost a variabilita, což využívá hlavně automobilový průmysl. Variabilitou je myšlena možnost použití vícenásobných nástrojů, oboustranná ohýbací ramena a zakružování trubek i profilů. To je podmíněno schopností řídicích systémů precizně ovládat několik os současně což u hydrauliky nelze. Nevýhodou elektrických ohýbaček je cena, zvláště u velkých typů.

Hydraulické ohýbačky budou nadále dominantní v oblasti ohýbání velkých průměrů trubek (obecně nad 80 mm) kde je potřeba robustnost konstrukce a kde jsou silné elektrické servopohony velmi drahé. Jsou dobrou volbou pro kusovou a malosériovou výrobu. V nejbližší době se neočekávají zásadní změny v koncepci těchto strojů, snad kromě snahy o vývoj hydraulických pohonů se schopností přesného řízení polohy.

Diplomová práce je rozdělena do pěti částí. V první je popsán proces ohýbání a principy ohýbání tyčí a tyčových profilů. Druhá část se zabývá rozdělením ohýbacích strojů a jejich základních částí. Třetí část pojednává o návrhu konstrukčních řešení jednotlivých ústrojí. Ve čtvrté části je výpočet nejvíce silově namáhaných součástí stroje. V poslední páté části je popsán návrh hydraulického systému. Konstrukční dokumentace je přiložena.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 49
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9. Seznam použitých zdrojů

1. **Petrželka, Jiří a Březina, Richard.** *Úvod do tváření II.* Ostrava : VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2001.
2. *ASM Handbook Forming and Forging. Vol 14.* místo neznámé : ASM international, 1988.
3. *OMNI-X CZ s.r.o.* [Online] www.omni-x.cz.
4. **Hosford, William F. a Caddell, Robert M.** *Metal forming Mechanics and metallurgy.* Cambridge : Cambridge university press, 2007.
5. *Betonstavby.* [Online] www.betonstavby.cz.
6. **Fiala, Jaromír, Bebr, Adolf a Matoška, Zdeněk.** *Strojnické tabulky 1.* Praha : SNTL, 1987.
7. **Elfmark, Jiří.** *Tváření kovů.* Praha : SNTL, 1992.
8. **Kříž, Rudolf a Vávra, Pavel.** *Strojírenská příručka 5. svazek.* Praha : nakladatelství SCIENTIA, spol. s.r.o., 1994. ISBN 80-85827-59-X.
9. TYMA. [Online] www.tyma.cz.
10. **Kříž, Rudolf a Vávra, Pavel.** *Strojírenská příručka 6. svazek.* Praha : nakladatelství SCIENTIA, spol. s.r.o., 1995. ISBN 80-858227-88-3.
11. ZKL. [Online] www.zkl.cz.
12. **Škopán, Miroslav.** *Hydraulické pohony strojů.* Brno : autor neznámý, 2004.
13. BOSCH-REXROTH. [Online] http://www.boschrexroth.com/business_units/bri/en/products/index.jsp.
14. *Unit Plus s.r.o.* [Online] www.unitplus.cz.




