



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Ruční nýtovací přípravek pro rozebírání řetězů 20B – 40B

Manually controlled riveting tool for dividing chains 20B – 40B

Diplomová práce

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D.
Konzultant: Ing. Luboš Čejka
Vysoká škola: České vysoké učení technické v Praze
Fakulta: strojní
Ústav: 12113, Ústav konstruování a částí strojů
Akademický rok: 2015/2016

Bc. Michal Komárek

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2016/2017**





Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Ruční nýtovací přípravek pro rozebírání řetězů 20B – 40B“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za poskytnutí odborných rad, věcných připomínek, ochotu a vstřícný přístup během zpracování této práce. Také děkuji Ing. Luboši Čejkovi z firmy Contra Praha s.r.o. za poskytnutí zadání práce a věcné připomínky.

Dále bych poděkoval celé své rodině a přátelům za podporu, povzbuzování a trpělivost během mého studia.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Michal KOMÁREK
Název DP:	Ruční nýtovací přípravek pro rozebírání řetězů 20B – 40B
Anglický název:	Manually controlled riveting tool for dividing chains 20B – 40B
Rok zpracování:	2016
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. František Lopot, Ph.D.
Konzultant DP:	Ing. Luboš Čejka
Bibliografické údaje:	počet stran 62 počet obrázků 54 počet tabulek 14 počet příloh 2
Klíčová slova:	válečkový řetěz, roznýtovací přípravek, řetěz, rozebírání řetězů, řetězový převod
Keywords:	roller chain, riveting tool for dividing chains, chain, disassembly of chains, chain transmission
Anotace:	V rámci diplomové práce, zpracujte konstrukční návrh formou 3D modelu a odpovídající výkresové dokumentace pro přípravek. Provedte dimenzování a kontrolu uzlů. Vstupní data pro dimenzování zjistěte experimentální cestou. Experiment pro zjištění nutných lisovacích sil pro rozebírání řetězů 20B – 40B proveďte v laboratoři U12113. Práce vznikla ve spolupráci s firmou CONTRA Praha.



Annotation:

In the framework of the thesis, process the design proposal in the form of a 3D model and the corresponding drawing documentation for the riveting tool. Perform dimensioning and control of nodes. Use the experimental method to determine the input data for sizing. An experiment to determine the necessary force to break the chains 20B – 40B is done in the U12113 laboratory. This thesis was created in cooperation with CONTRA Praha.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	3
2. Cíl práce	5
3. Válečkový řetěz.....	6
3.1. Spojování pouzdrových a válečkových řetězů.....	8
3.2. Materiály součástí.....	9
3.3. Značení válečkových řetězů	9
3.4. Válečkový Řetěz.....	10
4. Komerčně dostupné přípravky.....	11
5. Experimentální zjištění sil.....	13
6. Konstrukční varianty.....	16
6.1. Princip fungování přípravku	18
6.2. Konstrukční součásti.....	19
6.2.1. Karusel	22
6.2.2. Vytlačovací trny	24
6.2.3. Přitlačovač trnů.....	26
6.2.4. Deska stolu.....	27
6.2.5. Nosný rám	29
6.2.6. Hydraulické válce	34
6.2.6.1. Malý hydraulický válec.....	35
6.2.6.2. Velký hydraulický válec	35
6.2.7. Nožní hydraulické pumpy	37
6.2.8. Ostatní příslušenství	39
7. Dimenzování součástí přípravku	40
7.1. Vytlačovací trny	40
7.2. Přitlačovač trnů.....	42
7.2.1. Výpočet napětí v ohybu přitlačovače trnů	42



7.2.2.	Výpočet průhybu přitlačovače trnů	46
7.3.	Výpočet stříhu desky stolu	48
7.4.	Výpočet pružin	49
8.	Závěr	52
9.	Seznam použité literatury	54
10.	Seznam obrázků	58
11.	Seznam tabulek	60
12.	Seznam grafů	61
13.	Seznam příloh	62



Seznam zkratk a symbolů

β	[$^{\circ}$]	úhel opásání
l_{TRN}	[mm]	délka trnu
R_{TRN}	[mm]	poloměr trnu
$\varnothing d_{TRN}$	[mm]	průměr trnu
F_{MAX}	[N]	maximální síla velkých hydraulických válců
$d_{píst}$	[mm]	průměr pístu velkého hydraulického válce
$S_{píst}$	[mm ²]	obsah plochy pístu
p	[MPa]	tlak hydraulické pumpy
d	[mm]	průměr trnu
F	[N]	experimentálně naměřená vytlačovací síla pro trny
J_{MIN}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose x
l_0	[mm]	redukovaná délka prutu
F_{kr}	[N]	kritická síly trnu
k	[-]	bezpečnost
η	[-]	koeficient pro vzpěr
s	[mm]	šířka ocelového kvádru
h	[mm]	výška ocelového kvádru
$l_{kvádr}$	[mm]	délka ocelového kvádru
R_a	[N]	reakce v bodě A
R_b	[N]	reakce v bodě B
M_o	[N.mm]	ohybový moment
M_{oMAX}	[N.mm]	maximální ohybový moment
W_o	[mm ⁴]	průřezový modul v ohybu
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_{do}	[MPa]	dovolené ohybové napětí
A_M	[mm ²]	plocha pod křivkou M_o
J_z	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu obdélníka
v_i	[mm]	maximální průhyb ocelového kvádru
$x_{průhyb}$	[mm]	vzdálenost bodu, kde se nachází maximální průhyb
T_s	[MPa]	napětí ve stříhu
T_{ds}	[MPa]	dovolené střížné napětí



σ_{dt}	[MPa]	mez pevnosti v tahu
S_{deska}	[mm ²]	obsah střižného průřezu desky
t	[mm]	tloušťka výstřižku
o	[mm]	obvod výstřižku
D	[mm]	vnější průměr pružiny
l_8	[mm]	minimální pracovní výška pružiny
l_0	[mm]	volná výška pružiny
F_8	[N]	maximální pracovní síla pružiny
G	[GPa]	modul pružnosti v krutu
T_{dk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
d	[mm]	vypočtený průměr drátu
d_z	[mm]	zaokrouhlený průměr drátu
K	[N/mm]	tuhost pružiny
n	[závitů]	počet činných závitů

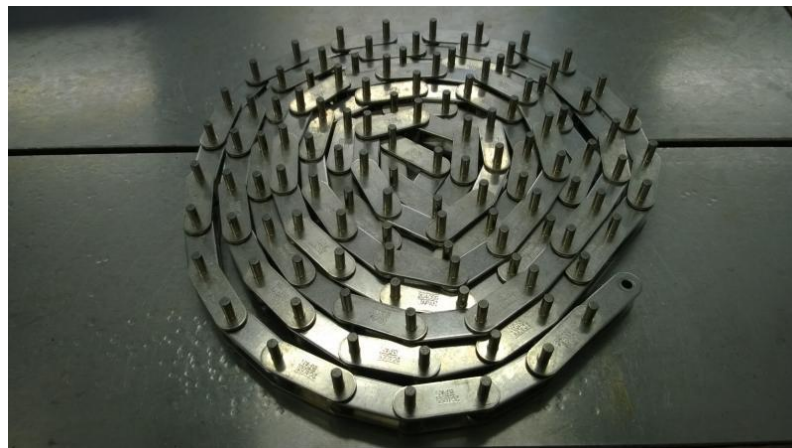


1. Úvod

Řetěz je v různých podobách nedílnou součástí řady strojírenských aplikací většinou jako prostředek pro přenos výkonu od pohonných jednotek k odběrným místům, nebo jako konstrukční prvek dopravníků. Bez ohledu na konstrukci jsou řetězy tvořeny střídavou kombinací vnějších a vnitřních článků. V zásadě je z konstrukčního hlediska možné rozlišit dva druhy řetězů na typ s pevnými osami otáčení mezi články a bez nich. Druhý zmíněný typ je nejčastěji představen tzv. okovými řetězy (*obr. 1*), první uvedený je představen řadou provedení, souhrnně označovaných jako kloubové řetězy (*obr. 2*).

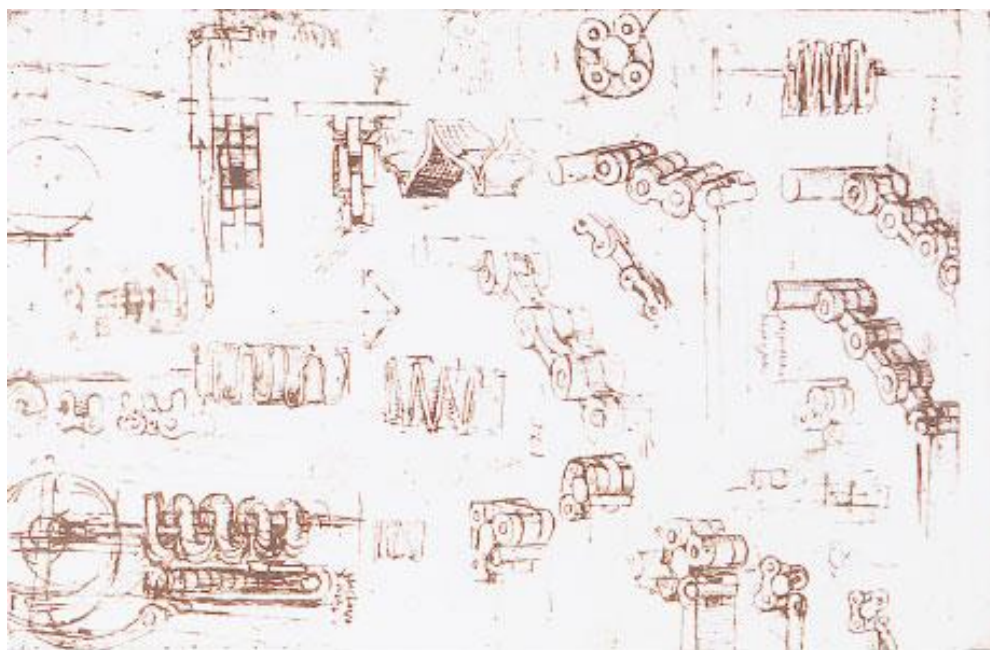


Obr. 1.: okový řetěz – převzato z [14]



Obr. 2.: kloubový řetěz - převzato z [15]

Zajímavostí je, že zmínky o kloubových řetězech lze najít již v poznámkách a nákresech (obr. 3) pocházejí již ze 16. století od samotného Leonarda da Vinciho. [1]



Obr. 3.: da Vinciho nákres řetězu – převzato z [2]

Da Vinci však s řetězem, tak jako s většinou svých pozoruhodných nápadů, předběhl svou dobu, a tak se první řetěz tohoto typu začal používat téměř čtyři sta let po jeho návrhu, kdy výrobní technologie umožnily jeho efektivní kompletaci i přípravu jednotlivých komponent. Hans Renold, švýcarský inženýr, si roku 1880 nechal patentovat první válečkový řetěz podobný dnešním válečkovým řetězům. Nejdříve se uplatnil v bicyklech, od nichž byl už jen krůček k pohonu prvních motocyklů a následnému rozšíření do ostatních odvětví. [2, 3]

Bez ohledu na typ jsou řetězy na trh výrobci dodávány ve standardizovaných délkách a baleních (obr. 1) po 5 či 10 stopách, resp. metrech (podle příslušné normy či zvyklosti konkrétního trhu), ze kterých pak koncoví distributoři připravují produkty podle požadavků zákazníků. Potřeba dělit řetězy či je naopak spojovat v prakticky libovolné délky je tak jasnou nutností, která zakládá poptávku po různých přípravných či pracovních stanicích pro občasné, ale i denní využití především v podmínkách malých a středních provozů.



2. Cíl práce

Cílem práce je návrh ručního nýtovacího prostředku pro rozebírání řetězů 20B – 40B za účelem větší bezpečnosti pracovníků, dalšího zvýšení kvality a úrovně produktů a služeb zadavatele práce, spol. CONTRA Praha s.r.o.

Dosažení tohoto cíle proběhne v několika následujících krocích:

1. Zorientování se v typologii válečkových řetězů
2. Průzkum technologií a přípravků dostupných na trhu vč. patentové rešerše
3. Experimentální zjištění působících sil
4. Zpracování vlastního konstrukčního návrhu

Zadavatelem práce byly dále upřesněny některé následující vlastnosti konstrukce a další požadavky na ni:

1. Pokusit se navrhnou přípravek jako vestavné zařízení s hmotností mobilních součástí nepřesahujících 50 kg
2. Zpracovat kompletní a funkční 3D model zařízení v softwaru Solidworks 2010
3. Cena nakupovaných komponent nepřesáhne 40 000 Kč.



3. Válečkový řetěz

Válečkový řetěz spadá do kategorie kloubových řetězů společně s řadou dalších typů, např. Ewartův řetěz, čepový řetěz, zubový (Renoldův) řetěz, Gallův řetěz, Lametový řetěz, kardanové řetězy, tažný (Fleyerův) řetěz atd. Podrobnější informace lze nalézt např. v [9, 10, 11, 12].

Konstrukce válečkového řetězu je znázorněna na obrázku 4 (obr. 4). [4, 5]



Obr. 4.: konstrukce válečkového řetězu - převzato z [6]

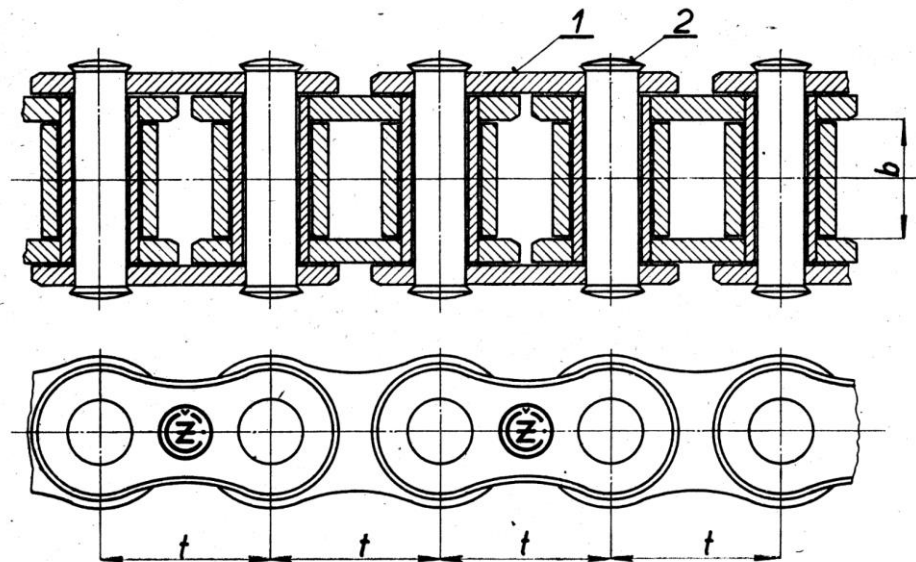
Válečkový řetěz (obr. 5) se skládá z vnitřních článků, vnějších destiček a čepů. Všechny součásti řetězů jsou vyráběny přesně ve stanovených rozměrech (tolerancích) jak rozměrových, tak materiálových. [5]

Základní rozměrové parametry:

t – rozteč válečkového řetězu

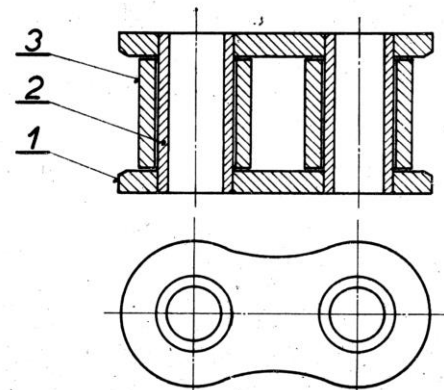
b – vnitřní šířka

průměr prvku záběru (pouzdro, nebo váleček)



Obr. 5.: jednořadý válečkový řetěz – upraveno z [5]

Vnitřní články (obr. 6) jsou sestaveny ze dvou vnitřních destiček, pouzder, válečků. Destičky 1 jsou zhotoveny z pásové oceli předepsané jakosti. Každá destička má dva otvory ve vzdálenosti rovnající se rozteči válečkového řetězu. Do otvorů obou destiček jsou svými konci zalisována dvě pouzdra, která u jakostnějších řetězů bývají různými způsoby zajištěna proti pootočení a posunutí, čímž se dosahuje pevného spojení.



Obr. 6.: vnitřní článek řetězu - upraveno z [5]

Mezi destičkami je volně uložen otočný váleček 3, nazývaný též kladičkou. Proto se válečkové řetězy nazývají někdy kladičkové. [5]

K sestavení a spojení vnitřních článků v řetězech se používají vnější destičky 1, které jsou podobné vnitřním destičkám, a čepy. Vnější destičky 1 mají rovněž přesné otvory, do nichž se pevně nalisují čepy 2 předem zasunuté do otvorů pouzder vnitřních článků tak, aby oba čepy jednoho páru vnějších destiček spojovaly vždy dva sousední vnitřní články řetězu. Čepy se po nalisování do vnějších destiček na obou koncích roznýtují. Tím se zajistí maximální šířka řetězu a zabrání se uvolnění vnějších destiček.

3.1. Spojování pouzdrových a válečkových řetězů

Délku řetězu lze efektivně definovat počtem článků. Při konstrukci řetězového převodu se doporučuje držet konstrukce se sudým počtem článků, protože celková mechanická odolnost spojeného řetězu spojovacím článkem je podle jeho konstrukce buď stejná, nebo jen minimálně (max. o 20%) nižší než řetězu samotného. Pokud konstrukční podmínky vyžadují použití lichého počtu článků, používají se buď redukční článek, který však způsobuje pokles mechanické odolnosti spojeného řetězu až o 50%, nebo redukční dvojčlánek (redukční článek pevně spojený s vnitřním článkem), u kterého je pokles jen cca 35%. Zásadní je v tomto ohledu detailní provedení spoje, kdy spojovací články připravené pro montáž spojovací desky, nebo spojovacího čepu bez použití náradí, nebo přípravků musí disponovat vůlí mezi spojovanými deskami a čepy, které vedou ke zmiňovanému poklesu celkové únosnosti takto spojeného řetězu. Tento efekt je odstraňován aplikací spojovacích prvků, které vyžadují lisování desek, resp. čepů.

Principiálně jsou běžně k dispozici tři druhy spojovacích článků patrné z Obr. 7:



Obr. 7.: spojovací články - upraveno z [6]

Provedení redukčních článků a dvojčlánků je prezentováno v Obr. 8.



