

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2341 Strojírenství
Studijní zaměření: Konstrukce průmyslové techniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Pohon uzavírání lisů pro tlakové lití hliníku

Autor: **Martin ŠULC**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jan HLAVÁČ, Ph.D.**

Akademický rok 2015/2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Šulc		Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	2341R001 „Konstrukce průmyslové techniky“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.		Jméno Jan	
PRACOVISŤE	ZČU – FST – KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Pohon uzavírání lisů pro tlakové lití hliníku			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZDÁNÍ	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------------	------

POČET STRAN

CELKEM	63	TEXTOVÁ ČÁST	55	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

STRUČNÝ POPIS	Bakalářská práce obsahuje rešerši tlakového lití hliníkových slitin a tlakových licích strojů, konstrukční návrhy uzavírací jednotky s využitím různých pohonů a výkresovou dokumentaci.
KLÍČOVÁ SLOVA	Tlakové lití, hliník, hliníkové slitiny, tlakový licí stroj, pohon, uzavírací jednotka, mechanismus, lis

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Šulc		Name Martin	
FIELD OF STUDY	2341R001 „Design of Manufacturing Machines“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.		Name Jan	
INSTITUTION	ZČU – FST – KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Aluminium die casting machines drive			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES

TOTALLY	63	TEXT PART	55	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	Bachelor thesis contains information research of die casting of aluminium alloys and of die casting machines, designs of clamping unit comparing different drives and technical drawings.
KEY WORDS	Die casting, aluminium, aluminium alloys, die casting machine, drive, clamping unit, mechanism, press

Obsah

Seznam obrázků	IV
Seznam tabulek	V
Seznam grafů.....	V
Seznam příloh.....	V
Seznam použitých symbolů.....	VI
1 Předmluva.....	1
2 Úvod.....	2
3 Odlévání hliníku	3
3.1 Odlitky z hliníku.....	3
3.2 Způsoby odlévání hliníku.....	4
4 Tlakové lití hliníku	5
4.1 Nízkotlaké lití.....	5
4.2 Vysokotlaké lití	5
5 Tlakové licí stroje.....	6
5.2 Vstřikovací jednotka	7
5.3 Uzavírací jednotka.....	8
5.3.1 Pohony uzavíracího systému	8
5.4 Dělení	9
5.5 Výrobci.....	9
5.6 Pracoviště tlakového lití	9
6 Návrh uzavírací jednotky	11
6.1 Parametry stroje.....	11
6.2 Návrh variant.....	12
6.3 Návrh vodících sloupů	14
6.3.1 Návrh ukotvení.....	14
6.3.2 Výběr materiálu.....	15
6.3.3 Dimenzování průřezu	15
6.3.4 Návrh délky a dalších rozměrů.....	17
6.4 Návrh pevných desek	18
6.4.1 Výběr materiálu.....	18
6.4.2 Návrh rozměrů.....	18
6.4.3 Pevnostní kontrola zadní desky.....	19
6.5 Návrh pohyblivé desky.....	21

6.5.1 Výběr materiálu.....	21
6.5.2 Návrh rozměrů.....	21
6.5.3 Návrh vedení	22
6.5.4 Výpočet síly potřebné k posunu	23
6.5.5 Návrh materiálu vedení	24
6.5.6 Návrh délky a průměru vedení	24
6.6 Varianta A – Hydraulický pohon	27
6.6.1 Průběh zdvihu.....	27
6.6.2 Průběh pracovní síly.....	28
6.6.3 Výběr materiálu pístnice	28
6.6.3 Dimenzování průřezu pístnice.....	29
6.6.4 Návrh tlaku dodávaného hydraulickým systémem	30
6.6.5 Návrh průměru vrtání válce.....	30
6.6.6 Výpočet redukovaného tlaku.....	31
6.6.7 Výběr materiálu válce	31
6.6.8 Výpočet tloušťky stěny válce	32
6.7 Návrh kloubového mechanismu.....	33
6.7.1 Zdvihová charakteristika	34
6.7.2 Přenos uzavírací síly.....	37
6.7.3 Návrh rozměrů.....	38
6.7.4 Průběh zdvihu.....	39
6.7.5 Průběh síly na výstupu	41
6.7.6 Průběh síly na vstupu	42
6.7.7 Průběh síly v ramenech	43
6.8 Varianta B – Hydraulický pohon s kloubovým mechanismem.....	45
6.8.1 Výběr materiálu pístnice	45
6.8.2 Dimenzování průřezu pístnice.....	46
6.8.3 Návrh tlaku dodávaného hydraulickým systémem	46
6.8.4 Návrh průměru vrtání válce.....	47
6.8.5 Výpočet redukovaného tlaku.....	47
6.8.6 Výběr materiálu válce	48
6.8.7 Výpočet tloušťky stěny válce	48
6.9 Varianta C – Mechanický pohon s kloubovým mechanismem.....	49
6.9.1 Návrh kuličkového šroubu	49
7 Porovnání uzavíracích systémů	50

7.1 Porovnání zdvihových charakteristik	50
7.2 Porovnání silového průběhu na výstupu	50
7.3 Porovnání silového průběhu na vstupu	51
7.4 Porovnání rozměrových parametrů	52
8 Závěr.....	53
9 Bibliografie.....	54

Seznam obrázků

Obr. 1. "Stromeček" odlitých hliníkových součástí [3].....	4
Obr. 2. Schéma nízkotlakého lití.....	5
Obr. 3. Schéma vysokotlakého lití	5
Obr. 4. Složení tlakového licího stroje.....	6
Obr. 5. Tlakový licí stroj [7]	6
Obr. 6. Stroj se studenou a teplou komorou.....	7
Obr. 7. Složení vstřikovací jednotky.....	7
Obr. 8. Složení uzavírací jednotky.....	8
Obr. 9. Tlakové licí stroje dle orientace osy vstřikovacího pístu.....	9
Obr. 10. Vizualizace automatizovaného pracoviště tlakového lití [8].....	10
Obr. 11. Uzavírací jednotka tlakového licího stroje.....	11
Obr. 12. Varianta A – Uzavírací systém s hydraulickým pohonem uzavírání.....	12
Obr. 13. Varianta B – Uzavírací systém s hydraulickým pohonem a kloubovým mechanismem	12
Obr. 14. Varianta C – Uzavírací systém s mechanickým pohonem a kloubovým mechanismem	13
Obr. 15. Poloha vodících sloupů.....	14
Obr. 16. Přenos síly z pohyblivé části na vodící sloupce	14
Obr. 17. Příklady řešení uchycení sloupce v pevných deskách.....	15
Obr. 18. Oblast působení sil na vodícím sloupce	16
Obr. 19. Předepínací diagram sloupce	16
Obr. 20. Poloha pevných desek v uzavírací jednotce stroje.....	18
Obr. 21. Základní rozměry pevné desky	19
Obr. 22. Namáhání zadní pevné desky.....	19
Obr. 23. Poloha pohyblivé desky v uzavírací jednotce stroje	21
Obr. 24. Základní rozměry pohyblivé desky.....	22
Obr. 25. Možnosti vedení pohyblivé desky.....	22
Obr. 26. Síly působící při volném pohybu desky.....	23
Obr. 27. Síly působící na vodící tyč pohyblivé desky.....	24
Obr. 28. Uzavírací systém poháněný lineárním hydromotorem	27
Obr. 29. Síly působící na pístnici při uzavírání formy	29
Obr. 30. Síly působící na pístnici při otevírání formy.....	30
Obr. 31. Náhradní schéma kloubového mechanismu v obecné poloze.....	33
Obr. 32. Poloha ramen mechanismu po dokončení zdvihu.....	33
Obr. 33. Veličiny pro vyšetření zdvihu pohonu v kloubovém mechanismu.....	34

Obr. 34. Získání úhlu ξ	35
Obr. 35. Veličiny pro vyšetření zdvihu nosiče forem v kloubovém mechanismu	36
Obr. 36. Přenos uzavírací síly mechanismem	37
Obr. 37. Úhly v mechanismu při rozkladu vnitřní síly.....	38
Obr. 38. Kloubový mechanismus v počáteční poloze.....	40
Obr. 39. Uzavírací systém realizovaný hydraulicky poháněným kloubovým mechanismem .	45
Obr. 40. Síly působící na pístnici při uzavírání formy	46
Obr. 41. Síly působící na pístnici při otevírání formy.....	47
Obr. 42. Uzavírací systém realizovaný mechanicky poháněným kloubovým mechanismem .	49

Seznam tabulek

Tab. 1. Vybrané vlastnosti hliníku	3
Tab. 2. Vybrané parametry stroje TL6–400.....	11
Tab. 3. Změna veličin v mechanismu při konání zdvihu	39
Tab. 4. Převod síly na vstupu na výstup se změnou polohy mechanismu	42
Tab. 5. Síly v ramenech při změně polohy mechanismu	43

Seznam grafů

Grf. 1. Zdvihová charakteristika hydraulického pohonu.....	27
Grf. 2. Průběh silového působení pohonu ve variantě A	28
Grf. 3. Zdvihová charakteristika kloubového mechanismu	40
Grf. 4. Průběh silového působení na pohyblivou desku v závislosti na zdvihu desky.....	41
Grf. 5. Průběh silového působení na pohyblivou desku v závislosti na zdvihu pohonu.....	41
Grf. 6. Síla vyvozená pohonem v závislosti na zdvihu pohonu	42
Grf. 7. Průběh síly v jednotlivých ramenech v závislosti na zdvihu pohonu.....	44
Grf. 8. Porovnání zdvihových charakteristik porovnávaných variant.....	50
Grf. 9. Porovnání silového průběhu na pohyblivé desce porovnávaných variant.....	51
Grf. 10. Porovnání silového průběhu na pohonu porovnávaných variant.....	51

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výrobní výkres vodícího sloupu – BP2016_01.01

Příloha č. 2 – Sestava lineárního hydromotoru pro variantu A – BP2016_02.01

Příloha č. 2 – Sestava lineárního hydromotoru pro variantu B – BP2016_03.01

Seznam použitých symbolů

F_U	kN	Uzavírací síla
F_{Ujm}	kN	Jmenovitá uzavírací síla
F_{Umax}	kN	Maximální uzavírací síla
v_U	mm/s	Rychlost uzavírání stroje
v_O	mm/s	Rychlost otevírání stroje
a_S	mm	Délka stroje
b_S	mm	Šířka stroje
c_S	mm	Výška stroje
m_S	kg	Hmotnost stroje
n_{SL}	–	Počet vodících sloupů
h_{SL}	mm	Světlost mezi vodícími sloupy
d_{SL}	mm	Průměr vodícího sloupu
l_{SL}	mm	Délka vodícího sloupu
a_D	mm	Délka strany upínací desky
c_D	mm	Šířka upínací desky
z_F	mm	Zdvih nosiče forem
z_{Fmax}	mm	Maximální zdvih nosiče forem
z_P	mm	Zdvih pohonu
Re	MPa	Mez kluzu v tahu materiálu
Rm	MPa	Mez pevnosti v tahu materiálu
E	GPa	Modul pružnosti v tahu materiálu
k	–	Koeficient bezpečnosti
σ_D	MPa	Dovolené napětí
F_{SL}	kN	Maximální provozní síla na sloupu
$F_{předep}$	kN	Velikost předepínací síly
F_D	kN	Část osově složky provozní síly přitěžující sloup
F_{MAX}	kN	Maximální působící síla
k_{SL}	N/mm	Tuhost sloupu v místě předepjatého spoje
k_D	N/mm	Tuhost pevné desky v místě předepjatého spoje
Δl_{SL}	mm	Prodloužení sloupu v místě předepjatého spoje
Δl_D	mm	Stlačení pevné desky v místě předepjatého spoje
ϕ	°	Úhel zatěžovací dráhy sloupu
ψ	°	Úhel zatěžovací dráhy desky

d_D	mm	Průměr díry pro sloup v desce
R_A	kN	Reakce v místě uložení A
R_B	kN	Reakce v místě uložení B
M_{Fu}	kNm	Moment vyvolaný uzavírací silou
M_O	kNm	Ohybový moment
W_O	m^3	Průřezový modul v ohybu
F_T	kN	Síla nutná k rozpořbování desky
T	kN	Třecí síla
G	kN	Tíhová síla
m_D	kg	Hmotnost desky
V_D	m^3	Objem desky
ρ	kg/m^3	Hustota
f	–	Třecí koeficient
l_v	mm	Délka vodící tyče
n_v	–	Počet vodících tyčí
d_v	mm	Průměr vodící tyče
F_F	kN	Síla vyvozená na nosič forem
F_O	kN	Odporová síla od těsnění hydromotoru
d_{pn}	mm	Průměr pístnice
p	MPa	Tlak uvnitř hydraulického válce
d_p	mm	Průměr pístu
p_{red}	MPa	Redukovaný tlak uvnitř hydraulického válce
t	mm	Tloušťka stěny válce
α	°	Veličina polohy mechanismu
β	°	Veličina polohy mechanismu
γ	°	Veličina polohy mechanismu
h_m	mm	Vzdálenost upnutí ramen mechanismu na desce
ω	°	Pomocná veličina polohy mechanismu
ξ	°	Pomocná veličina polohy mechanismu
x_1	mm	Pomocná veličina polohy mechanismu
x_2	mm	Pomocná veličina polohy mechanismu
x_3	mm	Pomocná veličina polohy mechanismu
L_1	mm	Délka prvního ramena mechanismu
L_2	mm	Délka druhého ramena mechanismu
L_3	mm	Délka třetího ramena mechanismu

ζ	°	Pomocná veličina polohy mechanismu
x_4	mm	Pomocná veličina polohy mechanismu
F_1	kN	Síla uvnitř prvního ramena mechanismu
F_2	kN	Síla uvnitř druhého ramena mechanismu
F_3	kN	Síla uvnitř třetího ramena mechanismu
F_P	kN	Síla vyvozená pohonem
C_0	N	Statická únosnost

1 Předmluva

Autor si předloženou bakalářskou prací dal za cíl seznámit čtenáře se stroji, používanými při jedné z hlavních metod výroby hliníkových součástí. Text má čtenáře uvést do problematiky metody tlakového lití, představit vlastnosti a možné aplikace odlitků tak získaných a zejména zešíroka předvést tlakové licí stroje a jejich součásti s důrazem na konstrukci.

Dále se text věnuje konstrukčním možnostem uzavření a otevření formy a různým způsobům vyvození uzavírací síly. Pro konkrétní zvolené parametry licího stroje jsou vyhotoveny návrhy uzavíracích jednotek v různých variantách dle použitého pohonu. Výpočty jsou provedeny klasickými metodami pevnosti a pružnosti, výkresová dokumentace je provedena počítačově v softwaru Autodesk Inventor. Závěrem je provedeno porovnání navržených pohonů z různých posuzovacích hledisek.

Při tvorbě textu vycházel autor ze zdrojů uvedených, ze znalostí nabytých studiem na Střední průmyslové škole Chomutov a Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni a ze zkušeností získaných odbornou praxí v Škoda Machine Tool a.s.

Autor si dovoluje vyslovit poděkování svému vedoucímu práce Doc. Ing. Janu Hlaváči, Ph.D. za podklady poskytnuté, za rady a vědomosti předané, za připomínky vytknuté a za čas strávený při tvorbě této bakalářské práce. Necht' žije dlouho a blaze.

2 Úvod

Hliník a hliníkové slitiny mají pro své vlastnosti využití v celé řadě odvětví průmyslu od potravinářství po elektrotechniku. Výroba součástí z těchto materiálů má proto veliký význam a tvoří nedílnou a důležitou část světového hospodářství. Hliník je vůbec nejpoužívanějším neželezným kovem [1]. Roční celosvětová produkce, jež činila v roce 2015 bezmála padesát osm milionů tun, stále stoupá [2].

Součásti a výrobky z hliníkových slitin mohou být vyrobeny, podobně jako výrobky z jiných kovů, např. z oceli, tvářením, obráběním nebo litím. Tato práce se dále věnuje výhradně lití, zejména tlakovému.

Tlakového lití se u hliníkových slitin využívá od roku 1914 [3], dnes jde o nejrozšířenější způsob odlévání lehkých kovů. Stroje používané pro tlakové lití hliníkových slitin se nazývají tlakové licí stroje a lze je zařadit mezi hydraulické lisy [4]. Lití se provádí do kovové formy a je proto vhodné zejména pro sériovou výrobu.

V České Republice vyrábí tlakové licí stroje podnik Rakovnické tvářecí stroje s.r.o. v minulosti pak národní podnik Vihorlat Snina. Mezi uživatele strojů patří nezměrné množství firem, za všechny například Aisan Industry Czech s.r.o., Aisin Europe Manufacturing Czech s.r.o. či Motor Jikov Group a.s.

3 Odlévání hliníku

Hliník, podobně jako jiné kovy, lze snadno mechanicky a tepelně zpracovávat, tedy i odlévat. Pro odlévání se používá čistý hliník (t.j. hliník získaný elektrolýzou, čistota hliníku ovšem není stoprocentní, ale dosahuje maximálně 99,7%, jde o velmi reaktivní kov), nebo, a to mnohem častěji, jeho slitiny. Mezi slitiny hliníku používané pro lití řadíme zejména siluminy (Al - Si), slitiny Al - Cu (duraluminium) a slitiny Al - Mg (hydronalium).

V závislosti na složení může mít hliník a jeho slévárenské slitiny slévatelnost obtížnou až výbornou [5]. Slévatelnost lze zlepšit přidáním legujících prvků, např. železa. Většina používaných legujících prvků v hliníkových slitinách (měď, křemík, hořčík) však slévatelnost neupravuje.

Zásadou velké reaktivity hliníku vznikají v průběhu lití nežádoucí sloučeniny a vměstky. Jde zejména o oxid Al_2O_3 , vznikající při kontaktu taveniny se vzduchem a karbid Al_4C_3 , vznikající již při samotné výrobě hliníku elektrolýzou. Některými dalšími sloučeninami jsou AlN , Na_3AlF_6 , $MgAl_2O_4$. Odstraňování těchto vměstků se provádí filtrací tekuté taveniny pomocí keramických filtrů.

Licí teplota hliníku se pohybuje v rozmezí od 680 do 880°C [5], slitiny mají rozmezí teplot obdobné.

Hustota	2,690 g/cm ³
Licí teplota	680 °C – 880 °C
Tepelná vodivost	235 W/m·K
Elektrická vodivost	$2,6 \cdot 10^{-8} \Omega \cdot m$
Objemové smrštění	4 % - 8 %
Mez pevnosti v tahu	60 MPa – 150 MPa
Tažnost	2 – 30 %
Tvrдость	20 HB

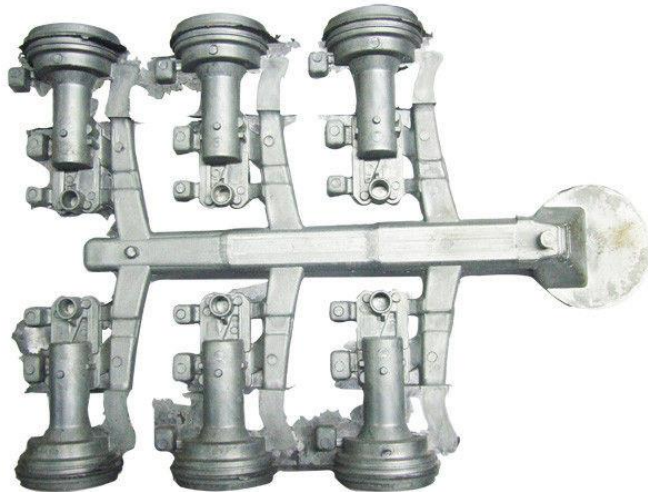
Tab. 1. Vybrané vlastnosti hliníku

3.1 Odlitky z hliníku

Odléváním hliníku a jeho slitin vzniká celá řada produktů. Jde například o bloky válců, ventily, disky kol, tělesa čerpadel, části nadzemního vedení velmi vysokého napětí a mnoho dalších. Pro používání hliníkových slitin mluví jejich malá hmotnost, dobrá korozivzdornost a velká tepelná a elektrická vodivost.

Hliník má dva a půlkrát nižší hustotu než železo. Hliníkové odlitky jsou proto lehčí než ocelové díly, čehož se využívá pro odlehčení konstrukcí.

Velmi žádoucí vlastností hliníkových slitin je korozivzdornost. Hliník vystavený vzduchu reaguje a pokryje se vrstvou Al_2O_3 , která zabraňuje další oxidaci. Při vystavení kapalnému prostředí, zejména mořské vodě, je však korozivzdornost malá (dokonce menší než u oceli). Do slitin se proto přidává křemík a hořčík. Slitina Al-Mg-Si se využívá k odlévání součástí lodí.



Obr. 1. "Stromeček" odlitých hliníkových součástí [3]

3.2 Způsoby odlévání hliníku

Pro odlévání hliníkových slitin je vhodná celá řada technologií. Výběr technologie závisí na těchto parametrech:

- Tvar, tloušťka stěn, složitost odlitku
- Rozměry, hmotnost odlitku
- Použitá slévárenská slitina (popřípadě čistý hliník)
- Počet odlévaných kusů
- Požadavek na přesnost, jakost
- Požadavek na životnost odlitku
- Požadované náklady

Samotné používané technologie se pak, tradičně, dělí podle tlaku a dle použité formy. Dle tlaku se dělí na:

- Gravitační
- Nízkotlaké
- Vysokotlaké

a dle použité formy:

- Odlévání do písku
- Do kovové formy

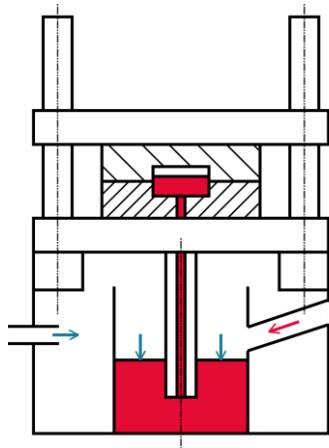
Odlévání do písku se vyznačuje nižšími náklady a vyšší životností odlitků oproti vysokotlakému lití. Výhodou vysokotlakového lití je pak mnohem lepší jakost povrchu, vysoká přesnost a možnost odlévat tvarově složitě, tenkostěnné odlitky [6].

4 Tlakové lití hliníku

Při tlakovém lití je tekutý kov dostáván do dutiny formy tlakem, vyvozeným vstřikovací jednotkou (vysokotlaké lití), nebo tlakem pracovního plynu (nízkotlaké lití). Pro tlakové lití se zpravidla používají kovové formy, což dělá tyto metody vhodné pro odlévání větších sérií. Vnesením vyššího tlaku do dutiny formy se zvyšuje namáhání součástí stroje. Vyšší nároky jsou kladené zejména na správné uzavření formy během licího procesu, proti kterému působí vyšší otevírací síly.

4.1 Nízkotlaké lití

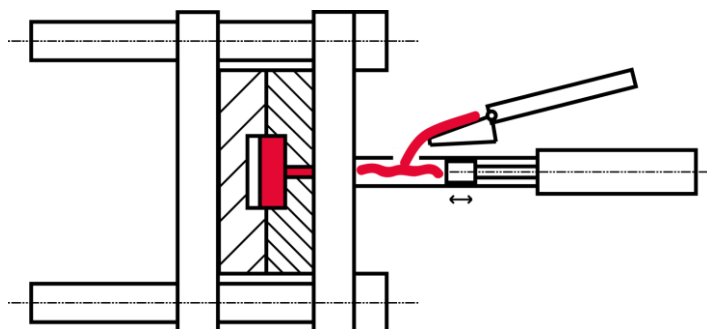
Tlak při nízkotlakém lití se pohybuje v rozmezí 0,03 až 0,06 MPa. Kov není z kelímku vytlačován pomocí plungeru, ale pomocí tlakového působení připouštěného pracovního plynu. Tímto plynem zpravidla bývá kompresovaný vzduch. Tlak vzduchu vytlačuje tekutý kov z kelímku do licí dutiny formy vzhůru plnicí trubicí a to klidně a bez víření. Rychlost plnění lze regulovat změnou tlaku připouštěného vzduchu. Díky klidnému průběhu se dosahuje vysoké kvality odlitků.



