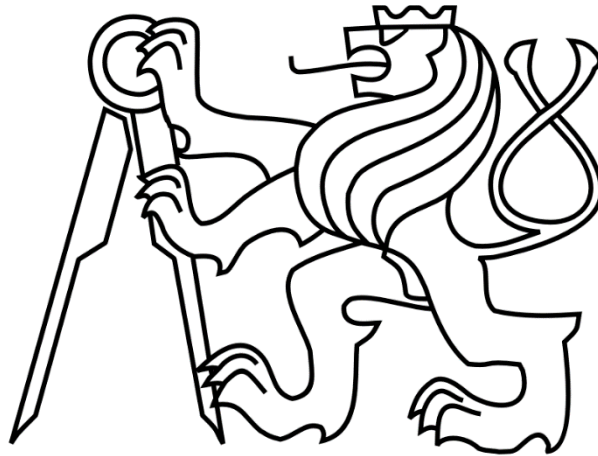


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

**Konstrukční návrh externí vstřikovací jednotky pro vícekomponentní
vstřikování plastů**

2018

Bc. Michaela Jirků

Zadání

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 13.7.2018

.....
podpis

Poděkování

Ráda bych poděkovala svému vedoucímu diplomové práce Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích. Zvláště bych pak chtěla poděkovat svému konzultantovi Ing. Pavlu Pospíšilovi za odborné vedení, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování diplomové práce věnoval.

Anotace

Autor:	Michaela Jirků
Název DP:	Konstrukční návrh externí vstřikovací jednotky pro vícekomponentní vstřikování plastů
Rozsah práce:	97 stran, 3 tabulky, 71 obrázků
Akademický rok vyhotovení:	2017/2018
Škola:	České vysoké učení v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Zadavatel:	FS ČVUT
Klíčová slova:	Vstřikování plastů, vícekomponentní vstřikování, vstřikovací jednotka
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce přídavné vstřikovací jednotky pro vícekomponentní vstřikování plastů. Součástí práce je rozbor variant konstrukce vertikální elektrické vstřikovací jednotky. Konstrukce je podpořena návrhovými a kontrolními výpočty. Hlavním výstupem diplomové práce je 3D model navržené vstřikovací jednotky.

Abstract

Author:	Michaela Jirků
Title of the diploma thesis:	External Injections Unit Design for Multi-Component Injection Molding
Extent:	97 pages, 3 tables, 71 figures
Academic year:	2017/2018
University:	The Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Submitter of the theme:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Key words:	Injection molding, multi-component molding, injection unit
Abstract:	The diploma thesis deals with the construction of the external injection unit for multi-component molding. The thesis consists of analysis of different design types of the vertical electric injection unit and construction of external injection unit based on the design and control calculations. The main outcome of the thesis is a 3D model of the proposed injection unit.



Obsah

1	Úvod	14
1.1	Motivace	14
1.2	Cíle práce.....	17
2	Současný stav trhu	18
2.1	Vstřikování plastů.....	18
2.2	Jednotky a formy pro dvoukomponentní vstřikování.....	21
2.3	Komponenty vstřikovací jednotky [6]	24
2.3.1	Násypka	25
2.3.2	Tavící komora	25
2.3.3	Topné pásy	26
2.3.4	Tryska	27
2.3.5	Šnek	28
2.4	Výrobci přídatných vstřikovacích jednotek	30
3	Návrh výrobku dle možností stroje	33
4	Návrh vstřikovací formy	35
4.1	Upnutí formy	35
4.2	Tvarová dutina	36
4.3	Vtoková soustava	37
4.4	Odformování	37
4.5	Temperace	38
5	Koncepční návrh vstřikovací jednotky	39
5.1	Požadavky na navrhovanou jednotku	39
5.2	Návrh velikosti navrhované jednotky	39
5.3	Volba koncepce navrhované jednotky	39
5.4	Koncepční návrhy dle rozložení pohybů jednotky	40
5.4.1	Uspořádání 1	40
5.4.2	Uspořádání 2	41
5.4.3	Uspořádání 3	42
6	Konstrukční zpracování vybrané varianty	44
6.1	Základní rám jednotky.....	45



6.1.1	Přípevnění jednotky ke stroji	47
6.2	Posuvný rám.....	48
6.3	Sestava pro rotaci šneku	50
6.4	Komplet vstřikovací komory.....	51
6.5	Shrnutí konstrukce	52
7	Návrhové a kontrolní výpočty.....	54
7.1	Výpočet technologických parametrů [15].....	54
7.1.1	Parametry pro výpočet	54
7.1.2	Objemové parametry jednotky	54
7.1.3	Parametry šneku	55
7.1.4	Působící síly	57
7.1.5	Parametry komory	58
7.2	Návrh servopohonů [1], [23].....	58
7.2.1	Motor pro rotaci šneku	58
7.2.2	Kuličkový šroub pro posuv šneku [24]	60
7.2.3	Motor pro posuv šneku.....	62
7.2.4	Kuličkový šroub pro přísuv jednotky [24].....	64
7.2.5	Motor pro přísuv jednotky	66
7.3	Návrh ložisek [25].....	66
7.3.1	Ložiska uložení šneku	67
7.3.2	Ložiska uložení kuličkového šroubu pro posuv šneku.....	68
7.3.3	Ložiska uložení kuličkového šroubu pro přísuv jednotky.....	70
7.3.4	Ložiska uložení malých řemenic pro posuv jednotky.....	72
7.4	Návrh spojky.....	73
7.5	Návrh lineárního vedení.....	73
7.5.1	Horizontální lineární vedení	73
7.5.2	Vertikální lineární vedení	75
7.6	Kontrola drážkování šneku.....	76
7.7	Kontrola napínacích šroubů	77
7.7.1	Šroub posuvu šneku	77
7.7.2	Šroub posuvu jednotky	78
7.7.3	Šroub rotace šneku	79



7.8	Rozbor silového zatížení.....	81
7.8.1	Napětí v posuvném rámu	81
7.8.2	Napětí v základním rámu	82
7.8.3	Namáhání desky připevnění.....	83
8	Metodika návrhu externí vstřikovací jednotky	87
8.1	Rozvaha návrhu externí vstřikovací jednotky	87
8.2	Metodika výpočtů	90
9	Závěr.....	92
10	Seznamy	93
10.1	Seznam tabulek	93
10.2	Seznam obrázků	93
10.3	Seznam použité literatury	94
10.4	Seznam použitých programů.....	96
10.5	Seznam příloh.....	96



Přehled použitých veličin a jednotek

A_{bi}	plocha průřezu bočnice	[mm ²]
a_i	vyosení zátěže lin. Vedení v ose Y	[mm]
b_i	vyosení zátěže lin. Vedení v ose X	[mm]
C_{ai}	základní dynamická únosnost kuličkového šroubu	[N]
C_{dyni}	dynamická únosnost hnízda lineárního vedení	[N]
C_i	dynamická únosnost ložiska	[N]
c_i	rozteč kolejnic	[mm]
c_{n1}	rozteč vozíků lineárního vedení	[mm]
d_0	vnější průměr komory	[mm]
d_3	nejmenší průměr šneku	[mm]
$d_{3\check{s}}$	nejmenší průměr šroubu	[mm]
d_i	rozteč hnízd na kolejnici	[mm]
d_{ik}	vnitřní průměr komory	[mm]
d_p	průměr příložky	[mm]
D_s	průměr šneku	[mm]
D_{sd}	střední průměr drážkování	[mm]
d_{sri}	průměr kuličkového šroubu	[mm]
d_{vst}	průměr trysky, na který působí vstřikovací tlak	[mm]
F_{aii}	vnitřní axiální zatížení kuličkové matice	[N]
F_{ai}	axiální zatížení ložiska	[N]
F_{bi}	tahová síla v bočnici	[N]
F_{mai}	střední vnitřní axiální zatížení kuličkové matice	[N]
f_{n1}	vzdálenost působíště síly od vozíku lineárního vedení	[mm]
F_p	síla působící na příložku	[N]
F_{pr}	přítlačná síla	[N]
F_{ri}	radiální zatížení ložiska	[N]
F_s	síla působící na šnek - vstřikování	[N]
F_{s2}	síla působící na šnek - zpětný pohyb	[N]
F_{sri}	axiální zatížení kuličkového šroubu	[N]
$F_{\check{s}}$	síla působící na připojovací šroub	[N]



F_{vi}	předepnutí kuličkové matice	[N]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
G	tíhová síla	[N]
h_2	vzdálenost těžiště od pohonu	[mm]
h_d	opěrná výška drážky rovnobokého drážkování	[mm]
h_i	stoupání kuličkového šroubu	mrad-1
i_d	počet drážek rovnobokého drážkování	[-]
i_i	převodový poměr řemenového převodu	[-]
J_{1i}	moment setrvačnosti malé řemenice	kgcm ²
J_{2i}	moment setrvačnosti velké řemenice	kgcm ²
J_{credi}	celkový moment redukováný na motor	kgm ²
J_{mi}	moment setrvačnosti motoru - rotace šneku	kgcm ²
J_s	moment setrvačnosti šneku	kgcm ²
K_d	korekční součinitel rovnobokého drážkování	[-]
k_s	provozní součinitel spojky	[-]
$k_{\sigma k}$	bezpečnost vůči mezi kluzu	[-]
L/D	poměr L/D šneku	[-]
l_1	vzdálenost mezi podpěrami šroubu	[mm]
L_{10hi}	trvanlivost ložiska	[hod]
l_2	vzdálenost zdroje síly od vozíku lineárního vedení	[mm]
l_d	zdvih šneku pro vstřikování daného dílu	[mm]
l_{dd}	délka dotyku boků drážek rovnobokého drážkování	[mm]
L_{hsri}	trvanlivost kuličkového šroubu	[hod]
L_i	trvanlivost lineárního vedení	[km]
l_{max}	maximální zdvih šneku	[mm]
l_{n2}, p_{n2}	vzdálenost připojovacích šroubů od vozíku lineárního vedení	[mm]
l_p	délka příložky	[mm]



l_s	funkční délka šneku	[mm]
L_{sri}	trvanlivost kuličkového šroubu	[ot]
m_i	exponent typu ložiska	[-]
m_{ji}	hmotnost zátěže	[kg]
M_k	přenášený krouticí moment	[N.m]
M_{kmax}	maximální dovolený krouticí moment na šneku	[N.m]
M_{ksp}	požadovaný krouticí moment spojky	[N.m]
M_{Mi}	trvalé zatížení motoru	[N.m]
$M_{poži}$	moment motoru požadovaný pro zrychlení	[N.m]
M_{sri}	zatížení kuličkového šroubu	[N.m]
m_z	hmotnost zátěže	[kg]
n_{mi}	střední otáčky kuličkového šroubu	[ot.min ⁻¹]
n_s	otáčky šneku	[ot.min ⁻¹]
n_{sri}	otáčky kuličkového šroubu	[ot.min ⁻¹]
p	vstříkovací tlak	[bar]
P_{0i}	ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
p_2	protitlak	[bar]
p_d	dovolený tlak	[N.mm ⁻²]
P_i	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
P_{ii}	statická síla na hnízdo lineárního vedení	[N]
p_p	tlak na plochu příložky	[N.mm ⁻²]
p_s	skutečný tlak	[N.mm ⁻²]
q_1	poměrná doba působení zatížení F_s	[%]
q_2	poměrná doba působení zatížení F_{s2}	[%]
Re	mez kluzu materiálu šneku	[N.mm ⁻²]
R_{ii}	reakce na vozík lineárního vedení	[N]
r_{n2}	rozteč přípojovacích šroubů a příložek	[mm]
R_p	reakce v příložkách	[N]
R_s	reakce v přípojovacích šroubech	[N]



s_i	stoupání kuličkového šroubu	$[\text{mm.ot}^{-1}]$
t_1	čas pro dosažení maximálních otáček šneku	$[\text{s}]$
t_2	čas pro dosažení maximální rychlosti čela šneku	$[\text{s}]$
t_{n1}	vzdálenost těžiště od vozíku lineárního vedení	$[\text{mm}]$
v_j	rychlost přísuvu jednotky	$[\text{mm.s}^{-1}]$
V_{maxv}	maximální objem zdvihu - vypočtený	$[\text{cm}^3]$
V_{maxv}	maximální objem zdvihu - zvolený	$[\text{cm}^3]$
v_s	obvodová rychlost šneku	$[\text{m.s}^{-1}]$
v_{sc}	rychlost čela šneku	$[\text{mm.s}^{-1}]$
v_{sc2}	rychlost čela šneku - zpětný pohyb	$[\text{mm.s}^{-1}]$
v_{vst}	kapacita (rychlost) vstřikování	$[\text{cm}^3\text{s}^{-1}]$
V_{vst}	vstřikovaný objem	$[\text{cm}^3]$
$V_{\text{výl}}$	Objem vstřikovaného dílu	$[\text{cm}^3]$
$Y_i, Y_{0i}, X_i, Y_{1i},$ Y_{2i}	výpočtové součinitele ložisek	$[-]$
Z_i	napínací síla	$[\text{N}]$
α_i	požadované zrychlení	$[\text{rad.s}^{-1}]$
α_{Mi}	požadované zrychlení motoru	$[\text{rad.s}^{-1}]$
λ_i	štíhlost prutu	$[-]$
σ_{bi}	tahové napětí v bočnici	$[\text{N.mm}^{-2}]$
σ_D	dovolené napětí v tahu šneku	$[\text{N.mm}^{-2}]$
σ_k	mez kluzu	$[\text{N.mm}^{-2}]$
$\sigma_{\dot{s}}$	napětí ve šroubu	$[\text{N.mm}^{-2}]$
σ_{tli}	tlakové napětí	$[\text{N.mm}^{-2}]$
τ_D	dovolené napětí v krutu šneku	$[\text{N.mm}^{-2}]$