Obr. 8.: redukční články – převzato z [4]

Vedle zmíněných, tzv. rozebíratelných způsobů spojování se v praxi rovněž uplatňuje způsob nerozebíratelný vzniklý použitím standardního vnějšího článku řetězu. Tento přístup při správném provedení neomezuje životnost ani pevnost řetězu, vyžaduje však použití speciálních přípravků.

3.2. Materiály součástí

Součásti válečkových řetězů se zhotovují z jakostních ocelí vyráběných podle norem platných v jednotlivých státech vyrábějících válečkové řetězy. Jakost materiálu použitého k výrobě součástí řetězu určuje podstatně i jakost řetězů samotných. Druhy a jakosti materiálů součástí řetězů jsou spolu s tepelným zpracováním i hloubkou případné cementační vrstvy předepsány jednotlivými výrobci. Dle provedených zkoušek nejlépe vyhovují materiály, které po tepelném zpracování mají velkou povrchovou tvrdost, a přitom velkou houževnatost při vysoké odolnosti proti opotřebení otěrem. Konkrétní typy ocelí jsou součástí know-how výrobců.

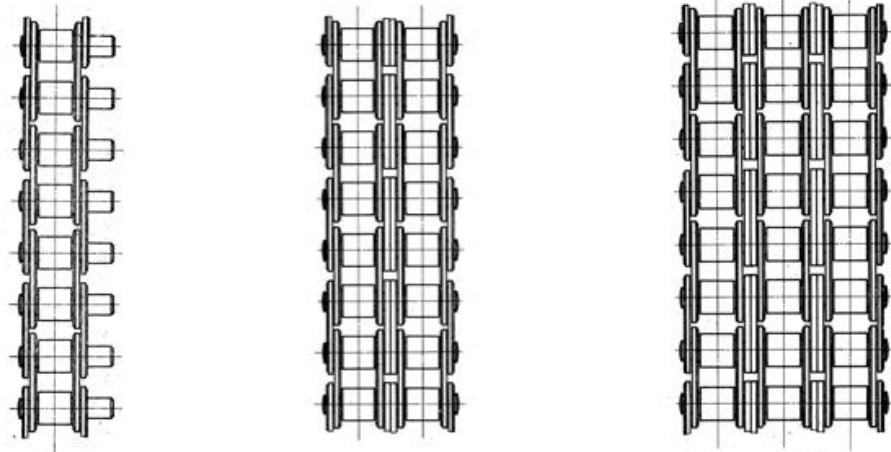
3.3. Značení válečkových řetězů

Válečkové řetězy se nejčastěji značí kódem ve formátu XX Y – Z, kde X jsou číslice označující velikost řetězu, Y je příslušnost platné normě a Z za pomlčkou je počet řad řetězu. Toto značení je standardizováno podle platné normy DIN 8187.

Vedle řetězů se standardní roztečí jsou na trhu k dispozici řetězy s roztečí dvojnásobnou při zachování ostatních charakteristických rozměrů. Této typu rozeznatelné značením ve formátu 2XX.

Písmeno na pozici Y označuje druh řetězu podle příslušnosti k platné normě. Tím je v podstatě také určena oblast použití řetězu. Písmeno B značí příslušnost k metrickým normám (pracujícími s milimetry), které jsou nejčastěji využívány v Evropě, písmena A a C určují příslušnost k normám využívajícím palcové určení délek užívané především v USA, Velké Británii a Japonsku. [4, 5]

Číslice na pozici Z specifikuje počet řad řetězu. Obr. 9 prezentuje většinou výrobců standardně dodávaná provedení řetězů.



Obr. 9.: specifikace počtu řad řetězu - upraveno z [5]

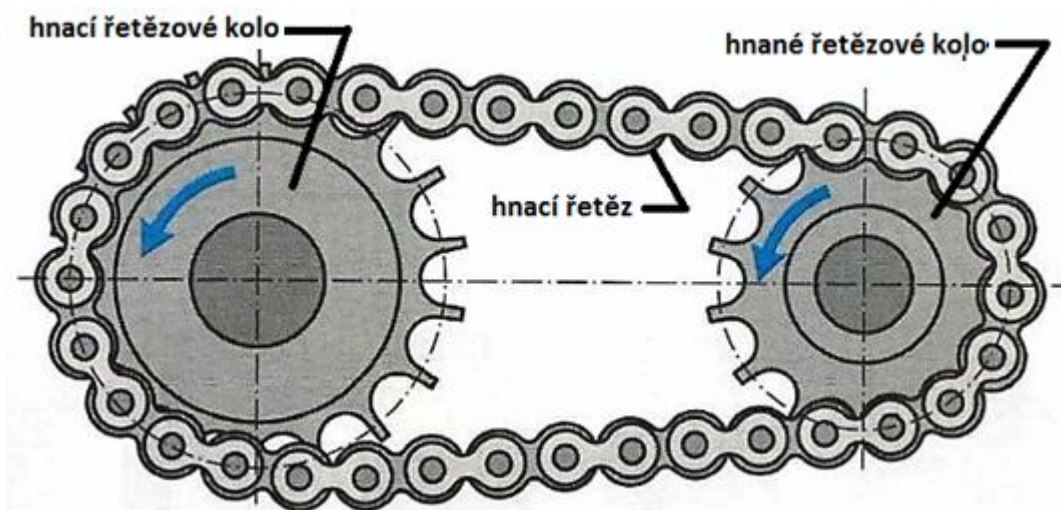
$Z = 1$ (jednořadý řetěz)

$Z = 2$ (dvouřadý řetěz)

$Z = 3$ (třířadý řetěz)

3.4. Válečkový Řetěz

Řetěz je zásadní součástí řetězového převodu, kde slouží jako prostředek přenosu krouticího momentu, nebo síly. Nejčastější, typické provedení řetězového převodu pro přenos krouticího momentu je na obr. 10.



Obr. 10.: jednoduchý řetězový převod - upraveno z [8]

Výhodou řetězových převodů je tvarová vazba, která zajišťuje stálý převodový poměr. V porovnání s řemenovým převodem je zde menší namáhání hřídelů a ložisek, poněvadž řetěz nevyžaduje předpětí. Řetězovým převodem lze pohánět i několik rovnoběžných hřídelů (úhel opásání stačí $\beta \geq 90^\circ$). Převody mají dobrou odolnost proti

vyšším teplotám a prachu, mohou pracovat při krátkodobých přetíženích a mají velmi dobrou mechanickou účinnost, až 98 % (v běžném provozu 96 %). Přenos kroutícího momentu je díky řetězovým převodům realizován i na dlouhé vzdálenosti. Další výhodou jsou nízké nároky na prostor a údržbu. [4, 9, 10, 11]

Nevýhodou řetězových převodů je hlučnost chodu a omezení obvodové rychlosti (max. cca 25 m/s). Převod je poměrně náročný na přesnost nastavení hřídelů a na správné napnutí řetězu. Ačkoli není z principu fungování převodu nutné dopínání, prakticky se bez něj nedá obejít, protože vlivem opotřebování kontaktních ploch součástek kloubů řetězů dochází k jeho prodlužování, které je nutné kompenzovat. Mazání kloubových řetězů je obtížné. [4, 9, 10, 11]

4. Komerčně dostupné přípravky

K roznýtování pouzdrových a válečkových řetězů se používá různé vybavení. Na trhu se objevuje spousta roznýtovacích přípravků.

Pro malé řetězy, jako jsou například řetězy k jízdním kolům, se nejčastěji používají roznýtovací přípravky se šroubovým mechanismem (*Obr. 11*) nebo s pákovým mechanismem (*Obr. 12*). Na obrázku 11 a 12 jsou uvedeny distributoři Bikestore a Hoby náradí.

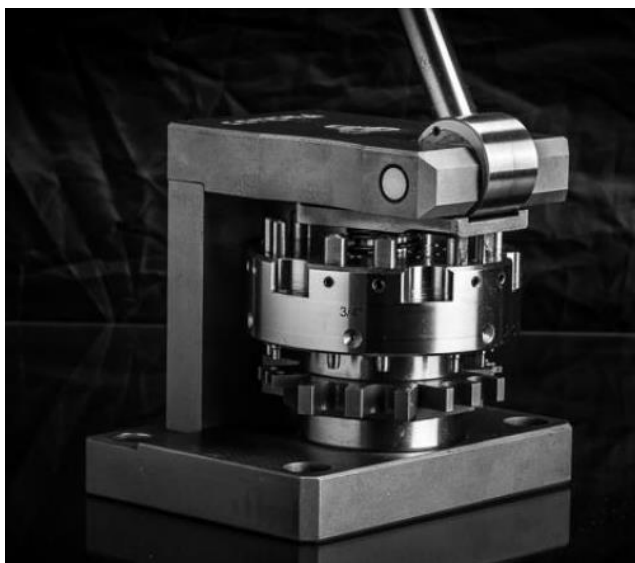


*Obr. 11.: šroubový mechanismus -
upraveno z [16]*



Obr. 12.: pákový mechanismus - převzato z [17]

Na velké řetězy jsou pak použity přípravky s pákovým mechanismem s excentrem (Obr. 14) – firma Contra Praha, nebo vytlačování probíhá pomocí hydrauliky – firma Iwis (Obr. 13).



Obr. 14.: pákový mechanismus s excentrem
- převzato z [18]



Obr. 13.: hydraulický mechanismus -
převzato z [19]



5. Experimentální zjištění sil

Experimentální zjištění sil bylo provedeno na vzorcích řetězů (Obr. 15) od firmy CONTRA Praha, spol. s r. o.



Obr. 15.: vzorky řetězů

Měření probíhalo v laskavé spolupráci s laboratoří Ústavu strojírenské technologie pod vedením pana Ing. Františka Tatíčka, Ph.D. na hydraulickém zkušebním stroji – tah/tlak ZD 100, vyroben firmou veb werkstoffprüfmaschinen leipzig (obr. 16).



Obr. 16.: modernější verze stroje ZD 100 – převzato z [30]

Stroj musel být pro účely měření vybaven přípravky (Obr. 17) podle velikosti řetězu. Přípravek tvořily vždy čtyři části – vytlačovací čep a dutá podložka pod vytlačovaným čepem a prismata pro podepření konců vzorku, aby mohl být v potřebné pozici ve stroji stabilní. Komponenty přípravků byly vyrobeny podle vytvořené výkresové dokumentace (příloha 2) dílnou Ústavu konstruování a částí strojů.



Obr. 17.: přípravky pro vytlačení čepů

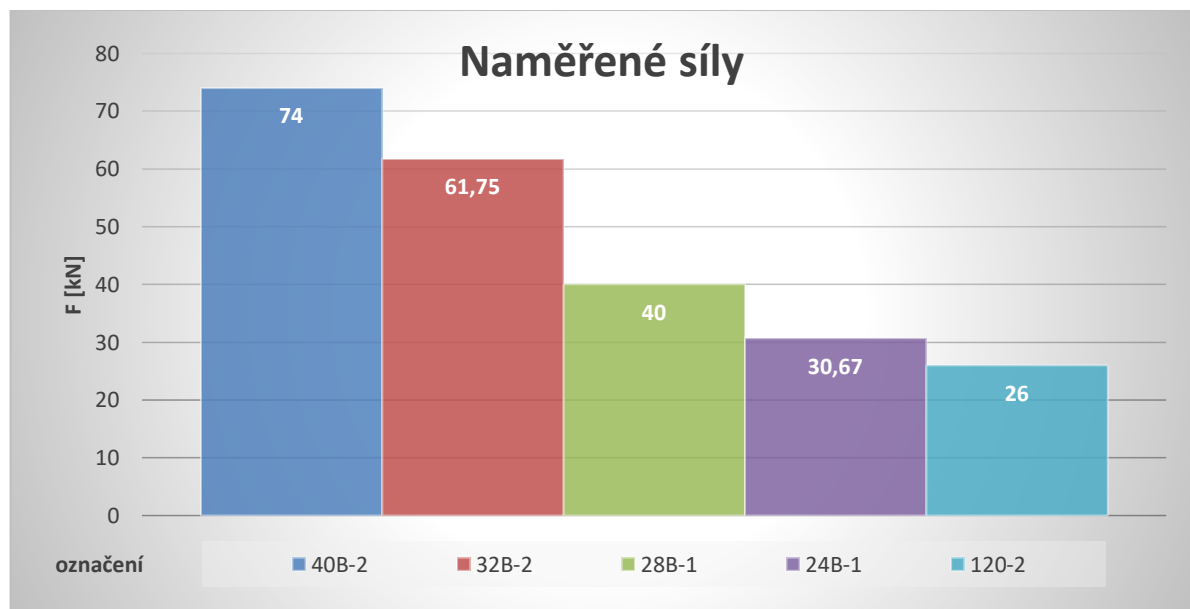
Síly naměřených řetězů byly vneseny do tabulky 1 a následně byl vytvořen sloupcový graf (graf 1) ukazující přiřazení dané síly k velikosti řetězu.



Tabulka 1.: naměřené síly

NAMĚŘENÉ SÍLY PRO VYTLAČENÍ ČEPŮ ŘETĚZŮ						
OZNAČENÍ	MĚŘENÍ ČÍSLO – F [kN]:				ARITMETICKÝ	ARITMETICKÝ
	1	2	3	4	PRŮMĚR F [kN]	PRŮMĚR F [N]
40B-2	75	73	0	0	74	74 000
32B-2	67,5	67	54,5	58	61,75	61 750
28B-1	40	40	40	0	40	40 000
24B-1	30	32	30	0	30,67	30 666,67
120-2*	26	26	0	0	26	26 000

*náhrada řetězu 20B-2, který nebyl v době přípravy vzorků ve spol. Contra Praha s. r. o. momentálně k dispozici. Jedná se o typový ekvivalent podle standardu ANSI.



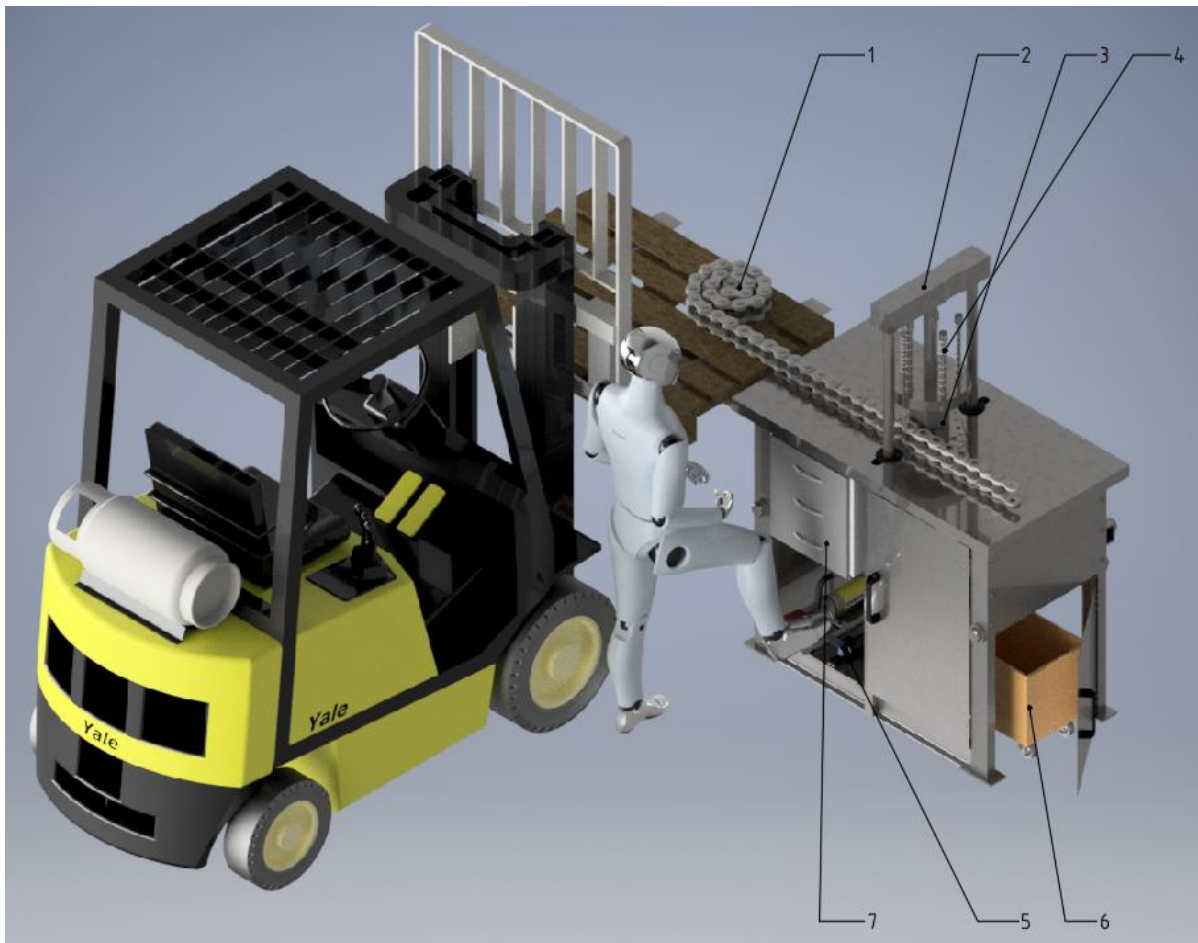
Graf 1 - naměřené síly

Z grafu je patrné, že největší potřebná síla $F_{40B} = 74$ kN pro vytlačení čepu byla zjištěna u řetězu 40B, což je největší z testovaných řetězů. Pro dimenzování součástí dále představeného konstrukčního návrhu bude tedy tato hodnota východiskem. Po diskusi se zadavatelem bude uplatněn koeficient bezpečnosti návrhu cca 1,3.

6. Konstrukční varianty

Hlavní myšlenka, která určuje koncepci návrhů, je vytlačování čepů řetězů tak, že se řetěz položí do spodní části otočného karuselu na příslušné místo podle průměru čepu a zajistí se vrchní částí karuselu. Obě části karuselu mají drážky pro destičky řetězu a díry na čepy. Tím se zamezí vybočení řetězu během roznýtování. Dále je pomocí vytlačovacího mechanismu daný čep odstraněn.

Přípravek pro roznýtování řetězů bude řešen, jako součást vybavení dílny. Tento přípravek se bude skládat z otočného karuselu, zdvihacího mechanismu pro horní část karuselu, vytlačovacího mechanismu, nosného rámu a dalšího příslušenství. Oba mechanismy budou manuálně hydraulicky ovládané pomocí dvou nožních hydraulických pump. Celá konstrukce bude součástí stolu, který bude přišroubován k podlaze (*obr. 18*).