Obr. 2. Schéma nízkotlakého lití

4.2 Vysokotlaké lití

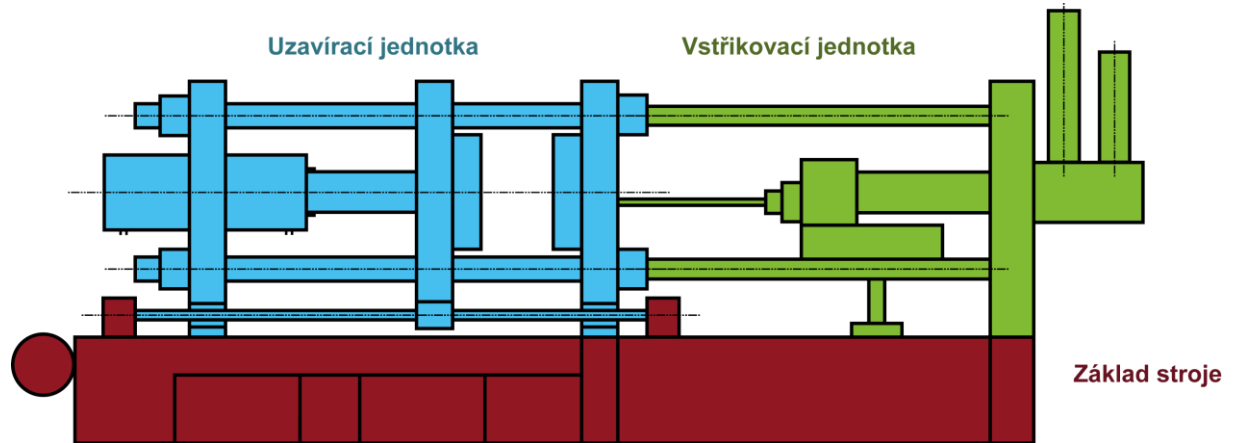
U vysokotlakého lití dosahujeme vstřikovacích tlaků mezi 2 až 50 MPa. Tlak je vyvozen mechanicky, nebo hydraulicky plungerem. Tekutý kov je tlačěn ze vstřikovací komory přímo do licí dutiny. Vysokotlakým litím se vyrábějí převážně dekorativní a nízko i středně namáhané součásti z neželezných slitin.



Obr. 3. Schéma vysokotlakého lití

5 Tlakové lící stroje

Tlakové lící stroje jsou stroje sloužící k uskutečnění vysokotlakého lití. Lze je zařadit mezi hydraulické lisové stroje. Principiálně jsou velmi podobné vstřikovacím strojům na plast. Stroj se skládá ze vstřikovací jednotky, sloužící k dopravě tekutého kovu do lící dutiny a z uzavírací jednotky, sloužící k otevírání a zavírání formy. Obě tyto části jsou společně upevněny na společném základu stroje.



Obr. 4. Složení tlakového lícího stroje

Mezi obecné parametry stroje patří (bez parametrů dále uvedených v podkapitolách 5.2 a 5.3):

- Hmotnost stroje
- Rozměry stroje
- Celkový příkon stroje
- Možnost řízení
- Možnost modifikace
- Úroveň zabezpečení



Obr. 5. Tlakový lící stroj [7]

5.2 Vstřikovací jednotka

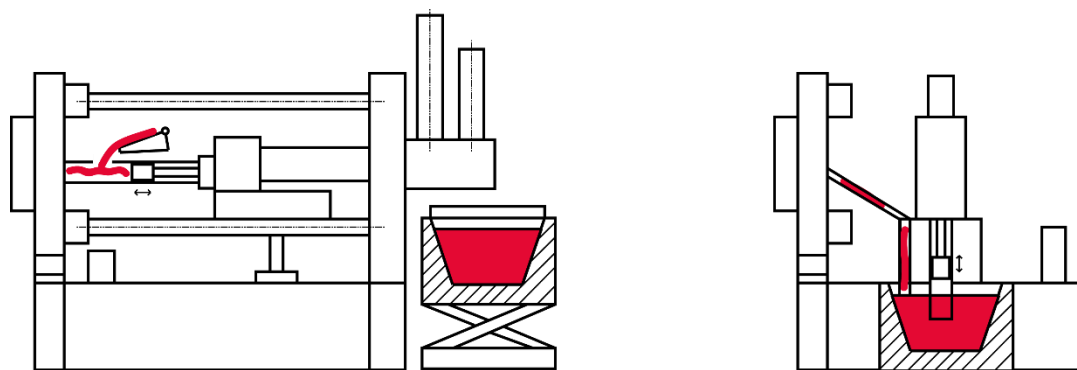
Vstřikovací jednotka realizuje metodu vysokotlakého lití. Úkolem je dopravit kov v tekutém stavu o určité teplotě pod určitým tlakem a určitou rychlostí do dutiny formy. Hlavními parametry vstřikovací jednotky jsou:

- Maximální hmotnost nalité slitiny Al
- Rychlost vstřikovacího pístu
- Vstřikovací tlak
- Průměry plnicích souprav

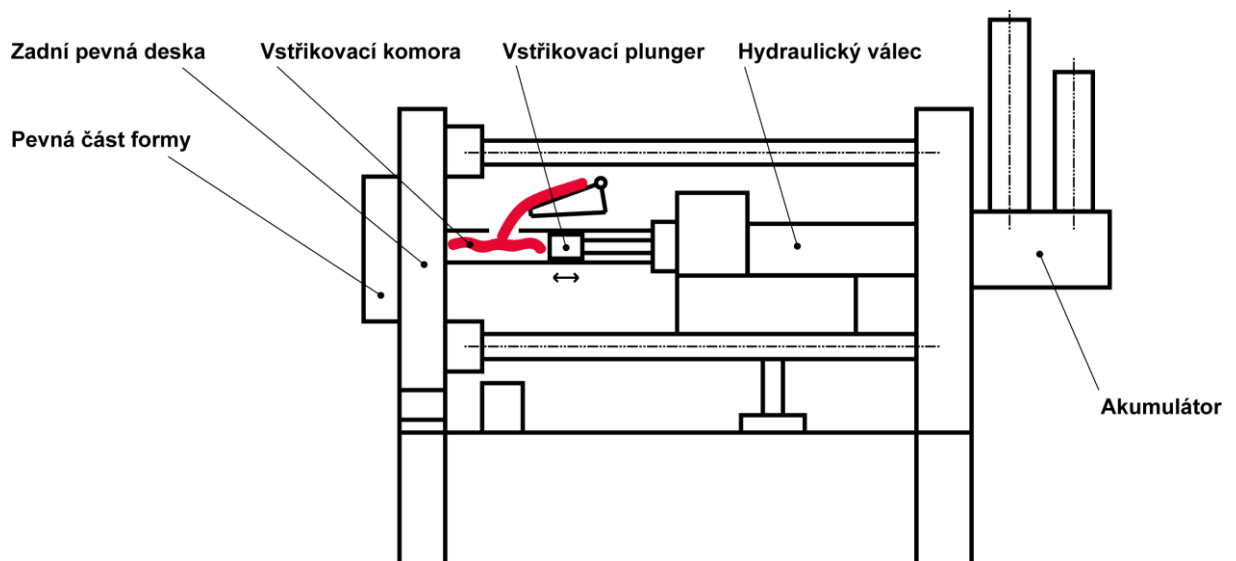
Roztavený kov může být skladován buď uvnitř stroje ve vestavěné peci, této vstřikovací jednotce se říká s teplou komorou, nebo mimo stroj v udržovacích a dávkovacích pecích, tj. vstřikovací jednotka se studenou komorou.

U strojů s teplou komorou je kelímek skladující taveninu součástí stroje. Tavenina je neustále ohřívána elektricky, nebo plynem. Licí dávka nemusí být nikam převedena, vstřikovací píst vytlačuje kov přímo z kelímku.

Při využití stroje se studenou komorou musí být dávka kovu nejdříve přivedena pomocí automatického dávkovače (slévárenská lžíce).



Obr. 6. Stroj se studenou a teplou komorou



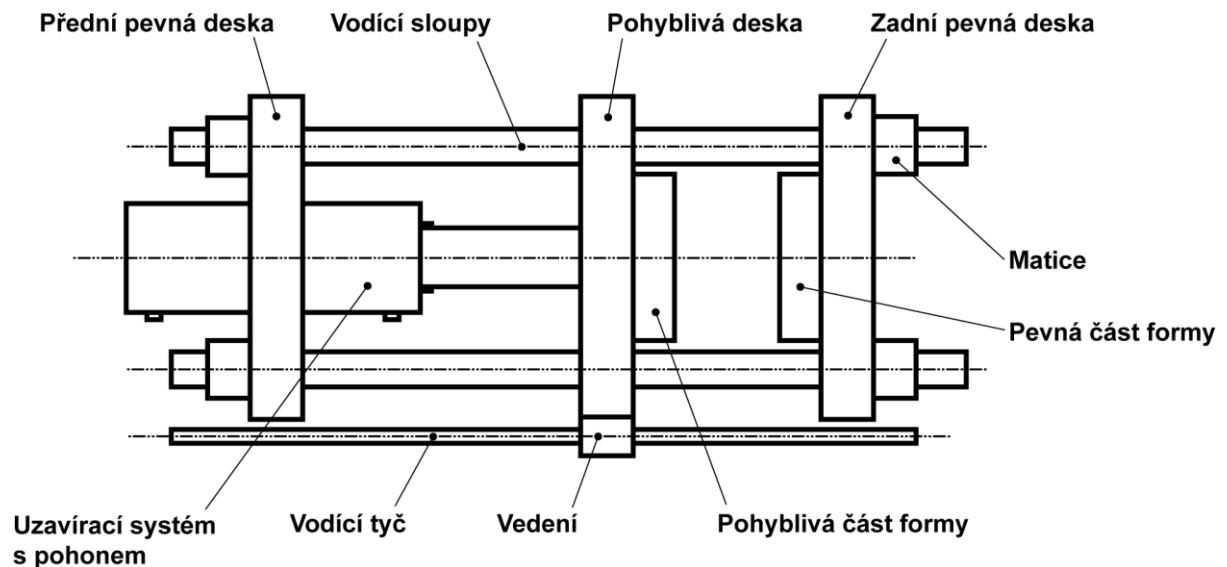
Obr. 7. Složení vstřikovací jednotky

5.3 Uzavírací jednotka

Úkolem uzavírací jednotky je umožnit opakování licího procesu oddělením částí formy, vyjmutím odlitku a opětovným uzavřením licí dutiny. Uzavírací jednotka se skládá z pohyblivé a nepohyblivé části (rámu). Pohyblivá část formy musí být při uzavření v přesné poloze, aby byla zajištěna kvalita odlitku a bezpečnost licího procesu. Při uzavření formy musí být vyvozena uzavírací síla. Ta přitlačuje třením formy k sobě a zabraňuje otevření vlivem vstříkovací (otevřací) síly. Po dokončení procesu je odlitek vyjmut a licí dutina očištěna a zchlazena.

Rám uzavírací jednotky tvoří pevné desky (traverzy) a vodící sloupy. Společně jsou tyto součásti spojeny pomocí matic. Hlavním parametrem rámu je jeho tuhost. Ta patří k základním požadavkům kladeným na stroj, jelikož ovlivňuje účinnost a celkovou tuhost stroje a tím i rozměrovou a tvarovou stálost odlitku. Tuhost rámu chceme co možná největší.

Pohyblivou částí uzavírací jednotky je pohyblivá deska, nosící část formy. Tato deska je do pohybu uvedena uzavíracím systémem s pohonem. Zvolený typ pohonu může být různý. Pohyblivá deska je vedena pomocí vedení, které zajišťuje její okamžitou polohovou přesnost.



Obr. 8. Složení uzavírací jednotky

Hlavními parametry uzavírací jednotky jsou:

- Uzavírací síla
- Zdvih nosiče forem
- Rozměry upínacích desek
- Světlost mezi sloupy
- Rychlost uzav./otevírání stroje
- Světlost mezi sloupy

5.3.1 Pohony uzavíracího systému

K uvedení pohyblivé desky do pohybu lze teoreticky využít kterýkoliv pohon vyvolující lineární pohyb. Ne všechny pohony jsou však vhodné k použití v uzavíracím systému, pro vysoké uzavírací síly, které musí pohon vyvodit. Nejčastěji používaným pohonem je lineární

hydromotor. Ten se používá buď samostatně, nebo v součinnosti s různými uzavíracími mechanismy.

5.4 Dělení

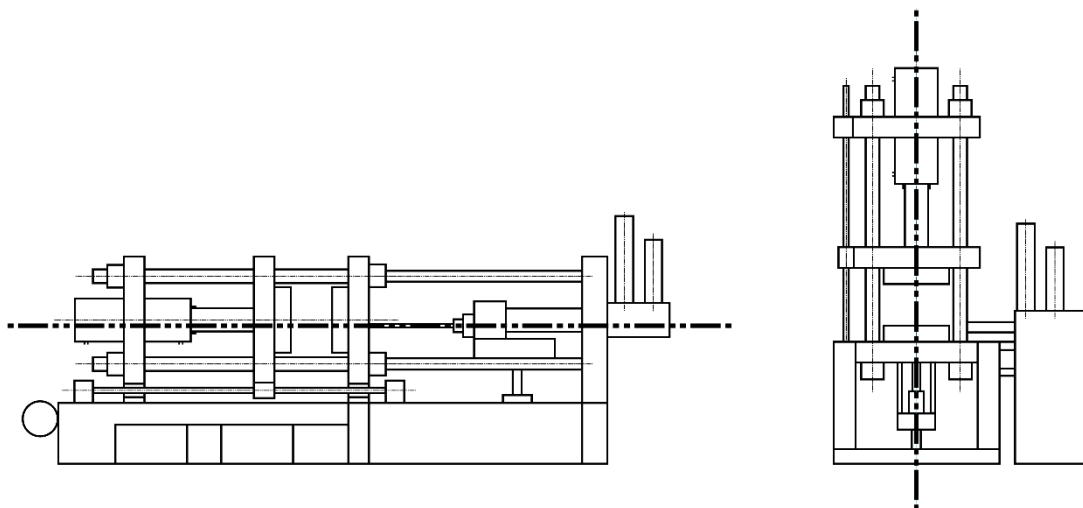
Každý tlakový lící stroj je určen nespočetnou množinou svých parametrů a zvolenými konstrukčními řešeními jednotlivých prvků. Dělit tyto stroje tedy můžeme podle nepřeborného množství různých hledisek. Ustáleně se používá základní dělení dle způsobu přívodu taveniny, na stroje:

- S teplou komorou
- Se studenou komorou

a dále dle orientace osy vstřikovacího pístu, na stroje:

- Horizontální
- Vertikální

V praxi nejčastěji používaným řešením je kombinace studené komory a horizontální osy vstřikování.



Obr. 9. Tlakové lící stroje dle orientace osy vstřikovacího pístu

5.5 Výrobci

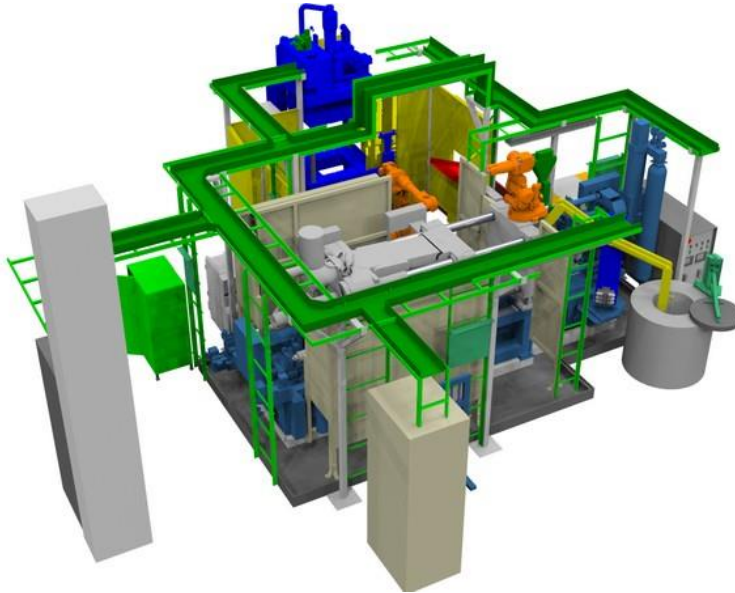
V České Republice vyrábí tlakové lící stroje podnik Rakovnické tvářecí stroje s.r.o. v minulosti pak národní podnik Vihorlat Snina a TOS Rakovník. Mezi významné zahraniční výrobce patří společnosti Italpresse, Colosio, Bühler, Yizumi a Birch.

5.6 Pracoviště tlakového lítí

Spolu se samotným tlakovým lícím strojem tvoří pracoviště pro zhotovení hliníkového odlitku další doplňkové stroje a zařízení. Jde zejména o pec a dávkovač kovu, ostříhovací lis,

omílací linky, otryskávací stroje, pásové brusky a různé manipulátory, dopravníky a roboty. K odstranění kovových výparů je zapotřebí pracoviště napojit na ventilaci.

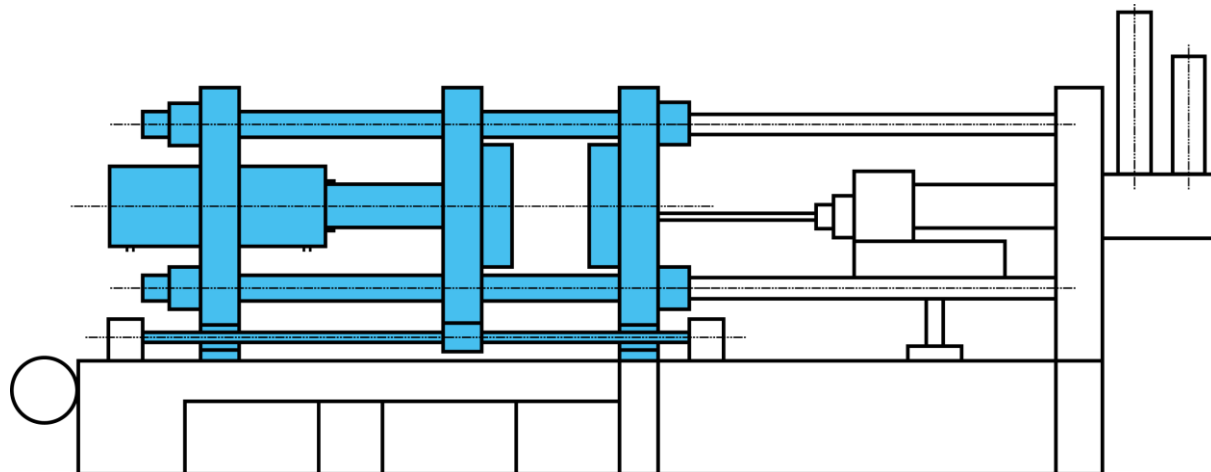
V současné době lze pracoviště kompletně zautomatizovat. Řízení celého pracoviště jako celku je provedeno centrálním řídicím systémem, který je součástí řídicího systému tlakového lícího stroje.



Obr. 10. Vizualizace automatizovaného pracoviště tlakového lití [8]

6 Návrh uzavírací jednotky

V této kapitole je pro konkrétní hodnoty stroje navržena uzavírací jednotka v různých variantách, dle použitého uzavíracího systému. Výsledná řešení s různými pohony jsou porovnána z hlediska konstrukční složitosti, velikosti síly vynaložené pohonem, délky vykonaného zdvihu a vhodnosti.



Obr. 11. Uzavírací jednotka tlakového lícího stroje

6.1 Parametry stroje

Konkrétní zvolené hodnoty byly převzaty z tlakového lícího stroje TL6–400 společnosti Rakovnické tvářecí stroje s.r.o. Jde o stroj s horizontální studenou komorou. Jmenovitá uzavírací síla je 400 tun. Stroj je vhodný pro lití součástí pod tlakem ze slitin hliníku nebo zinku [7].

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitá uzavírací síla	F_{Ujm}	4 000	[kN]
Maximální uzavírací síla	F_{Umax}	4 500	[kN]
Maximální zdvih nosiče forem	Z_{Fmax}	600	[mm]
Rozměry upínacích desek	a_D	990 x 990	[mm]
Počet sloupů	n_{SL}	4	[-]
Světlost mezi sloupy	h_{SL}	605 x 605	[mm]
Rychlost uzav./otevírání stroje	v_U / v_O	370 / 390	[mm/s]
Délka stroje	a_S	6 550	[mm]
Šířka stroje	b_S	2 300	[mm]
Výška stroje	c_S	2 670	[mm]
Hmotnost stroje	m_S	15 500	[kg]

Tab. 2. Vybrané parametry stroje TL6–400

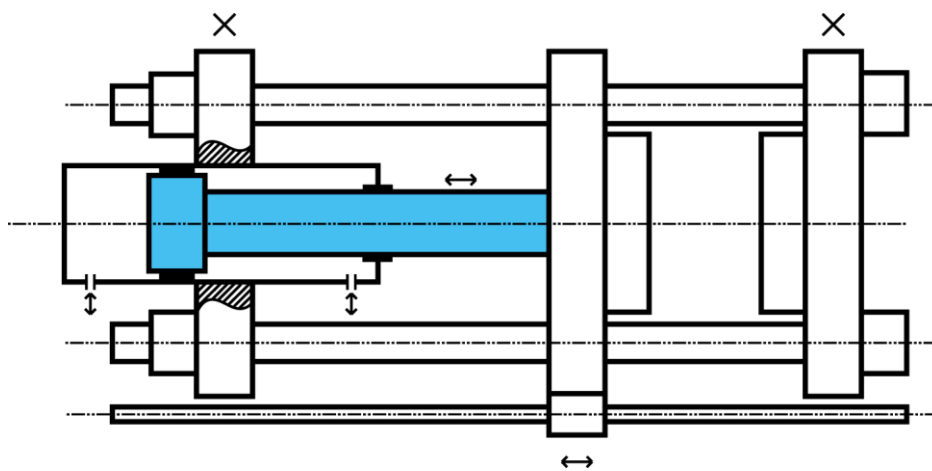
6.2 Návrh variant

Možností realizování uzavíracího systému je celá řada, viz podkapitulu 5.3. Při návrhu uzavíracího systému si uvědomujeme a pracujeme s těmito parametry:

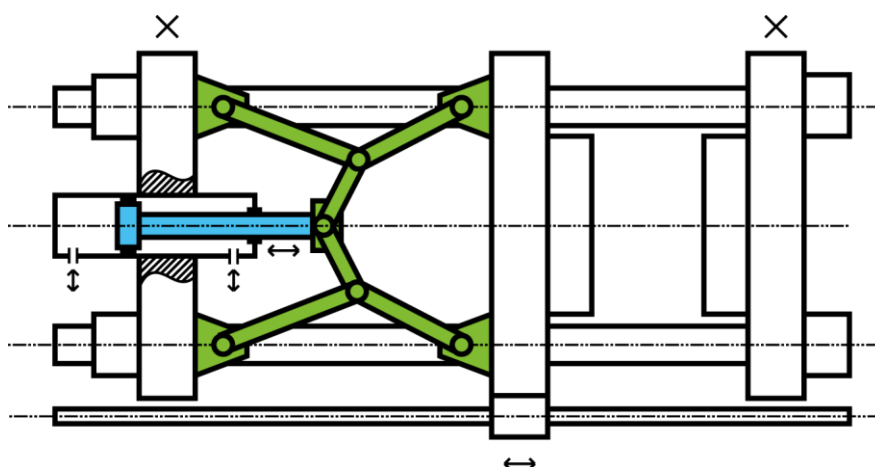
- Orientace osy (horizontální)
- Jmenovitá uzavírací síla ($F_{Ujm} = 4\,000\text{ kN}$)
- Světlost mezi sloupy ($h_{SL} = 605\text{ mm}$)
- Maximální zdvih nosiče forem ($z_{Fmax} = 600\text{ mm}$)
- Rychlost uzavírání/otevírání stroje ($v_U = 370\text{ mm/s}$; $v_O = 390\text{ mm/s}$)
- Teplotní podmínky

Pro účel tohoto konstrukčního cvičení, tj. pro porovnání různých uzavíracích pohonů, byly navrženy tyto konstrukční varianty:

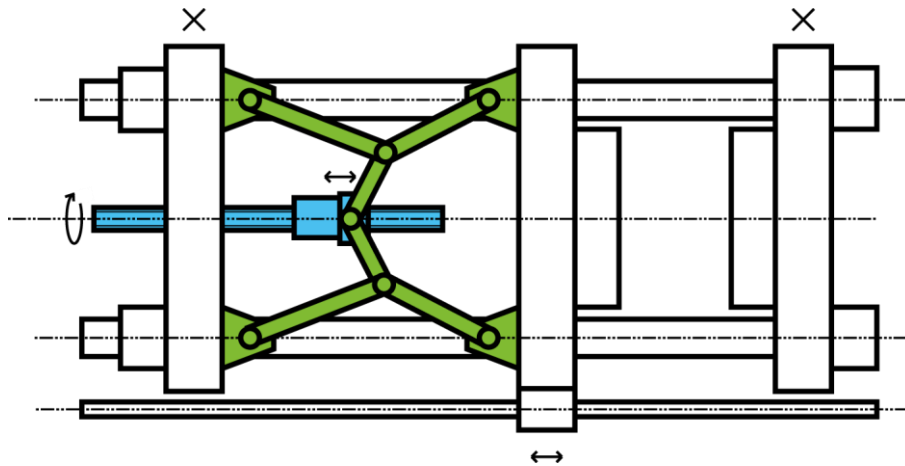
- Varianta A – Uzavírací systém poháněný lineárním hydromotorem
- Varianta B – Uzavírací systém realizovaný hydraulicky poháněným kloubovým mechanismem
- Varianta C – Uzavírací systém realizovaný mechanicky poháněným kloubovým mechanismem



Obr. 12. Varianta A – Uzavírací systém s hydraulickým pohonem uzavírání



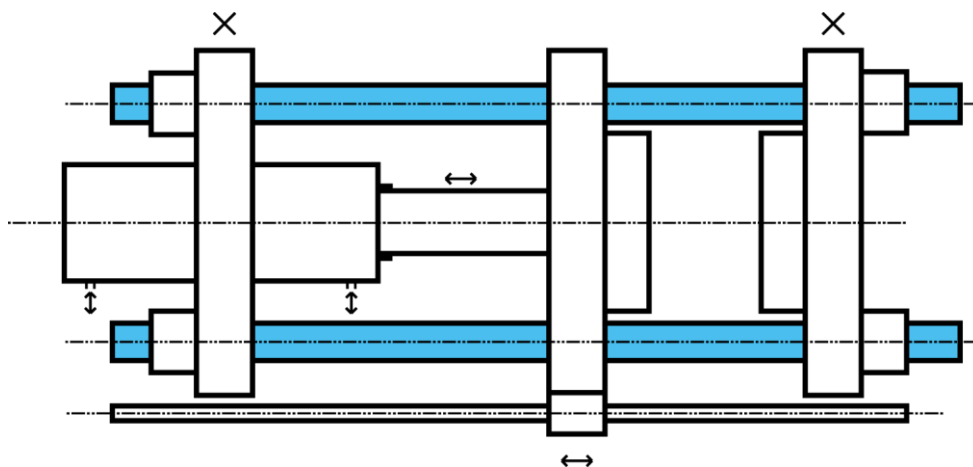
Obr. 13. Varianta B – Uzavírací systém s hydraulickým pohonem a kloubovým mechanismem



Obr. 14. Varianta C – Uzavírací systém s mechanickým pohonem a kloubovým mechanismem

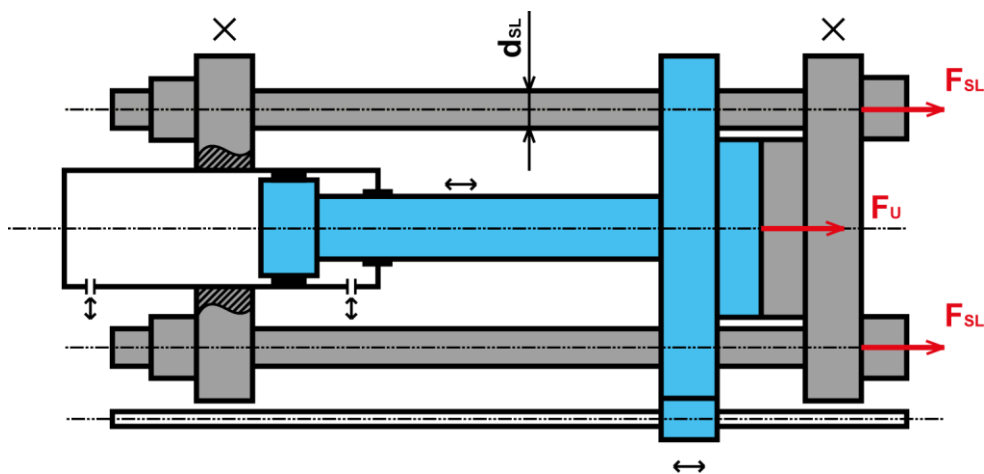
6.3 Návrh vodících sloupů

Vodící sloupy jsou pevně spojeny s nepohyblivými deskami uzavírací jednotky pomocí matic. Dohromady tvoří tuhý, nepohyblivý celek, tj. rám. Rám zachycuje síly vzniklé při licím procesu.



Obr. 15. Poloha vodících sloupů

Při uzavření formy a následném dolisování se na sloupy přenáší uzavírací síla z pohyblivé části uzavírací jednotky. Typ a velikost zatížení sloupů vychází ze symetrie. Ve většině případů jde o osové namáhání na tah. Z pevnostní podmínky určíme potřebný minimální průřez sloupů.



Obr. 16. Přenos síly z pohyblivé části na vodící sloupy

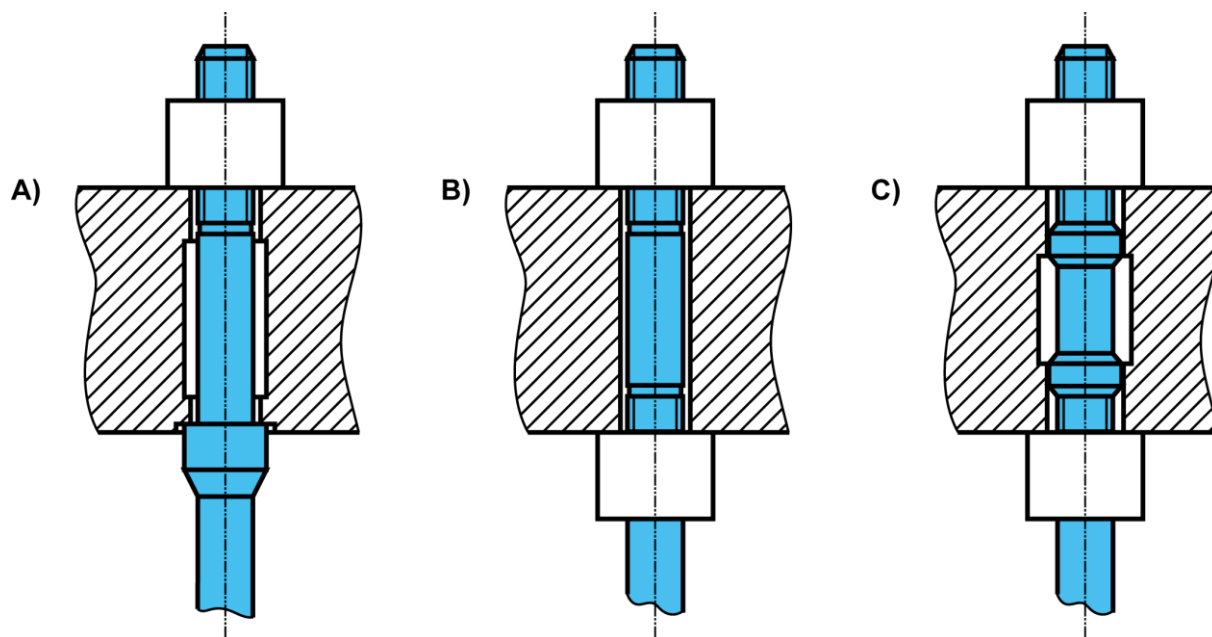
6.3.1 Návrh ukotvení

Vodící sloupy jsou pevně ukotveny mezi přední a zadní pevnou deskou uzavírací jednotky. Toto ukotvení je rozebíratelné a je realizováno pomocí matic a nákrůžků.

Úkolem uchycení je přesně zajistit požadovanou polohu spojených součástí ve všech fázích licího procesu, umožnit přenos sil mezi vodícími sloupy a pevnými deskami, zajistit požadovanou tuhost rámu a umožnit snadné rozebrání.

Nosný závit, většinou používaný na vodících sloupech, je nerovnoramenný lichoběžníkový dle ČSN 01 4052 [9]. Nákrůžky vytvořené na průřezu sloupu mohou být válcové, nebo

kuželové. Při použití kuželového nákrůžku je třeba volit kuželovitost tak, aby nedošlo k roztržení pevné desky.



Obr. 17. Příklady řešení uchycení sloupu v pevných deskách

Realizovatelných možností uchycení je opět nespočetně. Pro návrh v této práci bylo zvoleno řešení vyobrazené na obr. 15. pod písmenem „A“. Rozteč mezi pevnými deskami je zajištěna válcovými nákrůžky. Matice s lichoběžníkovým závitem pak fixují třením pevné desky k nákrůžkům.

6.3.2 Výběr materiálu

K výrobě vodících sloupů se většinou používají tvářené oceli jako C35E (12 040), C45E (12 050), popřípadě 42CrMo4 (15 142). Byl vybrán materiál C45E (dřívější označení 12 050.6 dle ČSN 41 2050) s těmito parametry [10]:

- $R_{e_{min}} = 275 \text{ MPa}$
- $R_m = 560 \text{ MPa}$
- $E = 221 \text{ GPa}$

Maximální dovolené napětí na průřezu vodícího sloupu získáme z meze kluzu. Zvolený koeficient bezpečnosti má hodnotu:

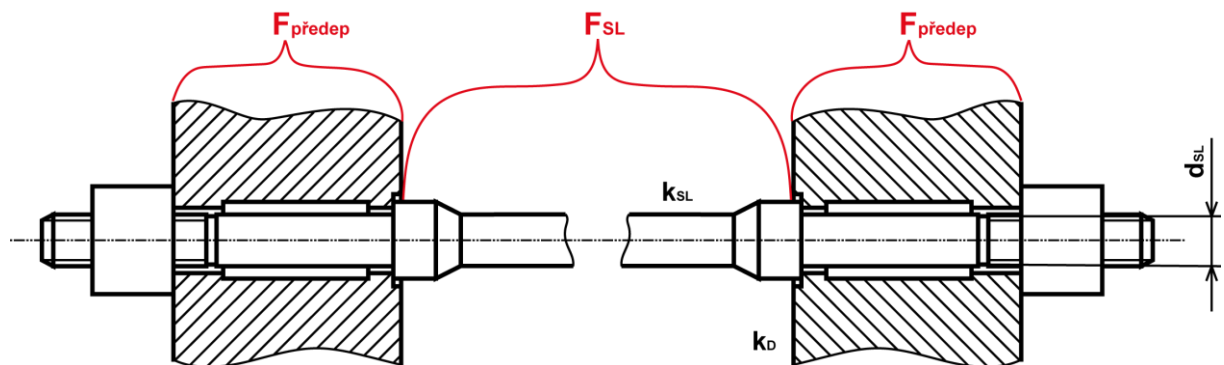
- $k = 3 [-]$

$$(6.1) \quad \sigma_D = \frac{R_{e_{min}}}{k} = \frac{275 \cdot 10^6}{3} = 91,667 \text{ MPa}$$

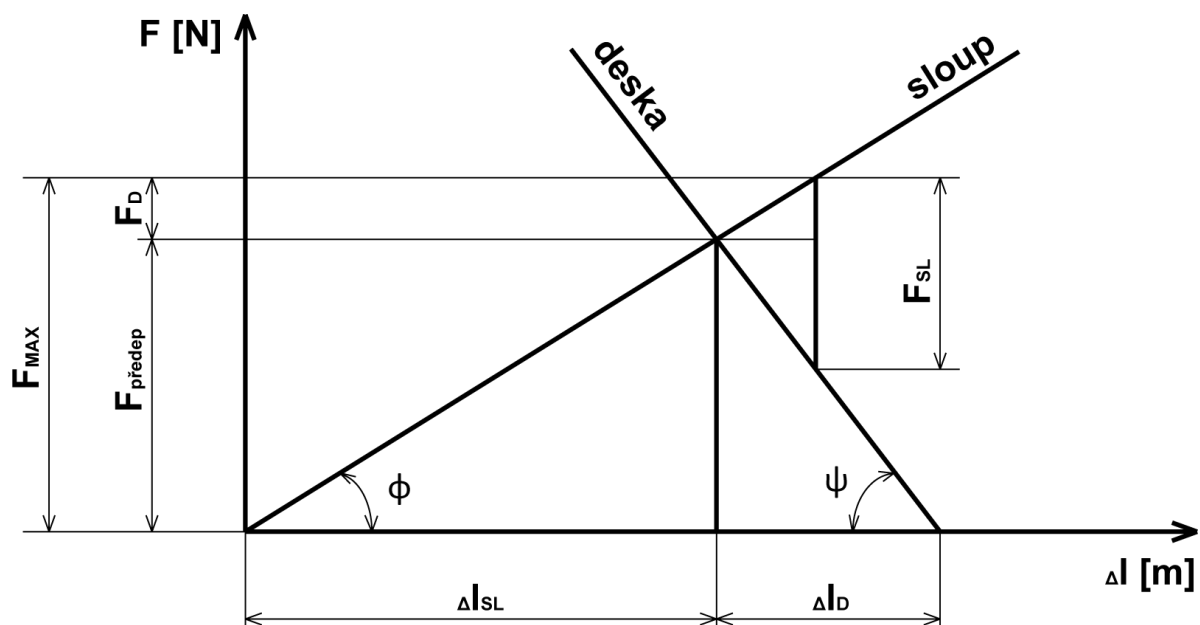
6.3.3 Dimenzování průřezu

Sloup bude kruhového průřezu. Hledaným parametrem bude tedy průměr. Nejmenší dovolený průměr spočteme z pevnostní podmínky při prostém tahu. Vodící sloupy jsou v místě

desek dodatečně zatíženy od předepnutí statickou silou ($F_{\text{předep}}$), viz obr. 16. Velikost maximální síly působící v ose sloupu (F_{MAX}) stanovíme podle teorie předepnutých spojů.



Obr. 18. Oblast působení sil na vodícím sloupu



Obr. 19. Předepínací diagram sloupu

Maximální provozní síla působící na sloup (F_{SL}) je rovna maximální uzavírací síle (F_{Umax}) přenesené do osy vodícího sloupu, viz obr. 14. na str. 14. Její hodnota závisí na počtu sloupů (n_{SL}).

$$(6.2) \quad F_{SL} = \frac{F_{Umax}}{n_{SL}} = \frac{4,5 \cdot 10^6}{4} = 1\,125 \text{ kN}$$

Velikost předepínací síly ($F_{\text{předep}}$) bývá 1,3 až 1,5 velikosti maximální provozní síly (F_{SL}) [9].

$$(6.3) \quad F_{\text{předep}} = 1,5 \cdot F_{SL} = 1,5 \cdot 1,125 \cdot 10^6 = 1\,687,5 \text{ kN}$$

Část osové složky provozní síly přitěžující sloup (F_D) je určena poměrem tuhostí sloupu (k_{SL}) a desky (k_D). Tento poměr bývá mezi 1:3 a 1:5 [4].

$$(6.4) \quad F_D = \frac{k_{SL}}{k_D} \cdot F_{SL} = \frac{1}{3} \cdot 1,125 \cdot 10^6 = 375 \text{ kN}$$

Výslednou maximální sílu působící v ose sloupu (F_{MAX}) nakonec získáme dle předepínacího diagramu takto:

$$(6.5) \quad F_{MAX} = F_P + F_D = 1687,5 \cdot 10^3 + 375 \cdot 10^3 = 2\,062,5 \text{ kN}$$

Z pevnostní podmínky si vyjádříme vztah pro výpočet minimálního potřebného průměru sloupu.

$$(6.6) \quad \sigma_D \geq \frac{F}{S} \quad \rightarrow \quad d_{SL} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{MAX}}{\sigma_D \cdot \pi}}$$
$$d_{SL} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 2062,5 \cdot 10^3}{91,667 \cdot 10^6 \cdot \pi}}$$
$$d_{SL} \geq 169,257 \text{ mm}$$

Získaný průměr musí být minimální a v celé délce sloupu nesmí být žádný průměr menší. Z normalizované řady zvolíme průměr lichoběžníkového závitu na sloupu tak, aby i průměr jádra závitu (d_1) byl větší.

Byl zvolen průměr vodícího sloupu:

- $d_{SL} = 180 \text{ mm}$

Nerovnoramenný lichoběžníkový závit byl zvolen:

- S 180×6×45° dle ČSN 01 4053 (s nejmenším průměrem $d_1 = 172,92 \text{ mm}$)

6.3.4 Návrh délky a dalších rozměrů

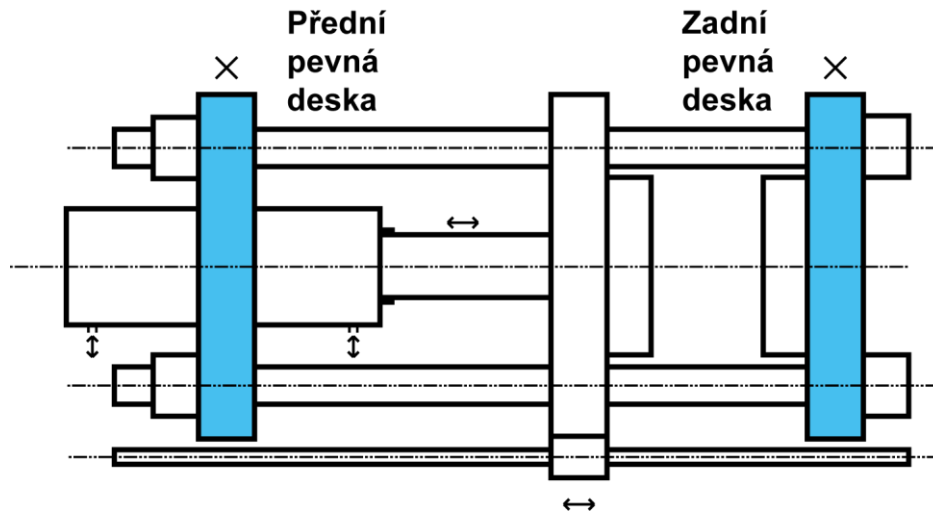
Jelikož není délka vodících sloupů uvedena výrobcem, viz podkapitolu 6.1, určíme jí, rozumně, úvahou z jiných parametrů stroje. Stroj měří na délku 6 550 mm (a_S), dle dostupných obrázků tlakového licího stroje zabírají vodící sloupy zhruba polovinu této délky. Délka vodících sloupů byla tedy zvolena jako:

- $l_{SL} = 3\,400 \text{ mm}$

Další rozměry volíme dle uvážení s přihlédnutím na konstrukční zvyklosti. Výrobní výkres výsledného vodícího sloupu představuje přílohu č.1.

6.4 Návrh pevných desek

Pevné desky tvoří základ rámu a slouží k přesnému upevnění dalších součástí. Zadní deska nosí pevnou část formy a umožňuje průchod roztaveného kovu do licí dutiny. Přední deska pak upíná uzavírací systém. Obě desky svírají vodící sloupce. Celá uzavírací jednotka je ke zbytku tlakového licího stroje upevněna právě skrze pevné desky.



Obr. 20. Poloha pevných desek v uzavírací jednotce stroje

6.4.1 Výběr materiálu

Desky mohou být svařované konstrukce, nebo mohou být odlité. V našem případě byly zvoleny desky odlité. Desky se obvykle odlévají z materiálů 42 2641, 42 2642, 42 2643 dle ČSN. Byla zvolena ocel na odlitky GS 240 (42 2643 dle ČSN 42 2643). Ocel má tyto parametry [11]:

- $R_{e_{min}} = 240 \text{ MPa}$
- $R_m = 440 \text{ MPa}$

Maximální dovolené napětí získáme z meze kluzu. Zvolený koeficient bezpečnosti má hodnotu:

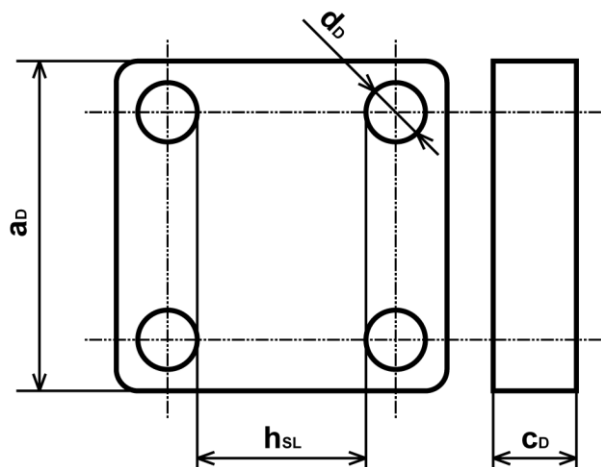
- $k = 5 [-]$

$$(6.7) \quad \sigma_D = \frac{R_{e_{min}}}{k} = \frac{240 \cdot 10^6}{5} = 48 \text{ MPa}$$

6.4.2 Návrh rozměrů

V praxi jsou desky konstruovány jako skříňové konstrukce uvnitř vyztužené žebry. Jelikož návrh konstrukce desek není předmětem této práce, byla konstrukce zjednodušena na plně odlitý masiv. To s sebou nese velký nárůst hmotnosti, nepřekáží to však návrhu uzavíracího systému.

Desky mají čtvercový tvar. Délka strany ($a_D = 990$ mm) byla zvolena v podkapitole 6.1. Taktéž světlost mezi sloupy ($h_{SL} = 605$ mm) byla převzata z údajů výrobce.



Obr. 21. Základní rozměry pevné desky

Průměr děr (d_D) volíme ze zvoleného průměru vodícího sloupu ($d_{SL} = 180$ mm, viz podkapitolu 6.3.3). Průměr nesmí být menší, než normalizovaná díra pro závit S 180×6×45° dle ČSN 02 1050. Zvolený rozměr je:

- $d_D = 200$ mm

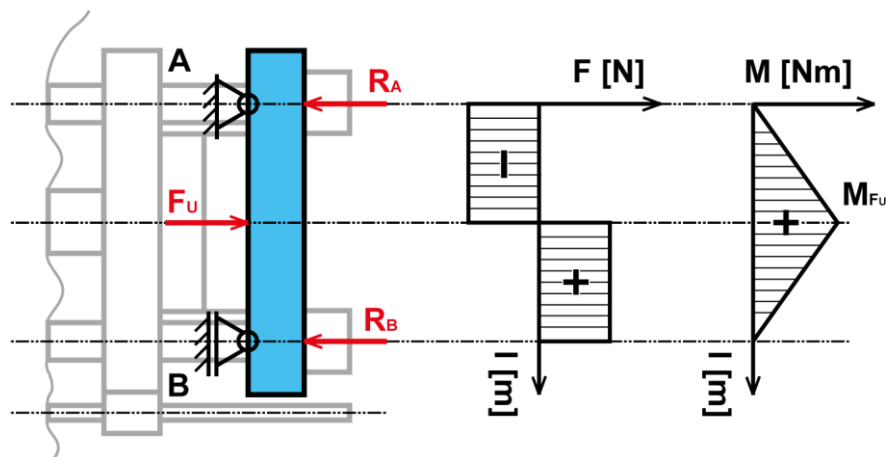
Šířku desky (c_D) volíme s ohledem na hmotnost, působící napětí a na přesnost uložení sloupů. Hodnota veličiny byla zvolena:

- $c_D = 300$ mm

Další rozměry volíme dle uvážení.

6.4.3 Pevnostní kontrola zadní desky

Pevnou desku můžeme velmi zjednodušeně (zanedbáme moment působící ze sloupů) brát jako nosník na dvou podporách, zatížený silou. Na zadní pevnou desku působí uzavírací síla přenesená z uzavíracího systému. Dle metod pevnosti a pružnosti určíme nejvyšší napětí působící v desce a zkontrolujeme, zda je menší než napětí dovolené.