1 Úvod

Plasty, které jsou nazývány materiálem 21. století, jsou jedním z nejvyužívanějších materiálů současnosti. Jejich význam a využitelnost neustále roste. Jejich vlastnosti se vyznačují velkou variabilitou, ať už se jedná o tepelnou odolnost, tvrdost, pružnost nebo možnost formování. Nespornou výhodou je i chemická odolnost, nízká hustota a malá energetická náročnost zpracování plastů. Díky rychlému vývoji lze plastikářský průmysl označit za pilíř ekonomiky. Výroba plastů a plastových výrobků je jedním z nejnovějších oborů s velkým potenciálem pro výzkum a inovace. Např. v letech 2003-2012 spadl jeden z 25 podaných patentů do tohoto oboru. [19]

Díky svým vlastnostem pronikají plasty do mnoha odvětví průmyslu. Odvětvím s vysokým růstem zastoupení plastových dílů je například automobilový průmysl. Tam plasty pronikají především díky své nízké hustotě a nahrazují tak ocelové díly zejména za účelem snižování hmotnosti. V současné době je podíl plastových dílů v osobním automobilu přibližně 20 %. Odhaduje se ovšem, že v nejbližších letech vzroste až na 30 %. [17]

Nejrozšířenější technologií pro zpracování plastů je vstřikování. Jedná se o komplexní tvářecí operaci, při které během několika vteřin vzniká z roztaveného materiálu hotový výrobek. Tento výrobek může mít velmi složitý tvar. Vstřikování plastů se vyznačuje vysokými vstupními náklady na vstřikovací stroj a formu, přičemž výsledná cena výtisku je nízká. Z toho důvodu se tato technologie využívá pro sériovou a hromadnou výrobu.

1.1 Motivace

Stále více využívanou formou vstřikování plastů je vstřikování vícekomponentní, které kombinuje na 1 výtisku více materiálů (např. tvrdý a měkký materiál, hladký a protiskluzový materiál atp.) nebo více barev téhož materiálu. Rozdíl mezi vícekomponentním a klasickým vstřikováním tkví v připojení více vstřikovacích jednotek k tomu uzpůsobené formě. Počet připojených jednotek není teoreticky nijak omezen, ale v průmyslu se nejčastěji setkáme s vícekomponentním vstřikováním využívajícím 2, 3 nebo 4 vstřikovací jednotky. Dle tohoto počtu rozlišujeme dvoukomponentní (2 jednotky), tříkomponentní (3 jednotky) nebo čtyřkomponentní



(4 jednotky) vstřikování. Vícekomponentní vstřikování nenachází své uplatnění pouze v průmyslových aplikacích, ale především u předmětů denní potřeby, jako je například kartáček na zuby (viz Obr. 1), mobilní telefon, světlomet auta, pingpongová pálka a další (viz Obr. 2).



Obr. 1 Kartáček na zuby vyrobený dvoukomponentním vstřikováním plastů [18]



Obr. 2 Další aplikace vícekomponentního vstřikování [4]



V ČR se vstřikování plastů opírá historii sahající až do období první republiky. Zpočátku docházelo k rozvoji v oblasti samotné technologie vstřikování stejně jako v oblasti konstrukce vstřikovacích strojů. V 80. letech 20. století byl však vývoj vstřikovacích strojů v TOS Rakovník politickým rozhodnutím přerušeno, zatímco vývoj technologie v početných lisovnách na území republiky pokračoval. Po roce 1989 došlo k vyrovnání úrovně v oblasti technologie vstřikování s ostatními zeměmi a s příchodem zahraničního kapitálu také k obnovení strojového parku (převážně však stroji z Německa a Rakouska). Výroba strojů v Rakovníku byla obnovena, na její tradici navazuje firma Invera, s.r.o., která úzce spolupracuje s japonskou společností Toshiba Machine. [19] V oblasti výzkumu a vývoje však zůstal trend ze druhé poloviny minulého století zachován, takže naprostá většina českých odborných publikací z oboru vstřikování plastů řeší samotný proces vstřikování plastů nebo konstrukci formy, a nikoliv konstrukci stroje. Tento jev se týká i českých vysokých škol.

Fakulta strojní ČVUT v Praze disponuje vstřikovacím strojem Arburg Allrounder 270 C s jednou vstřikovací jednotkou, uzavírací silou 400 kN a maximální velikostí formy 270 x 270 mm. Pro rozšíření možností výzkumu na daném stroji je vhodné ho doplnit o druhou vstřikovací jednotku tak, aby umožňoval dvoukomponentní vstřikování plastů.

Zřejmě nejobsáhlejší českou publikací o vstřikování plastů je kniha Vstřikování plastů Lubomíra Zemana z roku 2018, která shrnuje technologické a materiálové údaje týkající se technologie vstřikování plastů. Zahraničních knižních publikací je na toto téma celá řada, všechny jsou však koncipovány podobně – kladení důrazu na materiálové vlastnosti a technologický proces (např. Engineering Plastic Handbook od Jamese M. Margolise z roku 2006). Z hlediska konstrukce stroje se v těchto knihách nachází pouze základní charakteristika stroje, bez bližší specifikace konstrukce. Další knižní publikace se dopodrobna zabývají konstrukcí forem pro vstřikovací stroje (např. Mold Engineering od Herberta Reese z roku 2011).

Závěrečné práce psané na českých vysokých školách na téma vstřikování plastů se téměř všechny zabývají optimalizací vstřikovacího procesu, nastavením technologických podmínek vstřikování nebo konstrukcí formy. Jedná se například o práce z UTB ve Zlíně pod vedením doc. Staňka nebo o práce z TUL Liberec pod vedením prof. Lenfelda. Výjimku mezi těmito pracemi tvoří práce Zařízení pro vstřikování plastů z VUT v Brně



pod vedením Ing. Pavlíka Ph.D., která se zabývá kompletní konstrukcí vstřikovacího stroje.

Odborné články, které se k tématu vstřikování plastů dají nalézt na citačních databázích SCOPUS a Web of Science se zabývají především ekonomikou, optimalizací procesu a vývojem nových technologií.

1.2 Cíle práce

Hlavním cílem této diplomové práce je navrhnout externí vstřikovací jednotku pro stroj Arburg Allrounder 270 C Golden edition tak, aby bylo na stroji možno vstřikovat dvoukomponentně.

Dílními cíli této diplomové práce jsou:

- Provedení analýzy současného stavu přídavných vstřikovacích jednotek a jejich zhodnocení
- Návrh vstřikovaného dílu včetně návrhu vstřikovací formy
- Návrh a zhodnocení několika variant přídavné vstřikovací jednotky
- Konstrukční zpracování vybrané varianty a provedení návrhových a pevnostních výpočtů
- Vytvoření detailního 3D modelu přídavné jednotky a sestavných výkresů s kusovníky
- Vytvoření metodiky návrhu přídavné vstřikovací jednotky

2 Současný stav trhu

2.1 Vstřikování plastů

Vstřikování plastů je v dnešní době nejrozšířenější technologií zpracování plastů. Na lisech pro vstřikování plastů je možné zpracovávat nejen termoplasty, ale také elastomery, polymery, kompozity, reaktoplasty a pryže. Jedná se o technologii, kterou je možno vytvořit výrobky od mikro velikostí (Obr. 3) po několikakilogramové kusy (Obr. 4). Všechny vstřikované díly je možno vyrábět s vysokou rozměrovou i tvarovou přesností. Dále tato technologie zaručuje vysokou míru opakovatelnosti. Technologii vstřikování plastů je vhodné použít pro sériovou a hromadnou výrobu. Pro kusovou výrobu je nevhodná kvůli vysokým nákladům na vývoj a výrobu forem pro vstřikování. [5]



Obr. 3 Ukázka mikrovstřikování

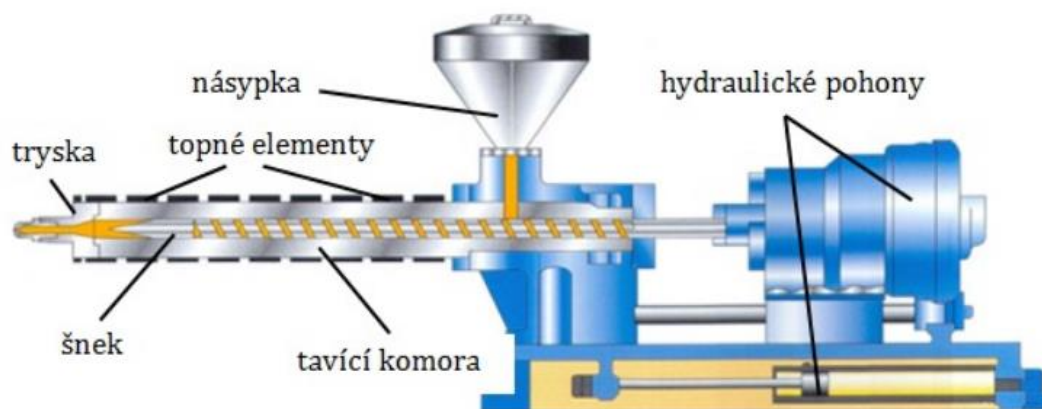


Obr. 4 Velký vstřikovaný díl – dveře automobilu

Část vstřikovacího stroje zajišťující plastifikaci a vlastní vstřik materiálu se nazývá vstřikovací jednotka. Převážná většina strojů pro vstřikování plastů dnes využívá šnekové vstřikovací jednotky. Jak je vidět na Obr. 5, jednotka se skládá z několika částí, kterými jsou: Tavní komora, násypka, šnek, tryska, topné pásy a pohony.