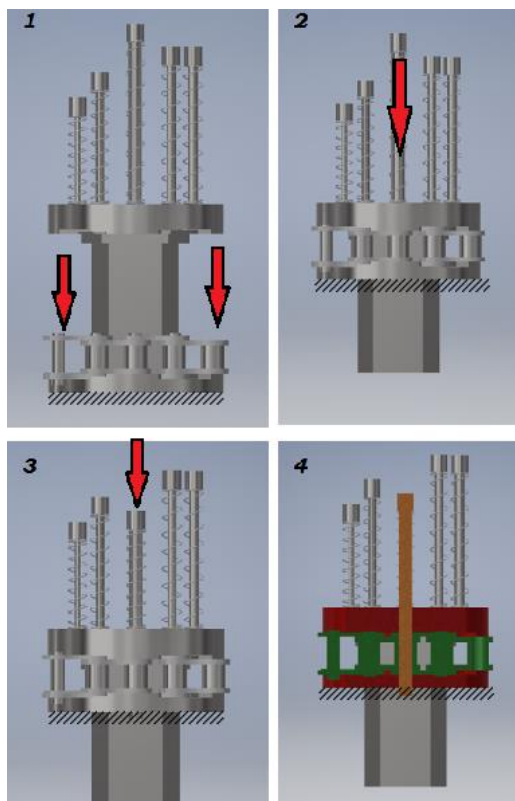


Obr. 18.: popis pracoviště

- | | |
|-----------------------------|--------------------------------------|
| 1 – řetěz | 5 – hydraulické nožní pumpy |
| 2 – roznýtovací mechanismus | 6 – kontejner na vytlačené čepy |
| 3 – otočný karusel | 7 – šuplík na nářadí a náhradní trny |
| 4 – vytlačovací trny | |

Daná varianta by měla být snadno smontovatelná, měla by mít dlouhou životnost, popřípadě snadno vyměnitelné části, u kterých lze očekávat opotřebení, nebo zvýšené riziko poškození.

Kvůli vysoké hmotnosti některých řetězů se uvažuje, že spodní deska karuselu by byla součástí desky stolu, čímž docílíme pohodlného usazení řetězu. Myšlená konstrukční varianta také musí být schopna roznýtovat čepy od nejmenších řetězů – jednořadý řetěz 20B, až po největší řetězy – třířadý řetěz 40B, takže se předpokládá výškově nastavitelný karuselový upevňovací mechanismus. Vytlačení čepů probíhá pomocí vytlačovacích trnů. Trny jsou schopné vytlačit jednořadý, dvouřadý i třířadý čep řetězu najednou. Pro jednotlivé průměry čepů odpovídá určitý trn. Princip upevnění řetězu a vytlačení čepu trnem je vidět na Obrázku 19.



- 1 – usazení řetězu na spodní desku karuselu
- 2 – usazení horní desky karuselu na řetěz
- 3 – vytlačení čepu pomocí trnu
- 4 – vytlačení čepu pomocí trnu v řezu

Při návrhu variant jsem pracoval s možností vytlačovacího mechanismu pomocí šroubu, páky a hydrauliky, kde jako nejvhodnější varianta se jeví hydraulika – viz. kapitola 6.

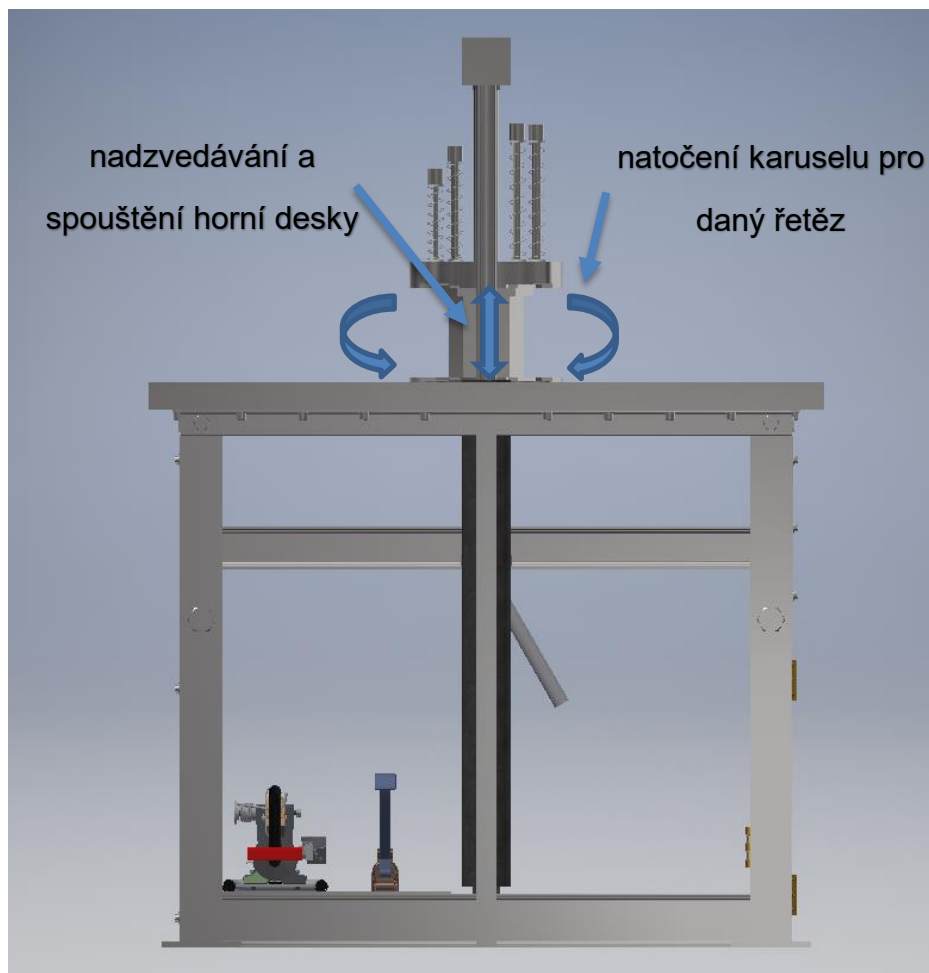
Obr. 19.: Postup usazení řetězu a vytlačení čepu



6.1. Princip fungování přípravku

Princip fungování přípravku je vysvětlen komentáři k obrázkům, které znázorňují příslušný krok práce s přípravkem.

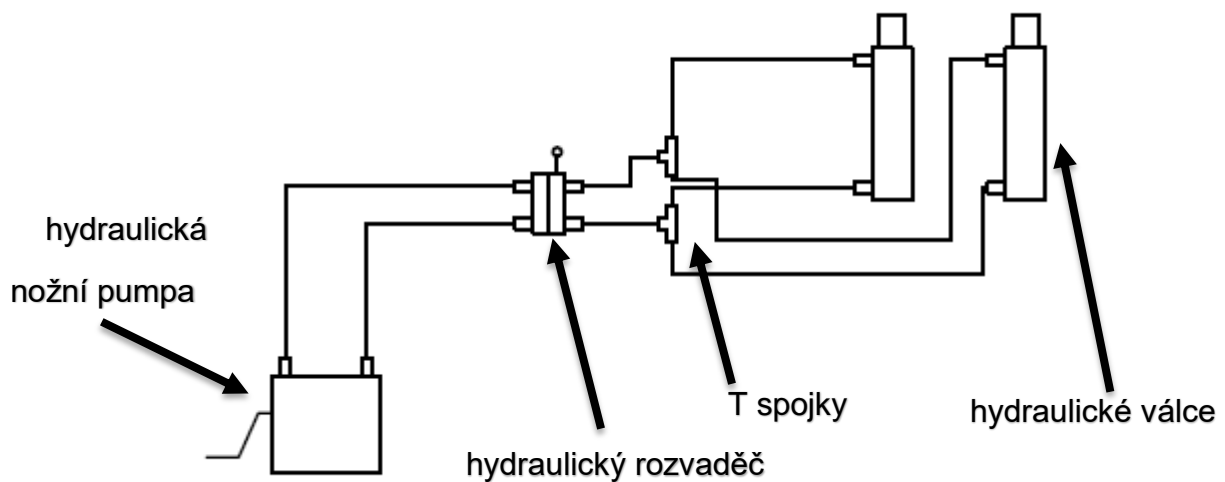
Obsluha si manipulačním vozíkem doveze paletu s klubkem řetězu. Dále si určí, v jakém místě je zapotřebí řetěz roznýtovat. Pomocí otočného karuselu si obsluha navolí tu správnou velikost pro daný řetěz. Velikosti jsou: 20B, 24B, 28B, 32B a 40B pro jednořadý až třířadý řetěz. Poté pomocí malé hydraulické nožní pumpy obsluha nadzvedne horní desku karuselu, tak aby pod ní mohl umístit řetěz a následně ho zasune do karuselu na příslušné drážky na destičky a na otvory na čepy řetězu. Vypouštěcím ventilem na hydraulické nožní pumpě řetěz ustaví do rovnovážné polohy s deskou stolu a zamezí vybočení řetězu během roznýtování. Poté obsluha odstoupí od stolu a s využitím druhé nožní hydraulické pumpy roznýtuje daný čep. Na obrázku (obr. 20) je umístěn nárys roznýtovacího přípravku a šipky naznačující pohyb karuselu.



Obr. 20.: schéma pohybu karuselu

Malý hydraulický jednočinný válec je poháněn hydraulickou jednočinnou nožní pumpou. Zde stačí k zapojení jednoduchý hydraulický obvod, kde za pomoci nášlapného pedálu je vyzdvihnuta horní deska karuselu spolu s pětistěnem a poté, co se řetěz ustaví na dolní karuselovou desku, je spouštěcím pedálem hydraulické pumpy horní deska spuštěna na řetěz (viz kap. 6.5.1. a 6.6.).

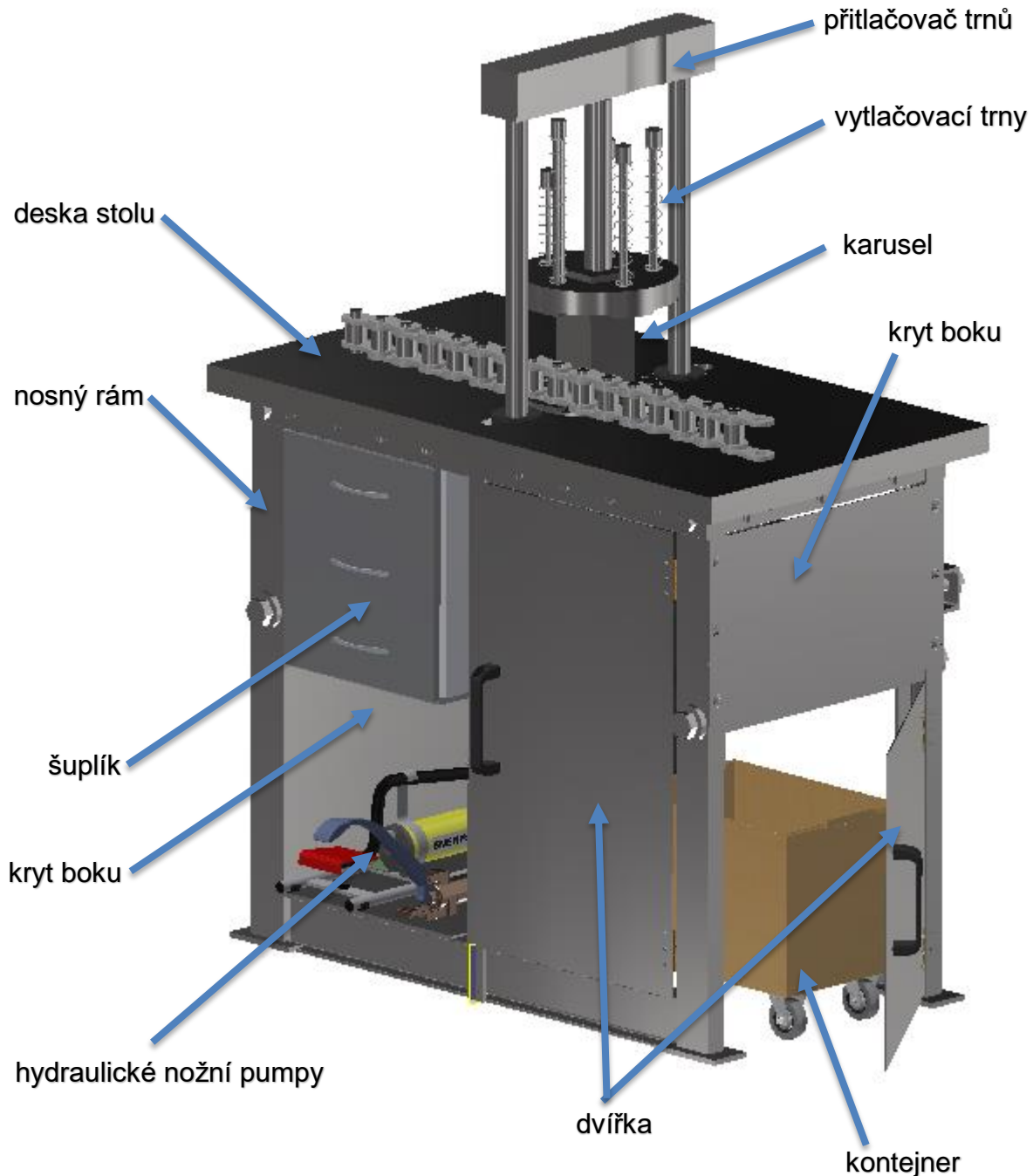
Velké dvojčinné hydraulické válce jsou zapojeny do cyklického obvodu spolu s hydraulickou nožní pumpou, jednopáčkovým hydraulickým rozvaděčem, který má také funkci pojišťovacího ventilu a hydraulickými T spojkami. Schéma zapojení je na obrázku 21. (viz kap. 6.5.2. a 6.6.)



Obr. 21.: schéma hydraulického zapojení

6.2. Konstrukční součásti

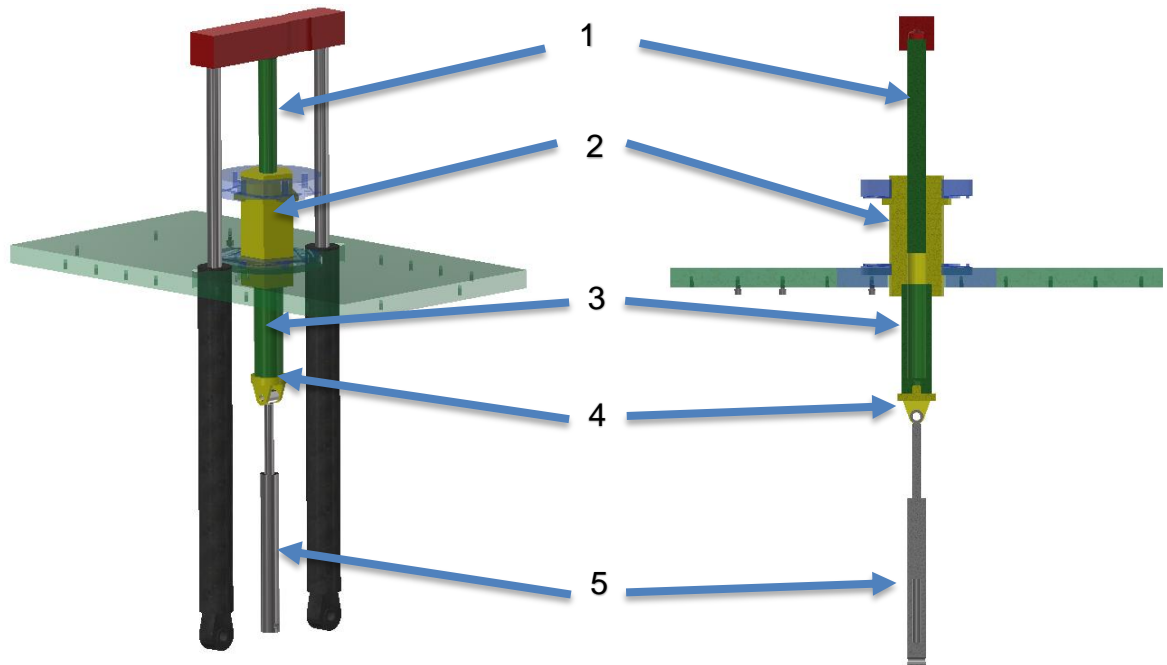
Vlastní přípravek (obr. 22) je tvořen karuselem, vytlačovacími trny, přitlačovačem trnů, deskou stolu, nosným rámem, hydraulickými válci, nožními pumpy, a ostatním příslušenstvím.



Obr. 22.: Vlastní přípravek

Vedení středem karuselu

Vedení se skládá z: **1** – tyče (1) (obr. 25), která je přišroubovaná do přítlačovače trnů, **2** – pětistěnu (Obr. 31), který je součástí karuselu, **3** – tyče (2) (Obr. 26), ve které je díra kvůli vedení tyče první na jednom konci a na konci druhém je díra se závitem, pro **4** – přírubu (Obr. 26), do které je pomocí čepu připevněn **5** - malý hydraulický válec. Schéma a popis vedení je na obrázku 23 a 24.

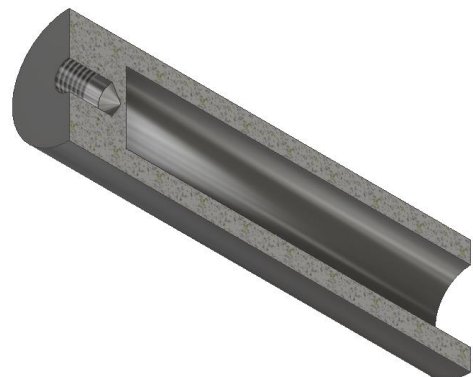


Obr. 23.: Popis vedení

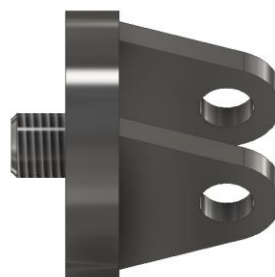
Obr. 24.: Řez vedením



Obr. 25.: tyč (1)



Obr. 26.: tyč (2)



Obr. 27.: příruba

Jako materiál byla zvolena ocel 11 500. Částečně lisovatelná ocel vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky, u nichž se nevyžaduje svařitelnost.