Obr. 22. Namáhání zadní pevné desky

Velikosti reakcí v podporách nosníku (R_A a R_B) můžeme určit z rovnováhy sil a momentů. Jelikož působí zatěžující síla přesně uprostřed nosníku, víme, že výsledná hodnota bude rovna polovině zatěžující síly (F_U). Jejich směr bude oproti zatěžující síle opačný.

$$(6.8) \quad R_A = R_B = \frac{F_{Umax}}{2} = \frac{4,5 \cdot 10^6}{2} = 2\,250 \text{ kN}$$

Největší ohybový moment (M_{Fu}) bude v místě působení zatěžující síly a bude roven:

$$(6.9) \quad M_{Fu} = R_A \cdot \frac{(h_{SL} + d_{SL})}{2} = 2\,250 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,605 + 0,18}{2} = 883,125 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

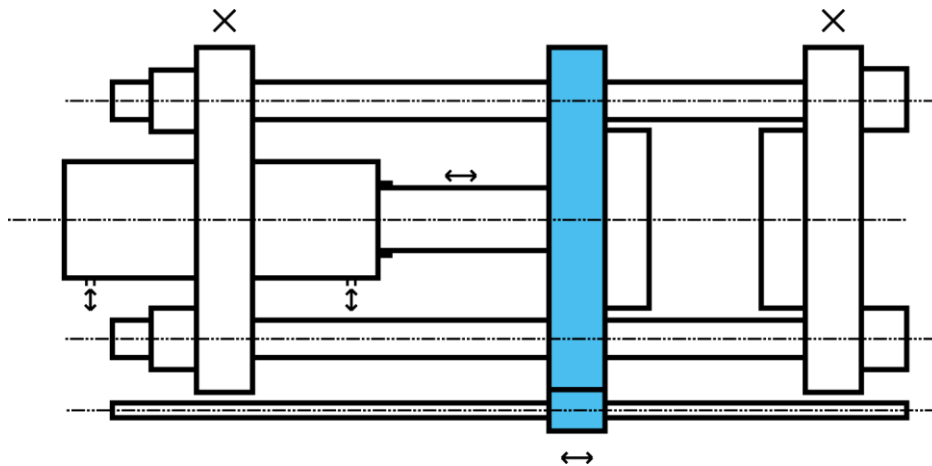
Dle pevnostní podmínky pak zkontrolujeme, zda je maximální napětí v desce menší než dovolené napětí (σ_D).

$$(6.10) \quad \sigma_D \geq \frac{M_O}{W_O}$$
$$\sigma_D \geq \frac{M_{Fu}}{\frac{c_D \cdot a_D^2}{6}}$$
$$48 \cdot 10^6 \geq \frac{883,125 \cdot 10^3}{\frac{0,3 \cdot 0,99^2}{6}}$$
$$48 \cdot 10^6 \geq 18,021 \cdot 10^6$$

Navrhnutá zadní pevná deska tedy vyhovuje při zatížení maximální uzavírací silou.

6.5 Návrh pohyblivé desky

Pohyblivá deska je nosič pohyblivé části formy. Pohybem po vodících sloupech provádí hlavní zdvih, na jehož konci přenáší uzavírací sílu z uzavíracího systému na pevnou část formy a do rámu. Hlavní funkcí pohyblivé desky je přesné zajištění polohy formy a lící dutiny v závěrečné fázi procesu lití a přenos uzavírací síly. Tuto funkci musí plnit opakovaně po celou dobu životního cyklu stroje.



Obr. 23. Poloha pohyblivé desky v uzavírací jednotce stroje

6.5.1 Výběr materiálu

Pohyblivá deska bude, stejně jako desky pevné, odlita. Byla zvolena ocel na odlitky GS 240 (42 2643 dle ČSN 42 2643) s parametry [11]:

- $R_{e_{min}} = 240 \text{ MPa}$
- $R_m = 440 \text{ MPa}$

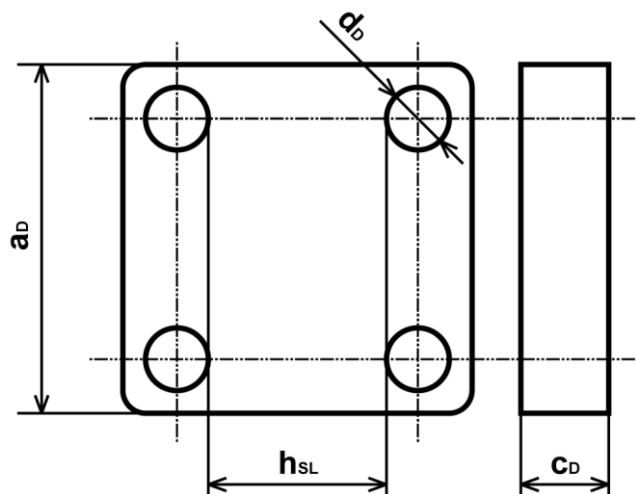
Zvolený koeficient bezpečnosti má hodnotu:

- $k = 5 [-]$

$$(6.11) \quad \sigma_D = \frac{R_{e_{min}}}{k} = \frac{240 \cdot 10^6}{5} = 48 \text{ MPa}$$

6.5.2 Návrh rozměrů

Pohyblivá deska bude v tomto konstrukčním cvičení, podobně jako desky pevné, zjednodušená na plný odlitý masiv.



Obr. 24. Základní rozměry pohyblivé desky

Šířka pohyblivé desky (c_D) byla zvolena stejná jako u desek pevných, a to:

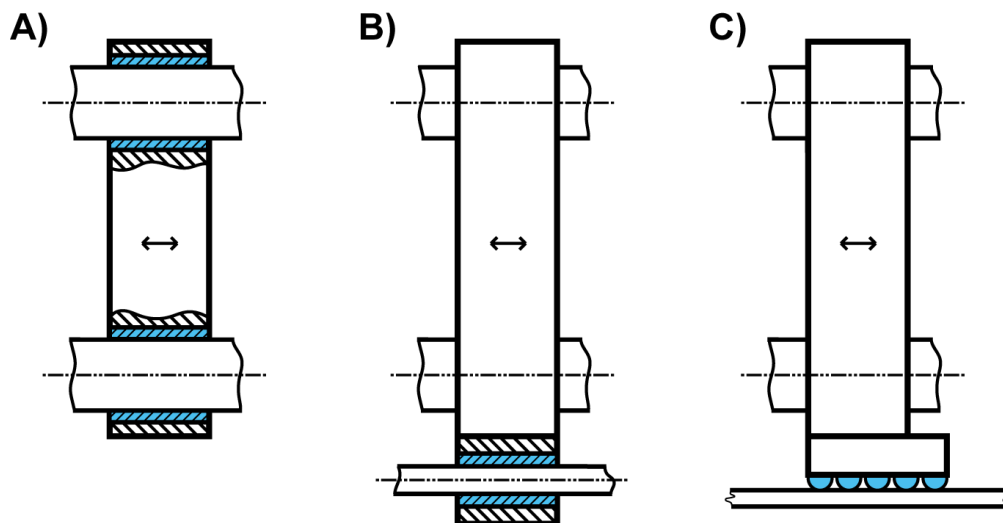
- $c_D = 300$ mm

Průměr děr (d_D) bude mít oproti pevným deskám větší hodnotu, jelikož musí být větší než nákrůžek na vodícím sloupu, aby šlo desku namontovat. Průměr byl zvolen:

- $d_D = 230$ mm (nákrůžek má průměr 220 mm, viz přílohu č. 1)

6.5.3 Návrh vedení

Pro posuv pohyblivé desky je zapotřebí vedení. Nejčastějším řešením jsou varianty uvedené jako „A“ a „C“ na obrázku 23. Pohyblivou desku vedeme, buď přímo po vodících sloupech, nebo pomocí vlastního vedení. Při vedení desky přímo po vodících sloupech vnášíme do rámu další napětí a narušujeme tím tuhost rámu. Vlastní vedení je naproti tomu spojeno nikoliv s rámem uzavírací jednotky, ale se zbytkem tlakového licího stroje. Použití vlastního vedení je tedy žádoucí pro větší uzavírací síly.

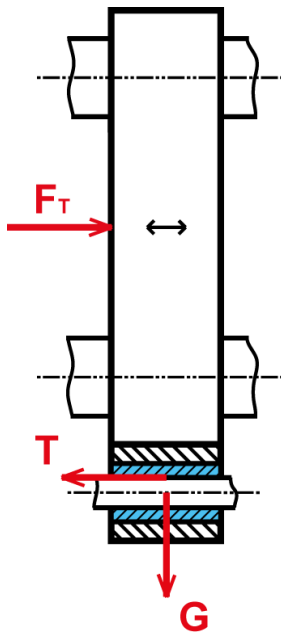


Obr. 25. Možnosti vedení pohyblivé desky

Byl zvolen způsob vedení vyobrazený na obr. 23 pod písmenem „B“. Deska je v této variantě vedena po vlastních vodících tyčích, pevně upevněných na samotném stroji. Tím se zabrání přenosu sil do rámu uzavírací jednotky. Tyto vodící tyče budou dvě.

6.5.4 Výpočet síly potřebné k posunu

Kromě samotné uzavírací síly musí pohon ještě před uzavřením formy vyvíjet sílu dostatečnou k tomu, aby byl umožněn pohyb pohyblivé desky. Síla potřebná k uvedení pohyblivé desky do pohybu musí být větší, než síla třecí, působící ve vedení. Jelikož je deska jinak neztížena, počítáme třecí sílu z vlastní tíhy desky.



Obr. 26. Síly působící při volném pohybu desky

Hmotnost pohyblivé desky určíme z navržených rozměrů a z hustoty navrženého materiálu.

$$(6.12) \quad m_D = V_D \cdot \rho = \left[(a_D^2 \cdot c_D) - 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_D^2}{4} \cdot c_D \right) \right] \cdot \rho \\ = \left[(0,99^2 \cdot 0,3) - 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,23^2}{4} \cdot 0,3 \right) \right] \cdot 7850 = 1916,757 \text{ kg}$$

Tíhovou sílu desky (G) získáme vynásobením hmotnosti (m_D) gravitačním zrychlením. Jelikož jsme zvolili vedení desky po dvou vodících tyčích, vydělíme tíhovou sílu dvěma (n_V).

Velikost třecí síly (T) je pak dána tíhou desky vynásobenou třecím koeficientem (f). Třecí koeficient vybíráme pro navržený materiál z rozpětí 0,03 až 0,09 [12]. Byl zvolen třecí koeficient:

- $f = 0,05$ [-]

$$(6.13) \quad F_T > T$$
$$F_T > G \cdot f$$
$$F_T > \frac{m_D \cdot g}{n_V} \cdot f$$
$$F_T > \frac{1\,916,757 \cdot 9,807}{2} \cdot 0,05$$
$$F_T > 469,924 \text{ N}$$

K posunu pohyblivé desky je tedy zapotřebí, aby pohon působil silou větší než 0,47 kN.

6.5.5 Návrh materiálu vedení

K výrobě vodících tyčí pohyblivé desky byl vybrán stejný materiál jako k výrobě vodících sloupů rámu, tj. tvářená ocel C45E (12 050.6 dle ČSN 41 2050) s těmito parametry [10]:

- $R_{e_{min}} = 275 \text{ MPa}$
- $R_m = 560 \text{ MPa}$

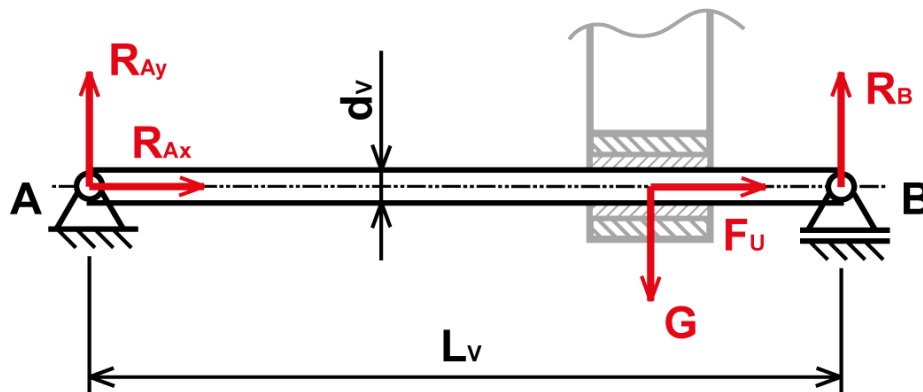
Maximální dovolené napětí na průřezu získáme z meze kluzu. Zvolený koeficient bezpečnosti má hodnotu

- $k = 3 [-]$

$$(6.14) \quad \sigma_D = \frac{R_{e_{min}}}{k} = \frac{275 \cdot 10^6}{3} = 91,667 \text{ MPa}$$

6.5.6 Návrh délky a průměru vedení

Tyče sloužící k vedení pohyblivé desky budou kruhového průřezu. Hledáme tedy minimální potřebný průměr daný pevnostní podmínkou.



Obr. 27. Síly působící na vodící tyč pohyblivé desky

Zvolený maximální zdvih nosiče forem (z_{Fmax}) je 600 mm, viz podkapitulu 6.1. Délku vedení volíme tedy tak, aby byla větší než tento rozměr. Dále tento rozměr zvětšíme o délku potřebnou k upevnění tyčí a o samotnou šířku pohyblivé desky (c_D). Po úvaze byla zvolena délka vodící tyče:

- $l_V = 1\,200\text{ mm}$

Tyč bude zatížena namáháním tahovým a ohybovým. Ohybové namáhání je vyvozeno samotnou tíhou pohyblivé desky (G/n_V). Tahové, popřípadě tlakové, namáhání je pak způsobeno silou přenesenou z pohonu. Jelikož provádíme dimenzování, počítáme s nejvyšší možnou silou, tj. s maximální uzavírací silou (F_{Umax}). Polohu působení síly (G) pak volíme v takové poloze, aby byl vyvozený ohybový moment co největší. Polohu působení sil tedy uvažujeme v polovině tyče.

Velikosti reakcí v podporách nosníku (R_{Ax} , R_{Ay} a R_B) určíme z rovnováhy sil a momentů.

$$(6.15) \quad \sum F = 0 \text{ v ose } x: \quad R_{Ax} + \frac{F_{Umax}}{n_V} = 0$$

$$\sum F = 0 \text{ v ose } y: \quad R_{Ay} + R_B - \frac{G}{n_V} = 0$$

$$\sum M = 0 \text{ k bodu } A: \quad R_B \cdot l_V - \frac{G}{n_V} \cdot \frac{l_V}{2} = 0$$

$$\rightarrow R_B = \frac{G}{2 \cdot n_V} = \frac{m_D \cdot g}{2 \cdot n_V} = \frac{1\,916,757 \cdot 9,807}{2 \cdot 2} = 4\,699,409\text{ N}$$

$$R_{Ay} = \frac{G}{n_V} - R_B = 4\,699,409\text{ N}$$

$$R_{Ax} = -\frac{F_{Umax}}{2} = -\frac{4,5 \cdot 10^6}{2} = -2\,250\text{ kN}$$

Maximální napětí v tyči (σ_{RED}) je získáme sloučením napětí tahového a ohybového.

$$(6.16) \quad \sigma_{RED} = \sigma_T + \sigma_O = \frac{4 \cdot |R_{Ax}|}{\pi \cdot d_V^2} + \frac{32 \cdot \left| R_{Ay} \cdot \frac{l_V}{2} \right|}{\pi \cdot d_V^3} = \frac{2\,864,79 \cdot 10^3}{d_V^2} + \frac{90,229 \cdot 10^3}{d_V^3}$$

Dále platí pevnostní podmínka, tedy:

$$(6.17) \quad \sigma_D \geq \sigma_{RED}$$

$$91,667 \cdot 10^6 \geq \frac{2\,864,79 \cdot 10^3}{d_V^2} + \frac{90,229 \cdot 10^3}{d_V^3}$$

Vyjádřením průměru (d_v) ze vzorce 6.17 zjistíme, že:

$$(6.18) \quad d_v \geq 181,597 \text{ mm}$$

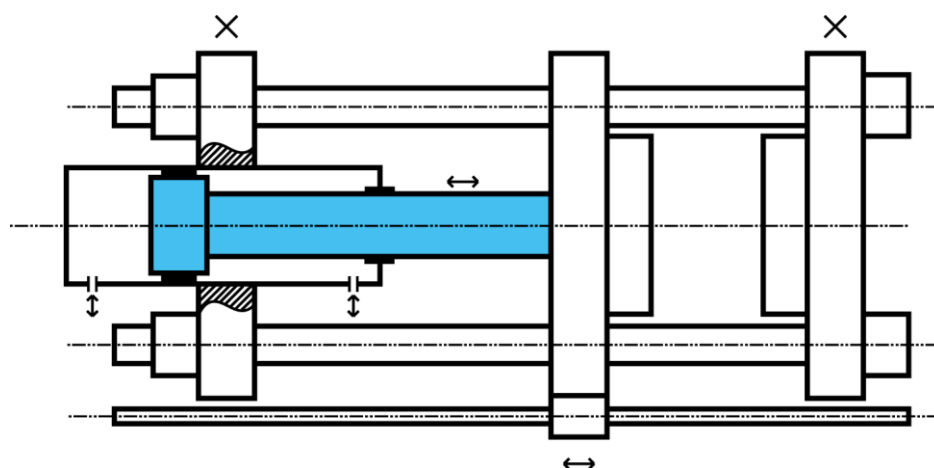
Průměr vodící tyče pohyblivé desky byl tedy zvolen:

- $d_v = 190 \text{ mm}$

6.6 Varianta A – Hydraulický pohon

V této variantě je uzavírací systém tvořen pouze samotným lineárním dvojitým hydromotorem. Ten je pevně uchycen v přední pevné desce a zdvihem pístu posouvá desku pohyblivou. Pohyb pístu je vyvolán hydraulicky, tlakem pracovní kapaliny. Hydraulický obvod dále dotváří rozvaděč, hydrogenerátor a nádrž s pracovní kapalinou.

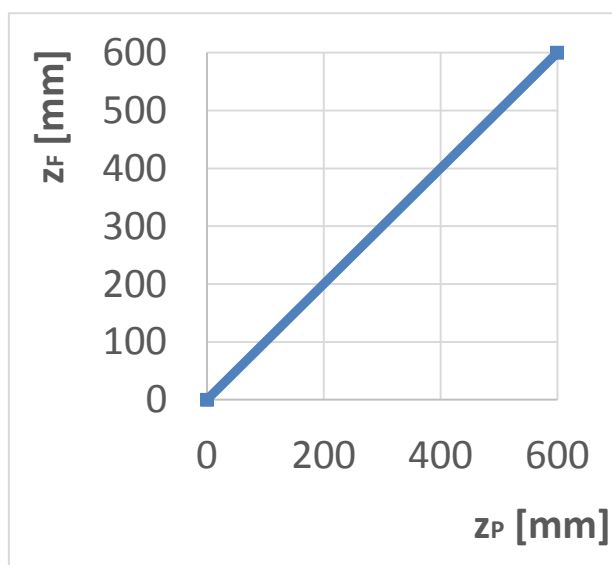
Hydromotor navrhujeme s ohledem na předepsanou pracovní sílu, zdvih, rychlost otevírání a zavírání a volnou plochu na desce pro zástavbu. Osa hydromotoru bude soustředná s osami desek.



Obr. 28. Uzavírací systém poháněný lineárním hydromotorem

6.6.1 Průběh zdvihu

Jelikož není zdvih zpřevodovaný mechanismem a pístnice je pevně spojená s pohyblivou deskou, tak se neliší zdvih pohonu (z_P) a pohyblivé desky (z_F).



Grf. 1. Zdvihová charakteristika hydraulického pohonu

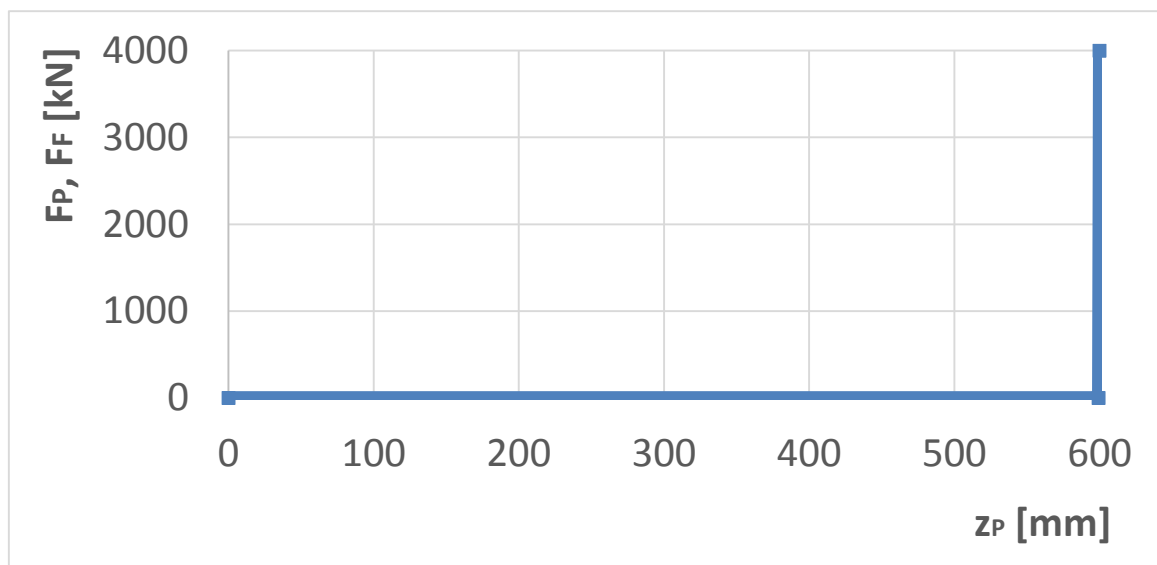
Charakteristika je tedy po celou dobu zdvihu v obou směrech lineární. Maximální zdvih pohonu ve variantě A je 600 mm.

6.6.2 Průběh pracovní síly

Až do uzavření formy vyvádí pohon pouze sílu potřebnou k posunu pohyblivé desky, viz podkapitolu 6.5.4, tedy sílu $F_T = 0,5$ kN. Po uzavření formy a začátku lití musí pohon vyvinout sílu pracovní uzavírací, tj. $F_{Ujm} = 4\,000$ kN. Náběh do této a z této síly, tj. po jakou délku zdvihu se síla mění, je dán tuhostí rámu. Rám se díky působení uzavírací síly natahuje, prodloužení získáme z Hookova zákona.

$$(6.19) \quad \Delta l = l_{SL} \cdot \varepsilon = l_{SL} \cdot \frac{\sigma}{E} = l_{SL} \cdot \frac{1}{E} \cdot \frac{\frac{F_{Umax}}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{SL}^2}{4}} = 3,4 \cdot \frac{1}{221 \cdot 10^9} \cdot \frac{\frac{4,5 \cdot 10^6}{4}}{\frac{\pi \cdot 0,18^2}{4}} = 0,68 \text{ mm}$$

Síla se tedy změní z F_T na F_{Ujm} a naopak, velmi rychle.



Grf. 2. Průběh silového působení pohonu ve variantě A

Síla, kterou vyvodí pohon (F_P) je rovna síle působící na pohyblivou desku (F_F). Maximální dosažená síla pohonu je rovna jmenovité uzavírací síle (F_{Ujm}) s hodnotou 4 000 kN.

6.6.3 Výběr materiálu pístnice

Pístnice se nejčastěji vyrábí z konstrukčních ocelí E335 (11 600), E360 (11 700), C35E (12 040), C45E (12 050), či z pružinové oceli 51CrV4 (15 260) [13]. Byl vybrán materiál 51CrV4 (15 260 dle ČSN EN 10083-1), s těmito parametry [14]:

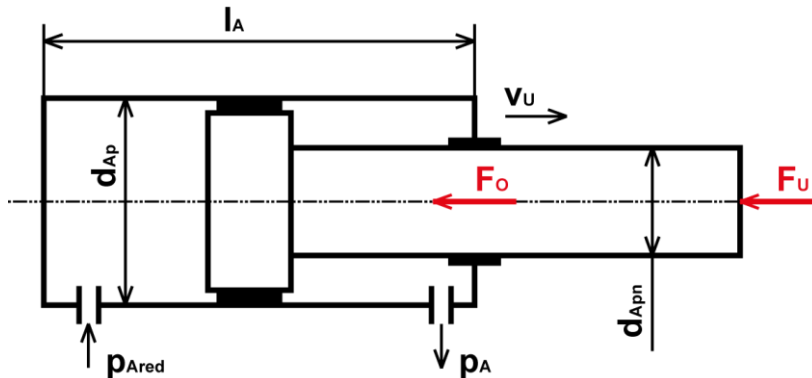
- $R_{e_{min}} = 600$ MPa
- $R_m = 800$ MPa

Zvolený koeficient bezpečnosti má hodnotu:

- $k = 5$ [-]

$$(6.20) \quad \sigma_D = \frac{Re_{min}}{k} = \frac{600 \cdot 10^6}{5} = 120 \text{ MPa}$$

6.6.3 Dimenzování průřezu pístnice



Obr. 29. Síly působící na pístnici při uzavírání formy

Na pístnici působí kromě uzavírací síly (F_U), již chceme vyvolat, také odpor proti pohybu od těsnění (F_O). Tento odpor je přibližně roven 0,1 násobku síly zatěžovací [13].

$$(6.21) \quad F_O = 0,1 \cdot F_{Umax} = 0,1 \cdot 4,5 \cdot 10^6 = 450 \text{ kN}$$

Celková síla působící na pístnici je součtem zatěžující síly (F_U) a síly odporové (F_O).

$$(6.22) \quad F_{MAX} = F_{Umax} + F_O = 4,5 \cdot 10^6 + 0,45 \cdot 10^6 = 4\,950 \text{ kN}$$

Pístnice má kruhový průřez, z pevnostní podmínky si vyjádříme a následně určíme minimální potřebný průměr pístnice.

$$(6.23) \quad \sigma_D \geq \frac{F}{S} \quad \rightarrow \quad d_{Apn} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{MAX}}{\sigma_D \cdot \pi}}$$

$$d_{Apn} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4,95 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6 \cdot \pi}}$$

$$d_{Apn} \geq 229,175 \text{ mm}$$

Všechny průměry pístnice musí být větší, než tento spočtený. Potřebné rozměry pístnice, volíme dle uvážení. V místě pod těsněním, volíme průměr podle rozměrů vyráběných pístnicových těsnění a stíracích kroužků.