10. Seznam použitých zkratk a symbolů

a	- skutečná vzdálenost os řetězových kol
C_r	- základní radiální dynamická únosnost ložiska
d_{\min}	- minimální průměr vstupního konce hřídele
$d_{hř}$	- průměr vstupního konce hřídele
d_{L1}	- průměr pod ložisko 1
d_{L2}	- průměr pod ložisko 2
d_{oz}	- průměr pod ozubená kola
d_n	- průměr pod nákrůžek
d_1	- průměr roztečné kružnice řetězového kola
D	- průměr tyče
F_{hv}	- síla potřebná k odstranění třmínku z pracovního prostoru
F_s	- tangenciální síla nástroje
F_1	- síla, kterou působí ohýbaná tyč na ohybník
F_a, F_b	- vazbové síly
F_a	- axiální složka skutečného zatížení působící na ložisko
F_{ho}	- síla potřebná k vyvození krouticího momentu na poloměru $d_1/2$
F_t	- tečná síla pro jedno řetězové kolo
F_r	- radiální síla působící na ohybník
F_{Rm}	- síla na mezi pevnosti řetězu
h_{ho}	- zdvih hydromotoru ohýbacího ústrojí
h_{hv}	- zdvih hydromotoru vyhazovače
i	- převodový poměr řetězového převodu
k_1	- součinitel profilu
k_d	- dynamická bezpečnost
k_s	- statická bezpečnost
k_s	- bezpečnost proti trvalým deformacím
L_{10}	- základní trvanlivost 10^6
L_{10h}	- základní trvanlivost h
M	- moment nutný k vyvolání plastické deformace tyče
M_{hp}	- moment hydromotoru posuvu
M_{Fr}	- Ohybový moment od radiální síly F_r působící na ohybník
M_{F1}	- ohybový moment od radiální síly F_1 působící na ohybník
M_{oa}, M_{o1}, M_{o3}	- ohybové momenty hřídele
M_k	- krouticí moment
n_{hp}	- rychlost otáčení hydromotoru posuvu
p	- tlak hydraulické kapaliny
p_{hv}	- tlak potřebný k vyvinutí síly F_{hv}
p_{ho}	- tlak potřebný k vyvinutí síly F_{ho}
p_p	- tlak v čepu řetězu
p_D	- dovolený tlak v čepu řetězu
P	- výkon řetězu
P_1	- výkon na jedno řetězové kolo
P_r	- radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
Q_{hv1}	- průtok hydromotorem vyhazovače – pracovní zdvih
Q_{hv2}	- průtok hydromotorem vyhazovače – návrat do výchozí polohy
Q_{hp}	- průtok hydromotorem posuvu



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Q_{ho1}	- průtok hydromotorem ohybu – pracovní zdvih
Q_{ho2}	- průtok hydromotorem ohybu – návrat do výchozí polohy
r'	- vzdálenost středu ohybníku os osy tyče
R'	- vzdálenost středu ohybnice os osy tyče
r	- poloměr ohybníku
R	- vnitřní poloměr ohybu (poloměr ohybnice)
R_e	- mez kluzu
R_k	- poloměr kladky posuvu
R_{max}	- maximální poloměr ohybu (poloměr ohybnice)
S_1	- velikost minimální pracovní plochy hydromotoru
S'	- rameno, na kterém působí síla F_1
v	- rychlost řetězu
v_1	- rychlost pohybu pístnice ohybu při pracovním zdvihu
v_3	- rychlost pohybu pístnice hydrom. vyhazovače při pracovním zdvihu
v_t	- rychlost podávání tyče do pracovního prostoru
V	- geometrický objem hydromotoru posuvu
v_t	- rychlost posuvu tyče
W	- přídavek na ohýbání
W_o	- průřezový modul ohybu
x_0	- vzdálenost upevnění hydromotoru od osy rotace vyhazovače
X_c	- počet článků řetězu
X	- koeficient radiálního dynamického zatížení ložiska
y	- součinitel rázů
Y	- koeficient axiálního dynamického zatížení ložiska
α	- úhel ohybu
α_{max}	- maximální úhel ohybu
α_o	- úhel sevření tyče mezi ohybníkem a ohybnicí
β_σ, β_T	- vrubové součinitele
δ	- úhel natočení vyhazovače
δ_t	- vzdálenost od vnitřního povrchu tyče k neutrální vrstvě
Δl	- dovolené vytažení řetězu prodloužením dosazení je
λ	- činitel tření
η_Q	- průtoková účinnost
η_v	- objemová účinnost
η_{hp}	- účinnost hydromotoru posuvu
ω_1	- rychlost ohýbání (automatický režim)
ω_2	- rychlost návratu nástroje do výchozí polohy
ω_3	- rychlost ohýbání (Manuální režim)
ρ_s	- poměr poloměru ohybu k vnějšímu poloměru tyče
σ_{red}	- redukované napětí
Ψ_σ, Ψ_T	- součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu
U_σ, U_T	- součinitele velikosti