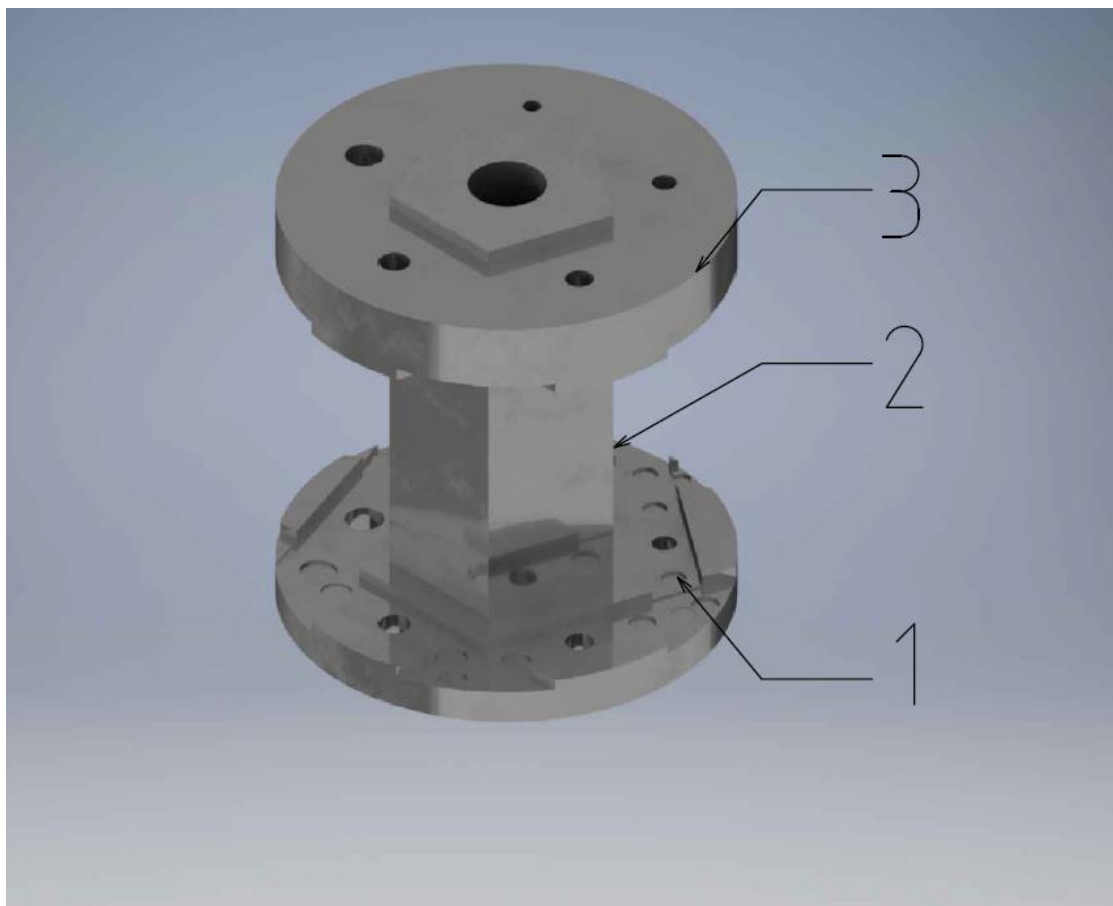
Tyč (1) je z polotovaru – tyče kruhové válcované za tepla vysoké a zvláště vysoké přesnosti. Označení kruhové tyče o průměru $D = 55$ mm s povrchem okujeným, k obrábění, zvláště rovnané, z oceli 11 500 je: $\emptyset 55$ ČSN 42 5510.12 – 11 500 – ČSN 42 0138.50. Délka této tyče je 550 mm.

Tyč (2) je z polotovaru – tyče kruhové válcované za tepla vysoké a zvláště vysoké přesnosti. Označení kruhové tyče o průměru $D = 85$ mm s povrchem okujeným, k obrábění, zvláště rovnané, z oceli 11 500 je: $\emptyset 85$ ČSN 42 5510.12 – 11 500 – ČSN 42 0138.50. Délka této tyče je 280 mm.

Příruba je z polotovaru – tyče kruhové válcované za tepla vysoké a zvláště vysoké přesnosti. Označení kruhové tyče o průměru $D = 105$ mm s povrchem okujeným, k obrábění, zvláště rovnané, z oceli 11 500 je: $\emptyset 105$ ČSN 42 5510.12 – 11 500 – ČSN 42 0138.50. Délka této tyče je 100 mm.

6.2.1. Karusel

Karusel (*obr. 28*) je tvořen ze tří částí. **1** – spodní otočná deska (*obr. 29*), která je součástí desky stolu a jsou v ní vytvořeny drážky na destičky a čepy řetězu pro lepší ustavení řetězu. Deska je rozdělena na pět částí, kde každé části odpovídá jedna velikost řetězu. V každé části je uprostřed vytvořena díra, která slouží k vytlačení čepu řetězu ven. **2** – pětistěn (*obr. 31*), který je středem karuselu a slouží k tomu, aby se dolní deska a horní deska otáčely zároveň. Díky němu také můžeme výškově nastavovat řetězy od jedné řady do řady třetí. **3** – horní otočná deska (*obr. 30*) je poslední částí karuselu. Otáčí se ve stejném směru jako dolní deska a má také drážky pro lepší ustavení řetězu. Díky těmto drážkám, spodní a horní deska ze strany obklopí řetěz, a tím mu znemožní pohyb do strany. V horní desce jsou také díry, kterými jsou vedeny roznýtovací trny.



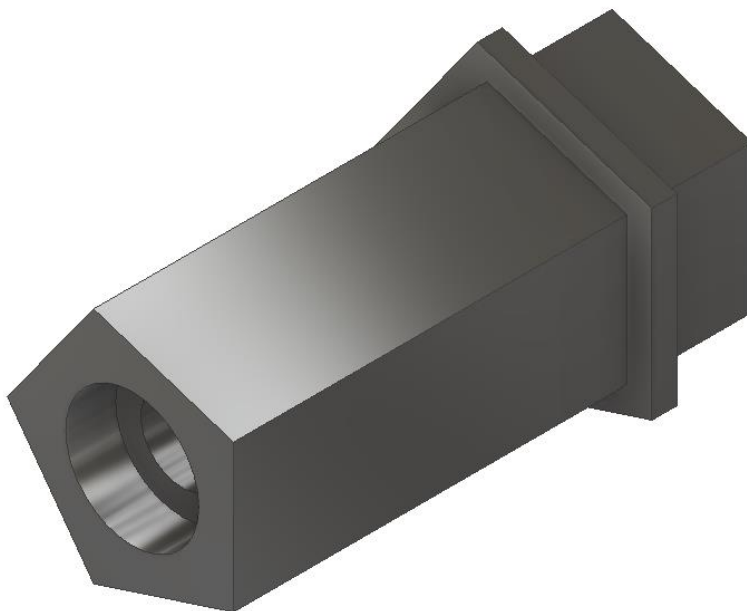
Obr. 28.: karusel



Obr. 29.: spodní otočná deska karuselu



Obr. 30.: horní otočná deska karuselu



Obr. 31.: pětistěn karuselu

Jako polotovar slouží tyče válcované za tepla z konstrukčních nelegovaných oceli jakostních stupňů dle ČSN EN 10025-2:2005. Typ – tyče kruhového průřezu od $\varnothing 70$ do $\varnothing 300$ mm z ocelí S275JR (JO, J2). [31]

Pro spodní a horní desku karuselu byl zvolen polotovar tyče o průměru $\varnothing = 300$ mm a délky $l_1 = 55$ mm a $l_2 = 35$ mm.

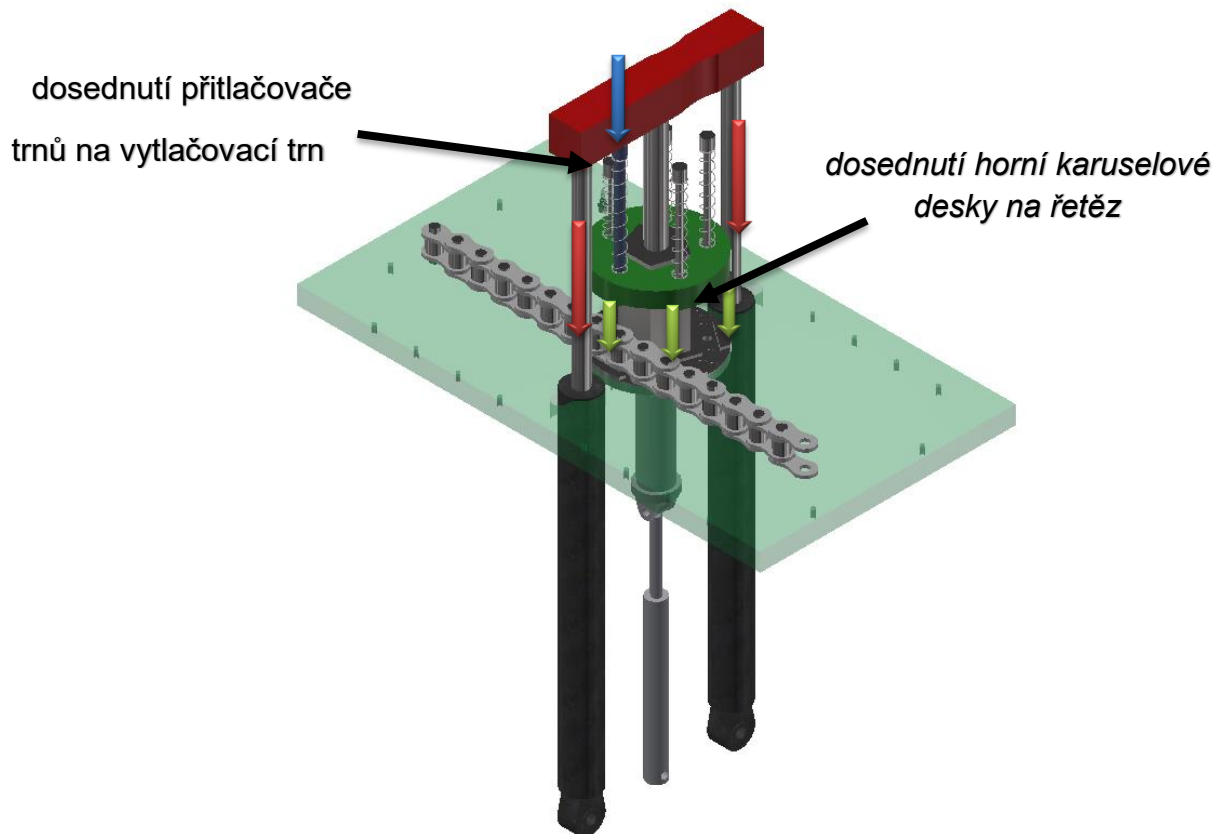
Pro pětistěn karuselu byl zvolen polotovar tyče o průměru $\varnothing = 200$ mm a délky $l = 315$ mm.

6.2.2. Vytlačovací trny

Každý z vytlačovacích trnů má danou velikost průměru, která je nepatrně menší, než je velikost průměru čepu řetězu. Tím docílíme toho, že se trn bezpečně zasune do děr destiček řetězu a tím daný čep vytlačí ven. Je zde celkem pět vytlačovacích trnů, které jsou umístěny v horní karuselové desce, která je napojena na malý hydraulický válec, díky němuž řídíme pohyb horní desky nahoru a dolů, kvůli rozdílným délkám a řadám řetězů. K pohybu trnu dolů slouží přitlačovač trnů - ocelový kvádr, který je zachycen mezi dvěma hydraulickými válci, který pomocí hydraulické pumpy dosedne na daný vytlačovací trn a vyvine potřebnou tlakovou sílu k vytlačení čepu. Hlavička trnů má vždy stejnou délku a průměr, aby mohla snadno zapadnout do díry na

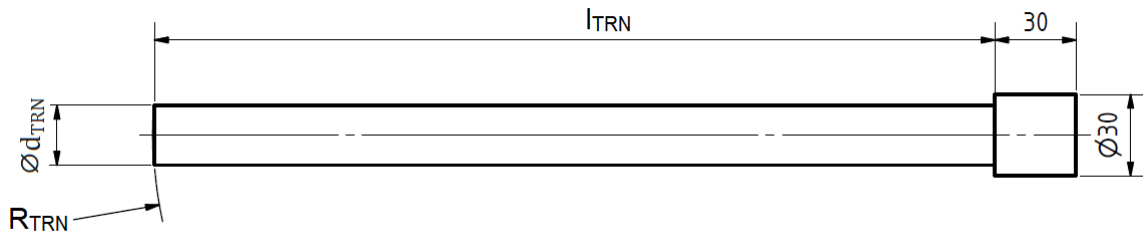


vytlačovacím ocelovým kvádru, a tím se i zajistí, že trn a čep budou ve stejné ose. K pohybu trnu zpět slouží pružina. Celý princip je zobrazen na obrázku 32.



Obr. 32.: princip vytlačovacích trnů

Vytlačovacích trnů je pět. Každý trn je určen pro jiný průměr čepu řetězu. Všechny trny začínají stejnou hlavičkou, která má daný průměr (30 mm) a délku (30 mm) a zapadá do přitlačovače trnů. Trn je schopen roznýtovat jednořadý, dvouřadý i třířadý řetěz. Velikost trnu l_{TRN} je dána největším rozměrem řetězu, tedy třířadým řetězem, a navíc je tu přičtena délka 50 mm, kvůli vedení v horní karuselové desce a dalších 30 mm kvůli prostoru pro maximální stlačení pružiny. Velikosti a průměry $\varnothing d_{TRN}$ vytlačovacích trnů jsou uvedeny v tabulce 2 (tab. 2). Každý trn je zakončen daným poloměrem R_{TRN} , pro lepší vytlačení čepu řetězu. Na Obrázku 32 jsou vyznačeny hlavní rozměry trnů.



Obr. 33.: Vyznačení rozměrů trnů

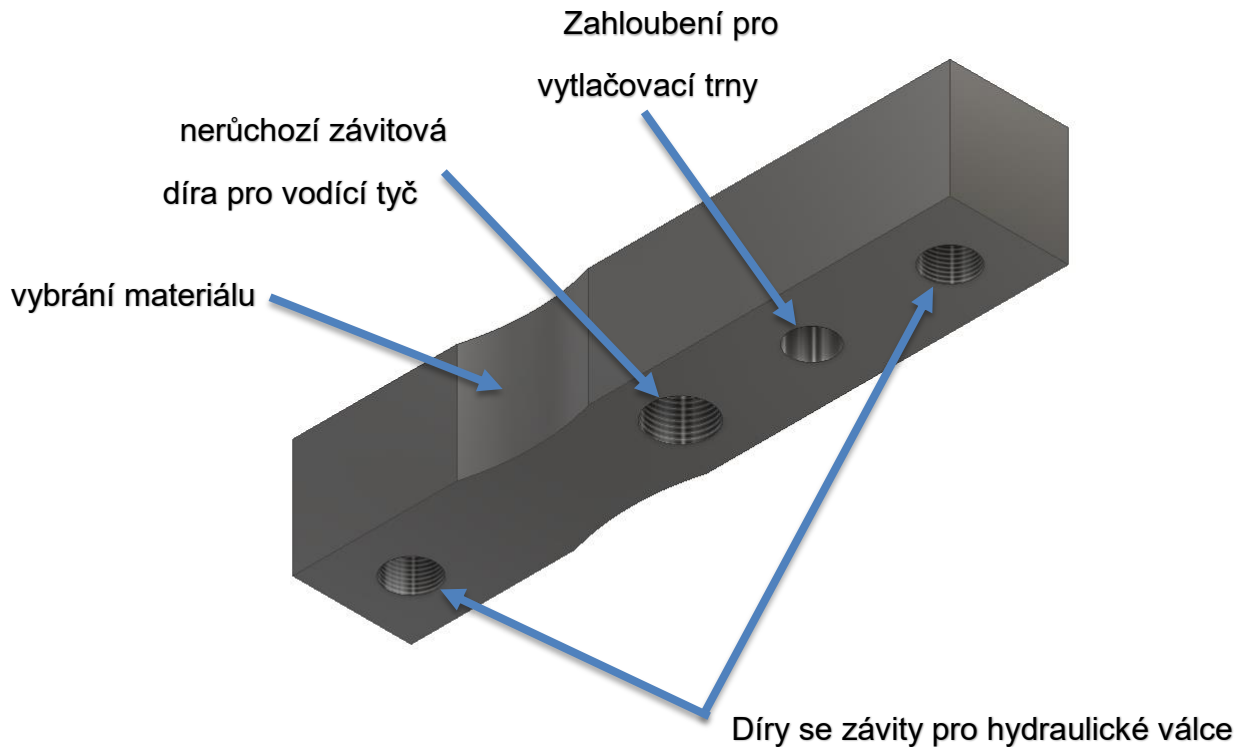
Tabulka 2.: velikosti a průměry trnů

Označení trnu	l_{TRN} [mm]	$\varnothing d_{TRN}$ [mm]	R_{TRN} [mm]
40B	310	22	150
32B	270	17	100
28B	270	15	75
24B	230	14	60
20B	190	10	50

6.2.3. Přitlačovač trnů

Tento přitlačovač trnů (obr. 34) je přišroubován na dva hydraulické válce, které společně dokáží vyvinout sílu přes 100 kN, a tím dokáží přes největší vytlačovací trn (40B) vytlačit čep z řetězu ven. Součástí kvádrů je také díra se závitem pro umístění vodící tyče, která se nachází ve středu otočného karuselu, z důvodu lepšího vedení mechanismu. V kvádrů je také vybrání materiálu kvůli trnům, které by se spolu s daným vytlačovacím trnem jinak spouštěly spolu.

Jako polotovár byl zvolen: tyč čtvercová válcovaná za tepla z oceli válcovaná za tepla, ČSN EN 10083-2 (obdobná: 12 050.0). Délka tyče l je $l = 500$ mm.