Hlavní průměr pístnice byl zvolen $d_{Apn} = 240 \text{ mm}$, s ohledem na vybraná těsnění:

- Pistnicové těsnění Hennlich S16 – $240 \times 261 \times 8,1$ [15]
- Stírací kroužek Hennlich A38 – $240 \times 255 \times 9,5/14$ [16]
- Vodící pásy Hennlich F506 – 8502023 [17]

Vybraná těsnění vyhovují požadavků na kluznou rychlost a na provozní teplotu ($v_0 = 0,39$ m/s; teplotní rozsah, -30°C až $+100^\circ\text{C}$).

6.6.4 Návrh tlaku dodávaného hydraulickým systémem

Pro návrh průměru pístu je nejdříve zapotřebí určit tlak v hydraulickém obvodu. Při návrhu tohoto tlaku vycházíme z parametrů vybraných těsnění. Pro teplotní rozsah a pro dosahované kluzné rychlosti je pro těsnění předepsán maximální tlak.

Těsnění, vybraná v podkapitole 6.6.3 mají pro zvolené parametry ($v_0 = 0,39$ m/s; teplotní rozsah, -30°C až $+100^\circ\text{C}$), předepsány tyto maximální tlaky:

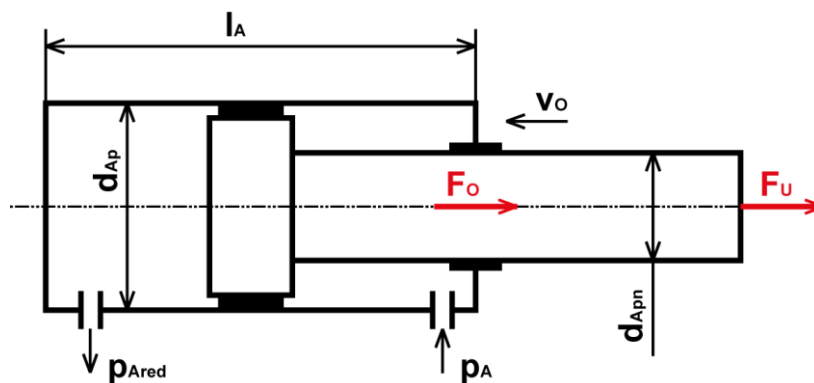
- Hennlich S16: $p_{\text{MAX}} = 320$ bar
- Hennlich A38: p_{MAX} není uvedeno
- Hennlich F506: p_{MAX} není uvedeno

Konečný navržený tlak, vzhledem k výše uvedeným skutečnostem, byl zvolen:

- $p_A = 30$ MPa

Dále navržená těsnění pístu musí splňovat tento parametr.

6.6.5 Návrh průměru vrtání válce



Obr. 30. Síly působící na pístnici při otevírání formy

Jelikož je plocha pístu na jedné straně menší, a to o průměr pístnice, musíme při návrhu průměru pístu vycházet právě z této plochy, aby byl hydromotor schopen při zpětném pohybu vyvodit potřebnou sílu [13]. Síla vyvolaná tlakem (p_A) na plochu pístu musí být tedy větší než síla F_{MAX} . Potřebný průměr určíme z rovnice pro tlak.

$$(6.24) \quad p_A \cdot S \geq F_{\text{MAX}} \quad \rightarrow \quad S \geq \frac{F_{\text{MAX}}}{p_A}$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot (d_{Ap}^2 - d_{Apn}^2) \geq \frac{F_{\text{MAX}}}{p_A}$$

$$d_{Ap} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{MAX}}{p_A \cdot \pi} + d_{Apn}^2}$$
$$d_{Ap} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4,95 \cdot 10^6}{30 \cdot 10^6 \cdot \pi} + 0,24^2}$$
$$d_{Ap} \geq 517,382 \text{ mm}$$

Průměr vrtání válce a průměr pístu volíme, opět, za respektování vyráběných rozměrů těsnění. Byla vybrána tyto těsnění:

- Pístní těsnění Hennlich K54 – 520 × 494,5 × 8,1 [18]
- Vodící pásy Hennlich F506 – 8502525 [17]

Vybraná těsnění vyhovují požadavků na kluznou rychlost ($v_0 = 0,39$ m/s), na provozní teplotu (teplotní rozsah, -30°C až $+100^\circ\text{C}$) a na maximální tlak ($p_A = 30$ MPa). Těsnění K54 – 520 × 494,5 × 8,1 bude vyrobeno na míru, tyto pístní těsnění se vyrábějí pouze do průměru 400 mm.

Průměr vrtání válce je tedy:

- $d_{Ap} = 520$ mm

Spára mezi válcem a pístem bude 0,175 mm, dle doporučení výrobce pro daný tlak [18].

6.6.6 Výpočet redukováného tlaku

Protože plocha pístu v druhé větvi hydromotoru není zmenšena o průměr pístitnice, je nutné tlak v této větvi (p_{Ared}) zredukovat tak, aby byla při uzavírání formy vyvinuta potřebná uzavírací síla (F_{MAX}). Toho je docíleno použitím redukčního ventilu.

$$(6.25) \quad p_{Ared} \geq \frac{F_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_{Ap}^2}{4}}$$
$$p_{Ared} \geq \frac{4 \cdot 4,95 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,52^2}$$
$$p_{Ared} \geq 23,308 \text{ MPa}$$

6.6.7 Výběr materiálu válce

K výrobě válce se používají zpravidla bezešvé trubky, popřípadě se válce odlévají, či vykovávají [13]. V našem případě byl zvolen válec odlitý. K odlévání válců se používají oceli 42 2651, 42 2661 nebo 42 2720 [13]. Byla zvolena ocel na odlitky 42 2720 dle ČSN 42 2720 s těmito parametry [5]:

- $R_{e_{min}} = 340$ MPa
- $R_m = 620$ MPa

Zvolený koeficient bezpečnosti má hodnotu:

- $k = 3 [-]$

$$(6.26) \quad \sigma_D = \frac{Re_{min}}{k} = \frac{340 \cdot 10^6}{3} = 113,333 \text{ MPa}$$

6.6.8 Výpočet tloušťky stěny válce

Stěny válce jsou namáhány působením tlaku uvnitř válce (p_A). Z pevnostní podmínky určíme nejmenší možnou tloušťku stěny. Válec nesmí být v žádném svém místě slabší, nicméně se k této tloušťce připočítávají i přiléhající plochy od víka, od dna hydromotoru, apod. Za kritickou tloušťku proto považujeme to místo, kde z jedné strany působí vnitřní tlak (p_A) a z druhé strany tlak atmosférický (p_{ATM}).

Pevnostní podmínka po dosažení redukovaného napětí získaného z Guestovy hypotézy (vztah byl převzat z publikace [13]):

$$(6.27) \quad \sigma_D \geq \frac{p_A \cdot d_{Ap} + 2 \cdot t_A \cdot p_A}{2 \cdot t_A}$$

Z tohoto vztahu si vyjádříme minimální tloušťku válce:

$$(6.28) \quad t_A \geq \frac{p_A \cdot d_{Ap}}{2 \cdot (\sigma_D - p_A)}$$
$$t_A \geq \frac{30 \cdot 10^6 \cdot 0,52}{2 \cdot (113,333 \cdot 10^6 - 30 \cdot 10^6)}$$
$$t_A \geq 93,6 \text{ mm}$$

Tloušťka válce byla zvolena:

- $t_A = 95 \text{ mm}$

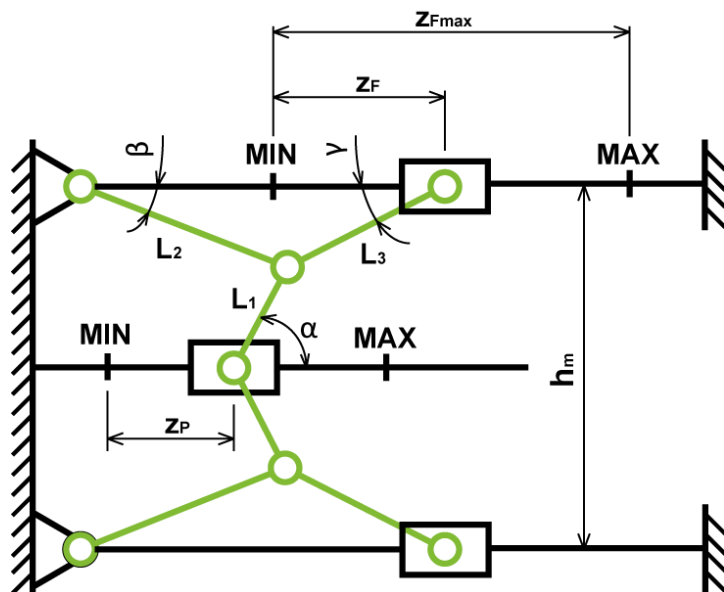
Průměr vrtání válce byl $d_{Ap} = 520 \text{ mm}$. Spolu s navrhnutou tloušťkou válce (t_A) získáváme minimální průměr navrhnutého hydromotoru 710 mm . Světlost mezi sloupy (h_{SL}) je 605 mm , jelikož je však hydromotor kruhového průřezu, zjistíme zda je prostor pro zástavbu dostatečný z úhlopříčky mezi sloupy. Úhlopříčka je přeponou pravoúhlého rovnoramenného trojúhelníku a má délku $855,6 \text{ mm}$. Navrhnutý hydromotor je tedy možné vměstnat do pracovního prostoru.

Výkres sestavy navrhnutého hydromotoru představuje přílohu č. 2.

6.7 Návrh kloubového mechanismu

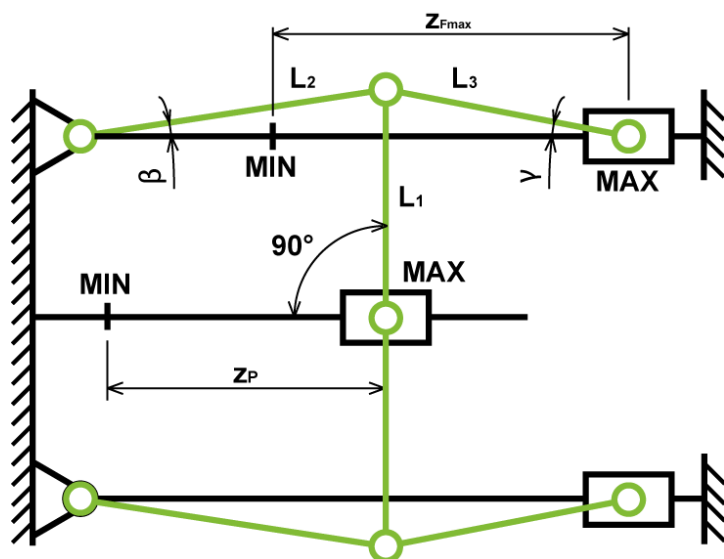
Ve variantách B a C je použito kloubového mechanismu. Ten je složen z ramen, které jsou vzájemně spojeny čepy. Při působení síly z pohonu na mechanismus, vykonají ramena pohyb. Jelikož se síla jednotlivými rameny šíří pouze osově, tak se prostupem přes ramena zpřevoduje. K vytvoření uzavírací síly na výstupu bude potřeba menší síly na vstupu, než u přímého pohonu.

V této podkapitole hledáme převodové charakteristiky mechanismu, tj. jak se změní výstup při změně vstupu. Konkrétně hledáme vztah mezi zdvihem na vstupu a na výstupu a vztah mezi silou na vstupu a na výstupu. Navržený mechanismus musí splnit požadavek na zdvih formy a musí se vejít do prostoru uzavírací jednotky, tedy mezi sloupy.



Obr. 31. Náhradní schéma kloubového mechanismu v obecné poloze

Po dokonání zdvihu, tj. po přesunu mechanismu do koncové pozice, se uzavře licí dutina a započne samotné lití. Při něm působí na mechanismus otevírací síla daná plnicím tlakem. Pro zmírnění vlivu této síly, předepneme mechanismus překmitnutím ramen do pozice zobrazené na obr. 30. Úhel β bude přibližně 1° . Úhel α bude v konečné pozici 90° .

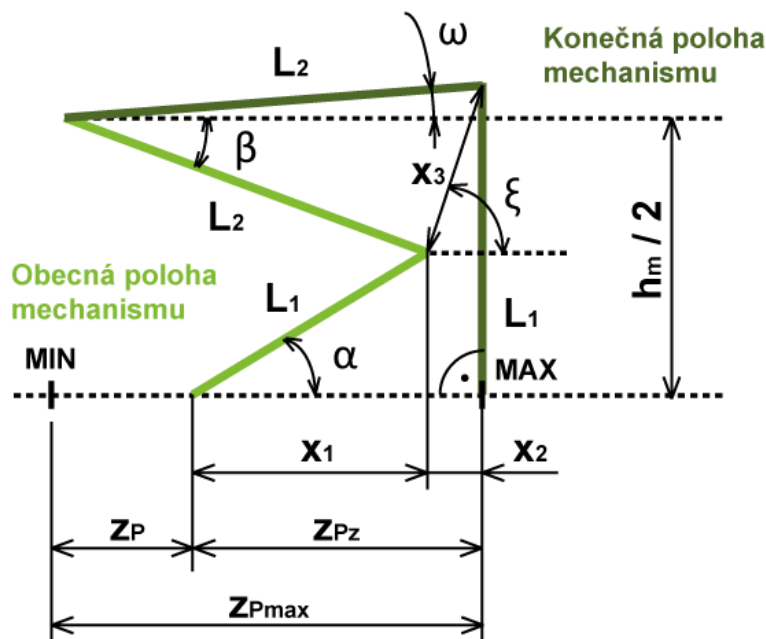


Obr. 32. Poloha ramen mechanismu po dokončení zdvihu

6.7.1 Zdvihová charakteristika

Nejdříve vyšetříme jaké vazby mají mezi sebou jednotlivé veličiny. Řešení prozatím provádíme obecně, za použití goniometrických vztahů. Při řešení vycházíme z konečné polohy mechanismu, která je nám známa. Poloha mechanismu před započítáním zdvihu je nám neznáma, závisí totiž na délkách ramen a na rozpětí upnutí ramen na deskách.

Délky ramen (L_1 , L_2 , L_3) a vzdálenost upnutí ramen na deskách (h_m) jsou konstanty, jež mají konkrétní fyzický parametr. K těmto konstantám navrhneme konkrétní hodnotu. Ostatní veličiny vyjadřují pouze momentální polohu mechanismu. Lze je tedy volit pouze ve vztahu k nějaké okrajové podmínce, tj. například pro konečnou polohu mechanismu.



Obr. 33. Veličiny pro vyšetření zdvihu pohonu v kloubovém mechanismu

Veličina ω představuje úhel β v koncové poloze. Výsledná hodnota by se měla pohybovat kolem 1° . Veličina je daná vztahem:

$$(6.29) \quad \omega = \sin^{-1} \left(\frac{L_1 - \frac{h_m}{2}}{L_2} \right)$$

Zdvih pohonu (z_P) získáme ze vztahu:

$$(6.30) \quad z_P = z_{Pmax} - z_{Pz}$$

Jelikož celkový zdvih pohonu (z_{Pmax}) získáme až potom, co budeme znát počáteční polohu mechanismu, počítáme, zatím, s dráhou pohonu měřenou od polohy koncové (z_{Pz}). Ta je dána velikostí dvou pomocných veličin (x_1 , x_2).

$$(6.31) \quad z_{Pz} = x_1 + x_2$$

První pomocná veličina (x_1) vyjadřuje stranu trojúhelníku, viz obr. 31.

$$(6.32) \quad x_1 = L_1 \cdot \cos(\alpha)$$

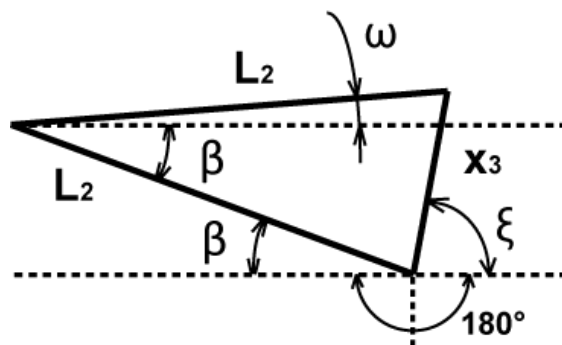
Druhá pomocná veličina (x_2) vyjadřuje taktéž stranu trojúhelníku.

$$(6.33) \quad x_2 = x_3 \cdot \cos(\xi)$$

Veličina x_3 je stranou v rovnoramenném trojúhelníku se zbývajícími stranami o délce L_2 .

$$(6.34) \quad x_3 = 2 \cdot L_2 \cdot \sin\left(\frac{\beta + \omega}{2}\right)$$

Úhel ξ získáme odečtením úhlů nám známých od oblouku o 180° , viz obr. 32.



Obr. 34. Získání úhlu ξ

$$(6.35) \quad \xi = 180^\circ - \beta - \frac{180^\circ - (\beta + \omega)}{2}$$

Pro zdvih pohonu měřeného od koncové polohy (z_{Pz}) tedy platí:

$$(6.36) \quad z_{Pz} = L_1 \cdot \cos(\alpha) + 2 \cdot L_2 \cdot \sin\left(\frac{\beta + \omega}{2}\right) \cdot \cos\left(180^\circ - \beta - \frac{180^\circ - \beta + \omega}{2}\right)$$

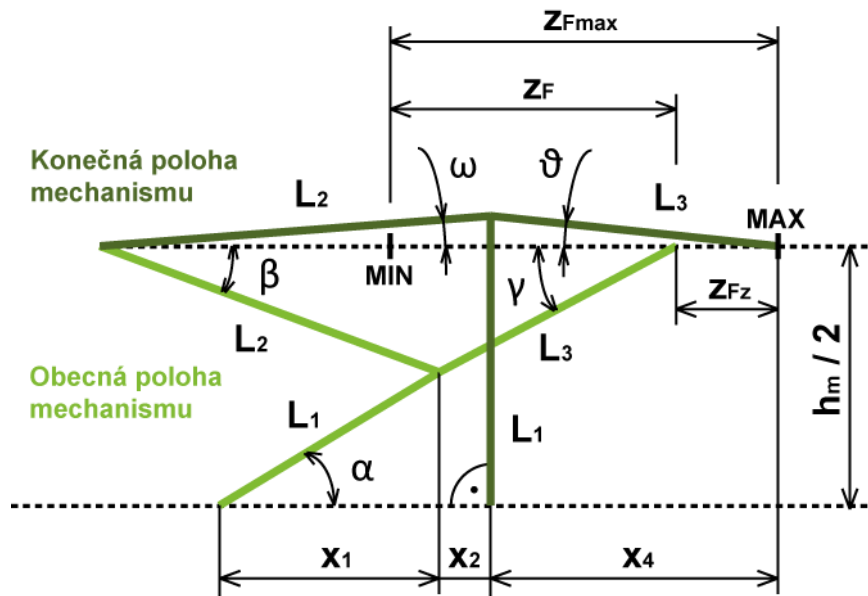
Předpis pro úhel β je následující:

$$(6.37) \quad \beta = \sin^{-1}\left(\frac{\frac{h_m}{2} - L_1 \cdot \sin(\alpha)}{L_2}\right)$$

A pro úhel γ takovýto:

$$(6.38) \quad \gamma = \sin^{-1} \left(\frac{\frac{h_m}{2} - L_1 \cdot \sin(\alpha)}{L_3} \right)$$

Jelikož pro veličiny L_1 , L_2 , L_3 a h_m budou navrhnuty konkrétní hodnoty, závisí oba úhly pouze na veličině α . Zdvih pohonu (z_P) po dosažení tedy také závisí pouze na úhlu α .



Obr. 35. Veličiny pro vyšetření zdvihu nosiče forem v kloubovém mechanismu

Závislost pro výpočet zdvihu nosiče forem (z_F) je následující:

$$(6.39) \quad z_F = z_{Fmax} - z_{Fz}$$

Tentokrát maximální zdvih (z_{Fmax}) známe, jde o zadaný parametr stroje (viz podkapitulu 6.1). Vztah pro výpočet zdvihu nosiče forem tedy získáme přímo. Nejdříve však, opět, vycházíme ze zdvihu měřeného od nám známé koncové polohy.

$$(6.40) \quad z_{Fz} = x_2 + x_4 - L_3 \cdot \cos(\gamma)$$

Pomocnou veličinu x_2 máme již vyjádřenou (viz vzorec 6.33). Pomocná veličina x_4 je stranou trojúhelníku.

$$(6.41) \quad x_4 = L_3 \cdot \cos(\vartheta)$$

Úhel ϑ rovněž získáme z trojúhelníku.

$$(6.42) \quad \vartheta = \sin^{-1} \left(\frac{\sin(\omega) \cdot L_2}{L_3} \right)$$

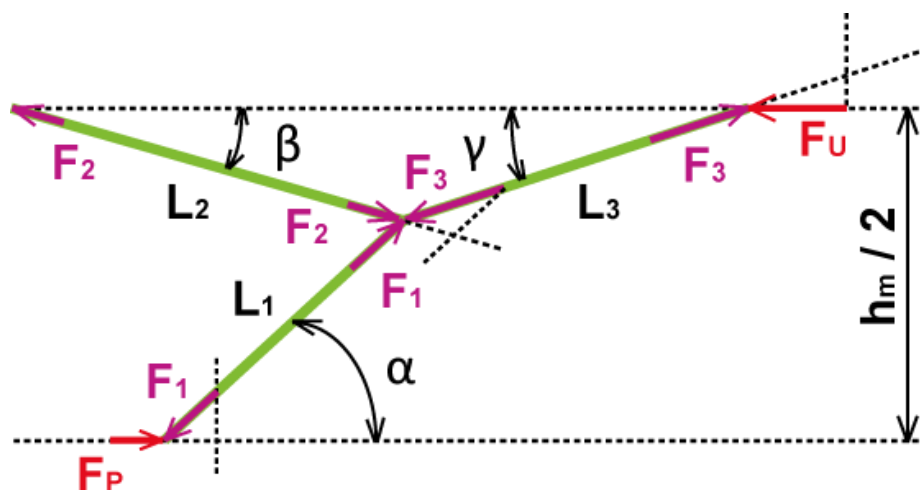
Výsledný vztah pro zdvih nosiče forem (z_F) je tedy:

$$(6.43) \quad z_F = z_{Fmax} - \left[2 \cdot L_2 \cdot \sin \left(\frac{\beta + \omega}{2} \right) \cdot \cos \left(180^\circ - \beta - \frac{180^\circ - \beta + \omega}{2} \right) + L_3 \cdot \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{\sin(\omega) \cdot L_2}{L_3} \right) \right) - L_3 \cdot \cos(\gamma) \right]$$

Za úhel β opět můžeme dosadit vztah (6.37). Momentální zdvih nosiče forem závisí tedy také pouze na úhlu α .

6.7.2 Přenos uzavírací síly

Mechanismus přenáší sílu z pohonu na pohyblivou desku pomocí ramen. Ramena se chovají jako pruty a tudíž přenášejí pouze osové zatížení, tj. napětí tahové a tlakové. Pomocí goniometrických funkcí získáme vztah mezi silou na vstupu a na výstupu. Předpisy pro vnitřní síly působící v ramenech jsou také důležité pro pozdější dimenzování jejich průřezů.