Šnek koná rotační a posuvný pohyb. Rotační pohyb zajišťuje plastifikaci materiálu, posuvným pohybem plní šnek funkci pístu při vstříknutí taveniny do formy. Pohony mohou být buď hydraulické (Obr. 5) nebo elektrické, případně kombinace obou (tzv. hybridní stroje). Šnek je uložen v tavicí komoře jednotky. Polymer je do tavicí komory dodáván přes násypku. Plastikace materiálu je cca ze 70 % zajištěna tepelnou energií vznikající třením polymeru – tzv. frikčním teplem. Zbylá potřebná energie je dodávána topnými pásy. Tavicí komora je zakončena tryskou, která zajišťuje spojení vstřikovací jednotky se vstřikovací formou. [6]

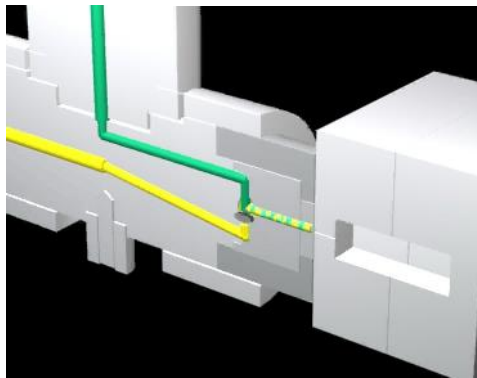


Obr. 5 Vstřikovací jednotka [6]

V průmyslu jsou hojně využívány také stroje, které umožňují vstřík různých materiálů nebo barev v průběhu jednoho cyklu. Jedná se o stroje pro vícekomponentní vstřikování, které je řešeno použitím více (zpravidla do 4) vstřikovacích jednotek (Obr. 6). Dvě jednotky je možné kombinovat se speciálně upravenou tryskou pro intervalové (Obr. 7 a Obr. 8) nebo sendvičové (Obr. 9 a Obr. 10) vstřikování. [4]



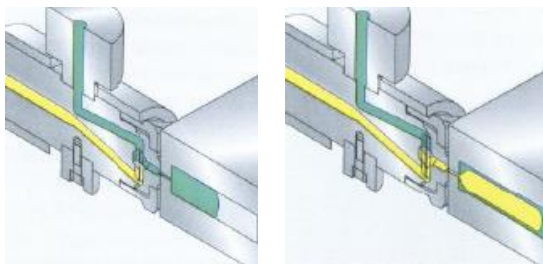
Obr. 6 Stroj pro trojkomponentní vstřikování [14]



Obr. 7 Proces intervalového vstřikování [5]



Obr. 8 Intervalové vstřikování – výlisky [4]



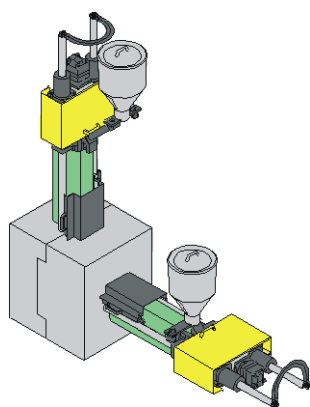
Obr. 9 Proces sendvičového vstřikování [5]



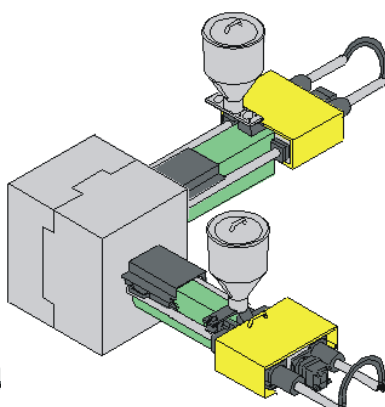
Obr. 10 Sendvičové vstřikování –
výlisek [5]

2.2 Jednotky a formy pro dvoukomponentní vstřikování

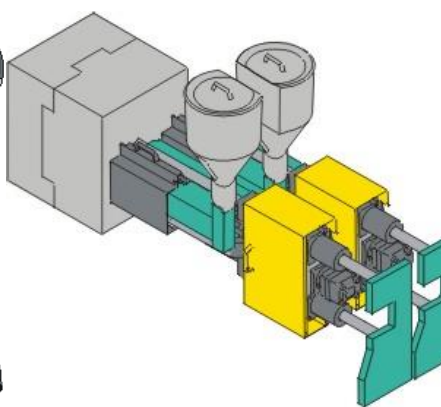
Dvoukomponentní vstřikování je v dnešní době hojně využívané pro výrobu součástí, které kombinují dvě různé barvy jednoho plastu (ostře ohraničené), nebo součástí ze dvou různých polymerů (i nemísitelných). Stroj je osazen dvěma vstřikovacími jednotkami. Nejčastěji je jedna umístěna vertikálně a jedna horizontálně (Obr. 11). Další možností je umístění obou jednotek horizontálně do tzv. „L“ pozice (Obr. 12) nebo horizontální umístění jednotek paralelně vedle sebe (Obr. 13).



Obr. 11 Horizontální /
vertikální umístění
jednotek [14]

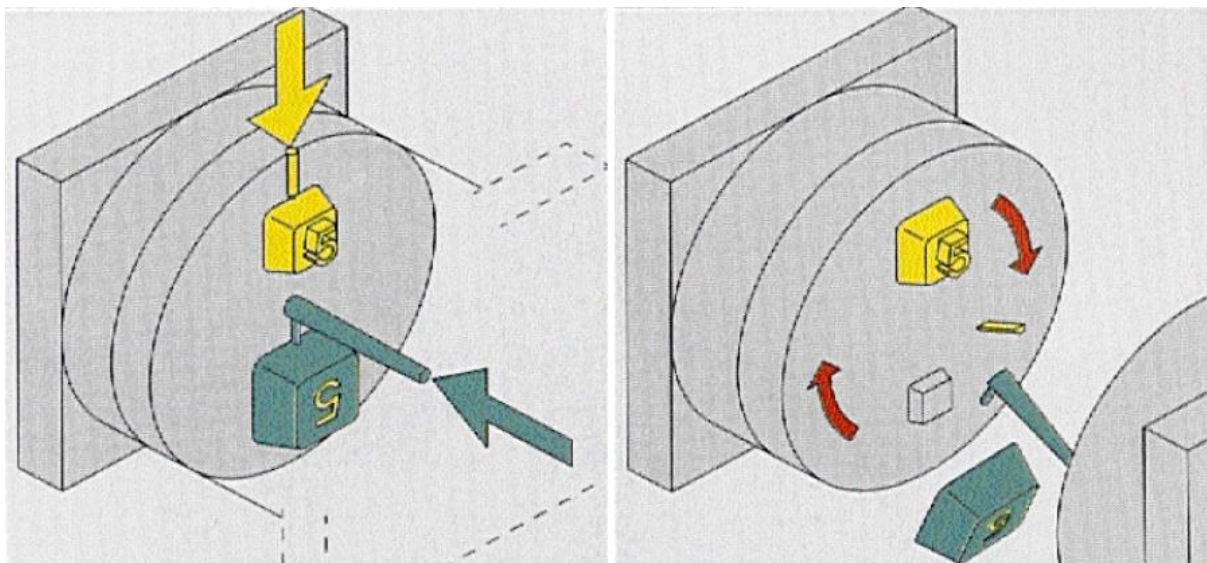


Obr. 12 Horizontální "L" pozice
jednotek [14]



Obr. 13 Horizontální paralelní
umístění jednotek [14]

Jak je vidět na Obr. 14, výroba dvoukomponentního výlisku se skládá ze dvou částí. V první fázi cyklu se vstříkne první materiál, po přemístění výlisku do druhé pozice se vstříkne druhý materiál a dochází k jejich spojení.

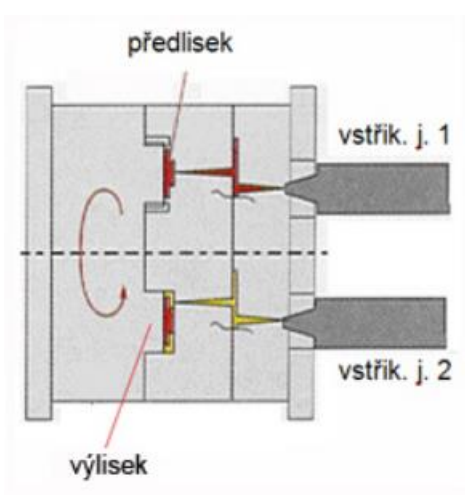


Obr. 14 Princip dvoukomponentního vstřikování [13]

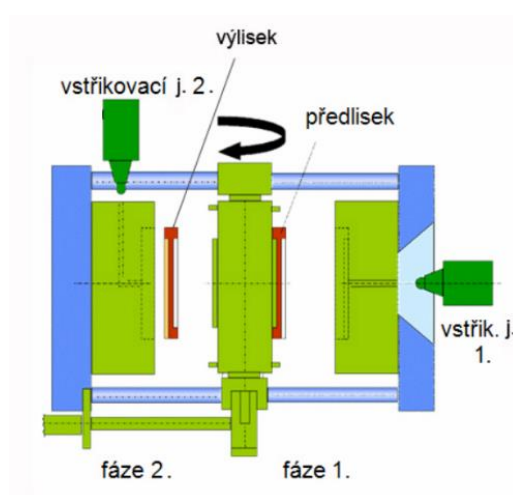
Přemístění výrobku může být provedeno [13]:

- rotací poloviny formy kolem vodorovné osy (Obr. 15)
- rotací desky formy kolem svislé osy (Obr. 16)
- rotací části formy (vločka nebo indexová deska) kolem vodorovné osy (Obr. 17)
- zatažením jader (Obr. 18)
- přemístění výlisku ručně nebo manipulátorem (Obr. 19)

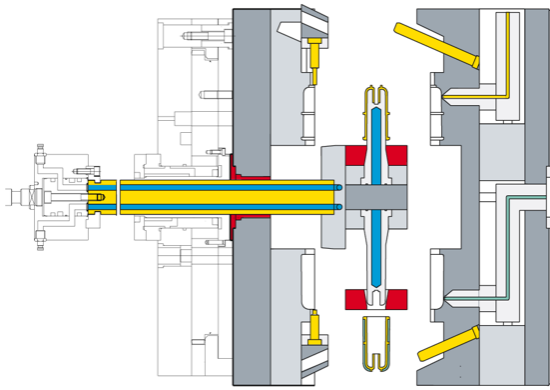
Volba metody záleží vždy na možnostech stroje a konstrukci formy.



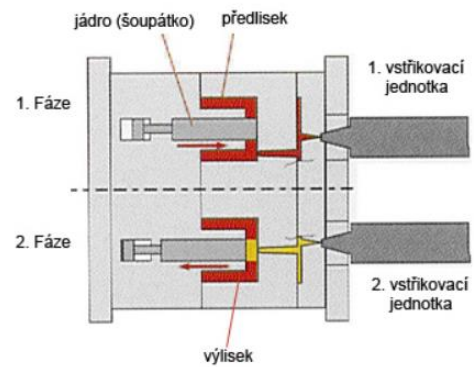
Obr. 15 Rotace poloviny formy kolem vodorovné osy [13]



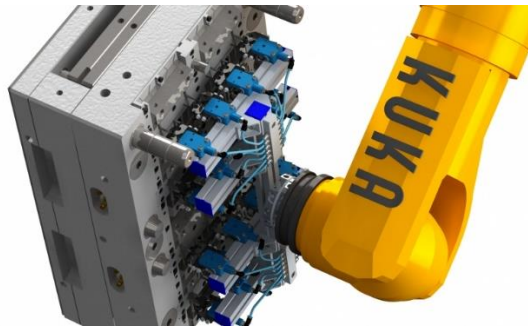
Obr. 16 Rotace desky formy kolem svislé osy [4]



Obr. 17 Rotace vložky ve formě [13]



Obr. 18 Zatažení jádra [13]



Obr. 19 Přendávání výlisků robotem [9]

Ne všechny kombinace materiálů jsou při dvoukomponentním vstřikování možné. Je třeba dát pozor na vzájemnou adhezi materiálů, které mají být spojeny a zohlednit ji při konstrukci formy. Základní přehled vzájemné spojitelnosti některých materiálů je vidět na Obr. 20, kde tmavě zelená pole znamenají dobrou soudržnost, světle zelená pole malou soudržnost a šedá pole žádnou soudržnost. Tato tabulka je určena pro prvotní návrh, výsledná soudržnost materiálů reálného výlisku však může činit potíže. Kromě volby materiálů je totiž závislá také na technologických podmínkách vstřiku a konstrukci spojení.