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

11. Seznam příloh

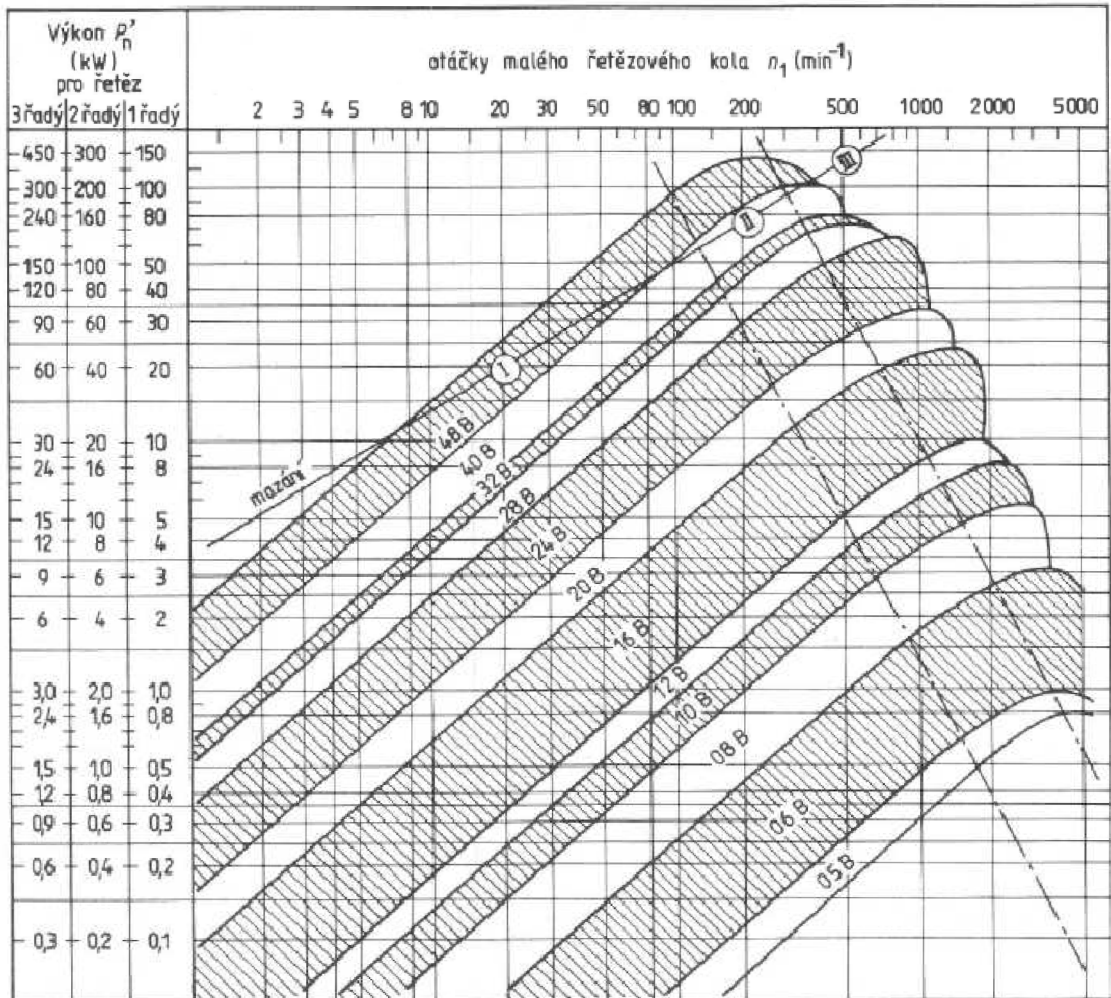
Příloha č. 1: výkony a otáčky pro řetězy provedení B