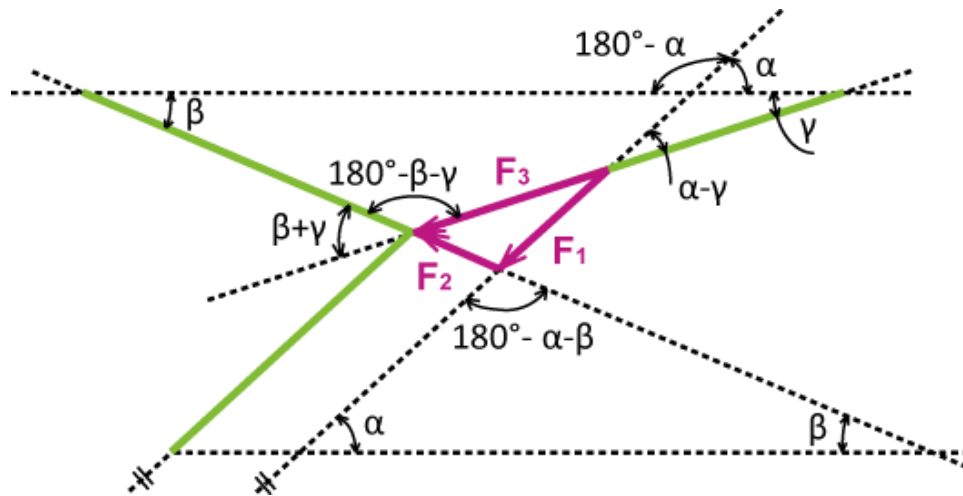


Obr. 36. Přenos uzavírací síly mechanismem

Začínáme opět u síly nám známé, tedy u uzavírací síly. Tu přeneseme do osy ramena 3.

$$(6.44) \quad F_3 = \frac{F_U}{\cos(\gamma)}$$

Pro další rozklad vnitřní síly F_3 do ramen 2 a 1 musíme znát vnitřní úhly vzniklého trojúhelníku, viz obr. 35.



Obr. 37. Úhly v mechanismu při rozkladu vnitřní síly

Vnitřní sílu v rameni 2 získáme ze sinové věty.

$$(6.45) \quad F_2 = \frac{F_3 \cdot \sin(\alpha - \gamma)}{\sin(180^\circ - \alpha - \beta)}$$

Vnitřní sílu F_1 získáme rovněž ze sinové věty.

$$(6.46) \quad F_1 = \frac{F_3 \cdot \sin(\beta + \gamma)}{\sin(180^\circ - \alpha - \beta)}$$

Konečně, sílu vyvolanou pohonem získáme převedením síly F_1 do osy pohonu.

$$(6.47) \quad F_p = F_1 \cdot \cos(\alpha)$$

6.7.3 Návrh rozměrů

Po úvaze byly zvoleny tyto konstrukční rozměry:

- Vzdálenost upnutí ramen na deskách, $h_m = 605$ mm
- Délka prvního ramena, $L_1 = 310$ mm
- Délka druhého ramena, $L_2 = 400$ mm
- Délka třetího ramena, $L_3 = 400$ mm

Vzdálenost upnutí ramen na deskách (h_m) byla zvolena shodná se světlostí mezi sloupy (h_{SL}). Délka prvního ramena (L_1) musí být větší než polovina této vzdálenosti, aby bylo umožněno překmitnutí do konečné polohy mechanismu. Délka druhého ramena (L_2) byla

zvolena, tak aby se úhel β v konečné poloze přibližoval 1° . Délka třetího ramena (L_3) se bude shodovat s druhým ramenem, pro usnadnění výpočtů (úhel β se pak bude vždy shodovat s úhlem γ).

Velikost veličiny ω , tj. úhlu β v koncové poloze, se bude rovnat:

$$(6.48) \quad \omega = \sin^{-1} \left(\frac{L_1 - \frac{h_m}{2}}{L_2} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{0,31 - 0,3025}{0,4} \right) = 1,074^\circ$$

6.7.4 Průběh zdvihu

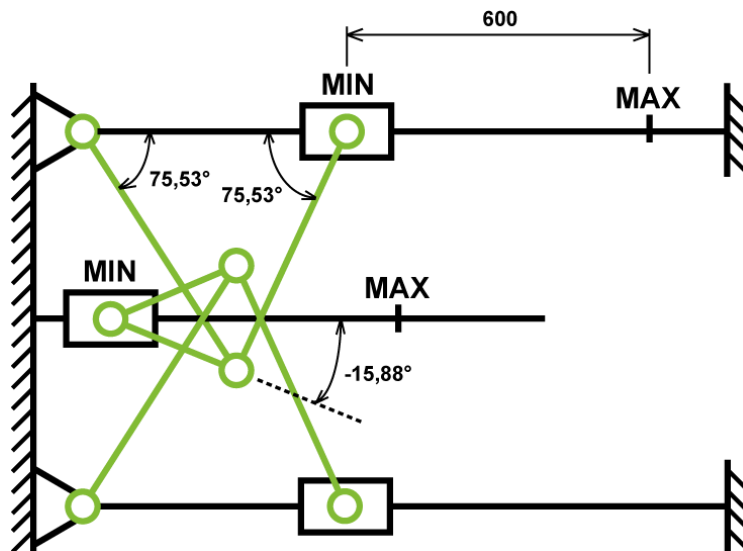
Dosažením zvolených konstrukčních parametrů do vzorců bylo dosaženo těchto hodnot:

α [°]	β [°]	γ [°]	z_P [mm]	z_F [mm]
90	-1.074	-1.074	598.171	600
80	-0.4	-0.4	544.28	600
77,371	0	0	530.324	600
70	1.604	1.604	492.059	599.827
60	4.881	4.881	441.791	597.24
50	9.356	9.356	393.657	589.499
40	14.957	14.957	347.216	573.037
30	21.639	21.639	301.585	543.763
20	29.418	29.418	255.359	496.985
10	38.438	38.438	206.262	426.762
0	49.135	49.135	149.955	323.567
-10	62.977	62.977	74.688	163.614
-15	73.104	73.104	15.058	32.647
-15.879	75.533	75.533	0	0

Tab. 3. Změna veličin v mechanismu při konání zdvihu

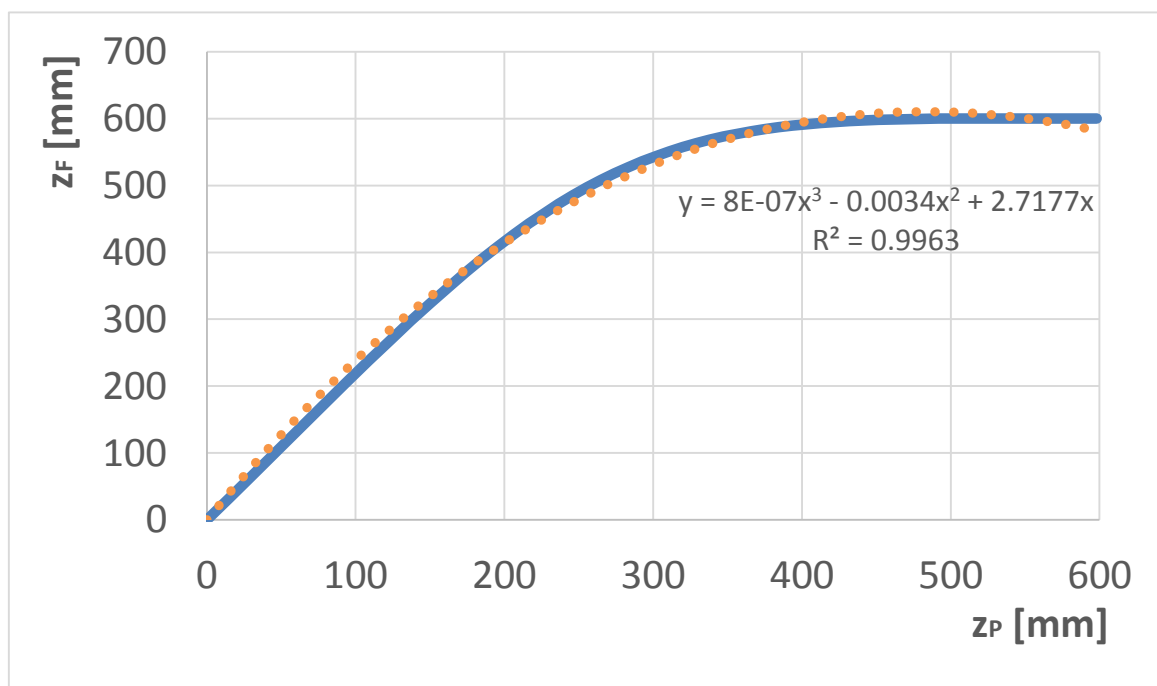
Zjistili jsme, že pro navržené konstrukční rozměry je mechanismus schopen vykonat zdvih formy v celé délce. Pohon vykoná zdvih 598 mm. Mechanismus tedy zmenšil dráhu pohonu nutnou ke zdvihu formy jen minimálně.

Mechanismus se nachází v počáteční poloze, když úhel $\beta = \gamma = 75,533^\circ$ a úhel $\alpha = -15,879^\circ$. Při konstrukčním návrhu musíme tedy počítat s tím, že mechanismus překmitne přes osu nejen v ramenech dva a tři, ale také v rameni jedna.



Obr. 38. Kloubový mechanismus v počáteční poloze

Vztah mezi zdvihem pohonu (z_P) a zdvihem nosiče forem (z_F) nám dává následující zdvihovou charakteristiku:

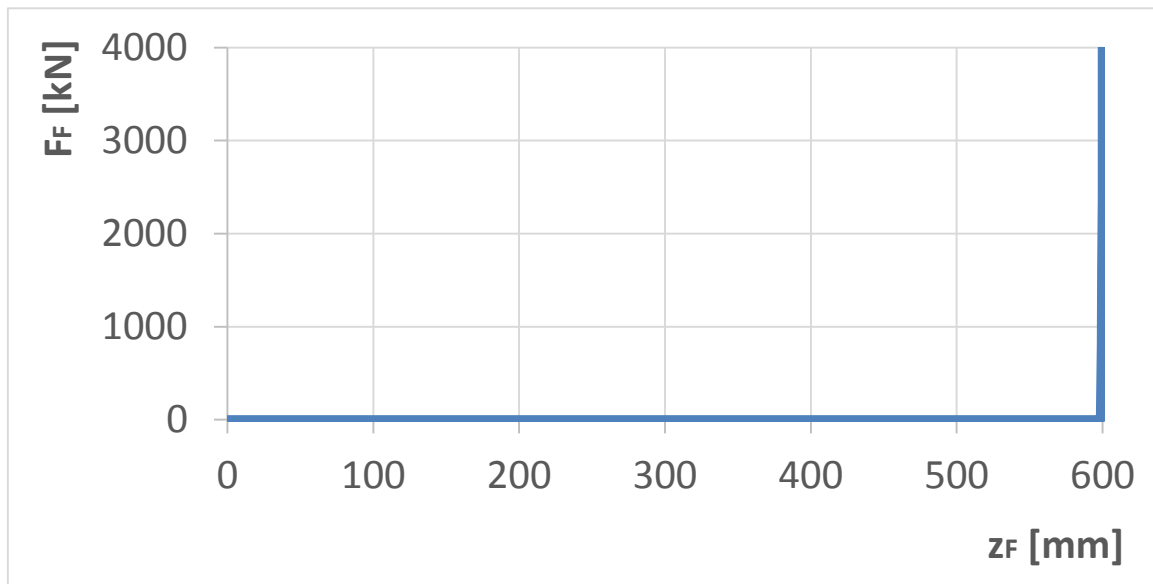


Grf. 3. Zdvihová charakteristika kloubového mechanismu

Na rozdíl od pohonu přímého není tato charakteristika lineární. Při zahájení zdvihu vykoná nosič forem oproti pohonu zhruba dvojnásobný zdvih. Ke konci se však se změnou vstupu změní výstup pouze pramálo. Charakteristiku lze poměrně přesně aproximovat polynomem třetího stupně, viz graf. 3.

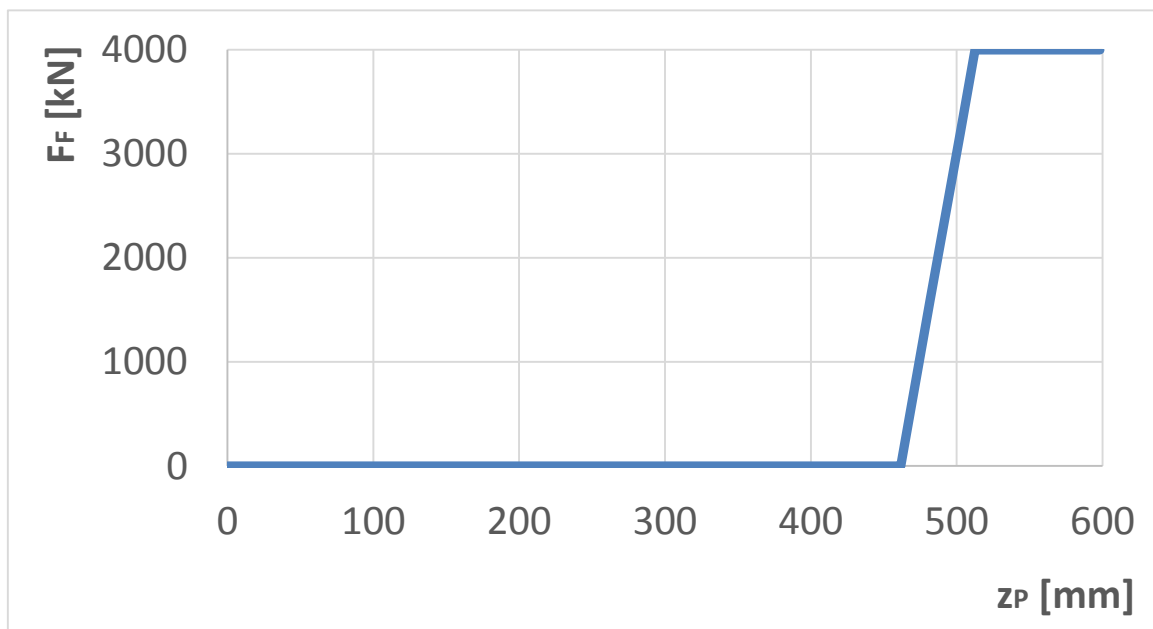
6.7.5 Průběh síly na výstupu

Na pohyblivé desce chceme vyvodit stejný silový průběh jako při použití pohonu přímého, viz podkapitola 6.6.2. Maximální vyvozená síla se opět bude rovnat 4 000 kN. Závislost síly kladené na pohyblivou desku (F_F) na zdvihu nosiče forem (z_F) bude tedy vypadat stejně.



Grf. 4. Průběh silového působení na pohyblivou desku v závislosti na zdvihu desky

Jelikož však není závislost mezi zdvihy lineární, bude průběh silového působení na pohyblivou desku (F_F) v závislosti na zdvihu pohonu (z_P) odlišný od přímého pohonu.



Grf. 5. Průběh silového působení na pohyblivou desku v závislosti na zdvihu pohonu

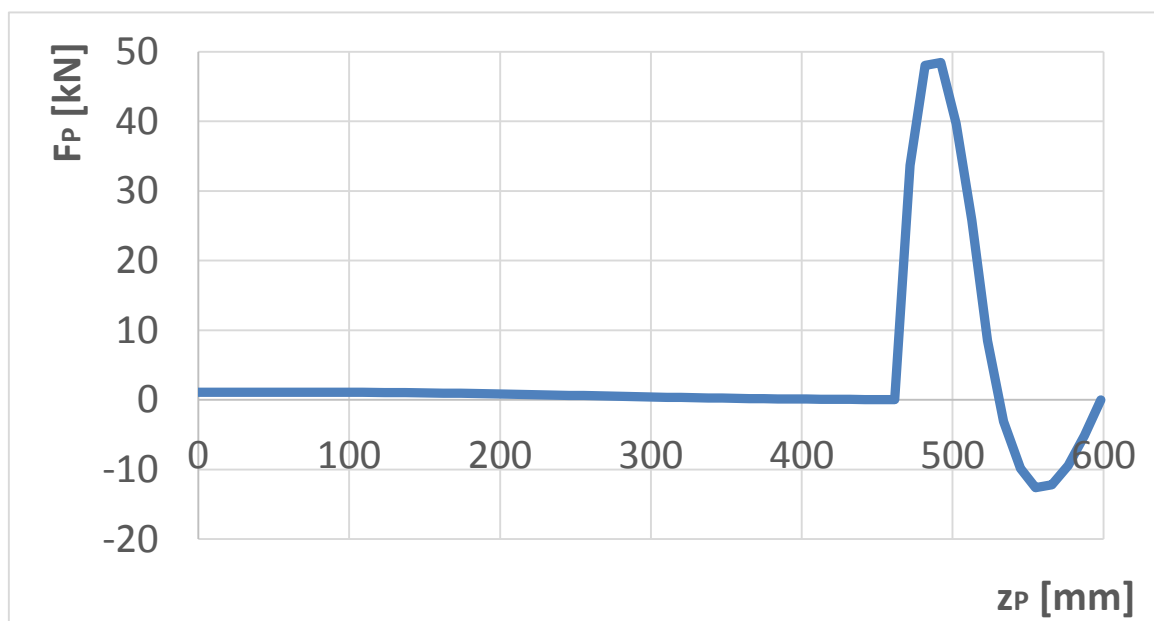
Pohon má při využití kloubového mechanismu pomalejší náběh ze síly nutné k pohybu pohyblivé desky (F_T) na sílu pracovní, jmenovitou uzavírací (F_{Ujm}).

6.7.6 Průběh síly na vstupu

Síla vyvozená na formu se průchodem přes mechanismus zpřevoduje, dle vztahů z podkapitoly 6.7.2. Dosazením zvolených konstrukčních parametrů získáme tyto hodnoty:

α [°]	z_P [mm]	z_F [mm]	F_F [kN]	F_P [kN]
90	598.171	600	4 000	0
80	544.28	600	4 000	- 9,852
77,371	530.324	600	4 000	0
70	492.059	599.827	2 400,2	48,427
60	441.791	597.24	0,5	0,047
50	393.657	589.499	0,5	0,121
40	347.216	573.037	0,5	0,241
30	301.585	543.763	0,5	0,407
20	255.359	496.985	0,5	0,608
10	206.262	426.762	0,5	0,818
0	149.955	323.567	0,5	1
-10	74.688	163.614	0,5	1,099
-15	15.058	32.647	0,5	1,089
-15.879	0	0	0,5	1,079

Tab. 4. Převod síly na vstupu na výstup se změnou polohy mechanismu



Grf. 6. Síla vyvozená pohonem v závislosti na zdvihu pohonu

Nejvyšší dosažená hodnota síly působení pohonu (F_P) byla zjištěna $F_P = 48,427$ kN. Jde tedy na zhruba osmdesátinu maximální síly vyvozené na desce (F_F). Použití kloubového mechanismu tedy vysoce snížilo namáhání pohonu. Dále bylo zjištěno, že v počáteční fázi zdvihu je síla na vstupu naopak více jak dvakrát větší. V této fázi je však pohonem vyvozována pouze malá síla k pohybu pohyblivé desky.

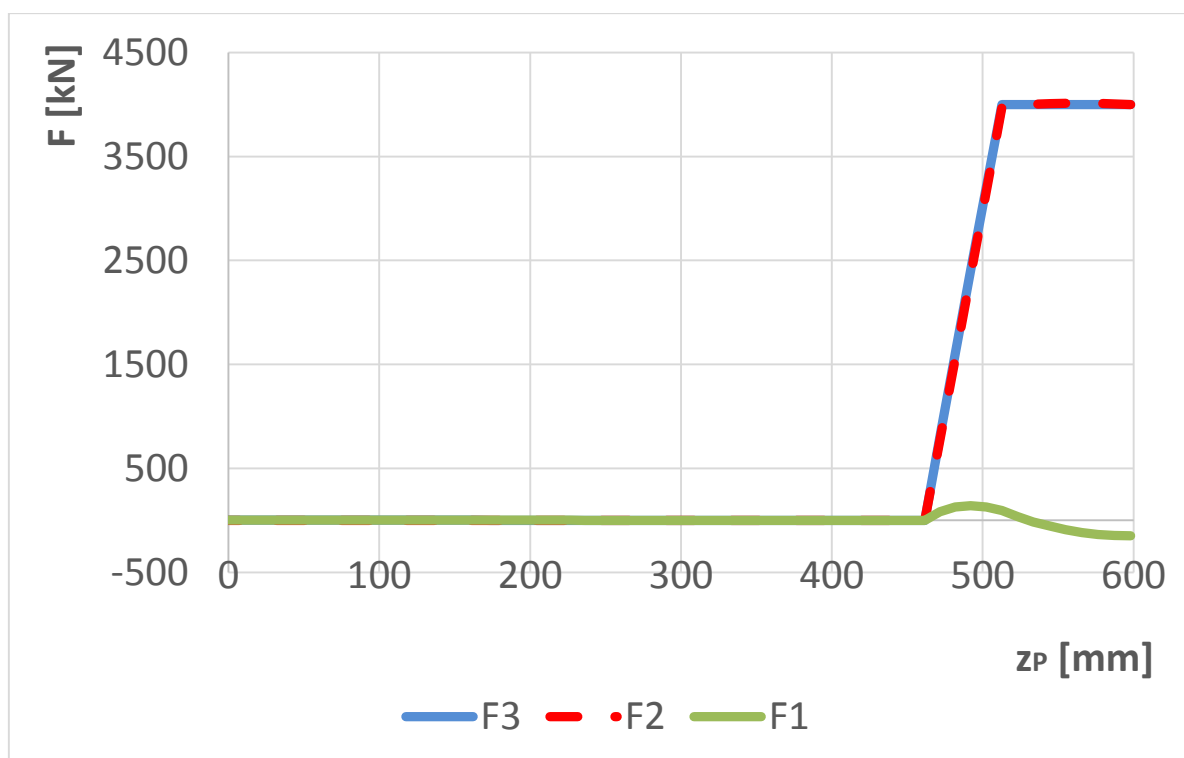
6.7.7 Průběh síly v ramenech

K návrhu ostatních konstrukčních parametrů ramen a k návrhu spojovacích čepů je zapotřebí znát síly působící v jednotlivých ramenech. Ty získáme opět dosazením do vzorců z podkapitoly 6.7.2.

α [°]	z_P [mm]	z_F [mm]	F_F [kN]	F_3 [kN]	F_2 [kN]	F_1 [kN]
90	598.171	600	4 000	4 000,703	4 000,703	- 150,026
80	544.28	600	4 000	4 000,097	4 009,95	- 56,740
77,371	530.324	600	4 000	4 000	4 000	0
70	492.059	599.827	2 400,2	2 401,141	2 352,695	141,59
60	441.791	597.24	0,5	0,502	0,455	0,094
50	393.657	589.499	0,5	0,507	0,384	0,189
40	347.216	573.037	0,5	0,518	0,268	0,315
30	301.585	543.763	0,5	0,538	0,1	0,47
20	255.359	496.985	0,5	0,574	- 0,124	0,647
10	206.262	426.762	0,5	0,638	- 0,406	0,831
0	149.955	323.567	0,5	0,764	- 0,764	1
-10	74.688	163.614	0,5	1,1	- 1,318	1,116
-15	15.058	32.647	0,5	1,72	- 2,025	1,127
-15.879	0	0	0,5	2,001	- 2,318	1,122

Tab. 5. Síly v ramenech při změně polohy mechanismu

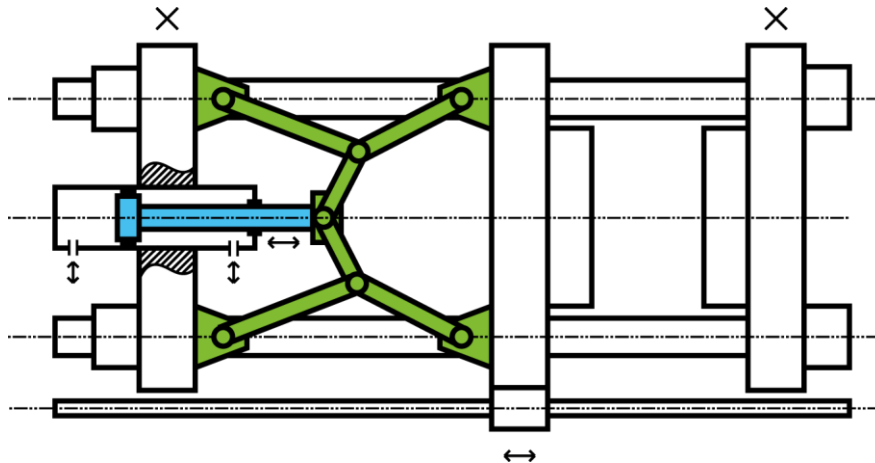
Největší zjištěná síla v ramenech je 4 009,95 kN. Tato síla je tedy větší, než síla jenž vyvozujeme na pohyblivé desce. Tato skutečnost je dána funkcí pro převod uzavírací síly do osy ramena. Bylo zjištěno, že síly v ramenech dosahují v jistých okamžicích i čtyřnásobky síly na výstupu. Naštěstí je to v počátečních fázích zdvihu, kdy je zapotřebí vyvolat pouze sílu k pohybu pohyblivé desky.