Kombinace materiálů		Termoplasty																	Tvrde - měkké spojení											
																			TPE			Elastomery								
		ABS	ASA	CA	EVA	PA 6	PA 6.6	PBT	PC	PE	PETP	PMMA	POM	PP	PPO mod.	PS	PSU	PVC - W	SAN	TPE - A	TPE - E	TPE - S	TPE - U	TPE - V	EPDM	NR/SBR	SBR	LSR		
Předstřík / vkládaná část	Termoplasty	ABS	ASA	CA	EVA	PA 6	PA 6.6	PBT	PC	PE	PETP	PMMA	POM	PP	PPO mod.	PS	PSU	PVC - W	SAN	TPE - A	TPE - E	TPE - S	TPE - U	TPE - V	EPDM	NR/SBR	SBR	LSR		
	D	TPE	TPE - E	TPE - U																										
		Elastomery	BMC																											
			EPDM																											
			NR																											
			SBR																											
			LSR																											

Pevnost spojení materiálů:
 dobrá soudržnost
 malá soudržnost
 žádná soudržnost
 netestováno
O omezená soudržnost
S zesílení sírou
P zesílení peroxidem

Obr. 20 Tabulka spojitelnosti materiálů [4]

2.3 Komponenty vstřikovací jednotky [6]

Funkcí vstřikovací jednotky je zajištění přeměny granulátu v homogenní taveninu a následný vstřik taveniny do dutiny formy velkou rychlostí za působení velkého tlaku. Plastikace materiálu je zajištěna rotačním pohybem šneku. Šnek se otáčí a v hrdle násypky nabírá granulát, který stlačuje a dopravuje do tavicí komory. Působením tření a tepla z topných pásů granulát přechází do roztaveného stavu. Tavenina se pohybem šneku homogenizuje a hromadí se před čelem šneku, který během otáčení ustupuje dozadu. Po nahromadění dostatečného množství taveniny rotační pohyb šneku ustává. Při vstřiku se šnek pohybuje dopředu a jako píst vtlačuje taveninu do dutiny formy.

Nejdůležitějšími částmi vstřikovací jednotky jsou: násypka, šnek, tavicí komora, tryska a topení.



2.3.1 Násypka

Násypka je zásobník zpracovávaného materiálu, který přivádí granule polymeru k dopravní části šneku. Standardně jsou násypky konstruovány tak, že se materiál posunuje vlastní tíhou působením gravitace. Násypka by neměla obsahovat žádné mrtvé zóny, ve kterých by mohlo docházet k hromadění materiálu. Násypku je dle potřeby možno doplnit o specifické prvky, jakými jsou například síta (při zpracování recyklovaného materiálu), která zabrání příliš velkým částicím dostat se k hrdlu násypky a ucpat ho. Dále může násypka být osazena směšovacím systémem, který zajistí přesné odvážení aditiv, barviv nebo recyklátu. Při zpracování některých materiálů je v násypce teplým vzduchem zajištěno jejich dosušení. Pro přísun omezeně sypkých materiálů, jako jsou například prášky, může být násypka doplněna o konvojery (Obr. 21) nebo střásací systém. Pro dopravu materiálu do násypky je nejčastěji používáno nasavačů.



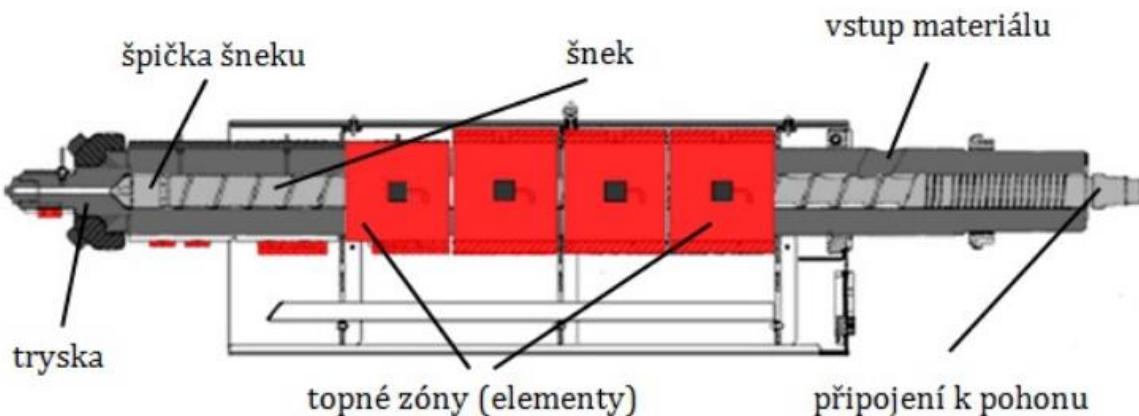
Obr. 21 Násypka s rotačním konvojerem [6]

2.3.2 Tavicí komora

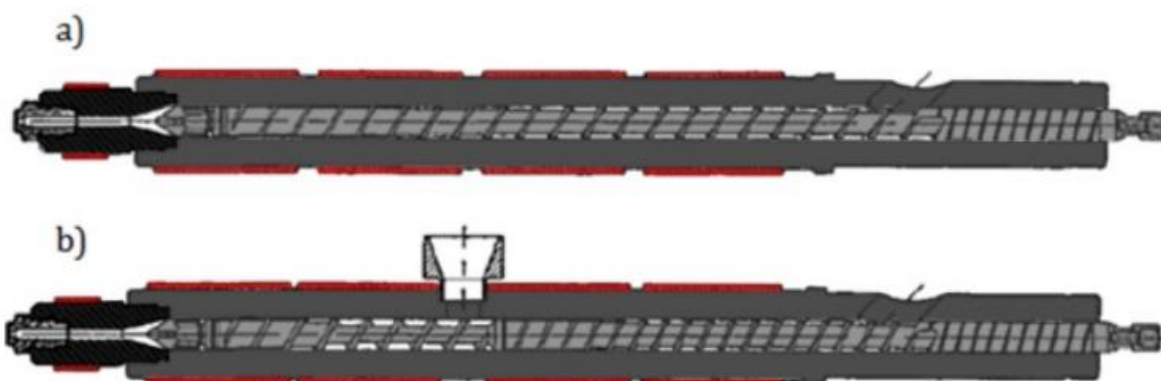
Tavicí komora (Obr. 22) je dutý válec zakončený tryskou, ve kterém je veden šnek. Vzhledem k velmi malé mezeře (desetiny mm) mezi šnekem a stěnou komory je třeba, aby byla dutina komory obrobena s velkou přesností. Povrch dutiny má speciální povrchovou tepelnou úpravu zajišťující jeho vysokou tvrdost, aby odolával abrazi. Povrch dutiny je hladký, aby v žádné části tavicí komory nedocházelo k hromadění a následné degradaci materiálu. Vnější povrch tavicí komory je obklopen topnými pásy, které zajišťují ohřev tavicí komory na stanovenou teplotu. Komora může obsahovat



odplyňovací zónu, která umožňuje odvod par a plynů vzniklých při zpracování termoplastu. Příčinou vzniku par a plynů je zpracování nedostatečně vysušeného materiálu. Na Obr. 23 a) je řez standardní tavicí komorou pro zpracování termoplastů, Obr. 23 b) zachycuje komoru s odplyňovací zónou.



Obr. 22 Tavicí komora [6]



Obr. 23 Řez tavicí komorou a) standardní pro zpracování termoplastů, b) s odplyňovací zónou [6]

2.3.3 Topné pásy

Topné pásy (Obr. 24) jsou nejčastěji odporové topné elementy. Pásy umístěné po obvodu tavicí komory jsou ovládány a regulovány samostatně a tvoří tak jednotlivé topné zóny. Ty jsou osazeny termočlánky zajišťujícími dodržení daného teplotního profilu. Výrobce topných pásů (řešení na míru) v ČR je například firma ELKOP Technik s.r.o.

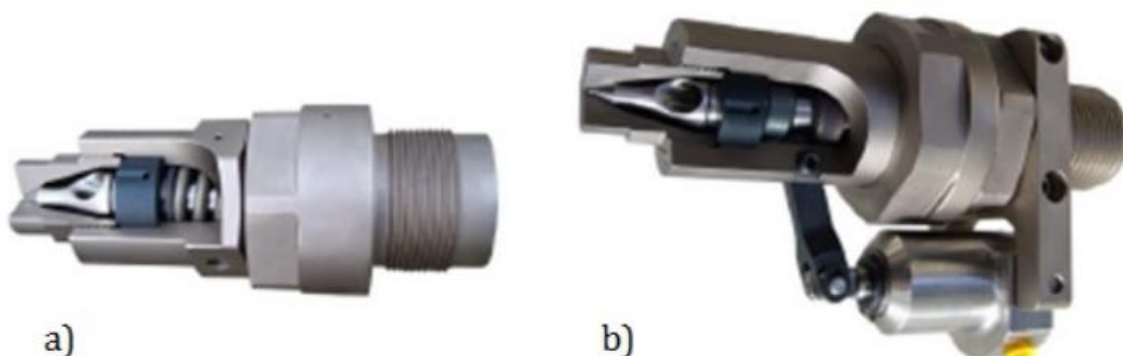


Obr. 24 Topný pás [20]

2.3.4 Tryska

Tryska zajišťuje přesné dosednutí vstřikovací jednotky na vtokovou vložku vstřikovací formy a jejich vzájemné vycentrování. Úniku taveniny na rozhraní těchto dvou komponent je zabráněno vyvozením přitlačné síly posuvným mechanismem vstřikovací jednotky. Tryska může mít rovinnou dosedací plochu nebo častěji bývá zakončena rádiusem. Ploché zakončení je nezbytné pro vstřikování do dělicí roviny, kde by rádius působil jako klín a způsoboval rozevírání formy. Tryska je zpravidla osazena čidly na kontrolu teploty a tlaku taveniny. Existují dva základní typy trysek, a to otevřená a uzavíratelná.

Otevřená tryška má jednodušší konstrukci a používá se pro vysoce viskózní materiály. Uzavíratelná tryška zabraňuje vytékání taveniny z trysky. Uzavírací mechanismus se může otevírat interakcí mezi vstřikovací jednotkou a formou nebo reagovat na tlak taveniny. Sem patří například mechanismy s pružinou (Obr. 25 a), která je najetím trysky do vtokové vložky přetlačena. Existují i uzavírací mechanismy, které jsou ovládané zcela samostatně. Zde se tryška uzavírá jehlou ovládanou vnějším mechanickým nebo hydraulickým mechanismem (Obr. 25 b).

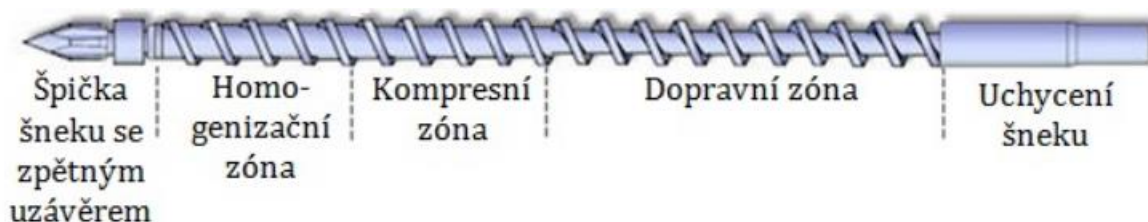


Obr. 25 Tryska a) uzavíratelná pružinou, b) uzavíratelná jehlou [6]

2.3.5 Šnek

Šnek vstříkovací jednotky je komponenta, která má největší podíl na přeměně granulátu v taveninu. Zároveň provádí vlastní vstříkování.

Šroubovice šneku není po celé jeho délce konstantní, mění se její hloubka i stoupání. To určuje tři základní zóny šneku (Obr. 26). Dopravní zóna s největší hloubkou šroubovice má za úkol dopravit granulát od násypky k zahřívané části tavicí komory. V kompresní zóně je vlivem zmenšující se hloubky i stoupání šroubovice materiál intenzivně stlačován. Poslední zóna šneku se nazývá homogenizační a její funkcí je zejména důkladné promíchání a teplotní homogenizace taveniny před vstříkem. Poměr velikostí jednotlivých zón se u různých šneků v závislosti na zpracovávaném materiálu liší. Průběh přeměny granulátu v homogenizované taveninu je znázorněn na Obr. 27.



Obr. 26 Zóny šneku [6]



Obr. 27 Přeměna granulátu v taveninu [6]

Charakteristickým rozměrem šneku je poměr jeho délky a jeho průměru, tedy L/D . Pro reaktoplasty se tyto hodnoty pohybují mezi 19 až 26:1, poměry 22-26:1 se používají pro rychlou přípravu většího množství taveniny při nutnosti řádného promíchání taveniny (např. při přidávání barev), tudíž zpravidla obsahují kromě kompresních také mixážní zóny.