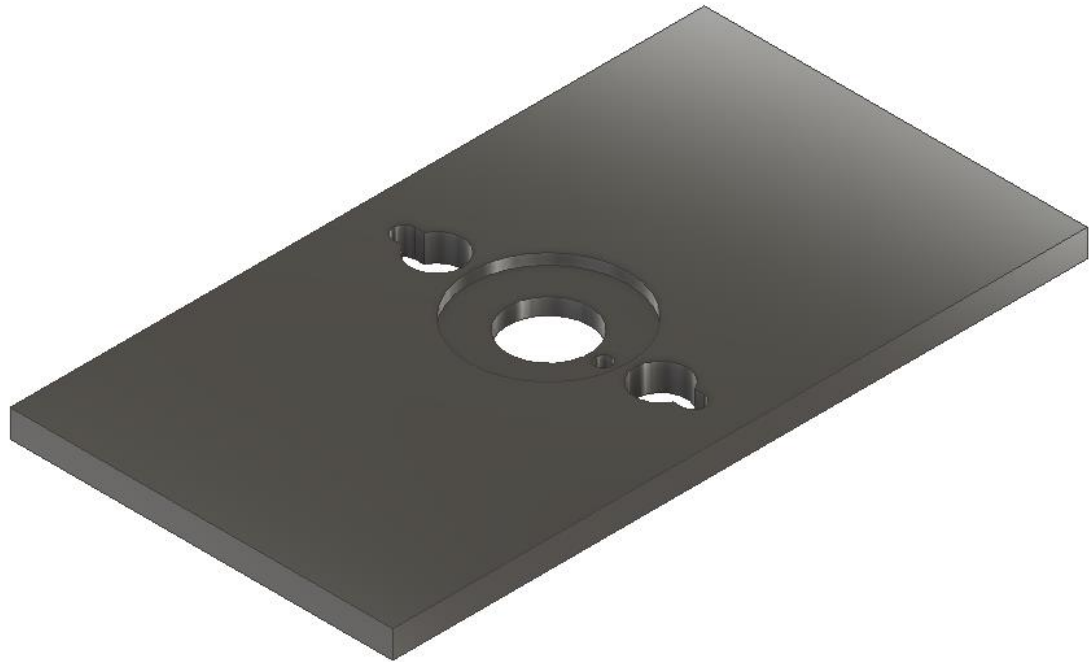


Obr. 34.: přítlačovač trnů

Díky neprůchozí závitové díře pro vodící tyč (1) zůstane povrch přítlačovače trnů neporušen, čili bude možnost zde umístit logo firmy. Přípravek se tak dle mého názoru stane designově zajímavějším.

6.2.4. Deska stolu

Deska stolu (Obr. 35) je vlastní konstrukce. Skládá se z ocelového plátu o délce 1270 mm, šířce 700 mm a hloubce 50 mm. Jsou zde také díry pro hydraulické válce a díra, kudy odpadávají vytlačené trny do vozíku pod deskou stolu. Také je do desky zapuštěna dolní karuselová deska, takže při nandávání řetězu do roznýtovacího přístroje se řetěz nemusí nadzvedávat, což obsluze velice usnadní práci. Ze spodu desky jsou díry se závity, do nichž je přišroubován nosný rám (Obr. 36). Vzdálenost od horní strany desky k podlaze je 1060 mm.



Obr. 35.: deska stolu

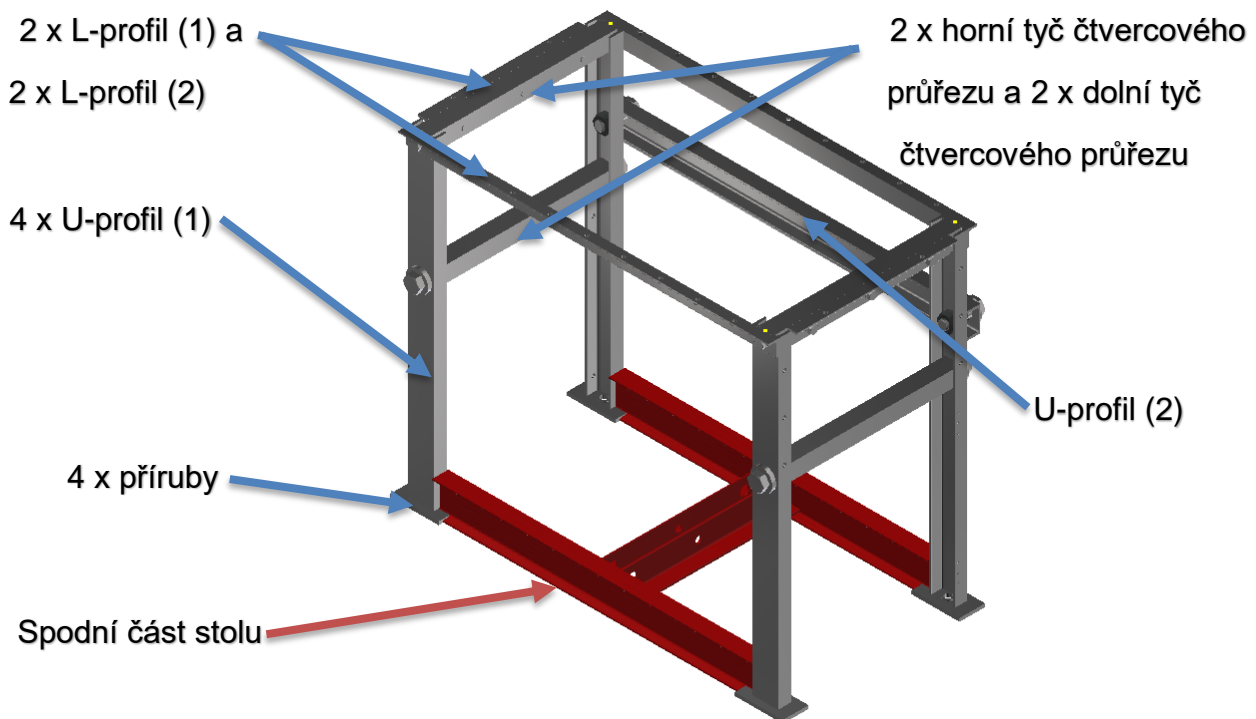
Jako polotovar byl zvolen: tlustý plech jakostmi dle W. Nr. 1.4301/1.4307, 1.4404, 1.4541, 1.4571, 1.4462. Dle jakosti AISI 304/304L, 316L, 321, 316 Ti. Normy ČSN EN 10029 (EN 1088-2)

Pro ocelovou desku byl zvolen polotovar se stranou $b = 700$ mm, tloušťkou $h = 50$ mm a délkou $l = 1270$ mm.



6.2.5. Nosný rám

Nosný rám je částečně šroubovaný a svařovaný. Kombinace těchto dvou typů spojů je z důvodu maximálního splnění podmínky pro jeho demontování a následné smontování. Konstrukce rámu je vyobrazena na obrázku 36.



Obr. 36.: model nosného rámu

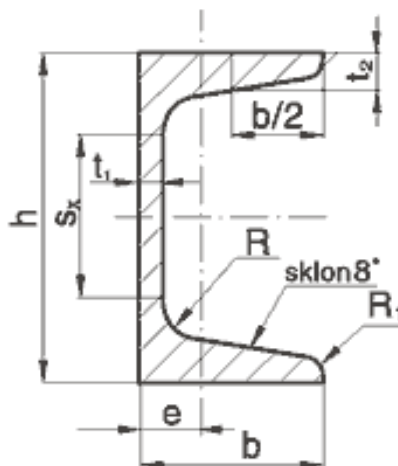
Rám je složen z U-profilů, L-profilu, tyčí čtvercového průřezu a přírub k uchycení rámu do podlahy. Spodní tyče obdélníkového průřezu plní funkci zvýšení tuhosti celého rámu, stejně jako zadní U-profil, a také spolu s horními tyčemi, L-profilu a bočními U-profilu tvoří celou konstrukci rámu. L-profilu zároveň plní funkci pro uchycení desky stolu.

U-profil (1) a (2)

Nohy rámu jsou vytvořeny z tyče, průřezu U z oceli třídy 10 a 11 se speciálním U-profilem (typ UE) válcovaných za tepla. Označení tyče průřezu UE o výšce $h = 80$ mm, z oceli 10 370, ve stavu nežíhaném, s kontrolou jakosti bez zřetele k tavbám, s provedením úplné zkoušky tahem je: UE 80 ČSN 42 5570 – 10 370.0 – ČSN 42

0135.00. Schéma průřezu profilu je na obrázku 36. Délka tohoto profilu je 1000 mm. [22, str. 296]

Profil U (2) je totožný s prvním profilem. Délka druhého profilu je 1150 mm



Obr. 37.: schéma tyče průřezu U – převzato z [21]

V tabulce 3 jsou uvedeny rozměry tyče a její hmotnost na jeden metr délky.

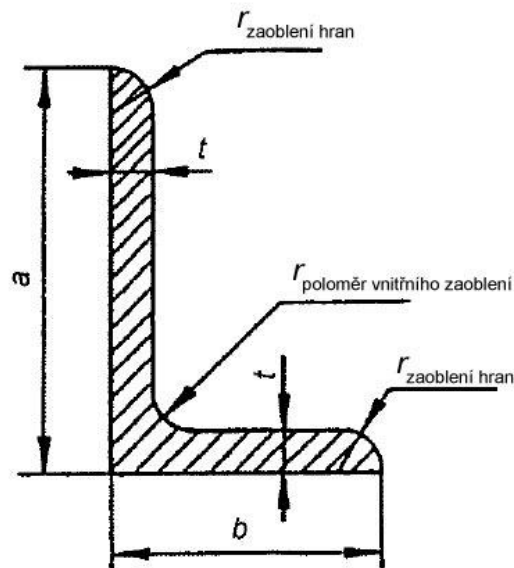
Tabulka 3.: Rozměry ocelových tyčí průřezu U [22, str. 296]

Označení průřezu UE	Jmenovité rozměry [mm]						Hmotnost délky
	h	b	t ₁	t ₂	R	R ₁	1 m [kg]
80	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	7,05

L-profil (1) a (2)

Pro rám, na který se přišroubuje deska stolu, jsou použity tyče průřezu L. Tento profil se z jedné strany přišroubuje k horní tyči čtvercového průřezu a z druhé strany se přišroubuje k desce stolu. Označení tyče průřezu nerovnoramenného L o šířce většího ramene $h = 50$, menšího ramene $b = 30$ mm, tloušťce ramen $t = 5$ mm, z oceli 11 373 ve stavu tepelně nezpracovaném, s povrchem okujeným, rovnané s kontrolou jakosti, s provedením zkoušky tahem je L 50 x 30 x 5 – ČSN 42 5545.01 – 11 373.0. Schéma průřezu profilu je na obrázku 37. [22, str. 296]

Délka L-profilu (1) je 500 mm a L-profilu (2) je 1150 mm.



Obr. 38.: schéma tyče průřezu L - převzato z [23]

V tabulce 4 jsou uvedeny rozměry tyče a její hmotnost na jeden metr délky.

Tabulka 4.: Rozměry ocelových tyčí průřezu L [22, str. 291]

Označení průřezu L [mm]	Jmenovité rozměry [mm]				Hmotnost délky 1 m [kg]
	a	b	t	r	
50 x 30 x 5	50	30	5	6	2,97

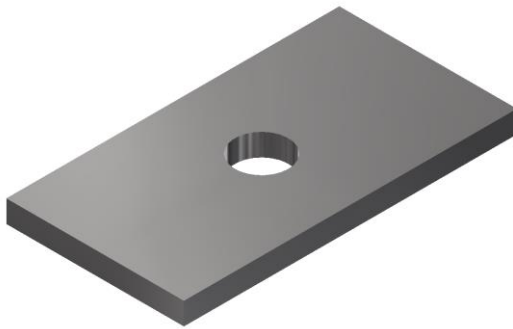
Příruby

V nosném rámu jsou použity příruby (Obr. 39), jako upevnění noh rámu se zemí. Tyto příruby jsou k nohám rámu přivařeny a následně přišroubovány k podlaze do předem připraveného prostoru. Označení tyče ploché o šířce $b = 150$ mm a tloušťce $h = 80$ mm, s mezními úchylkami při zvýšené přesnosti výroby Z, s povrchem po válcování, rovnané, z oceli 11 375 ve stavu tepelně nezpracovaném je TYČ PLOCHÁ 30 x 10 Z - ČSN 42 5522.01 – 11 375.0. [22, str. 284]

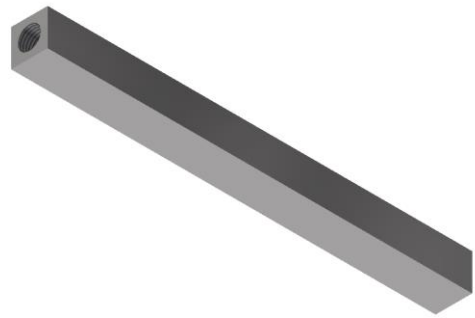


Tyč čtvercového průřezu = JEKL

Tyto tyče jsou dle normy ČSN EN 100 59. Přesné označení této čtvercové tyče (Obr. 40) o straně $a = 50$ mm s mezními úchytkami při zvýšené přesnosti Z, s povrchem určeným k tváření, nerovnané, z oceli 11 373, tepelně nezpracované je TYČ ČTVERCOVÁ 50 Z – ČSN 42 5520.20 – 11 373.0. [22, str. 282]



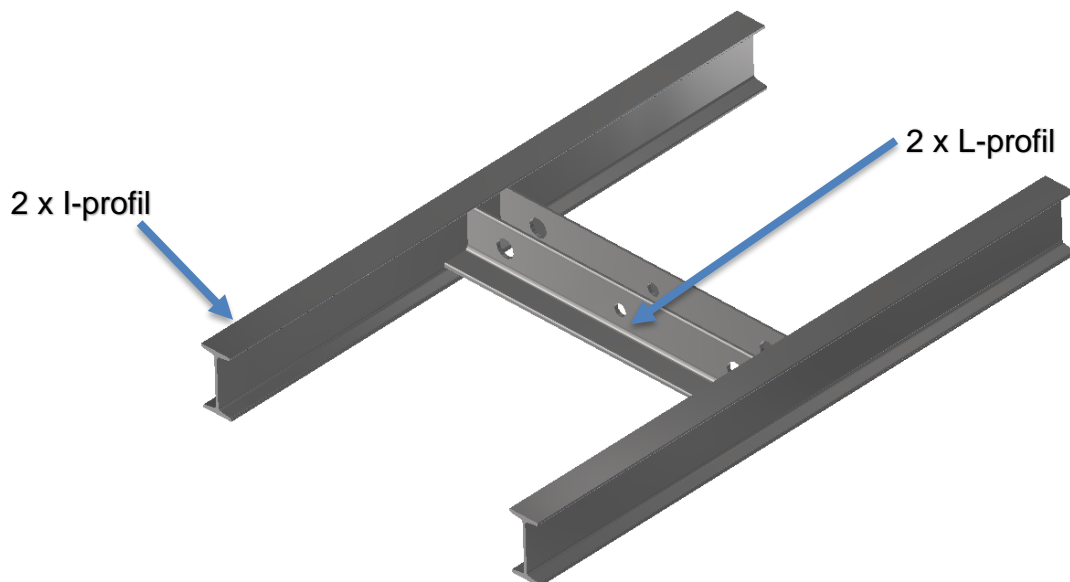
Obr. 39.: příruba



Obr. 40.: tyč čtvercového průřezu

Spodní část nosného rámu

Spodní část stolu (Obr. 41) je přivařena k nosnému rámu a slouží, ke zpevnění celé konstrukce rámu a pro uchycení hydraulických válců. Tato konstrukce se skládá z L-profilů a I-profilů.



Obr. 41.: Spodní část rámu



Označení tyče průřezu nerovnoramenného L o šířce většího ramene $h = 75$, menšího ramene $b = 50$ mm, tloušťce ramen $t = 8$ mm, z oceli 11 373 ve stavu tepelně nezpracovaném, s povrchem okujeným, rovnané s kontrolou jakosti, s provedením zkoušky tahem je L 75 x 50 x 8 – ČSN 42 5545.01 – 11 373.0. Schéma průřezu profilu je na obrázku 38. [22, str. 296]

Délka profilu je 544,5 mm.

V tabulce 5 jsou uvedeny rozměry tyče a její hmotnost na jeden metr délky.

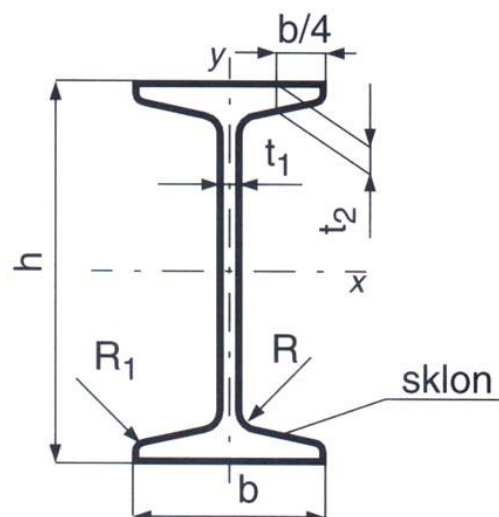
Tabulka 5.: Rozměry ocelových tyčí průřezu L [22, str. 291]

Označení průřezu L [mm]	Jmenovité rozměry [mm]				Hmotnost délky
	a	b	t	r	1 m [kg]
75 x 50 x 6	70	50	8	7	5,65

Označení tyče průřezu I o výšce $h = 120$ mm v provedení B (přesnější provedení), oceli 11 373 ve stavu nežíhaném, s kontrolou jakosti, bez zřetele k tavbám, s provedením úplné zkoušky tahem je I 120/B ČSN 42 5550.0 – 11 373.0 – 42 0135.21. Schéma průřezu profilu je na obrázku 42. [22, str. 293]

Délka profilu je 990 mm.

V tabulce 6 jsou uvedeny rozměry tyče a její hmotnost na jeden metr délky.