Příloha č. 2: sestava ohýbačky ocelových profilů

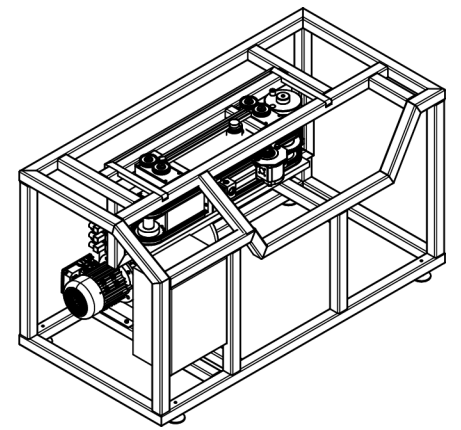
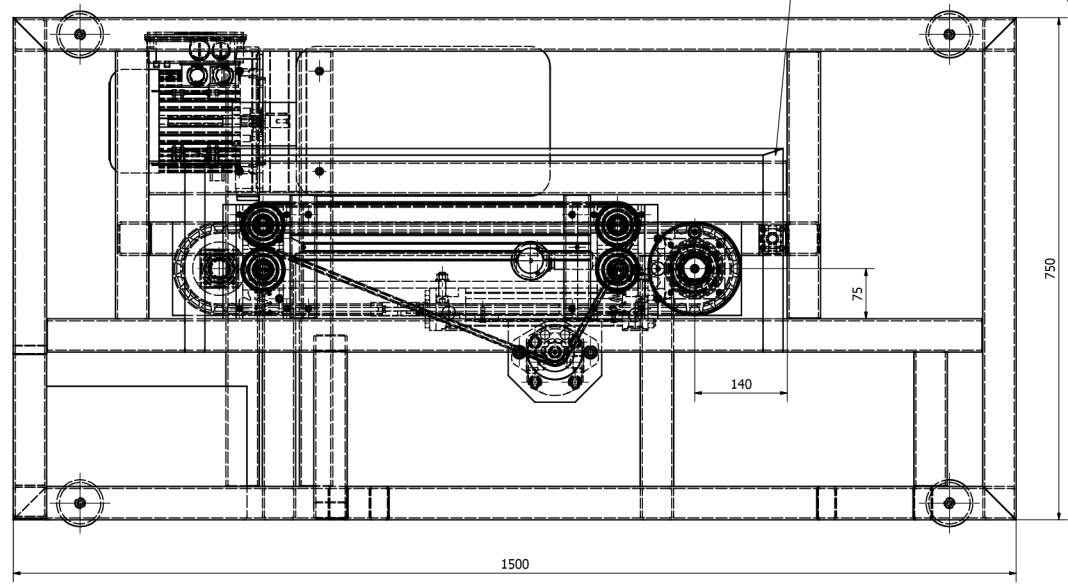
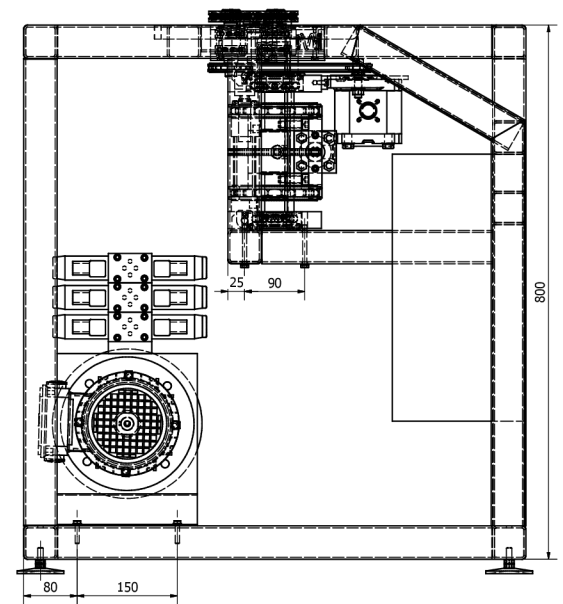
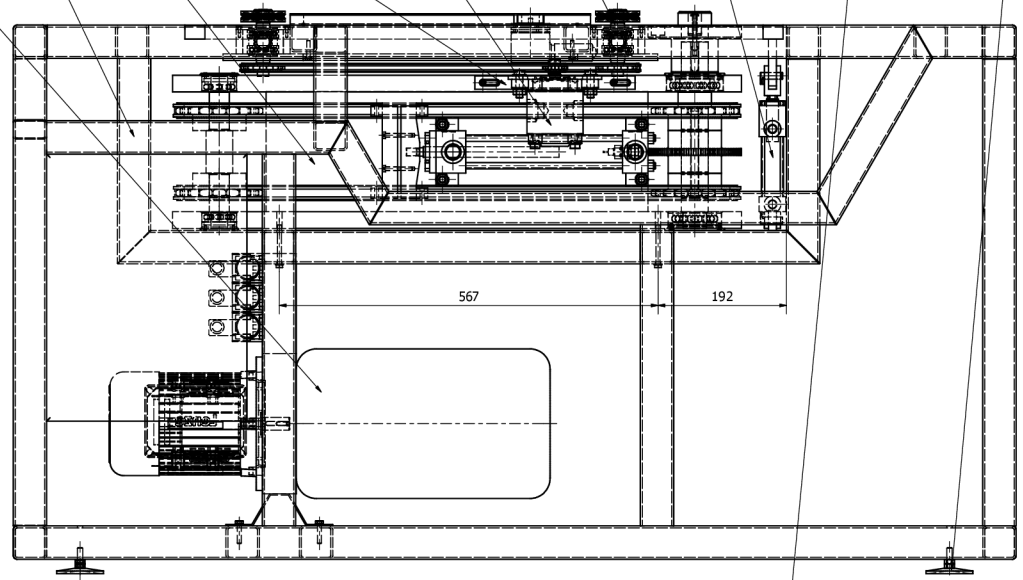
Příloha č. 3: kusovník sestavy ohýbačky ocelových profilů