Konec šneku je osazen tzv. špičkou, která je vystavena největšímu tlaku. Geometrie špičky spolu s malou mezerou mezi špičkou a stěnou komory má zabránit unikání taveniny zpět do tavicí komory. Tato funkce může být podpořena zpětným uzávěrem (kroužkem), který při pohybu šneku vzad umožňuje tavenině průchod před čelo šneku. Při samotném vstřikování pak dojde k jeho uzavření a zpětný uzávěr drží taveninu před čelem šneku i za působení vyšších tlaků. Špička šneku je z důvodu snadné údržby a výměny na šnek připevněna šroubovým spojením. Špička šneku i se zpětným uzávěrem je na Obr. 28.



Obr. 28 Špička šneku s prstencovým uzávěrem [6]



2.4 Výrobci přídatných vstřikovacích jednotek

Na českém trhu se objevují dva různé typy přídatných vstřikovacích jednotek, které se liší koncepcí konstrukčního uspořádání. Jejich společným rysem je vlastní dotykový ovládací panel a připojení k lisu přes rozhraní Euromap.

Přídatná vstřikovací jednotka, kterou nabízí firmy Milacron (Obr. 29) a Stebo (Obr. 30), má stejnou koncepci jako běžné šnekové vstřikovací jednotky na trhu nejčastěji zastoupených vstřikovacích lisů. Průměry šneků těchto jednotek se pohybují od 14 do 45 mm (Milacron), resp. od 16 do 80 mm (Stebo), objemy vstřikování od 7,7 do 334 cm³ (Milacron), resp. od 14 do 2010 cm³ (Stebo). Jednotky obou firem je možno připevnit k lisu horizontálně i vertikálně, a to přímo na formu nebo pevnou desku lisu. Jednotka od firmy Milacron je plně elektrická, jednotka od firmy Stebo je osazena hydraulickým pohonem.



Obr. 29 Přídatná vstřikovací jednotka firmy Milacron [10]



Obr. 30 Přídavná vstřikovací jednotka firmy Stebo [11]

Druhý typ vstřikovací jednotky (Obr. 31) nabízí firma Babyplast (v ČR zastoupená firmou Cecho). Jedná se o bezšnekovou konstrukci. Jednotka obsahuje dvě komory. V první komoře se materiál působením tepla nataví. Poté je tavenina pístem vytlačena do volného prostoru vstřikovací komory, ze které je vstřikovacím pístem vstříknuta do formy. Nabízené průměry vstřikovacího pístu jsou od 10 do 18 mm (u zvětšené jednotky od 16 do 24 mm) a vstřikované objemy od 4 do 15 cm³ (u zvětšené jednotky od 16 do 36 cm³). Jednotka je plně elektrická a připevňuje se vertikálně nebo horizontálně přímo na formu.



Obr. 31 Přídavná vstříkovací jednotka Babyplast [12]

Šnekové provedení přídavné vstříkovací jednotky je vhodné pro větší rozpětí vstříkovaných objemů, jednotka však nabývá větších rozměrů a je dražší než pístové provedení. Pístové provedení jednotky má při stejném vstříkovaném objemu menší zástavbové rozměry a je levnější, je však náročnější na těsnění pístu a lze použít pouze pro malé vstříkované objemy.



3 Návrh výrobku dle možností stroje

Prvním úkonem při návrhu vstříkovací jednotky je určení vylisku, který se bude pomocí dané jednotky vyrábět. Rozměry vylisku je třeba určit dle parametrů stroje, na



Obr. 32 Arburg Allrounder 270 C Golden edition

kterém se bude daný díl vstříkovat.

Návrh jednotky (a tudíž i vylisku) je proveden pro vstříkovací lis Arburg Allrounder 270 C Golden edition (Obr. 32) za účelem umožnění dvoukomponentního vstříkování na daném stroji. Specifikace stroje je uvedena v Tabulce 1.

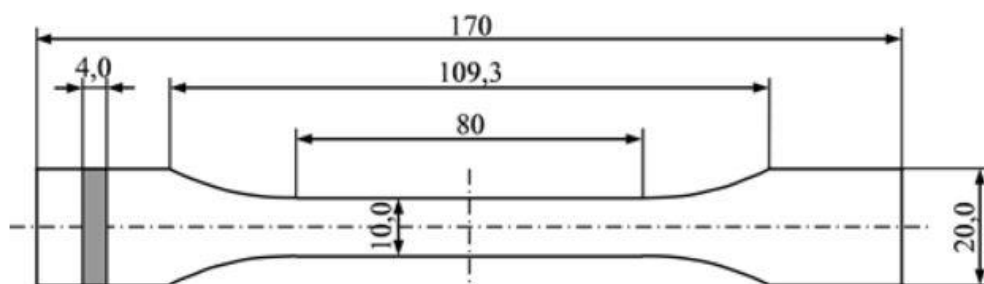
Tabulka 1 Specifikace stroje

Typ stroje	Arburg Allrounder 270 C Golden edition
Vzdálenost mezi vodicími sloupky	270 x 270 mm
Uzavírací síla	400 kN
Pohon	Plně hydraulický
Velikost vstříkovací jednotky	70



Průměr šneku	22 mm
Poměr šneku L/D	24:1
Krouticí moment šneku	110 Nm
Maximální objem zdvihu	34 cm ³
Maximální vstřikovací tlak	2000 bar

Ze zadání vyplývá, že je třeba zvolit díl, který se bude vyrábět dvoukomponentním vstřikováním. S přihlédnutím k uzavírací síle stroje, prostoru pro umístění vstřikovací formy a současně výrobě na stroji bylo vybráno zkušební těleso pro tahovou zkoušku (dle normy ČSN EN ISO 527-2) vstřikované ze dvou materiálů se spojením v polovině dílu (viz Obr. 33 a Obr. 34). Jedná se o výlisek dále využitelný pro materiálový výzkum. Navíc jde o díl, který se v současné době na stroji v jednokomponentním provedení vyrábí. Pro tento výlisek byla také navržena vstřikovací forma (viz. kap. 4). Výroba výlisku se předpokládá z materiálů PE a PP.



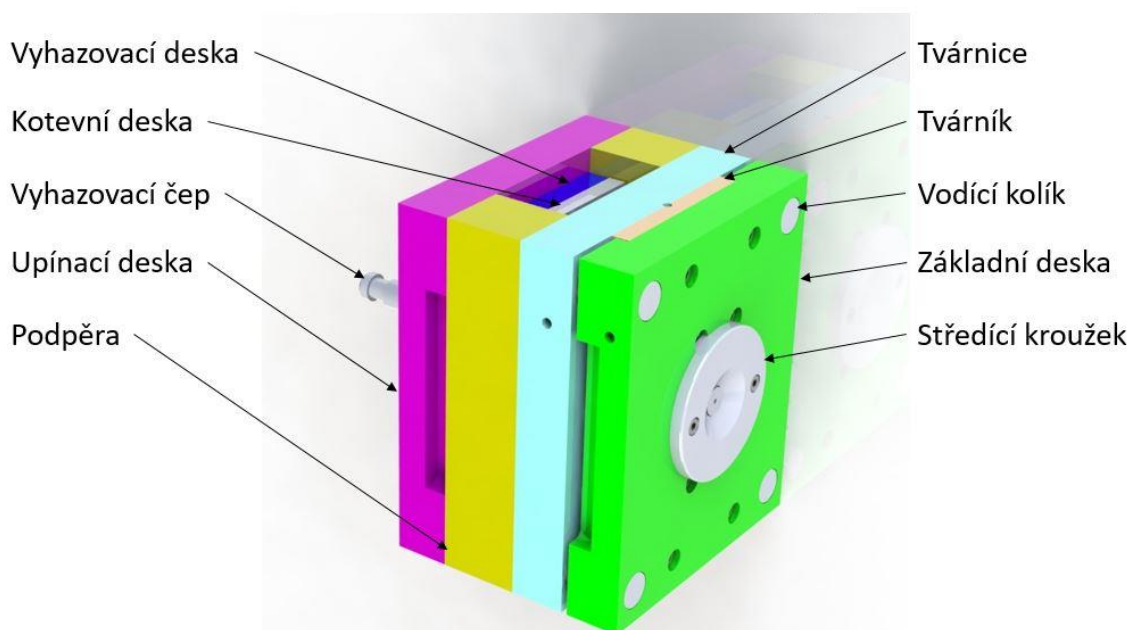
Obr. 33 Zkušební těleso dle EN ISO 527-2



Obr. 34 Zkušební těleso – dvoukomponentní vstřikování

4 Návrh vstřikovací formy

Vstřikovací formu bylo třeba navrhnout, protože se stávající jednovstřikovou formou by nebylo možné externí vstřikovací jednotku využít. Navržená vstřikovací forma je s ohledem na nekomplikovaný tvar požadovaného vylisku velmi jednoduchá oproti formám běžně se vyskytujících v průmyslu. Forma je jednonásobná – v jednom pracovním cyklu je vyroben pouze jeden díl. Koncepce formy je zvolena tzv. dvoudesková, čelní. To znamená, že zkompletovaná forma sestává ze dvou částí – pevné a pohyblivé poloviny formy, které se připevňují na pevnou a pohyblivou desku lisu. Tyto poloviny se dotýkají v tzv. dělicí rovině. Jejich vzájemné vedení je zajištěno pomocí vodících kolíků a pouzder. Forma se skládá z několika desek pevně spojených šrouby. Jedná se o upínací desky, tvárník, tvárnici, podpěry, vyhazovací a kotevní desku (viz Obr. 35). Jejich funkce bude popsána v následujících podkapitolách.



Obr. 35 Celkový pohled na vstřikovací formu

4.1 Upnutí formy

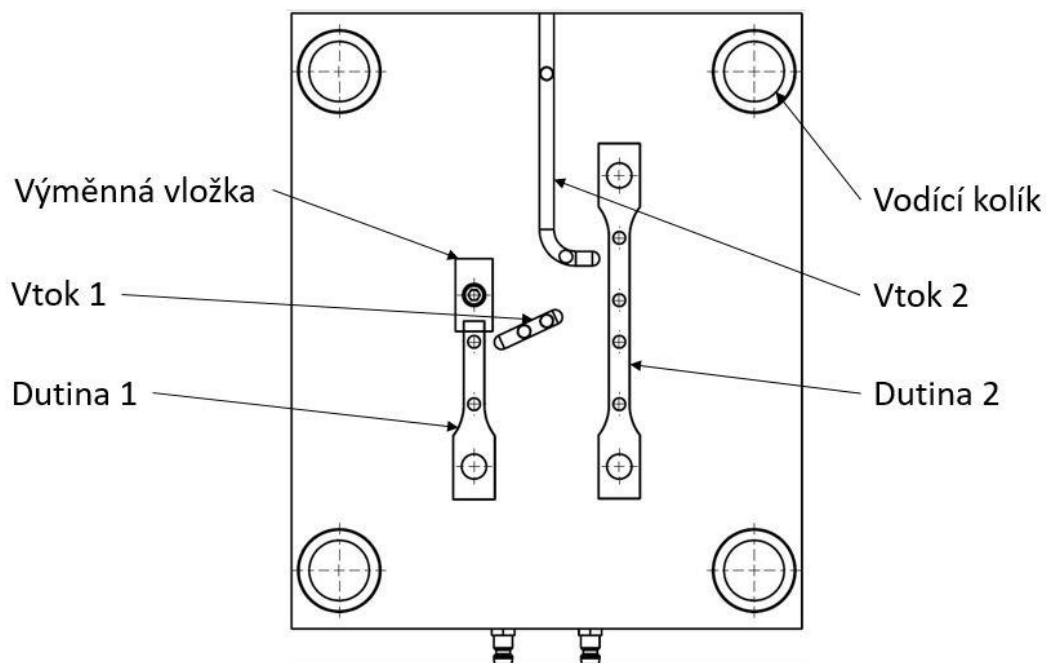
K upínání formy na desky lisu slouží upínací deska a základní deska (viz Obr. 35). Upnutí může být provedeno buď pomocí upínek nebo pomocí kotevních šroubů. Upínací kapsy, které lze vidět v upínací a základní desce na Obr. 35 značí, že u navržené formy je

zvoleno upínání pomocí upínek. Přesná poloha formy vůči stroji je zajištěna středícími kroužky.