Grf. 7. Průběh síly v jednotlivých ramenech v závislosti na zdvihu pohonu

6.8 Varianta B – Hydraulický pohon s kloubovým mechanismem

K pohonu uzavíracího systému v této variantě slouží lineární hydromotor spojený s kloubovým mechanismem. Použitím mechanismu se síla, kterou musí pohon vyvinout, zmenšila na $F_P = 48,427$ kN. K vyvození uzavírací síly bude proto zapotřebí rozměrově menšího hydromotoru, než u varianty A, bez kloubového mechanismu.



Obr. 39. Uzavírací systém realizovaný hydraulicky poháněným kloubovým mechanismem

Výpočty v této podkapitole jsou obdobné jako u varianty A. Z tohoto důvodu není k výpočtům uveden kompletní komentář. Pro lepší porovnání toho, jak se se zmenšením nutné vyvozací síly zmenšily i rozměry hydromotoru, byly zvoleny pro výrobu částí hydromotoru stejné materiály jako v předešlém případě.

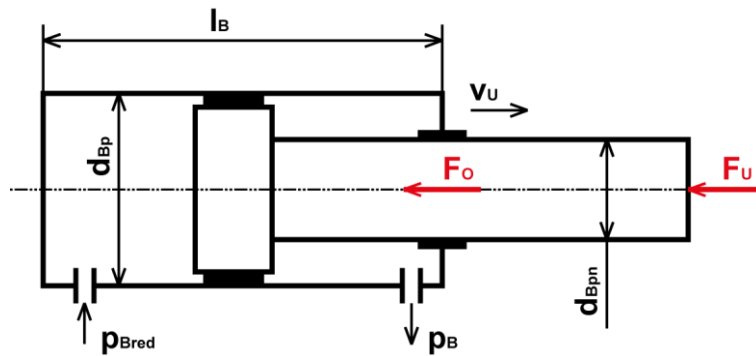
6.8.1 Výběr materiálu pístnice

Byl vybrán materiál 51CrV4 (15 260 dle ČSN EN 10083-1), s těmito parametry [14]:

- $R_{e_{min}} = 600$ MPa
- $R_m = 800$ MPa
- $k = 5$ [-]

$$(6.49) \quad \sigma_D = \frac{R_{e_{min}}}{k} = \frac{600 \cdot 10^6}{5} = 120 \text{ MPa}$$

6.8.2 Dimenzování průřezu pístnice



Obr. 40. Síly působící na pístnici při uzavírání formy

$$(6.50) \quad F_O = 0,1 \cdot F_{Pmax} = 0,1 \cdot 50 \cdot 10^3 = 5 \text{ kN}$$

$$(6.51) \quad F_{MAX} = F_{Pmax} + F_O = 50 \cdot 10^3 + 5 \cdot 10^3 = 55 \text{ kN}$$

$$(6.52) \quad \sigma_D \geq \frac{F}{S} \rightarrow d_{Bpn} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{MAX}}{\sigma_D \cdot \pi}}$$
$$d_{Bpn} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 55 \cdot 10^3}{120 \cdot 10^6 \cdot \pi}}$$
$$d_{Bpn} \geq 24,157 \text{ mm}$$

Hlavní průměr pístnice byl zvolen $d_{Bpn} = 28 \text{ mm}$, s ohledem na vybraná těsnění:

- Pístnicové těsnění Hennlich S16 – $28 \times 39 \times 4,2$ [15]
- Stírací kroužek Hennlich A38 – $28 \times 36 \times 5/8$ [16]
- Vodící pásy Hennlich F506 – 8503312 [17]

Vybraná těsnění vyhovují požadavků na kluznou rychlost a na provozní teplotu ($v_0 = 0,39 \text{ m/s}$; teplotní rozsah, -30°C až $+100^\circ\text{C}$).

6.8.3 Návrh tlaku dodávaného hydraulickým systémem

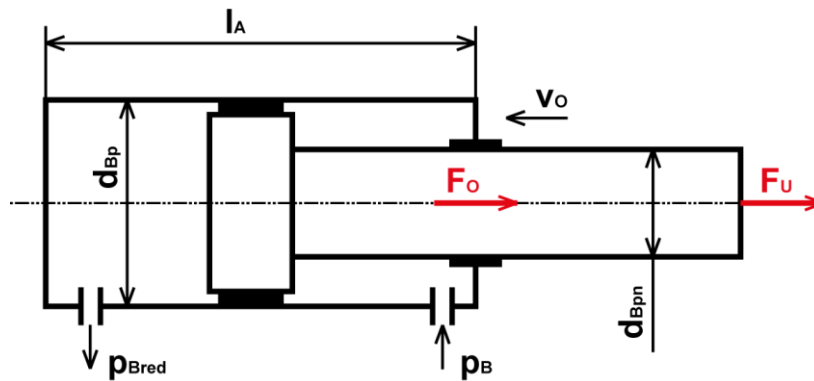
Těsnění, vybraná v podkapitole 6.8.2 mají pro zvolené parametry ($v_0 = 0,39 \text{ m/s}$; teplotní rozsah, -30°C až $+100^\circ\text{C}$), předepsány tyto maximální tlaky:

- Hennlich S16: $p_{MAX} = 320 \text{ bar}$
- Hennlich A38: p_{MAX} není uvedeno
- Hennlich F506: p_{MAX} není uvedeno

Konečný navržený tlak, vzhledem ke výše uvedeným skutečnostem, byl zvolen:

- $p_B = 30 \text{ MPa}$

6.8.4 Návrh průměru vrtání válce



Obr. 41. Síly působící na pístnici při otevírání formy

$$(6.53) \quad p_B \cdot S \geq F_{MAX} \quad \rightarrow \quad S \geq \frac{F_{MAX}}{p_A}$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot (d_{Bp}^2 - d_{Bpn}^2) \geq \frac{F_{MAX}}{p_B}$$

$$d_{Bp} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{MAX}}{p_B \cdot \pi} + d_{Bpn}^2}$$

$$d_{Bp} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 55 \cdot 10^3}{30 \cdot 10^6 \cdot \pi} + 0,028^2}$$

$$d_{Bp} \geq 155,328 \text{ mm}$$

Byla vybrána tyto těsnění:

- Pístní těsnění Hennlich K54 – 160 × 139 × 8,1 [18]
- Vodící pásy Hennlich F506 – 8502024 [17]

Vybraná těsnění vyhovují požadavků na kluznou rychlost ($v_o = 0,39 \text{ m/s}$), na provozní teplotu (teplotní rozsah, -30°C až $+100^\circ\text{C}$) a na maximální tlak ($p_A = 30 \text{ MPa}$).

Průměr vrtání válce je tedy:

- $d_{Bp} = 160 \text{ mm}$

Spára mezi válcem a pístem bude 0,3 mm, dle doporučení výrobce pro daný tlak [18].

6.8.5 Výpočet redukováného tlaku

$$(6.54) \quad p_{Bred} \geq \frac{F_{MAX}}{\frac{\pi \cdot d_{Ap}^2}{4}}$$

$$p_{Bred} \geq \frac{4 \cdot 55 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,16^2}$$
$$p_{Bred} \geq 2,735 \text{ MPa}$$

6.8.6 Výběr materiálu válce

Byla zvolena ocel na odlitky 42 2720 dle ČSN 42 2720 s těmito parametry [5]:

- $R_{e_{min}} = 340 \text{ MPa}$
- $R_m = 620 \text{ MPa}$
- $k = 3 [-]$

$$(6.55) \quad \sigma_D = \frac{R_{e_{min}}}{k} = \frac{340 \cdot 10^6}{3} = 113,333 \text{ MPa}$$

6.8.7 Výpočet tloušťky stěny válce

$$(6.56) \quad \sigma_D \geq \frac{p_B \cdot d_{Bp} + 2 \cdot t_B \cdot p_B}{2 \cdot t_B}$$

$$(6.57) \quad t_B \geq \frac{p_B \cdot d_{Bp}}{2 \cdot (\sigma_D - p_B)}$$
$$t_A \geq \frac{30 \cdot 10^6 \cdot 0,16}{2 \cdot (113,333 \cdot 10^6 - 30 \cdot 10^6)}$$
$$t_A \geq 28,8 \text{ mm}$$

Tloušťka válce byla zvolena:

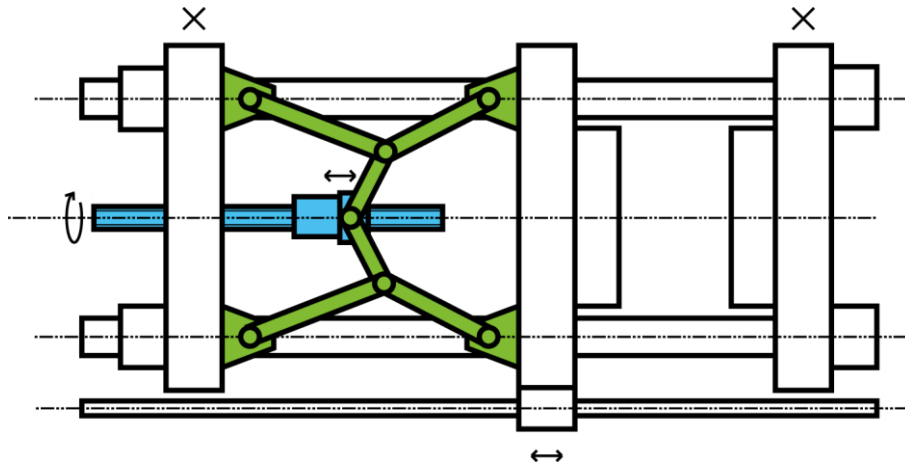
- $t_B = 30 \text{ mm}$

Průměr vrtání válce byl $d_{Bp} = 160 \text{ mm}$. Spolu s navrhnutou tloušťkou válce (t_B) získáváme minimální průměr navrhnutého hydromotoru 220 mm. Světlost mezi sloupy (h_{SL}) je 605 mm. Navrhnutý hydromotor je tedy možné vměstnat do pracovního prostoru.

Výkres sestavy navrhnutého hydromotoru představuje přílohu č. 3.

6.9 Varianta C – Mechanický pohon s kloubovým mechanismem

Pohon v této variantě tvoří kuličkový šroub. Ten převádí rotační pohyb hřídele na lineární pohyb matice, která uvádí do pohybu kloubový mechanismus. Použití kuličkového šroubu vyžaduje přesné a tuhé uložení.



Obr. 42. Uzavírací systém realizovaný mechanicky poháněným kloubovým mechanismem

6.9.1 Návrh kuličkového šroubu

Maximální síla, kterou musí pohon vyvinout, je rovna $F_P = 48,427$ kN, viz podkapitulu 6.7.6. Matice kuličkového šroubu byla vybrána z katalogu [19] dle statické únosnosti. Byl vybrán šroub:

- Polohovací kuličkový šroub KSK K32 × 8 – 3/AP ST/3

Navrhnutá matice má statickou únosnost $C_0 = 57\,700$ N. Závit na hřídeli matice má průměr 32 mm a stoupání 8 mm.

7 Porovnání uzavíracích systémů

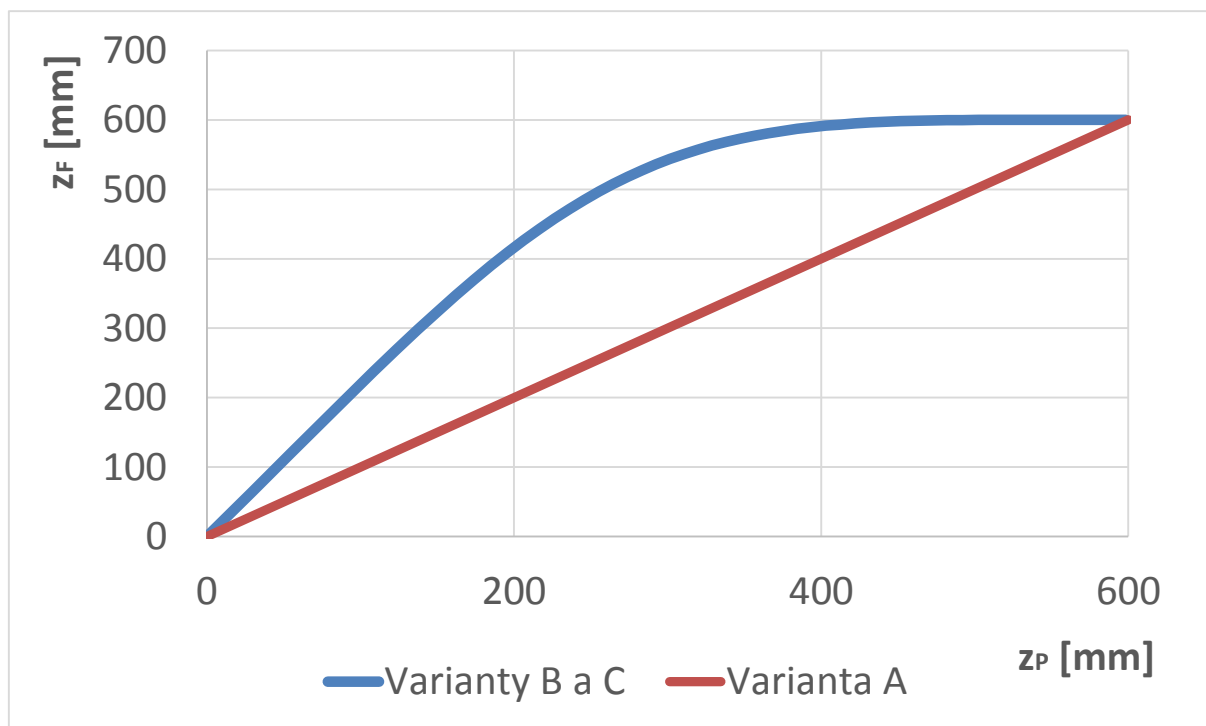
K návrhu uzavírací jednotky bylo použito různých řešení pohonu. Ty v této kapitole porovnáme.

7.1 Porovnání zdvihových charakteristik

Nosič pohyblivé části formy měl vykonat zdvih 600 mm. Zdvih pohonu měl být co nejmenší, popřípadě stejný.

Pohon ve variantě A je zapojen přímo na pohyblivou desku, zdvihová charakteristika je lineární. Zdvih pohonu vyvolá stejný zdvih nosiče formy. Varianty B a C naproti tomu společně využívají kloubového mechanismu. Zdvihová charakteristika za využití mechanismu není lineární. Zdvih pohonu v počátečních fázích vyvolává větší změnu na pohyblivé desce, v závěrečných fázích je to pak naopak.

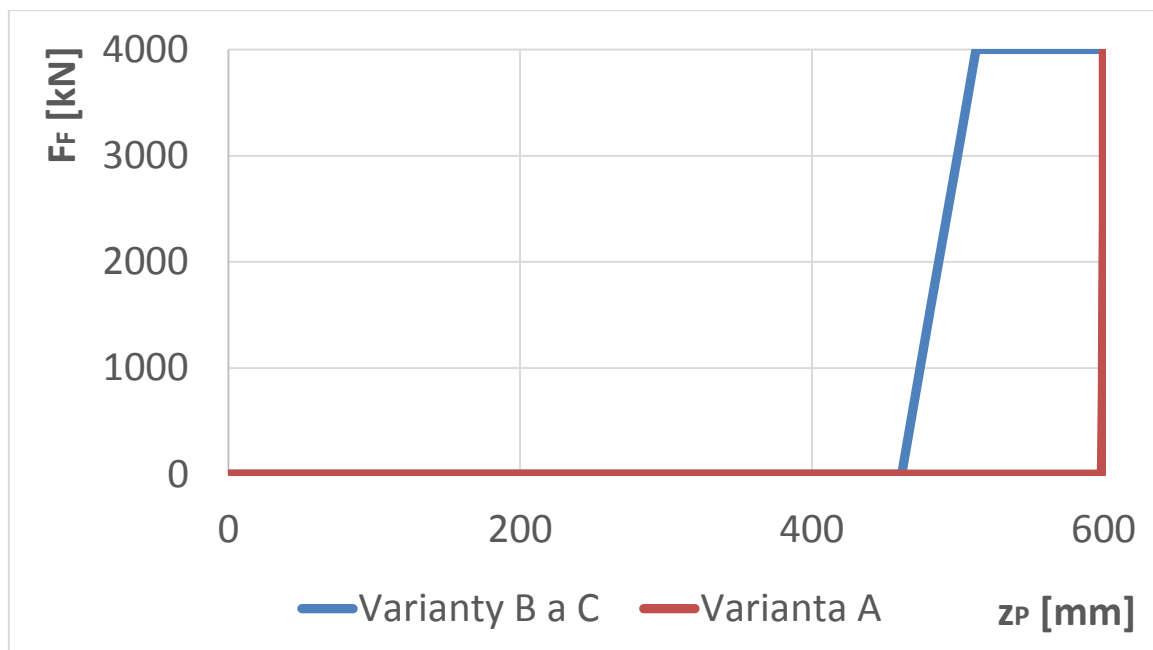
Bylo zjištěno, že kloubový mechanismus zmenšuje maximální zdvih pohonu jen minimálně (v našem případě z 600 mm na 598 mm).



Grf. 8. Porovnání zdvihových charakteristik porovnávaných variant

7.2 Porovnání silového průběhu na výstupu

Požadavek na silový průběh na formě byl všem variantám stejný. Síla se měla zvýšit ze síly nutné na posunutí pohyblivé desky ($F_T = 0,5$ kN) na jmenovitou uzavírací sílu ($F_{Ujm} = 4\,000$ kN). Vztah mezi tímto silovým průběhem a zdvihem nosiče formy byl rovněž totožný u všech variant. Až vztah mezi silovým průběhem a zdvihem pohonu vykazuje rozdíl. Ten je způsoben nelineární zdvihovou charakteristikou.

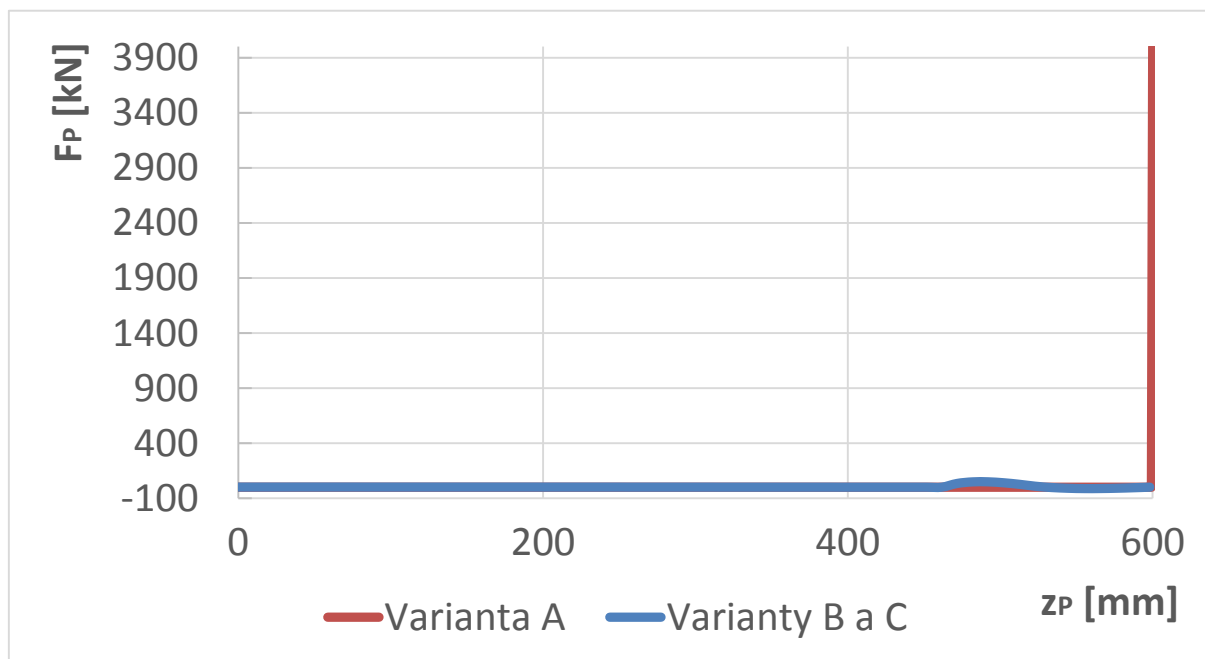


Graf. 9. Porovnání silového průběhu na pohyblivé desce porovnávaných variant

V obou variantách proběhl zvýšení síly z 0,5 kN na 4 000 kN. Ale zatímco u přímo zapojeného hydromotoru u varianty A se síla změní velice rychle (během 0,68 mm) v závislosti na tuhosti rámu. U variant B a C se síla vyvozovaná pohonem mění pozvolněji (během 51,05 mm). Při využití mechanismu musíme tedy, vyvozovat maximální sílu pohonu dříve a tedy déle.

7.3 Porovnání silového průběhu na vstupu

Při zapojení pohonu přímo musí pohon vyvodit sílu maximální uzavírací, tedy 4 000 kN. To platí u varianty A. Použití kloubového mechanismu snížili potřebnou sílu pohonu u variant B a C na 48,427 kN, tedy na zhruba osmdesátinu maximální síly vyvozené na desce.



Graf. 10. Porovnání silového průběhu na pohonu porovnávaných variant

7.4 Porovnání rozměrových parametrů

Minimální průměr hydromotoru z varianty A byl spočten jako 710 mm, mezi vodící sloupy se tak vměstnal, i když obtížně. Hydromotor u varianty B naproti tomu měl hodnotu už jenom 220 mm. Použitím kloubového mechanismu jsme tedy zmenšily potřebný průměr hydromotoru třikrát. Kuličkový šroub z varianty C by měl zabírat nejméně místa mezi samotnými sloupy. Jelikož však bude hřídel pohánějící matici kuličkového šroubu napojena na elektromotor a na převodovku, není jisté, zda toto řešení zabere skutečně nejméně prostoru. Hydromotor nicméně rovněž vyžaduje napojení na rozvaděč, hydrogenerátor a nádrž s pracovní kapalinou.

8 Závěr

V práci jsem vypracoval rešeršní studii tlakových licích strojů. Představil jsem součásti a konstrukční prvky tvořící tyto stroje a popsal jejich účel. K tomu jsem popsal technologii tlakového lití, na jejímž základě tyto stroje pracují a představil jsem vlastnosti a účel odlitků takto získaných.

Praktická část se zabývala porovnáním různých uzavíracích pohonů. Navrhl jsem tři možná řešení uzavíracího systému.

- Pohon samostatným dvojjinným hydromotorem.
- Pohon hydromotorem za použití kloubového mechanismu.
- Pohon mechanický pomocí kuličkového šroubu, rovněž s využitím kloubového mechanismu.

Pro získání reprezentativních dat pro porovnání jsem provedl zjednodušený návrh celé uzavírací jednotky, včetně jejich částí. Konkrétní vstupní data jsem získal ze stroje TL6-400.

Bylo zjištěno, že pohon samostatným hydromotorem je schopný vyvodit požadovanou uzavírací sílu a požadovaný zdvih formy. Rozměrově se navrhnutý hydromotor vejde mezi vodící sloupy, je však nepatříčně velký. Zmenšení je možné výběrem lepších materiálů a těsnění nebo změnou tlaku uvnitř válce. Další možností je instalace více hydromotorů vedle sebe tak, jak je často užíváno u klasických lisů. Z výsledků lze uvažovat, že pohon přímo hydromotorem je vhodný spíše pro menší uzavírací síly, kde i jeho velikost bude menší. Výhodou tohoto řešení je však jeho konstrukční jednoduchost, která se pozitivně projeví v poruchovosti.