Příloha č. 1: výkony a otáčky pro řetězy provedení B



1 2 3 4 5 6 7 8 9



Struktura jímání		Ilustrace	Mřížka	Typ listu ISO 22768
			1.4	Typ listu ISO 22768
				Typ listu ISO 22768
Materiál	Prostředí	Název	Číslo listu ISO 15015	
	Drusotvar	SESTAVA	SESTAVA OHÝBAČKA	
	Kresba	KLÍČKA		
	Sw. váh.		Číslo listu ISO 15015	
	Dat. vydání	28.3.2010	SM12 DP 1	
			15	List /

1

2

3

4

A

B

C


D

E

F

9	Noha		4	
8	Vyhazovač	11.343	1	
7	Hydromotor vyhazovače		1	
6	Podávací ústrojí		1	
5	Zubový hydromotor		1	
4	Držák hydromotoru		1	
3	Ohýbací ústrojí		1	
2	Rám		1	
1	Hydraulický agregát		1	

Číslo pol.	Název - označení	Výkres - norma	Množ.	Hmot. [kg]
	Polotovár	Materiál	Jed.	

Struktura povrchu:	Hrany:	Měřítko	Přesnost ISO2768
			Tolerování ISO8015
			Promítání 

Materiál	Polotovár	Hmotnost kg	CHRÁNĚNO PODLE ISO 16016
----------	-----------	-------------	--------------------------

Materiál	Druh dokumentu KUSOVNÍK	Název SESTAVA_OHÝBAČKA
	Kreslil KLUKA	
	Schválil	Číslo dokumentu
	Datum vydání 28.5.2010	5M12-DP-1