4.2 Tvarová dutina

Tvarová dutina je vytvořena ve dvou deskách, které se stýkají v dělicí rovině. Jedná se o tvárník a tvárnici. Tyto desky přicházejí do přímého kontaktu s materiálem, tudíž je u nich zvýšený nárok na mechanickou odolnost. Z toho důvodu jsou kalené (pozn.: u větších forem se používají pouze kalené vložky). Tvarová dutina má pro zajištění odformování výlisku úkos 2° a je oproti žádané velikosti výlisku zvětšena o smrštění materiálu.

Protože forma je navrhovaná pro tvarově jednoduchý díl, celá dutina je vytvořena pouze v tvárnici. Protože se jedná o formu pro dvoukomponentní vstřikování, obsahuje tvárnice dvě dutiny s oddělenými vtokovými soustavami. Vstřík z hlavní vstřikovací jednotky stroje do dutiny 1 (Obr. 36) vytvoří polovinu zkušebního tělíska. Tento výlisek se poté přendá do dutiny 2 (Obr. 36) a z externí vstřikovací jednotky je vtokem 2 vstříknut druhý materiál, čímž vznikne finální výlisek. První tvarová dutina disponuje výměnnou vložkou, jejíž pomocí lze změnit tvar stykové plochy obou materiálů výlisku, aby mohl být následně proveden výzkum jejího vlivu na kvalitu spoje.

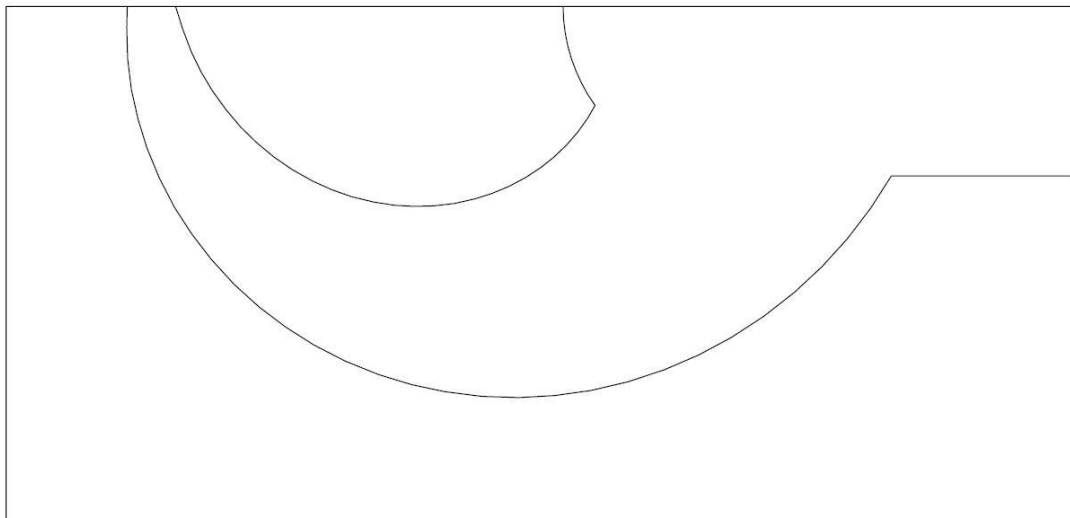


Obr. 36 Rozložení dutin v tvárnici



4.3 Vtoková soustava

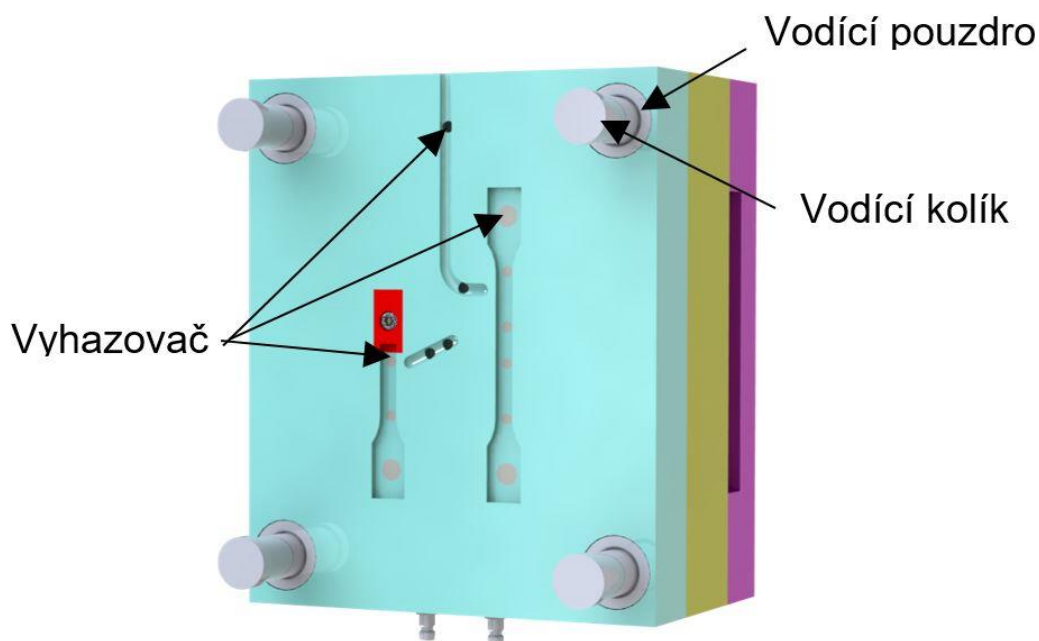
Ve formě byl navržen systém studeného vtoku. To znamená, že při odformování zchlazeného vylisku je třeba z formy vyjmout také zchlazený vtok, který tvoří odpad vstřikovacího procesu. Vtokové kanály jsou umístěny v dělicí rovině a ústí obou vtokových soustav je tvořeno tzv. banánovým vtokem (viz Obr. 37). Výhodou banánového vtoku je skutečnost, že k oddělení vtokové soustavy od vylisku dochází již při jejich odformování.



Obr. 37 Tvar vtokové vložky – banánový vtok

4.4 Odformování

K odformování vylisku i vtokové soustavy dochází pomocí tzv. vyhazovačů (Obr. 38). Vyhazovače jsou ve formě upevněny v kotevní desce a jejich pohyb ovládá vyhazovací deska, jejíž pohyb řídí přes vyhazovací čep stroj. K pohybu vyhazovačů a odformování vylisku může dojít až po dostatečném otevření formy, aby byl zajištěn dostatečný prostor pro vyjmutí vylisku a vtokové soustavy. Při opětovném zavření formy je správné dosednutí obou polovin formy zajištěno pomocí vodících kolíků, které se zasouvají do vodících pouzder (Obr. 38).



Obr. 38 3D pohled na pohyblivou polovinu formy

4.5 Temperace

Důležitou funkcí vstřikovací formy je kromě tvarování materiálu také odvod tepla z dutiny formy. Aby mohlo dojít ke správnému zchlazení vylisku ze vstřikovací teploty taveniny na teplotu odformování vylisku, musí být forma vybavena temperačními kanály. U navržené formy se jedná o systém vrtaných kanálů rozmístěných kolem dutiny formy v tvárnici a základní desce přiléhající tvárníku.



5 Koncepční návrh vstřikovací jednotky

Pro návrh koncepce vstřikovací jednotky je třeba znát požadavky na pohon jednotky, její umístění na stroji a velikost výlisku, pro jehož výrobu je jednotka určena.

5.1 Požadavky na navrhovanou jednotku

Navrhovaná přídatná vstřikovací jednotka má být plně elektrická, vertikální. Přídatné vstřikovací jednotky je běžně možno připevnit přímo na formu nebo na pevnou desku stroje. Vzhledem k rozměrům stroje a s nimi souvisejícím rozměrem formy bude navrhovaná externí jednotka připevněna na pevnou desku lisu. K připevnění budou využity závity, které se na pevné desce lisu nachází pro případnou montáž manipulátoru.

5.2 Návrh velikosti navrhované jednotky

Velikost jednotky vychází ze vstřikovaného dílu. Vzhledem k tomu, že vstřikovaný díl je symetrický, bude se dutina formy z obou vstřikovacích jednotek plnit přibližně stejným objemem. Z toho vyplývá, že velikost navrhované přídatné jednotky by měla přibližně odpovídat velikosti hlavní vstřikovací jednotky stroje. Zpravidla se přídatná jednotka volí o něco menší. Z toho důvodu byl zvolen průměr šneku přídatné jednotky 18 mm. Výpočet dalších parametrů jednotky (jako např. objem zdvihu) se nachází v kapitole 7.1.

5.3 Volba koncepce navrhované jednotky

Externí vstřikovací jednotky mohou mít buď šnekovou, nebo v případě malých vstřikovaných objemů pístovou konstrukci. U šnekové jednotky plní šnek funkci dávkování i vstřikování, u pístové jednotky jsou tyto funkce zajištěny kombinací dvou pístů. Vzhledem ke skutečnosti, že maximální objem zdvihu navrhované jednotky je menší než 21 cm^3 , bylo by v dané situaci možné použít levnější a na zástavbové prostory méně náročnou pístovou konstrukci jednotky. S ohledem na další využitelnost práce a možný rozvoj do budoucna je ovšem třeba, aby navržená koncepce nebyla omezena malým vstřikovaným objemem a dala se použít i pro větší stroje. Z toho důvodu bude navrhovaná jednotka šneková.



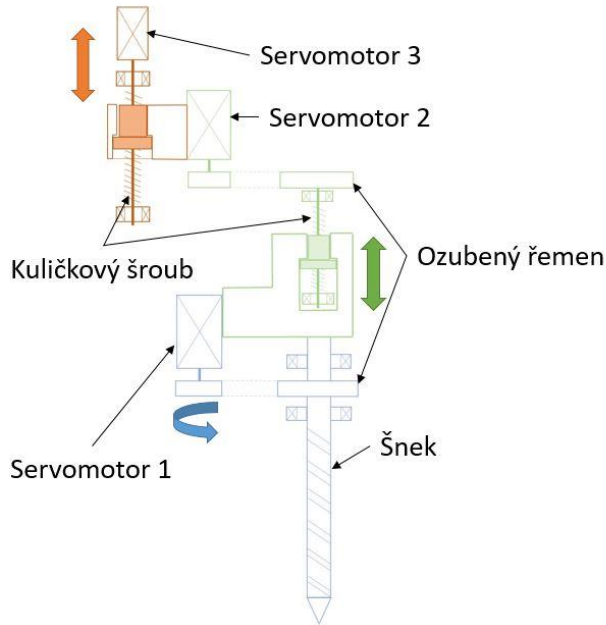
5.4 Koncepční návrhy dle rozložení pohybů jednotky

Při procesu vstřikování koná vstřikovací jednotka tři základní pohyby. Prvním z nich je přísuv jednotky ke vstřikovací formě a vyvození přitlaku. Další dva pohyby, které je třeba zajistit, jsou axiální posuv šneku a rotace šneku. Z návrhu typů a uspořádání pohonů pro tyto pohyby poté vychází konstrukční uspořádání jednotky. Jedná se zejména o vedení posuvných pohybů a umístění násypky. Dále je třeba rozhodnout, zda bude jednotka na pevnou desku lisu umístěna do pevné polohy dle navrhované formy nebo na lineárním vedení. Toto vedení umožní ruční manipulaci s jednotkou v ose rovnoběžné s vodícími sloupy lisu. Výhodou tohoto posuvného připevnění je možnost výměny vstřikovací formy bez nutnosti odmontování externí jednotky ze stroje a její využití pro více forem s různou polohou vtoku.

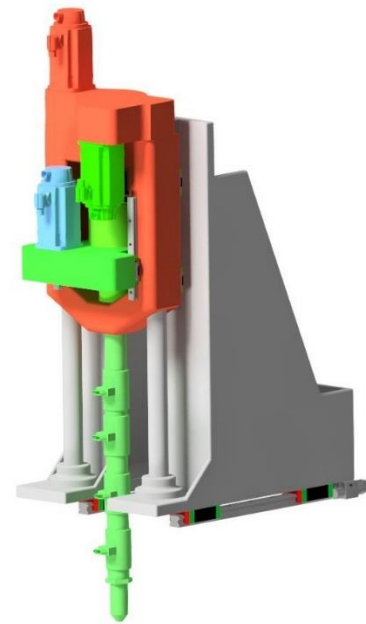
Na základě výše uvedeného byly navrženy tři koncepční uspořádání jednotky.