Obr. 42.: schéma tyče průřezu I - převzato z [24]



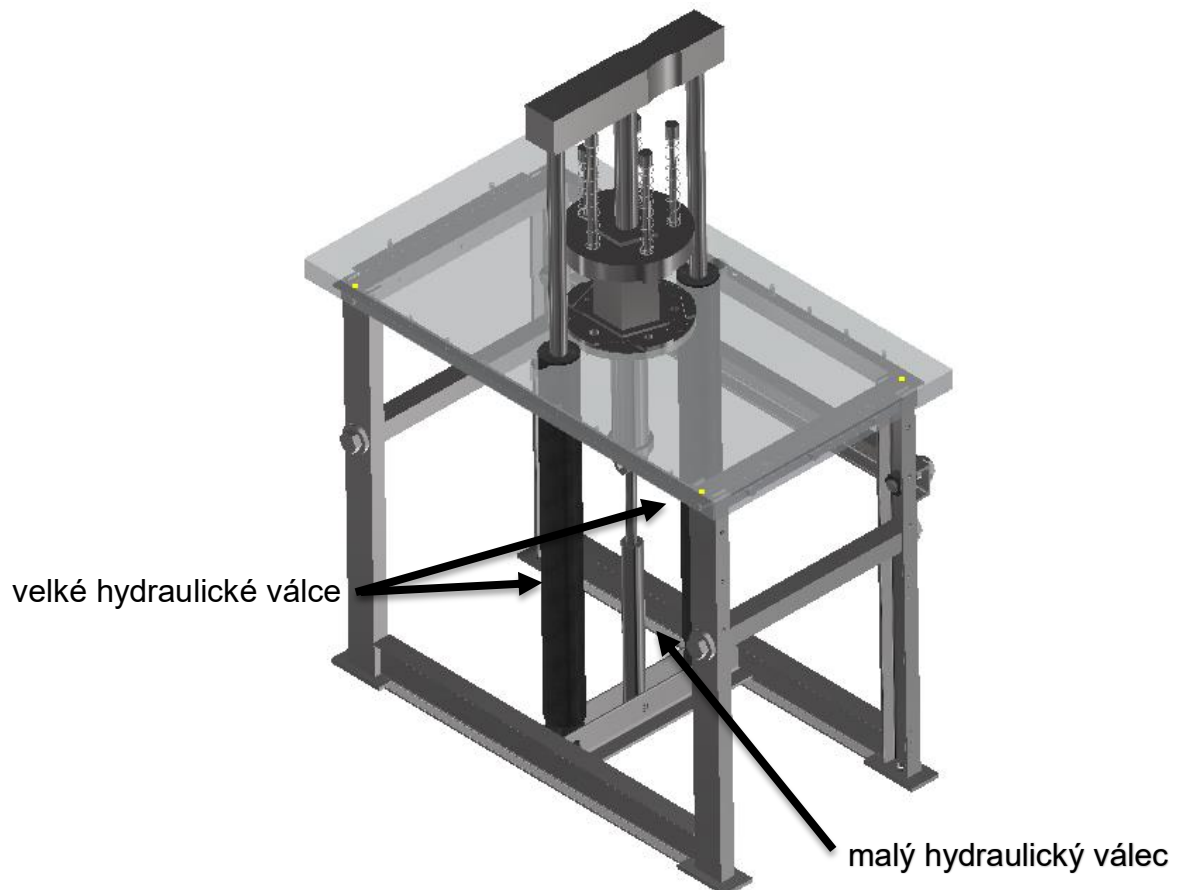
Tabulka 6.: Rozměry ocelových tyčí průřezu I [22, str. 291]

Označení průřezu I	Jmenovité rozměry						Sklon příruby [%]	Hmotnost 1 m [kg]
	b	h	t ₁	t ₂	R	R ₁		
120	58	120	5,1	7,7	5,1	3,1	14	11,1

6.2.6. Hydraulické válce

V roznýtovacím přípravku jsou celkem tři hydraulické válce, které jsou poháněny nožními hydraulickými pumpami. Malý hydraulický válec (Obr. 44) slouží ke zvedání otočného karuselu a následnému spouštění karuselu na řetěz. Pomocí dvou větších hydraulických válců (Obr. 45) je pak přes přitlačovač trnů a vytlačovací trn vyvinuta dostatečná síla pro vytlačení čepu řetězu.

Pro navrhování velkých hydraulických válců jsem počítal s největší silou $F_{MAX} = 100$ kN, takže každý z válců vyvine minimálně sílu o velikosti $F_{MAX1/2} = 50$ kN. Rozmístění hydraulických válců je na obrázku 43.

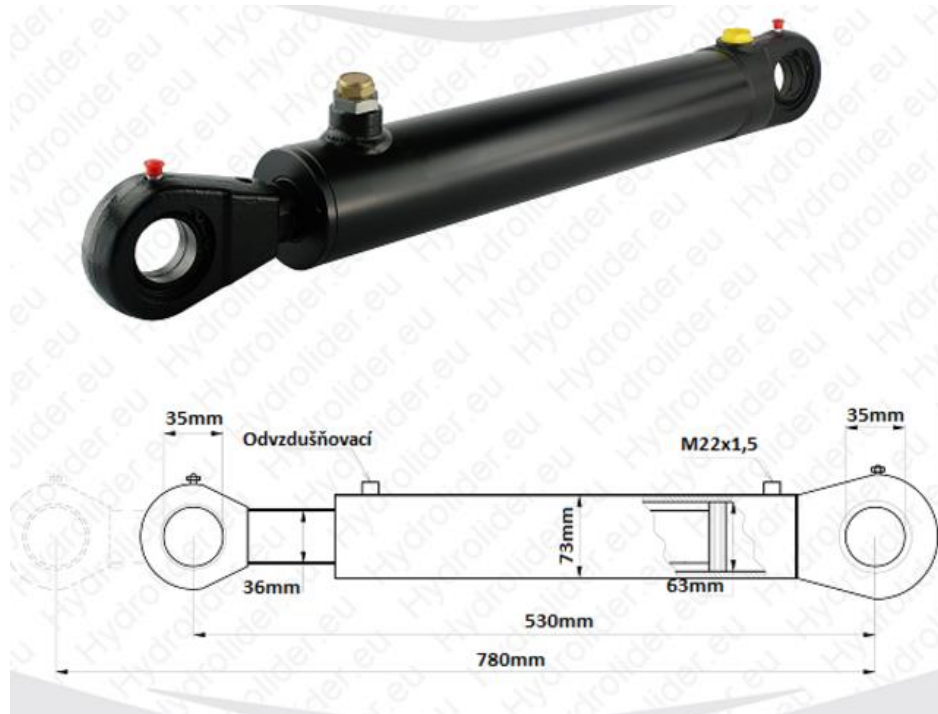


Obr. 43.: Rozmístění hydraulických válců



6.2.6.1. Malý hydraulický válec

Malý hydraulický válec je kupovaný od firmy HYDROLIDER. Schéma válce je vidět na obrázku 44. Podrobnější informace jsou uvedeny níže, pod obrázkem. Válec je připraven na spojení s rámem a přírubou vedení, pomocí kolíku.



Obr. 44.: schéma malého hydraulického válce – převzato z [25]

Specifikace:

Délka [mm] - 530

Délka tahu [mm] - 250

Provozní teplota -40C...+60C

provozní tlak 250 bar

Doporučený olej : Olej hydraulický

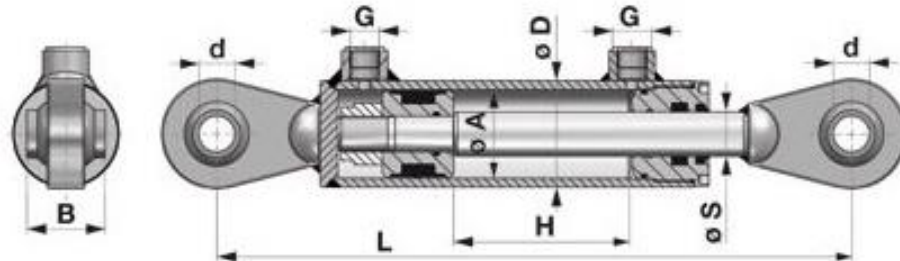
Kloubová hlava s otvorem pro čep o průměru 35mm

6.2.6.2. Velký hydraulický válec

Velký hydraulický válec je kupovaný od firmy KARDANKA. Schéma válce je vidět na obrázku 45. Podrobnější informace jsou uvedeny níže, pod obrázkem. Válec je připraven na spojení s rámem pomocí kolíku a s přitlačovačem trnů pomocí závitu.



Pro tento přípravek byl zvolen hydraulický válec, který má sílu v tahu $F_t = 10,6$ t, což se rovná síle $F_t = 104\,000$ N na jeden hydraulický válec. Celková síla obou hydraulických válců bude tedy $F_c = 208\,000$ N, což je dostatečnou silou pro roznýtování největšího čepu řetězu – 40B.



Obr. 45.: schéma velkého hydraulického válce – převzato z [25]

Specifikace:

Síla v tahu:	10,6 t při 180 bar
Síla v tlaku:	14,1 t při 180 bar
Délka tahu:	500 mm
Průměr oka:	40,2 mm
Vnitřní průměr válce:	100 mm
Průměr pístnice:	50 mm
Rozměr B:	75 mm
Rozměr D:	115 mm
Rozměr G:	1/2"
Rozměr L:	880 mm
Pracovní tlak:	180 bar
Max. tlak:	210 bar

Potřebný tlak pro vyvinutí maximální síly $F_{40} = 74\,000$ N na jeden hydraulický válec je vypočten podle vzorce (1).

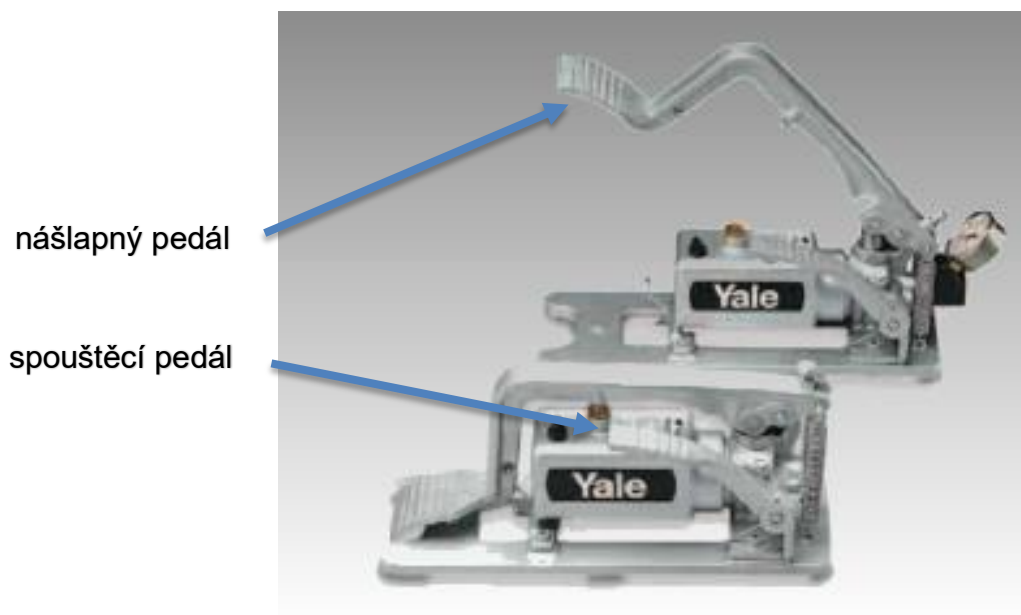
$$p = \frac{F_{40}/2}{S_{píst}} = \frac{F_{40}/2}{\pi \cdot d_{píst}^2 / 4} = \frac{37000}{1963,495} = 18,849 \text{ MPa} \rightarrow 188,487 \text{ bar} \quad (1)$$

Tento tlak daný hydraulický válec splňuje.

6.2.7. Nožní hydraulické pumpy

Nožní hydraulické pumpy jsou umístěny na přivařeném plechu na spodní části nosného rámu. Pomocí hydraulických hadic jsou spojeny s hydraulickými válci. Menší hydraulická pumpa (Obr. 46) zdvihá váhu karuselu pomocí nášlapného pedálu a spouštění karusel zpět dolů, díky pedálu umístěným v přední části pumpy, pod nášlapným pedálem. Více informací na [27].

Specifikace pumpy jsou uvedeny v tabulce 7.



Obr. 46.: malá hydraulická pumpa

Tabulka 7.: parametry malé nožní hydraulické pumpy

Typ	Provozní tlak [bar]	Obsah nádrže [cm ³]	Průtok oleje v 1. stupni [cm ³]	Průtok oleje v 2. stupni [cm ³]	Hmotnost [kg]
FPS-2/0,5	0 - 700	500	11	2	7

Větší hydraulická nožní pumpa (Obr. 47) je umístěna vedle malé hydraulické pumpy. Používá se pro provoz dvojčinných hydraulických válců. Dodavatelem je německá firma Werner weitner a označení výrobku je: PA 18 F 2. Čerpadlo je



ergonomicky navrženo, má robustní konstrukci a kombinuje nízkou pracovní sílu s vysokým výkonem oleje. Dodávající firma nabízí převedení ruční pumpy na pumpu nožní. Více info na [32].



Obr. 47.: velká hydraulická nožní pumpa

Specifikace jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8.: parametry velké nožní hydraulické pumpy

Typ	Provozní tlak [bar]	Obsah nádrže [cm ³]	Průtok oleje v 1. stupni [cm ³]	Průtok oleje v 2. stupni [cm ³]	Hmotnost [kg]
WH-100	0 - 700	10 000	40	3,1	22

Výpočet potřebného tlaku pro nožní hydraulickou velkou pumpu:

Tabulka 9.: známé hodnoty pro výpočet potřebného tlaku nožní velké hydraulické pumpy

F ₄₀ [N]	d _{píst} [mm]	S _{píst} [mm ²]
74 000	50	1253,637

Prvním krokem je výpočet plochy pístu S_{píst} velkého hydraulického válce dle následujícího vzorce (2).

$$S_{píst} = \frac{\pi \cdot d_{píst}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 1963,495 \text{ mm}^2 \quad (2)$$



Poté, co znám plochu pístu, mohu spočítat potřebný tlak, který bude potřeba pro dosažení maximální síly F_{40} potřebné pro vytlačení čepu pomocí vzorce (3).

$$p = \frac{F_{40}}{S_{\text{píst}}} = \frac{74000}{1963,495} = 37,688 \text{ MPa} \rightarrow 376,879 \text{ bar} \quad (3)$$

Mnou zvolená hydraulická pumpa dokáže vyvinout potřebný hydraulický tlak.

6.2.8. Ostatní příslušenství

Do ostatního příslušenství byly zahrnuty prvky, které slouží převážně k zvýšení bezpečnosti obsluhy, ale i pro zlepšení vizuální stránky celého projektu, jako jsou: dvířka s klikou a panty, vozík s kolečky pro zachycení padajících vytlačených čepů řetězu, šuplík s náradím a náhradními vytlačovacími trny a plechy, sloužící k zakrytí boků nosného rámu. Rozmístění těchto prvků je patrné na obrázku 21.

Za zmínku stojí kontejner (Obr. 48) na vytlačené čepy, který je na kolečkách a umožňuje snadnou manipulaci s vytlačenými čepy, ať už posunutím po zemi nebo nabráním paletizačním vozíkem v případě vyšší hmotnosti kontejneru.



Obr. 48.: kontejner

7. Dimenzování součástí přípravku

Dimenzování součástí je v rámci této práce provedeno na vybraných součástech, které jsou zásadní pro vlastní konstrukční návrh a/nebo jsou současně vnímané jako rizikové pro fungování konstrukce. V práci jsou proto prezentovány výpočty pro:

- vytlačovací trny,
- přitlačovač trnů,
- deska stolu
- pružiny vytlačovacích trnů.

Prvky hydraulických okruhů, hydraulické válce, resp. hydraulické nožní pumpy jsou dimenzovány v kap. 6.5.2., resp. 6.6.

7.1. Vytlačovací trny

Výpočet bude demonstrován na nejtenčím trnu, čili trnu na vytlačování čepů řetězu s označením 20B. U tohoto trnu předpokládám největší kritickou sílu vzhledem k experimentálně naměřené síle F a nejmenší bezpečnost k . Kritické síly a bezpečnosti zbylých trnů jsou uvedeny v tabulce 11.

Znamé hodnoty pro trn 20B jsou uvedeny v tabulce 10. Jako materiál byl zvolen 12 060, což je ocel vhodná k zušlechťování. Ocel je vhodná na hřídele turbokompresorů karuselů, ozubená kola, vřetena, čepy, spojky, konstrukční elementy lisovacího náradí atd.

Modul pružnosti tohoto materiálu je $E = 250\,000$ Pa. Při řešení pružného vzpěru dle Eulera musí být zatěžující síla menší než kritická síla F_{kr} , což je maximální přípustné zatížení prutu, pak platí $F \leq F_{kr}$.

Tabulka 10.: hodnoty trnu 20B

Označení	d_{trn} [mm]	J_{MIN} [mm ⁴]	l_0 [mm]	n [-]	E [Pa]	F [N]
Trn 20B	10	490,874	190	1	250 000	26 000

Kritická síla je dána vzorcem (4)

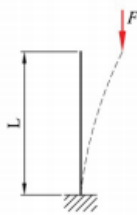
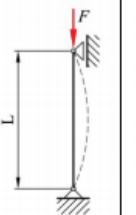
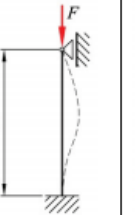
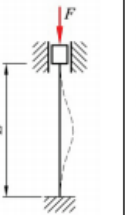
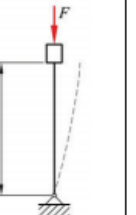
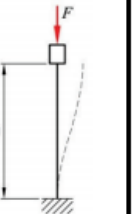


$$F_{kr} = \eta \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{MIN}}{l_0^2} = 1 \frac{\pi^2 \cdot 250000 \cdot 490,874}{190^2} = 33550,777 \text{ N} \quad (4)$$

Kde J_{MIN} je kvadratický moment průřezu k ose x a l_0 je redukovaná délka prutu (závisí na délce prutu a uložení jeho konců). V tomto případě se J_{MIN} vypočítá následujícím způsobem (5).

$$J_{MIN} = \frac{\pi \cdot d_{in}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 10^4}{64} = 490,874 \text{ mm}^4 \quad (5)$$

Případ vzpěru byl zvolen číslo 6 – vetknutí a horizontálně posuvné vetknutí, který je zobrazen na obrázku 49. Z toho vyplývá, že koeficient $\eta = 1$.

		Základní případy vzpěru axiálně zatížených nosníků					
		1. případ	2. případ	3. případ	4. případ	5. případ	6. případ
SCHEMA A TVAR PRŮHYBU							
	POPIS	Vetknutí a volný konec	Kloub a posuvný konec	Vetknutí a posuvný konec	Vetknutí a vertikálně posuvné vetknutí	Kloub a horizontálně posuvné vetknutí	Vetknutí a horizontálně posuvné vetknutí
KOEFCIENT η	Teoretický	2	1	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	0.5	2	1
	Praktický	2.1	1	0.8	0.65	2	1.2

Obr. 49.: Základní případy vzpěru – převzato z [28]

Z vypočtené kritické síly F_{kr} a experimentálně naměřené síly F můžeme nyní vypočítat bezpečnost k , pomocí vztahu (6).

$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{33550,777}{26000} = 1,3 \quad (6)$$

Trn 20B vyhovuje pro součinitel bezpečnosti $k = 1,3$. Součinitel bezpečnost vyšel větší než 1, čili zvolené parametry jsou použitelné pro realizaci vytlačovacího trnu.

Vypočtené hodnoty bezpečností a kritických sil všech trnů jsou uvedeny v tabulce 11.