Použití kloubového mechanismu zabere prostor uvnitř stroje, zvýší hmotnost a přivede do složitějšího stroje další potencionální zdroje závad, nicméně jeho použití se ukázalo jako výhodné. Potřebná síla na pohonu se použitím kloubového mechanismu zmenšila osmdesátkrát, potřebný zdvih pohonu se rovněž zmenšil, i když nevýrazně. Hydromotor potřebný pro vyvození uzavírací síly měl po použití kloubového mechanismu třikrát menší průměr.

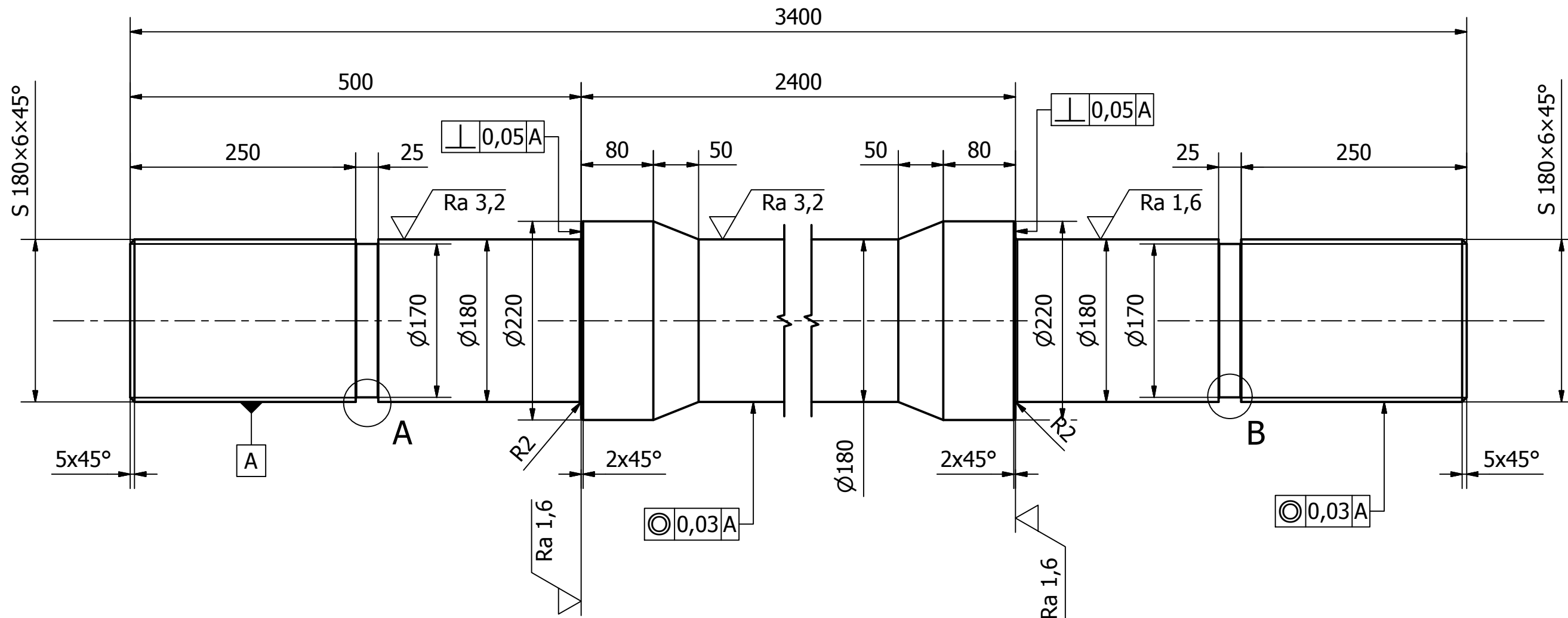
Pohon mechanický, pomocí kuličkového šroubu je alternativou vůči použití hydromotoru. V práci jsem z katalogu vybral kuličkový šroub, který je schopen vyvodit uzavírací sílu zmenšenou kloubovým mechanismem. Hluběji jsem se však tímto návrhem nezabýval.

Z práce lze vyvodit určité závěry a předpoklady toho, jaké vlastnosti by mělo použití konkrétního typu pohonu uzavírání. Tyto předpoklady jsou vázány na postup a metody použité v této práci. Mnohem hlubší a úplnější konstrukční návrh, což je mimo rámec této bakalářské práce, by mohl poskytnout jiné poznatky.

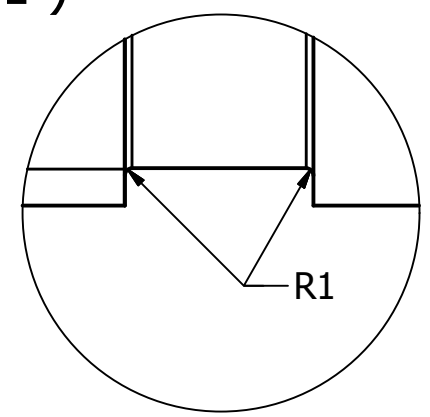
9 Bibliografie

1. **The Editors of Encyclopædia Britannica.** Aluminum. *Encyclopædia Britannica*. [Online] 13. Leden 2016. [Citace: 10. Duben 2016.] <http://www.britannica.com/science/aluminum>.
2. **The International Aluminium Institute.** Primary aluminium production. *World aluminium*. [Online] 29. Březen 2016. [Citace: 10. Duben 2016.] <http://www.world-aluminium.org/statistics/>.
3. **The North American Die Casting Association.** About die casting. [Online] 15. Říjen 2010. [Citace: 9. Duben 2016.] <http://www.webcitation.org/5tVCFPCyL>.
4. **RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. a kolektiv.** *Tvářecí stroje*. Praha : SNTL, 1985.
5. **ŘASA, J. a ŠVERCL, J.** *Strojnické tabulky 2*. Praha : Scientia, spol. s r. o., 2007. ISBN 978-80-86960-20-3.
6. **Austin, B.** Austin Group, LLC. *Aluminum Casting Process Comparison*. [Online] 15. Leden 2003. [Citace: 11. Duben 2016.] http://www.lostfoam.com/assets/content/learning_center/pdf/aluminumcasting.pdf.
7. **Rakovnické tvářecí stroje s.r.o.** Tlakové licí stroje TL. [Online] 10. Říjen 2013. [Citace: 9. Duben 2016.] http://www.tosrakovnik.cz/article-tlakove_licí_stroje.
8. —. Pracoviště tlakového lití. [Online] 10. Říjen 2013. [Citace: 11. Květen 2016.] http://www.tosrakovnik.cz/article-pracoviste_tlakoveho_liti.
9. **ČECHURA, M. a STANĚK, J.** *Tvářecí stroje, Hydraulické lisy*. Plzeň : Vydavatelství Západočeské univerzity, 1999. ISBN 80 - 7082 - 480 - 8.
10. **PŘIBIL, E.** Přehled vlastností oceli C45. [Online] 18. Červenec 2012. [Citace: 9. Duben 2016.] http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_Tycova_ocel/EN_10083/MOP_vlastnosti_C45.pdf.
11. **Slévárna Chomutov, a.s.** Nelegované uhlíkové oceli. *Slévárna Chomutov, a.s.* [Online] 2008. [Citace: 19. Duben 2016.] <http://www.slevarna-cv.cz/cz/odlitky/nelegovane-uhlikove.php>.
12. **ŘASA, J. a ŠVERCL, J.** *Strojnické tabulky 1*. Praha : Scientia, spol. s r. o., 2004. ISBN 80-7186-312-6.
13. **VANĚK, V., a další, a další.** *Základy konstruování, Učební podklady pro cvičení*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2010. ISBN 978 - 80 - 7043 - 964 - 7.
14. **PŘIBIL, E.** Přehled vlastností oceli 51CrV4. [Online] 31. Srpen 2012. [Citace: 20. Duben 2016.] http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_Tycova_ocel/EN_10083/MOP_51CrV4.pdf.
15. **Hennlich Industrietechnik, spol. s.r.o.** Pístnicová těsnění S 16. *Hennlich*. [Online] 24. Listopad 2009. [Citace: 20. Duben 2016.] https://www.hennlich.cz/uploads/S_16.pdf.
16. —. Stírací kroužky A 38. *Hennlich*. [Online] 24. Listopad 2009. [Citace: 20. Duben 2016.] https://www.hennlich.cz/uploads/A_38.pdf.
17. —. Vodicí pásy F 506. *Hennlich*. [Online] 24. Listopad 2009. [Citace: 20. Duben 2016.] https://www.hennlich.cz/uploads/F_506.pdf.
18. —. Pístní těsnění K 54. *Hennlich*. [Online] 24. Listopad 2009. [Citace: 20. Duben 2016.] https://www.hennlich.cz/uploads/K_54.pdf.

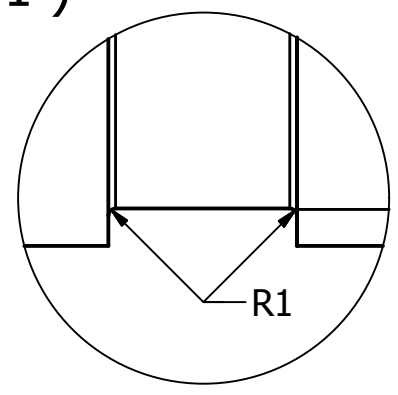
19. **Kuličkové šrouby Kuřim, a.s.** Produktový katalog KSK. *Kuličkové šrouby Kuřim*. [Online] 5. Listopad 2012. [Citace: 10. Duben 2016.] http://www.kskurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_prospekty/2016_Produktovy_katalog_CZ.pdf.



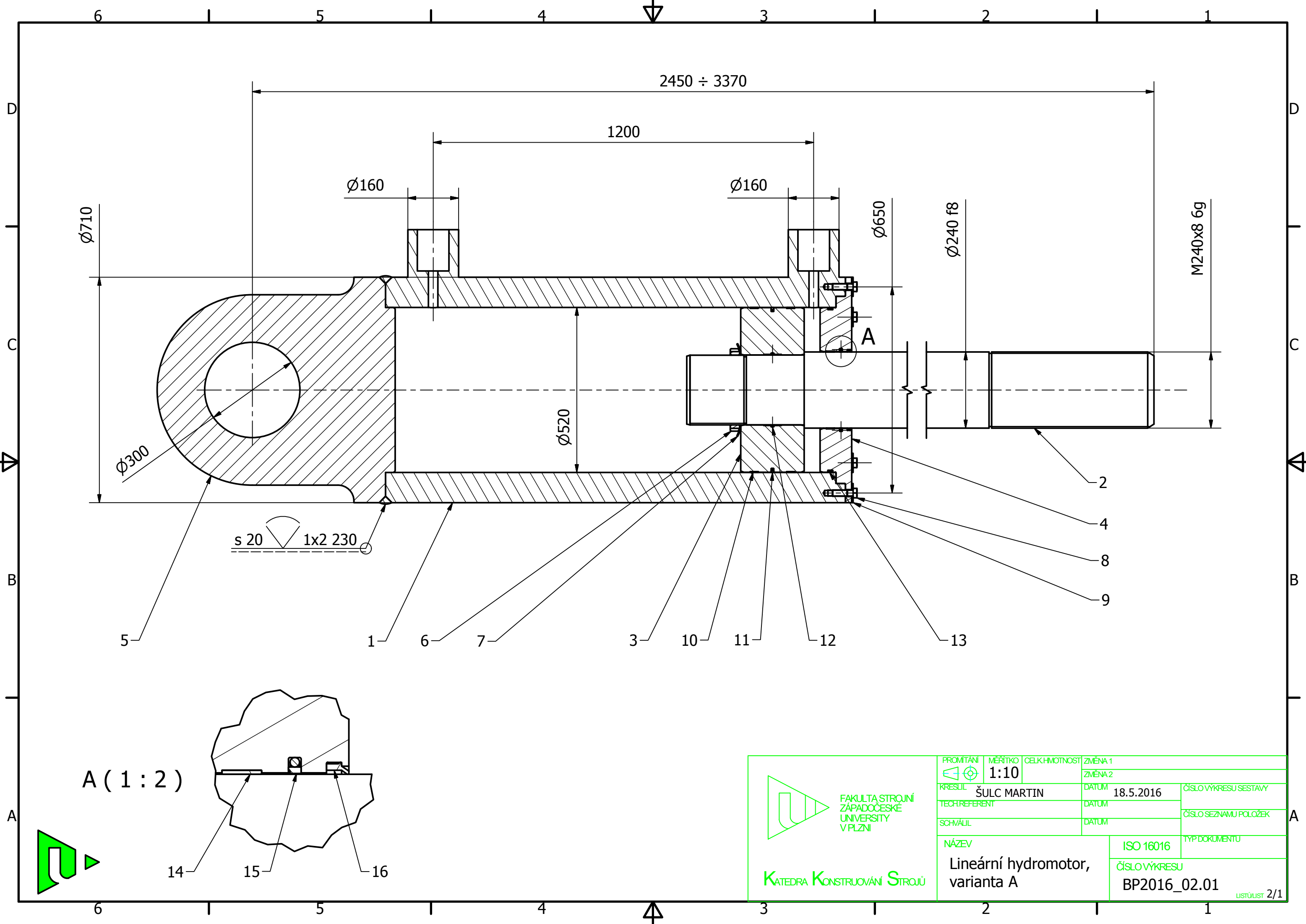
A (1:1)



B (1:1)

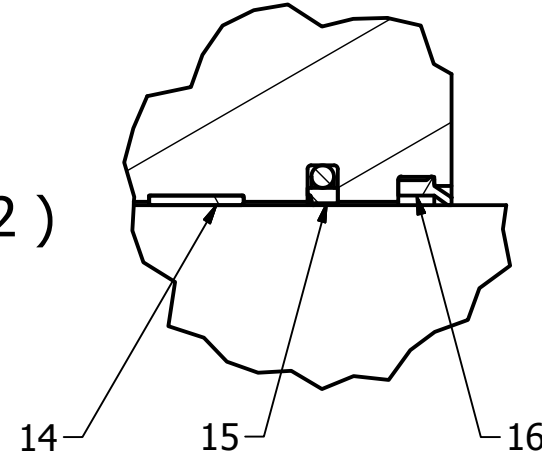


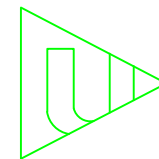

		PROMĚTÁNÍ 		MĚŘÍTKO 1:5	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 698,527	INDEX _____	ZNĚMA _____
		MATERIÁL 12 050.6		ROZMĚR - POLOTOVAR TYČ KRUHOVÁ 200 h11 - ČSN 42 6510.12 - 12 050 - ČSN 42 0134.51				
		KRESLIL ŠULC Martin	DATUM 19.4.2016	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY _____				
SCHVÁLIL _____		DATUM _____		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK _____				
NÁZEV VODÍČÍ SLOUP		ISO 16016		TYP DOKUMENTU _____				
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		ČÍSLO VÝKRESU BP2016_01.01		LISTŮ/CELKEM 1/1				

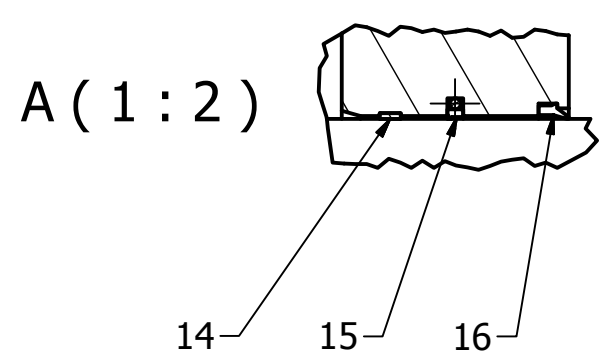
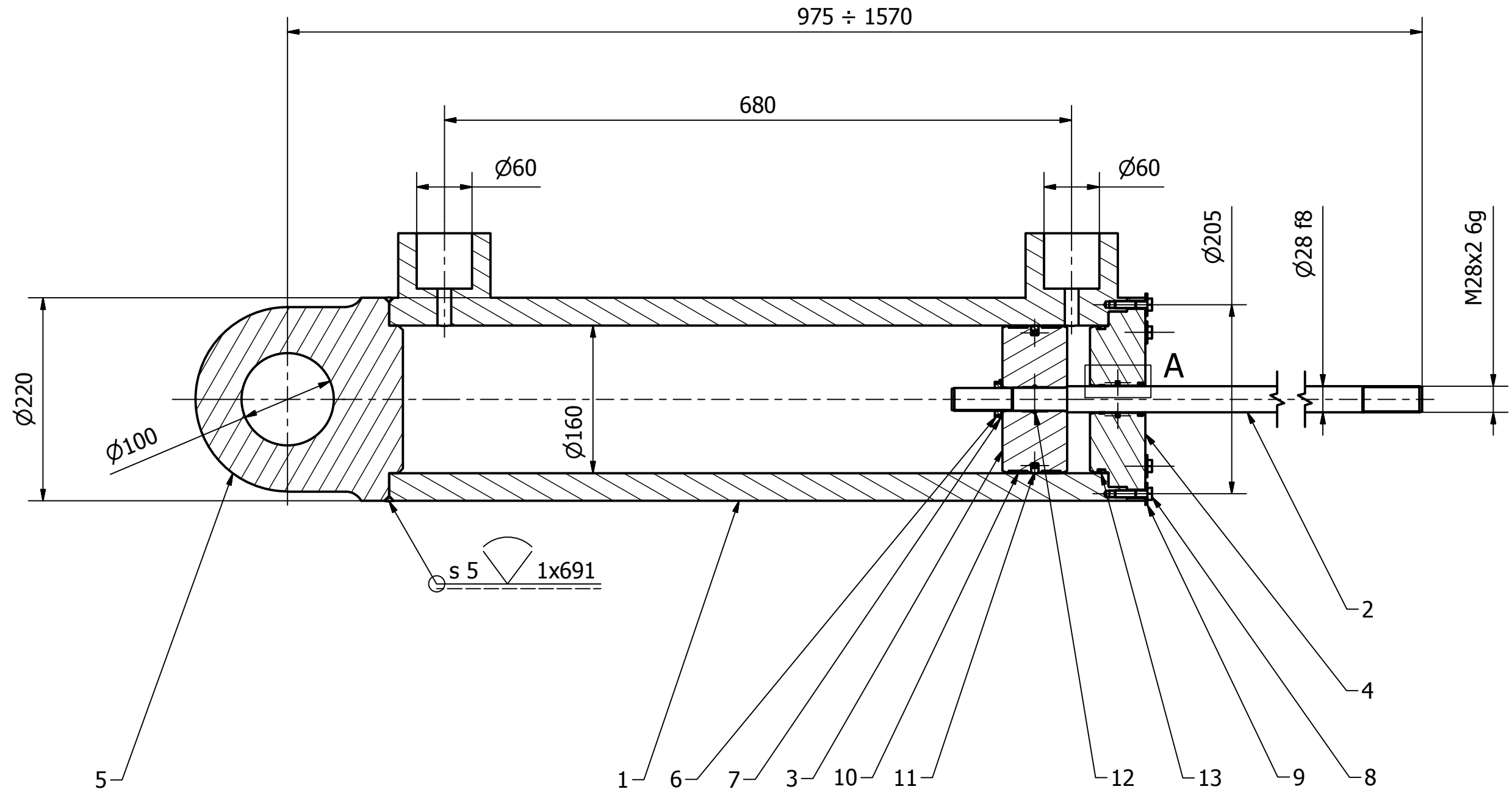
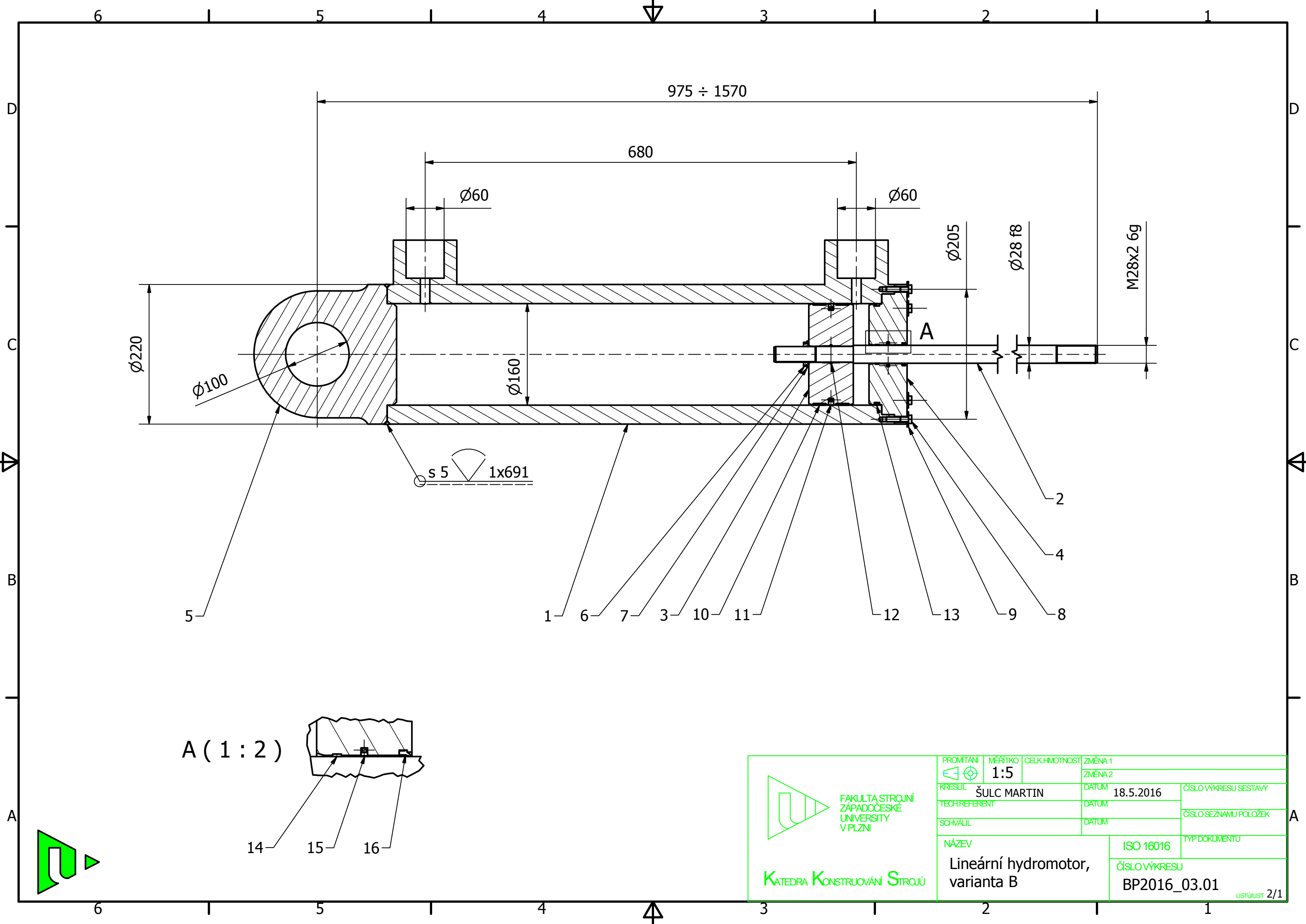


s 20 1x2 230

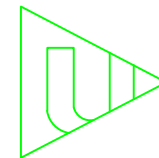

A (1:2)



 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	PROMÍTÁNÍ 	MĚŘITKO 1:10	CELKOVÁ HMOTNOST 	ZMĚNA 1
	KRESLIL ŠULC MARTIN	DATUM 18.5.2016	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY 	ZMĚNA 2
TECH. REFERENT 	DATUM 	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK 	SCHVÁLIL 	DATUM
NÁZEV Lineární hydromotor, varianta A	ISO 16016 	TYP DOKUMENTU 		
		ČÍSLO VÝKRESU BP2016_02.01		
				LISTŮVŠT 2/1



s 5 ∇ 1x691

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	PROMÍTÁNÍ 	MĚŘITKO 1:5	CELKOVÁ HmotNOST 	ZMĚNA 1 ZMĚNA 2
	KRESLIL ŠULC MARTIN	DATUM 18.5.2016	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK		
SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU		
NÁZEV Lineární hydromotor, varianta B		ISO 16016	ČÍSLO VÝKRESU BP2016_03.01	
			LISTŮVĚST 2/1	