5.4.1 Uspořádání 1

První uspořádání (viz. Obr. 39 a Obr. 40) využívá pro pohon přísuvu jednotky jeden kuličkový šroub poháněný servomotorem (Servomotor 3 - Obr. 39). Kuličkový šroub je umístěný v ose jednoho z vodících sloupů mimo osu jednotky. Vedení je zajištěno dvěma vodícími sloupy a dvojicí lineárních vedení. Axiální posuv šneku je zajištěn jedním kuličkovým šroubem v ose šneku. Přenos krouticího momentu ze Servomotoru 2 (Obr. 39) na matici kuličkového šroubu je zajištěn ozubeným řemenem. Vedení posuvu zajišťuje dvojice lineárních vedení. Rotace šneku je poháněna Servomotorem 1 (Obr. 39) přes ozubený řemen. Jednotka je ke stroji připevněna přes ručně manipulovatelné lineární vedení. Násypka je umístěna v zadní části jednotky.



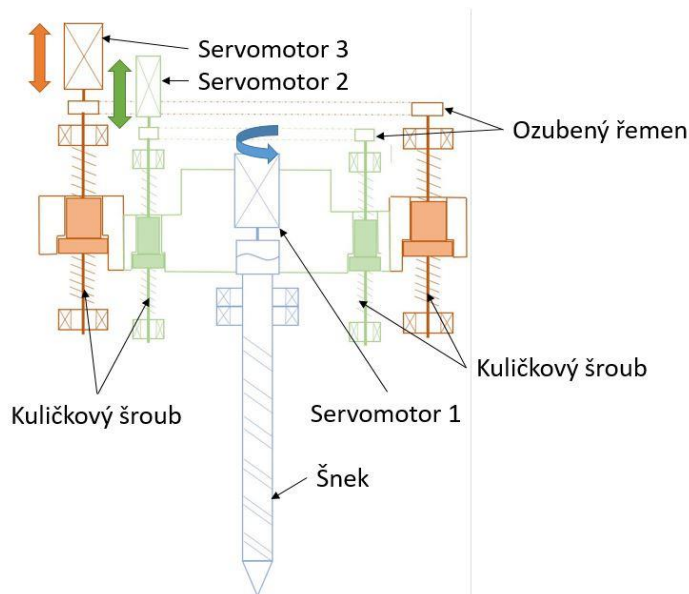
Obr. 39 Kinematické schéma uspořádání 1



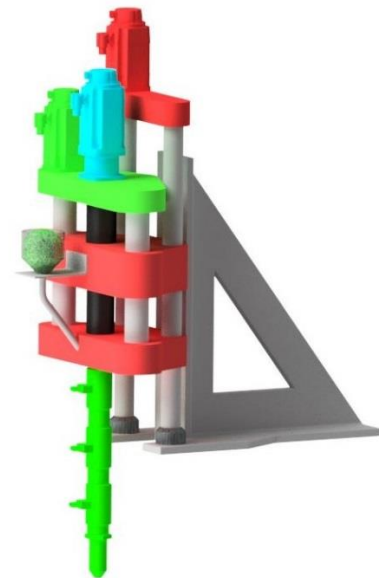
Obr. 40 Koncepční 3D model uspořádání 1

5.4.2 Uspořádání 2

U druhého uspořádání (viz Obr. 41 a Obr. 42) zajišťují přísuv jednotky dva kuličkové šrouby poháněné jedním servomotorem (Servomotor 3 -Obr. 41). Tyto šrouby jsou umístěny ve vodicích sloupcích symetrických vůči ose jednotky. Vodicí sloupky jsou doplněny o jednu kolejnici lineárního vedení v ose jednotky. Posuv šneku je rovněž zajištěn dvěma symetricky umístěnými kuličkovými šrouby poháněnými jedním servomotorem (Servomotor 2 -Obr. 41). Posuv je veden dvěma vodicími sloupky. Servomotor 1 (Obr. 41) zajišťující rotaci šneku je ke šneku připojen napřímo. Tato varianta je navržena s pevným připojením na pevnou desku lisu. Násypka je umístěna v přední části jednotky.



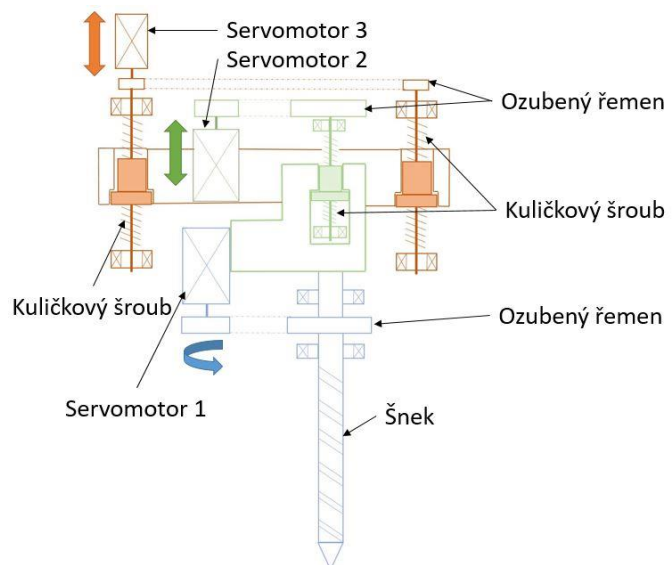
Obr. 41 Kinematické schéma uspořádání 2



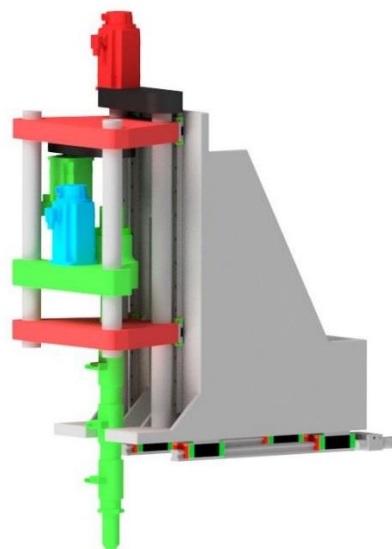
Obr. 42 Konceptní 3D model uspořádání 2

5.4.3 Uspořádání 3

Třetí uspořádání jednotky (viz. Obr. 43 a Obr. 44) vybrané k dalšímu rozpracování kombinuje obě předchozí. Přisuv jednotky je realizován pomocí dvou kuličkových šroubů poháněných jedním servomotorem (Servomotor 3 - Obr. 43). Osově souměrným umístěním šroubů je zajištěno rovnoměrné namáhání při vyvození přítlaku (v porovnání s variantou jedna, která pracuje s jedním kuličkovým šroubem). Vedení zajišťuje dvojice lineárních vedení. Axiální posuv šneku je realizován pomocí jednoho kuličkového šroubu v ose šneku, který je poháněn Servomotorem 2 (Obr. 43) přes ozubený řemen. Vedení dvěma vodícími sloupy je v tomto případě dostatečné, protože polohování nemusí být tak přesné, aby bylo nutné použít lineární vedení. Rotace šneku je poháněna Servomotorem 1 (Obr. 43) přes ozubený řemen. Z hlediska kompaktnosti jednotky se tato varianta jeví vhodnější než motor umístěný v ose šneku. Jednotka je umístěna na ručně manipulovatelném lineárním vedení. Násypka se nachází v zadní části jednotky, což se jeví jako výhodnější z hlediska přístupnosti formy, když je externí jednotka umístěna na stroji.



Obr. 43 Kinematické schéma uspořádání 3

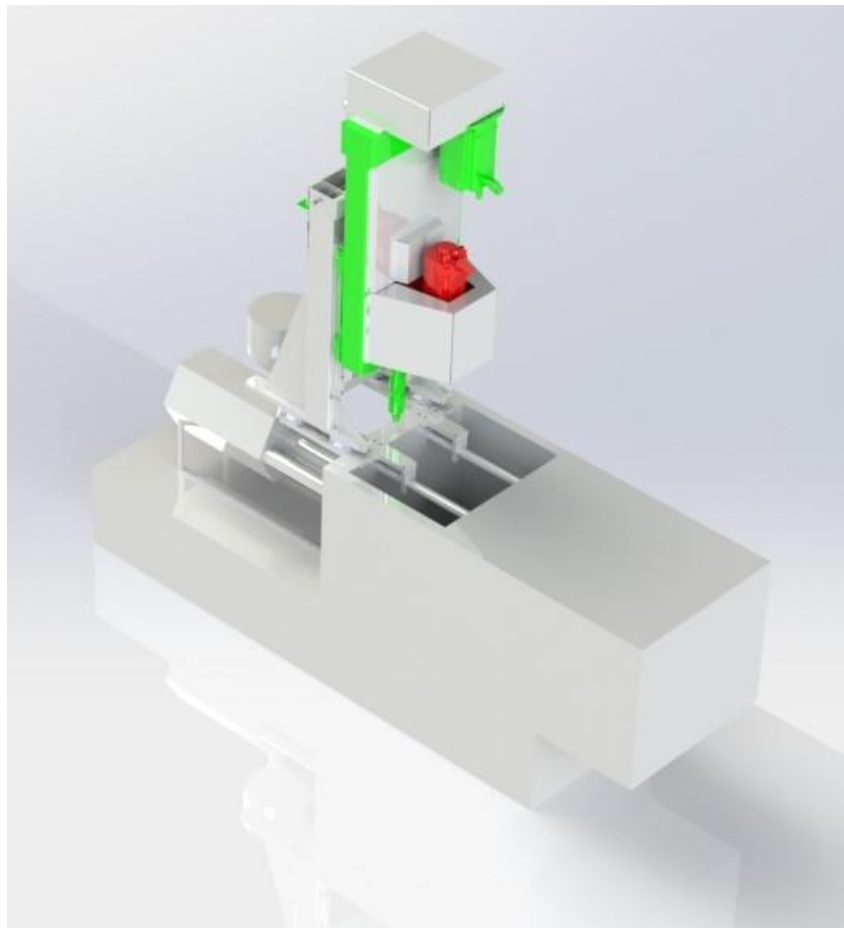


Obr. 44 Konceptní 3D model uspořádání 3



6 Konstrukční zpracování vybrané varianty

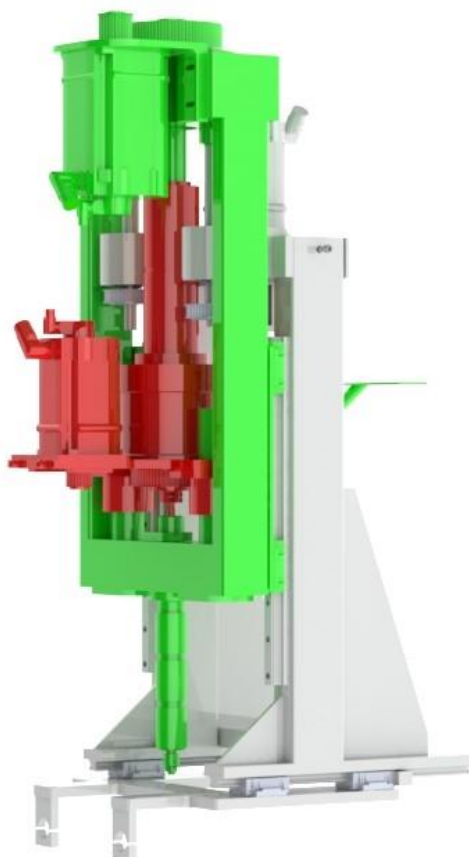
Na Obr. 45 je zobrazena kompletní navržená externí vstřikovací jednotka připevněná ke stroji Arburg Allrounder 270 C golden edition.



Obr. 45 Navržená vstřikovací jednotka připevněná ke stroji

Navržená vstřikovací jednotka je složena ze 4 základních částí. Jedná se o základní rám, posuvný rám, sestavu pro rotaci šneku a komplet vstřikovací komory.