Tabulka 11.: vypočtené hodnoty trnů

Označení trnu	F [N]	d [mm]	J_{MIN} [mm ⁴]	l_0 [mm]	F_{kr} [N]	k
20B	26 000	10	490,874	190	33 550,77	1,3
24B	30 666,67	14	1 885,741	230	87 956,13	2,9
28B	40 000	15	2 485,049	270	84 109,91	2,1
32B	61 750	17	4 099,828	270	138 764,3	2,2
40B	74 000	22	11 499,01	310	295 241,2	4,0

7.2. Přitlačovač trnů

Přitlačovač trnů je kontrolován na ohyb. Známé hodnoty pro ocelový kvádr jsou uvedeny v tab. 12. Jako materiál jsem zvolil konstrukční ocel s ČNS EN 10083-2 (obdoba 12 050.0). Je to neušlechtilá konstrukční ocel obvyklé jakosti s vyšším obsahem uhlíku. Vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky, u nichž se nevyžaduje svařitelnost. Součásti vystavené velkému měrnému tlaku.

Modul pružnosti tohoto materiálu je $E = 230\,000$ Pa. Pro výpočty volím zátěžnou sílu $F_{MAX} = 100$ kN (z kap. 5).

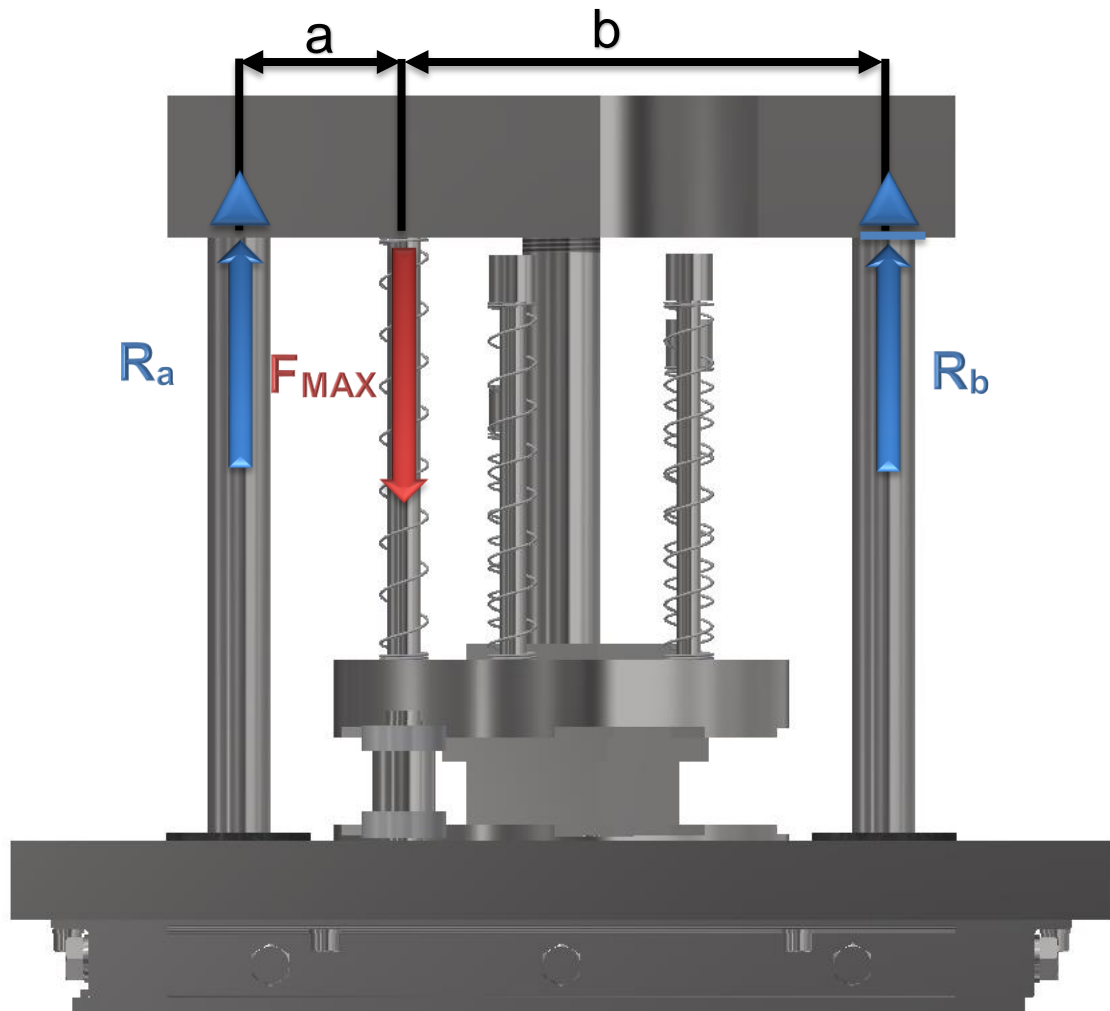
Tabulka 12.: známé hodnoty pro přitlačovač trnů

F_{MAX} [N]	E [Pa]	h [mm]	s [mm]	$l_{kvádr}$ [mm]
100 000	230 000	90	90	410

7.2.1. Výpočet napětí v ohybu přitlačovače trnů

Při dimenzování strojních součástí se vychází z podmínky, že skutečné napětí vznikající v zatížených strojních součástech nesmí být větší než příslušné napětí dovolené, odpovídající materiálu, ze kterého je součást vyrobena, a způsobu zatížení.

Pro zjednodušení neuvažuji v kvádru vybrání kvádrů. Sílu pro dimenzování F_{MAX} soustředím do bodu, kde se trn setkává s kvádrem a místa, kde jsou písty hydraulických válců spojeny s přitlačovačem trnů, nahradím reakcemi. Vyobrazení je na obrázku 50.



Obr. 50.: Vyobrazení síly a reakcí ocelového kvádrů

Úsek a má velikost $a = 105 \text{ mm}$ a úsek b má velikost $b = 305 \text{ mm}$. Délka $l_{kvádr}$ je dána vzorcem (7).

$$l_{kvádr} = a + b = 105 + 305 = 410 \text{ mm} \quad (7)$$

Nyní můžeme určit rovnice rovnováhy (8).



$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= R_a + R_b - F_{MAX} = 0 \\ \sum M_a &= F_{MAX} \cdot a - R_b \cdot l_{kvádr} = 0\end{aligned}\tag{8}$$

Z těchto vztahů nyní můžu vyjádřit reakce R_a a R_b (9).

$$\begin{aligned}R_b &= \frac{F_{MAX} \cdot a}{l_{kvádr}} = \frac{100000 \cdot 105}{410} = 25609,756 N \\ R_a &= F_{MAX} \left(\frac{a - l_{kvádr}}{l_{kvádr}} \right) = -F_{MAX} \cdot \frac{b}{l} = -74390,244 N\end{aligned}\tag{9}$$

Znaménko minus značí, že výsledná reakce R_b má opačný směr. Dále určím maximální moment, který je dán silou F_{MAX} a ramenem x . Vzdálenost x_1 (zleva) v oblasti I) je dána $x \in \langle 0, a \rangle$ a vzdálenost x_2 (zprava) v oblasti II) je dána $x \in \langle 0, b \rangle$.

V oblasti I) je ohybová síla $T_{(x_1)} = R_a$, z toho dostaneme ohybový moment pro oblast I) roven (10).

$$\begin{aligned}M_{o(x_1)} &= R_a \cdot x_1 \rightarrow M_{o(0)} = 0 \\ \rightarrow M_{o(a)} &= R_a \cdot a = F_{MAX} \cdot a \cdot \left(\frac{-b}{l_{kvádr}} \right) = 100000 \cdot 105 \cdot \left(\frac{-305}{410} \right) = -7810975,61 N \cdot mm\end{aligned}\tag{10}$$

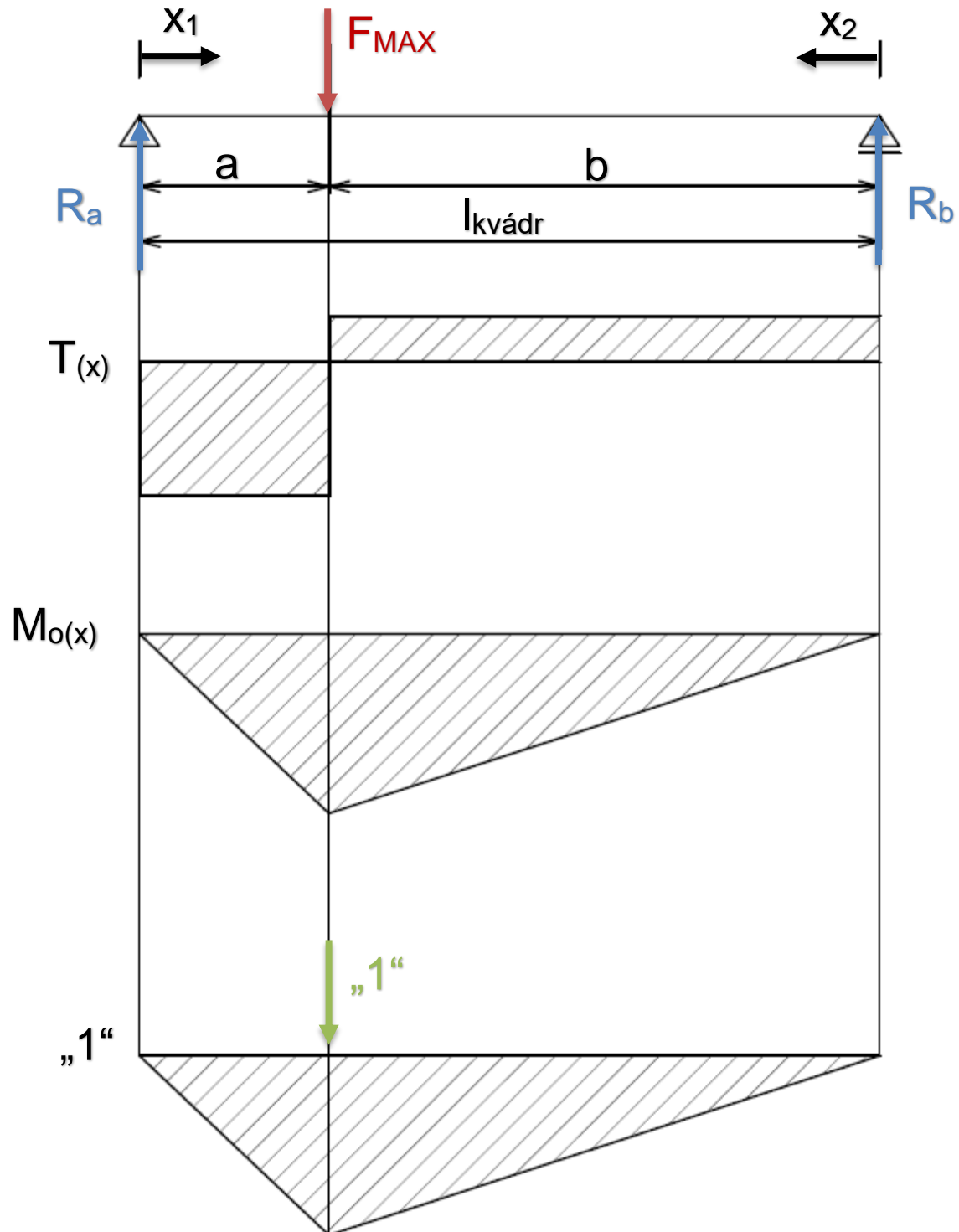
V oblasti II) je ohybová síla $T_{(x_2)} = R_b$, z toho dostaneme ohybový moment pro oblast II) roven (11).

$$\begin{aligned}M_{o(x_2)} &= R_b \cdot x_2 \rightarrow M_{o(0)} = 0 \\ \rightarrow M_{o(b)} &= -R_b \cdot b = -F_{MAX} \cdot \frac{a \cdot b}{l_{kvádr}} = -100000 \cdot \frac{105 \cdot 305}{410} = -7810975,61 N \cdot mm\end{aligned}\tag{11}$$

Z toho vyplývá, že maximální moment M_{oMAX} je dán vztahem (12).

$$M_{oMAX} = \left| -F_{MAX} \cdot \frac{a \cdot b}{l_{kvádr}} \right| = 7810975,61 N \cdot mm\tag{12}$$

Průběh ohybových sil a ohybového momentu je naznačen na obrázku 51.



Obr. 51.: průběhy momentu a sil



Dále postupuji tak, že spočítám průřezový modul v ohybu W_o . Pro průřezový modul v ohybu W_o platí vztah (13).

$$W_o = \frac{\textit{kvadratický moment průřezu k neutrální ose průřezu}}{\textit{vzdálenost okrajového vlákna průřezu od neutrální osy}} \quad (13)$$

Nebo-li po dosazení pro čtvercový (obdélníkový) průřez (14).

$$W_o = \frac{h \cdot s^2}{6} = \frac{90 \cdot 90^2}{6} = 121500 \text{ mm}^4 \quad (14)$$

Velikost napětí v ohybu počítám ze vztahu (15).

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{7810975,61}{121500} = 64,288 \text{ MPa} \quad (15)$$

Jelikož je namáhání součásti statické s rostoucí silou, volím tedy hodnotu dovoleného statického napětí $\sigma_{do} = 250 \text{ MPa}$. Nyní můžu určit bezpečnost ze vzorce (16).

$$k = \frac{\sigma_{do}}{\sigma_o} = \frac{250}{64,288} = 3,9 \quad (16)$$

Přítlačovač trnů vyhovuje ohybovému namáhání pro součinitel bezpečnosti $k = 3,9$. Součinitel bezpečnosti vyšel výrazně větší než 1, ale hodnota je přesto považována za vhodnou pro daný účel, protože použitý výpočtový model nezohlednil závitové díry, které znamenají zeslabení průřezu.

7.2.2. Výpočet průhybu přítlačovače trnů

K vypočtení průhybu ocelového kvádra v_i volím metodu Vereščaginova vyjádření průhybu u prizmatických nosníků, který je dán vztahem (17).



$$v_i = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \sum_{i=1}^n A_M \cdot m_{oTi} \quad (17)$$

Kde A_M je plocha pod křivkou $M_{o(x)}$ a m_{oT} je hodnota momentu od jednotkového silového účinku „1“ v místě, kde má plocha A_M těžiště.

Pro výpočet kvadratického momentu průřezu obdélníka (čtverce) J_z platí vztah (18).

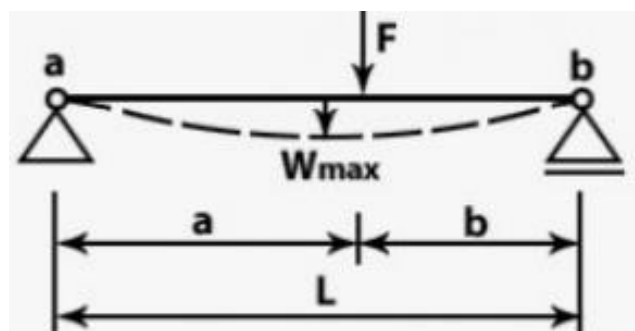
$$J_z = \frac{h \cdot s^3}{12} = \frac{90 \cdot 90^3}{12} = 5467500 \text{ mm}^4 \quad (18)$$

Teď, když znám všechny veličiny, tak dosadím do vzorce (16) a vypočítám maximální průhyb v_i (19).

$$v_i = \frac{1}{EJ_z} \left[\left[\frac{1}{2} a \cdot \left(-F_{MAX} \frac{a \cdot b}{l_{kvádr}} \right) \right] \cdot \left[\frac{2}{3} \cdot (-1a) \right] + \left[\frac{1}{2} b \cdot \left(-F_{MAX} \frac{a \cdot b}{l_{kvádr}} \right) \right] \cdot \left[\frac{2}{3} (-1b) \right] \right] = 0,089 \text{ mm} \quad (19)$$

Pro ověření správnosti výsledku je přiložena MKP analýza (Obr. 51) vytvořena v programu Autodesk Inventor Professional 2017. Zde maximální průhyb vyšel $v_i = 0,085$ mm. Odchyłka od vypočteného průhybu mohla vzniknout vlivem zaokrouhlování výsledků nebo tím, že MKP analýza umožňuje uvažovat díry v přitlačovači trnů.

Kromě tohoto výpočtu byl s využitím volně dostupného internetového programu e-konstruktor [29] vypočítán také maximální průhyb a jeho lokalizace. Hodnota maximálního průhybu je 0,089 mm a nachází se 158,193 mm od bodu B (dle obr. 52).

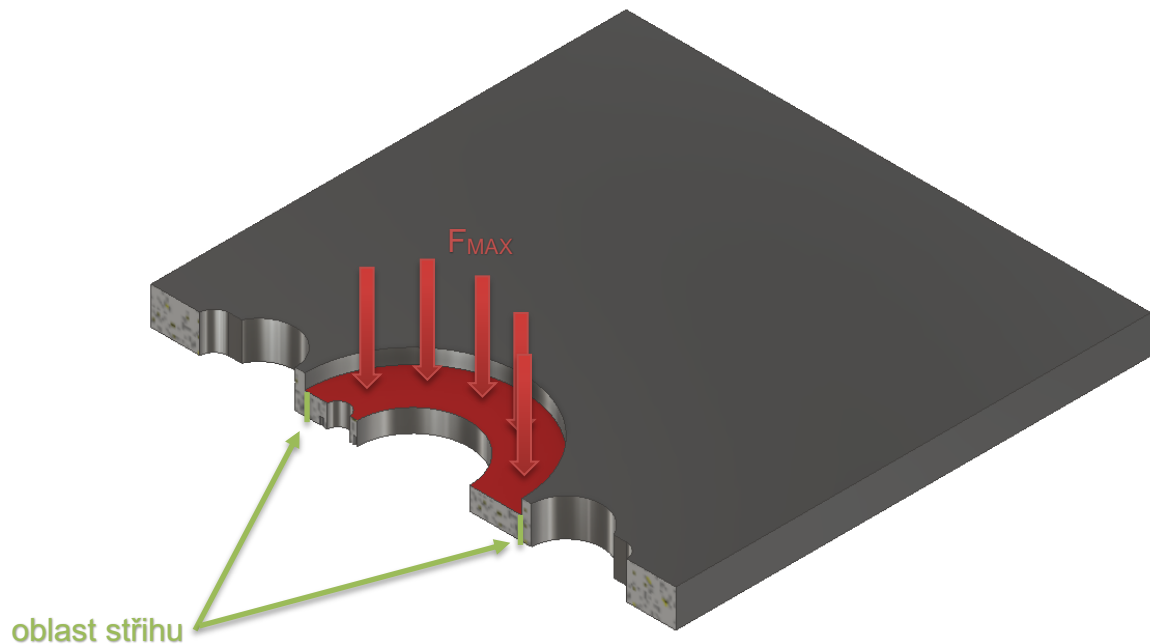


Obr. 52.: schéma nosníku zatíženého silou



7.3. Výpočet stříhu desky stolu

Na stříhaný materiál působí teoreticky střížné síly (akce a reakce) tak, že leží v jedné rovině – v rovině průřezu materiálu. Vyznačená plocha, na kterou působí maximální síla F_{MAX} a oblast stříhu jsou vyznačeny na obrázku 53.



Obr. 53.: vyznačení stříhu na desce stolu

Pro zjednodušení výpočtu zanedbávám díru, kterou vytlačené trny propadávají do vozíku pod nosným rámem. Napětí ve stříhu je teoreticky rozloženo přibližně rovnoměrně a je dáno vzorcem (20).

$$\tau_s = \frac{F_{MAX}}{S_{deska}} \leq \tau_{ds} \quad (20)$$

V tabulce 13 jsou vypsány známé hodnoty pro desku stolu. Deska je vyrobena z materiálu ČSN EN 10 029 (obdoba 11 503), pro něhož platí, že mez pevnosti v tahu σ_{dt} tohoto materiálu je rovna $\sigma_{dt} = 150$ MPa.

Tabulka 13.: známé hodnoty pro desku stolu

t [mm]	o [mm]	F_{MAX} [N]	σ_{dt} [MPa]
30	290	100 000	150



Obsah střížného průřezu desky S_{deska} je dán součinem obvodu o a tloušťky t výstřižku (21).

$$S_{deska} = o \cdot t = 290 \cdot 30 = 8700 \text{ mm}^2 \quad (21)$$

Velikost dovoleného napětí závisí hlavně na mechanických vlastnostech materiálu. U oceli je τ_{ds} rovno (22).

$$\tau_{ds} = 0,6 \cdot \sigma_{dt} = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ MPa} \quad (22)$$

Nyní dosadím všechny potřebné hodnoty do vzorce (20).

$$\tau_s = \frac{100000}{8700} = 11,494 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (23)$$

Bezpečnost je dána vztahem (24).

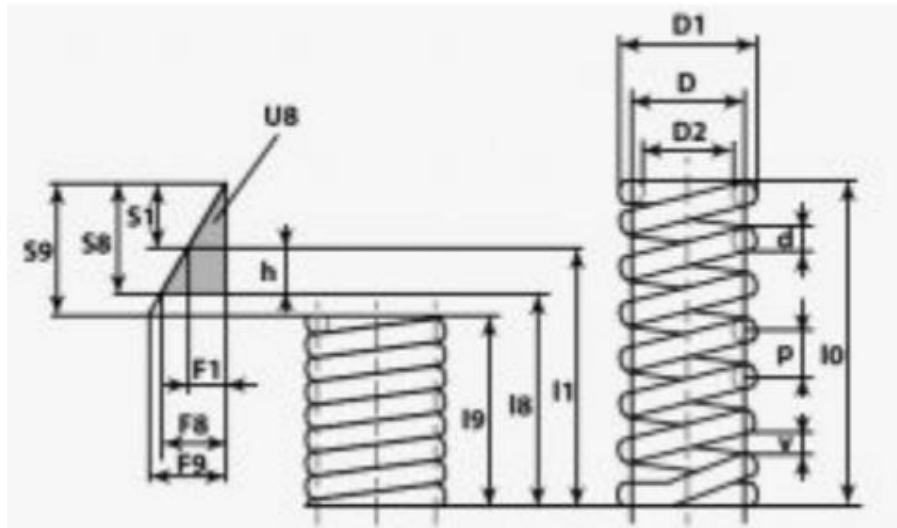
$$k = \frac{\tau_{ds}}{\tau_s} = \frac{90}{11,5} = 7,826 \quad (24)$$

Deska stolu vyhovuje střížnému namáhání pro součinitel bezpečnosti $k = 7,826$. Vysoká hodnota je opět považována za vhodnou s ohledem na zjednodušení výpočtového modelu.

7.4. Výpočet pružin

Výpočet je ukázán na největší pružině pro největší vytlačovací trn (40B). Hodnoty pro zbylé pružiny jsou uvedeny v tabulce 13.

Typ pružiny: pružina vinutá tlačná (obr. 54), materiál – pružinová ocel, zakončení pružiny – zabroušené konce.



Obr. 54.: vinutá tlačná pružina

Návrh tlačné pružiny se odvíjí od síly F_8 , která je způsobena hmotností vytlačovacího trnu m_t a gravitačním zrychlením g podle vzorce (25). Hmotnost trnu je vygenerována v konstrukčním programu.

$$F_8 = m_t \cdot g = 1,092 \cdot 9,81 = 10,713 \text{ N} \cong 15 \text{ N} \quad (25)$$

Pomocí maximální pracovní síly pružiny F_8 jsem vypočítal průměr drátu dle vztahu (2). Kde D je zvolený vnější průměr pružiny. Materiálové hodnoty pro pružinovou ocel jsou: $G = 80 \text{ GPa}$, $T_{dk} = 500 \text{ MPa}$.

$$\tau_{dk} = \frac{M_K}{W_K} = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot \tau_{dk}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 15 \cdot 28}{\pi \cdot 500}} = 1,288 \quad (26)$$

Zaokrouhlený průměr drátu d_z je roven $d_z = 1,3 \text{ mm}$.

Pro výpočet tuhosti K pružiny platí vztah (27).

$$K = \frac{F}{\Delta l} = \frac{F}{l_0 = l_8} = \frac{15}{260 - 28} = 0,065 \text{ N/mm} \quad (27)$$

Pomocí vypočtených hodnot jsem stanovil počet činných závitů n , podle vztahu (28).



$$n = \frac{G \cdot d_z}{8 \cdot K \cdot D^3} = \frac{80000 \cdot 1,3^4}{8 \cdot 0,065 \cdot 28^3} = 19,9 \text{ závitů} \quad (28)$$

Hodnoty pro zbylé trny jsou uvedeny v tabulce 14.

Tabulka 14.: Hodnoty pružin vytlačovacích trnů

Trn	D [mm]	l _s [mm]	l _o [mm]	m _t [kg]	F ₈ [N]	d _z [mm]	K [N/mm]	n [závitů]
40B	28	30	260	1,092	15	1,3	0,065	19,9
32B	28	30	220	0,647	10	1,1	0,053	12,7
28B	28	30	220	0,541	10	1,1	0,053	12,7
24B	28	30	180	0,445	5	0,9	0,033	9
20B	28	30	140	0,284	5	0,9	0,045	6,6



8. Závěr

V závěru práce je představena jednoduchá kalkulace, která dává představu o finanční náročnosti výroby představeného přípravku. Další výdaje spojené s výrobou (práce, dopravy a energie) neuvažují, neboť je zadavatel provede ve své režii a tato částka je neveřejná.

Náklady na výrobu přípravku:

• Nosný rám		
- U – profil	175,- Kč/m	1 000,- Kč
- L – profil	50,- Kč/m	200,- Kč
- I – profil	180,- Kč/kg	200,- Kč
- Čtvercová tyč	180,- Kč/kg	1000,- Kč
Cena celkem:		2 400,- Kč
• Karusel		
- Spodní a horní deska	31,- Kč/kg	1 700,- Kč
- Pětistěn	31,- Kč/ kg	2 500,- Kč
Cena celkem:		4 200,- Kč
• Vedení středem		
- Tyč (1)	366,- Kč/m	250,- Kč
- Tyč (2)	937,- Kč/m	300,- Kč
- Příruba	1 640 Kč/m	200,- Kč
Cena celkem:		750,- Kč
• Přítlačovač trnů	1 675,- Kč/m	900,- Kč
• Deska stolu	27,- Kč/ kg	8 500,- Kč
• Hydraulické válce		
- 2 x Velký H.V.		25 000,- Kč
- Malý H.V.		2 000,- Kč
- Hydraulický rozvaděč		1 500,- Kč
Cena celkem:		28 500,- Kč
• Hydraulické pumpy		
- Malá hydraulická pumpa		14 000,- Kč
- Velká hydraulická pumpa		52 000,- Kč
Cena celkem:		66 000,- Kč
Celková cena přípravku:		111 250,- Kč



Do celkových nákladů musíme rovněž zahrnout cenu chemicko-tepelného zpracování a souvisejících procedur, finálních povrchových úprav, spojovacího materiálu a především ostatního příslušenství pracovního stolu (oplechování, šuplíky, kontejner atd. – kap. 6.7), která je souhrnně odhadnuta na cca 17 000 Kč. Výsledná odhadovaná cena je tedy cca **130 000,- Kč** v materiálu bez DPH.

Plánovaný cenový limit se tedy nepodařilo dodržet. Tento problém byl však diskutován a zadavatelem akceptován.

Ostatní podmínky byly dodrženy a cíle práce taky byly splněny. V současné době probíhají revize představeného konstrukčního návrhu u zadavatele a dokončuje se analýza jeho uplatnitelnosti na trhu.

9. Seznam použité literatury

- [1] *Cyclepublishing* [online]. [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: <http://www.cyclepublishing.com/history/leonardo%20da%20vinci%20bicycle.html>
- [2] KRÁLÍČEK, J.: Motocyklové řetězy. [Http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/motocyklove-retezy-17350.html](http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/motocyklove-retezy-17350.html) [online]. [cit. 2016-11-11].
- [3] *RENOLD: History* [online]. [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: <http://www.renold.com/company/history/>
- [4] ČEJKA, Lunoš. *Návrh a konstrukce mobilní zatěžovací stoličky pro testování válečkových řetězů*. ČVUT, 2015. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. František Lopot, Ph.D.
- [5] ROUŠAL, Václav. *Válečkové řetězy a řetězová kola*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1958. Řada strojnické literatury.
- [6] *Konstrukce řetězu* [online]. [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: http://www.contra.cz/cz/retezovy_prevod/konstrukce_valeckoveho_retezu.html
- [7] *Simplex roller chains acc. to DIN 8187* [online]. [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: <http://www.kettentechnik.com/category/chains/roller-chains/roller-chains-acc-to-din-8187/>
- [8] *Montáž a demontáž řetězových převodů* [online]. [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1838>
- [9] KŘÍŽÍK, Rudolf. *Stavba s provoz strojů 2: Převody*. Praha 1: SNTL-Nakladatelství technické literatury, n. p., 1978. ISBN nemá.
- [10] *Moravian chains: řetězové převody* [online]. [cit. 2016-11-13]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/retezove-prevody/>

- [11] BOHÁČEK, František. *Základy strojnictví*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00083-1.
- [12] *Contra: Řetězový převod* [online]. [cit. 2016-11-13]. Dostupné z: http://www.contra.cz/cz/retezovy_prevod/retezovy_prevod.html
- [13] *Simplex sprockets 04-1 DIN 8187* [online]. [cit. 2016-11-13]. Dostupné z: <http://www.kettentechnik.com/2011/09/13/simplex-sprockets-04-1-din-8187/>
- [14] *Řemeslnické - nářadí: řetězy* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.remeslnicke-naradi.cz/retezy>
- [15] *Contra* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: http://www.contra.cz/cz/novinky/89_Specialni-valeckove-retezy-s-dlouhou-rozteci.xhtml
- [16] *Bikestore: doplňky* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <http://www.bikestore.cz/doplňky-a-ostatni/naradi/257/super-b-tb-cc50-nytovac-retezu-40117.htm>
- [17] *Hoby nářadí* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <https://www.hobynaradi.cz/zarizeni-pro-roznytovani-retezu-mar-pol/>
- [18] *Contra* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: http://www.contra.cz/cz/novinky/86_Mate-jiz-nase-roznytovaci-lisy-na-retezy-.xhtml
- [19] *Iwis: Chain breaking tools* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <http://www.iwis.de/en/drive-systems/accessories/chain-tools/professional-tools/>



- [20] *Inerez: nerezové řetězy* [online]. [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <https://www.inerez.cz/nerezova-lana-a-retezy/nerezove-retezy/>
- [21] *PRONTMONT* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <http://www.prontmont.cz/index.php/e-shop/hutni-material/profilova-ocel/profil-u/tyc-prurezu-u-valcovana-za-tepla-80mm-1401-detail>
- [22] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4. s. 295.
- [23] Trimot a.s. [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <https://www.kari-site-roxory.cz/hutni-material/eshop/12-1-Tyce-L-profilu/0/5/171-Uhelnik-L-profil-cerny-40x40x4>
- [24] AAC *pragocel* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <http://www.aacpragocel.cz/produkty/hutni-materialy/tyce-prurezu-i>
- [25] *KARDANKA* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/hydraulicke-dily/>
- [26] *Grabcad* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/sovella-workbench-v-1-dot-0>
- [27] *Yale: Czech* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <http://www.yale-czech.cz/Rucni.html>
- [28] *Pružnost a pevnost v příkladech* [online]. 2008 [cit. 2017-07-03]. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_009/Pruznost%20a%20pevnost%20-%20-%20V%20prikladech/02%20Text%20pro%20e-learning/Pru%C5%BEnost%20a%20pevnost%20-%20-%20v%20p%C5%99%C3%ADkladech%2008.pdf
- [29] *E-konstrukter: ohybové namáhání* [online]. [cit. 2017-07-03]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/>



- [30] *Leipzig-wpm* [online]. [cit. 2017-07-03]. Dostupné z: <http://www.wpm-leipzig.de/index.php?id=17>
- [31] *Třinecké železářny* [online]. [cit. 2017-07-03]. Dostupné z: http://www.trz.cz/pdf/Cert_1020_070030219.pdf
- [32] *Werner* [online]. [cit. 2017-07-13]. Dostupné z: <http://www.werner-weitner.com/index.php/en/produkte/700-bar-hochdruckhydraulik/handpumpen/ww-wh-100>

10. Seznam obrázků

Obr. 1.: okový řetěz – převzato z [14].....	3
Obr. 2.: kloubový řetěz - převzato z [15].....	3
Obr. 3.: da Vinciho náskres řetězu – převzato z [2].....	4
Obr. 4.: konstrukce válečkového řetězu - převzato z [6]	6
Obr. 5.: jednořadý válečkový řetěz – upraveno z [5].....	7
Obr. 6.: vnitřní článek řetězu - upraveno z [5].....	7
Obr. 7.: spojovací články - upraveno z [6]	8
Obr. 8.: redukční články – převzato z [4]	8
Obr. 9.: specifikace počtu řad řetězu - upraveno z [5]	10
Obr. 10.: jednoduchý řetězový převod - upraveno z [8]	10
Obr. 11.: šroubový mechanismus - upraveno z [16]	11
Obr. 12.: pákový mechanismus - převzato z [17].....	11
Obr. 13.: hydraulický mechanismus - převzato z [19]	12
Obr. 14.: pákový mechanismus s excentrem - převzato z [18]	12
Obr. 15.: vzorky řetězů	13
Obr. 16.: modernější verze stroje ZD 100 – převzato z [30].....	13
Obr. 17.: přípravky pro vytlačení čepů.....	14
Obr. 18.: popis pracoviště	16
Obr. 19.: Postup usazení řetězu a vytlačení čepu.....	17
Obr. 20.: schéma pohybu karuselu.....	18
Obr. 21.: schéma hydraulického zapojení	19
Obr. 22.: Vlastní přípravek	20
Obr. 23.: Popis vedení	21
Obr. 24.: Řez vedením	21
Obr. 25.: tyč (1)	21
Obr. 26.: tyč (2)	21
Obr. 27.: příruba.....	21
Obr. 28.: karusel	23
Obr. 29.: spodní otočná deska karuselu	23
Obr. 30.: horní otočná deska karuselu	23
Obr. 31.: pětistěn karuselu	24



Obr. 32.: princip vytlačovacích trnů	25
Obr. 33.: Vyznačení rozměrů trnů	26
Obr. 34.: přitlačovač trnů	27
Obr. 35.: deska stolu	28
Obr. 36.: model nosného rámu	29
Obr. 37.: schéma tyče průřezu U – převzato z [21]	30
Obr. 38.: schéma tyče průřezu L - převzato z [23]	31
Obr. 39.: příruba	32
Obr. 40.: tyč čtvercového průřezu	32
Obr. 41.: Spodní část rámu	32
Obr. 42.: schéma tyče průřezu I - převzato z [24]	33
Obr. 43.: Rozmístění hydraulických válců	34
Obr. 44.: schéma malého hydraulického válce – převzato z [25]	35
Obr. 45.: schéma velkého hydraulického válce – převzato z [25]	36
Obr. 46.: malá hydraulická pumpa	37
Obr. 47.: velká hydraulická nožní pumpa	38
Obr. 48.: kontejner	39
Obr. 49.: Základní případy vzpěru – převzato z [28]	41
Obr. 50.: Vyobrazení síly a reakcí ocelového kvádru	43
Obr. 51.: průběhy momentu a sil	45
Obr. 52.: schéma nosníku zatíženého silou	47
Obr. 53.: vyznačení stříhu na desce stolu	48
Obr. 54.: vinutá tlačná pružina	50



11. Seznam tabulek

Tabulka 1.: naměřené síly	15
Tabulka 2.: velikosti a průměry trnů.....	26
Tabulka 3.: Rozměry ocelových tyčí průřezu U [22, str. 296].....	30
Tabulka 4.: Rozměry ocelových tyčí průřezu L [22, str. 291]	31
Tabulka 5.: Rozměry ocelových tyčí průřezu L [22, str. 291]	33
Tabulka 6.: Rozměry ocelových tyčí průřezu I [22, str. 291]	34
Tabulka 7.: parametry malé nožní hydraulické pumpy.....	37
Tabulka 8.: parametry velké nožní hydraulické pumpy	38
Tabulka 9.: známé hodnoty pro výpočet potřebného tlaku nožní velké hydraulické pumpy	38
Tabulka 10.: hodnoty trnu 20B	40
Tabulka 11.: vypočtené hodnoty trnů	42
Tabulka 12.: známé hodnoty pro přitlačovač trnů	42
Tabulka 13.: známé hodnoty pro desku stolu	48
Tabulka 14.: Hodnoty pružin vytlačovacích trnů	51



12. Seznam grafů

Graf 1 - naměřené síly	15
------------------------------	----



13. Seznam příloh

- Příloha 1 Video o roznýtování řetězů na hydraulickém stroji – tah/tlak ZD 100 – na přiloženém CD
- Příloha 2 Modely a výkresy vytvořené v aplikaci Autodesk Inventor Professional 2017 – na přiložením CD