Toto členění je patrné z Obr. 46, kde jsou jednotlivé uzly odlišeny barevně dle vykonávaných pohybů. Červeně je zobrazena sestava pro rotaci šneku. Vstřikovací komora je z hlediska pohybu pevně svázána s posuvným rámem, obě části jsou tedy na Obr. 46 vyobrazeny zelenou barvou. Základní rám je zobrazen šedě.

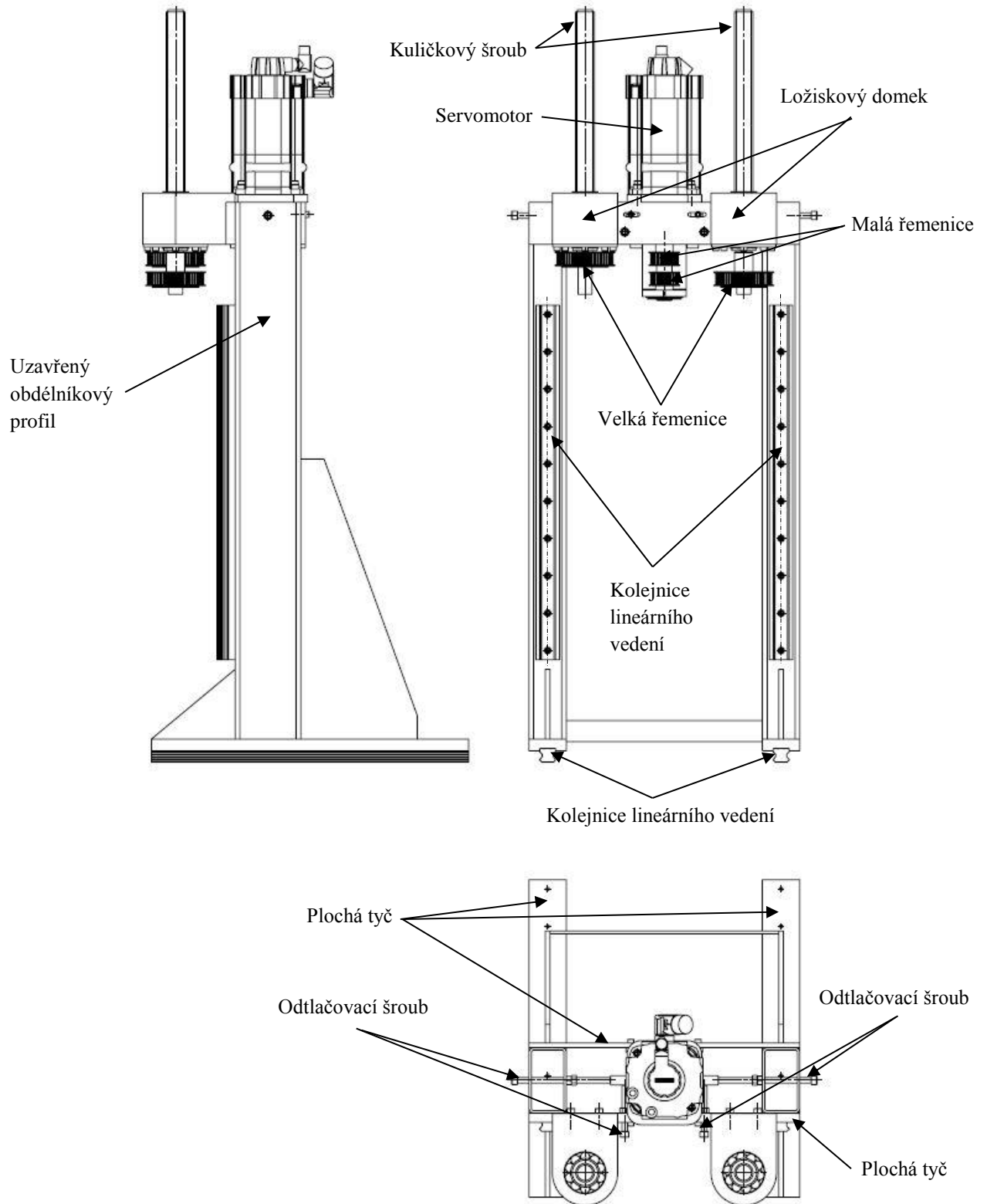


Obr. 46 Izometrický pohled na nekrytovanou jednotku

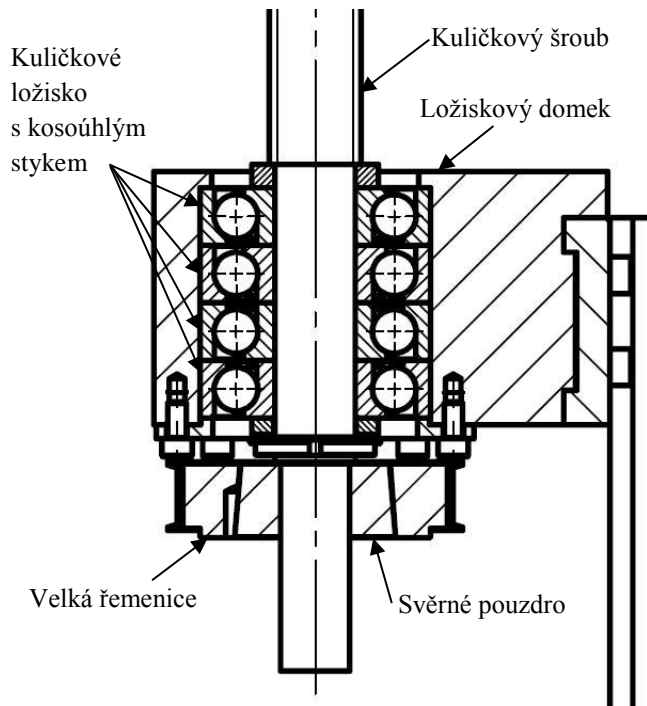
Jednotka vykonává tři základní pohyby – rotaci šneku, axiální posuv šneku a přísuv jednotky ke vstřikovací formě.

6.1 Základní rám jednotky

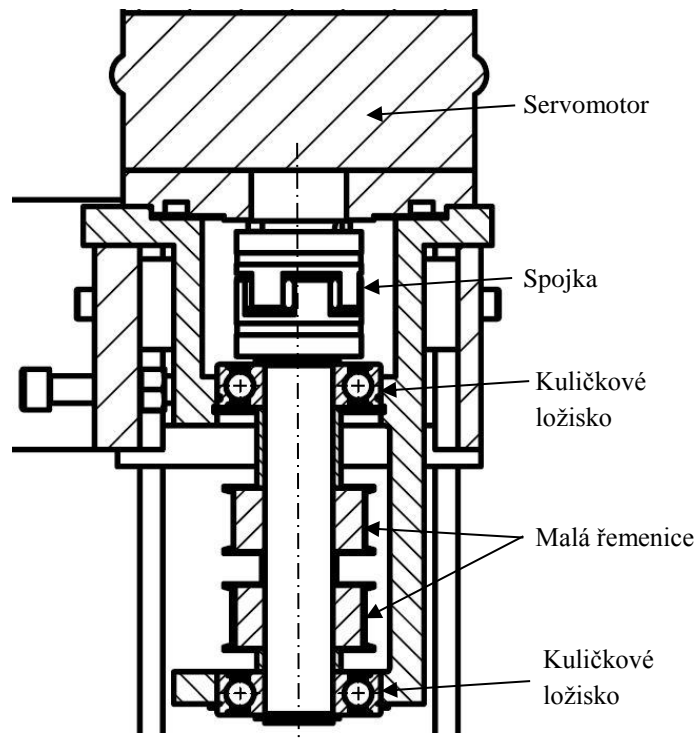
Základní rám osazený pohybovými prvky je zobrazen na Obr. 47. Základ rámu je tvořen dvěma obdélníkovými uzavřenými profily přivařenými ke dvěma plochým tyčím. Spojení profilů ve vrchní části rámu je opět zajištěno dvojicí plochých tyčí. V těchto tyčích jsou obrobena otvory pro umístění motoru a řemenic pro přísuv jednotky. Protože přenos krouticího momentu z motoru je realizován řemenovým převodem, je ukotvení motoru osazeno odtlačovacími šrouby, aby bylo možno řemeny napínat. V přední části rámu jsou k ploché tyči ukotveny ložiskové domky. V těchto domcích jsou vždy ve dvou dvojicích kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem (uložených do X) letmo uloženy kuličkové šrouby. Uložení šroubů je patrné z Obr. 48. Tyto kuličkové šrouby zajišťují přísuv jednotky ke vstřikovací formě pomocí valivého lineárního vedení upevněného k uzavřenému profilu.



Obr. 47 Základní rám jednotky



Obr. 48 Uložení kuličkového šroubu



Obr. 49 Připojení řemenic k servomotoru

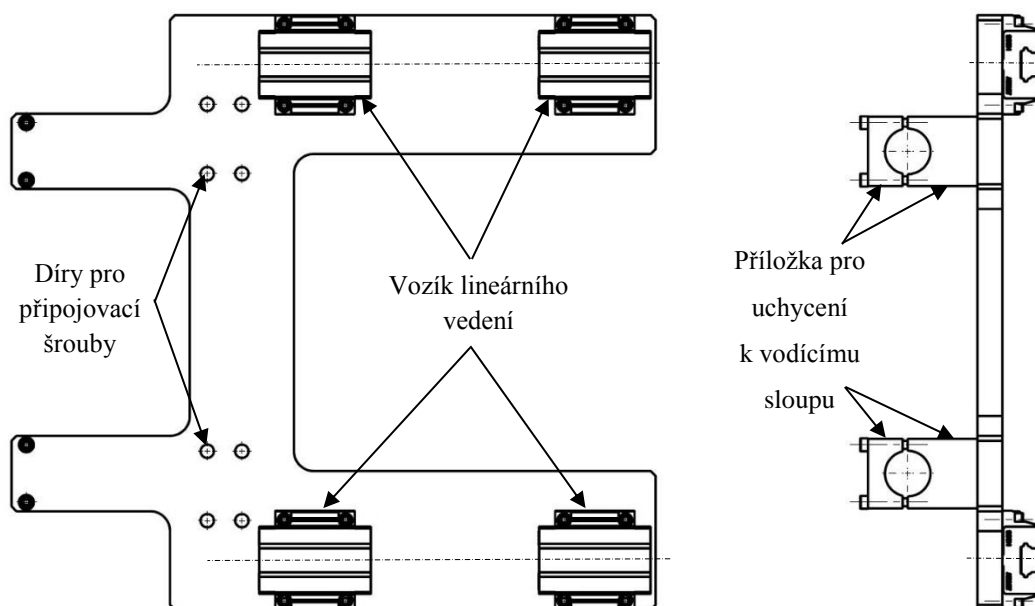
K hřídeli motoru je pomocí spojky připevněna ve dvou kuličkových ložiscích uložená hřídel, na které jsou umístěny malé ozubené řemenice (Obr. 49). Každá z těchto řemenic pohání přes vlastní ozubený řemen jeden kuličkový šroub. Převodový poměr ozubeného řemenového převodu $i = 2$. Aby byla umožněna synchronizace chodu obou kuličkových šroubů, jsou řemenice velké řemenice ke kuličkovým šroubům upevněny pomocí svěrných pouzder (Obr. 48).

6.1.1 Připevnění jednotky ke stroji

Základem pro upevnění jednotky ke stroji je připevňovací deska (Obr. 50), která je pomocí osmi šroubů M12 připevněna na pevnou desku lisu. Zároveň je deska pomocí přílozek zapřena o vodící sloupy lisu. Závity pro umístění těchto šroubů jsou na stroji připraveny již z výroby a primárně jsou určeny pro připevnění manipulátoru. Na této desce jsou umístěny dvě dvojice vozíků lineárního vedení. Jeden z dvojice vozíků na straně operátora lisu je vybaven ruční pákovou brzdou. Do těchto vozíků je uložena dvojice kolejnic lineárních vedení, která je připevněna zespod základního rámu vstříkovací jednotky. Toto lineární vedení slouží k pohybu vstříkovací jednotky nad vstříkovací formou nebo naopak pryč z pracovního prostoru lisu při případné manipulaci



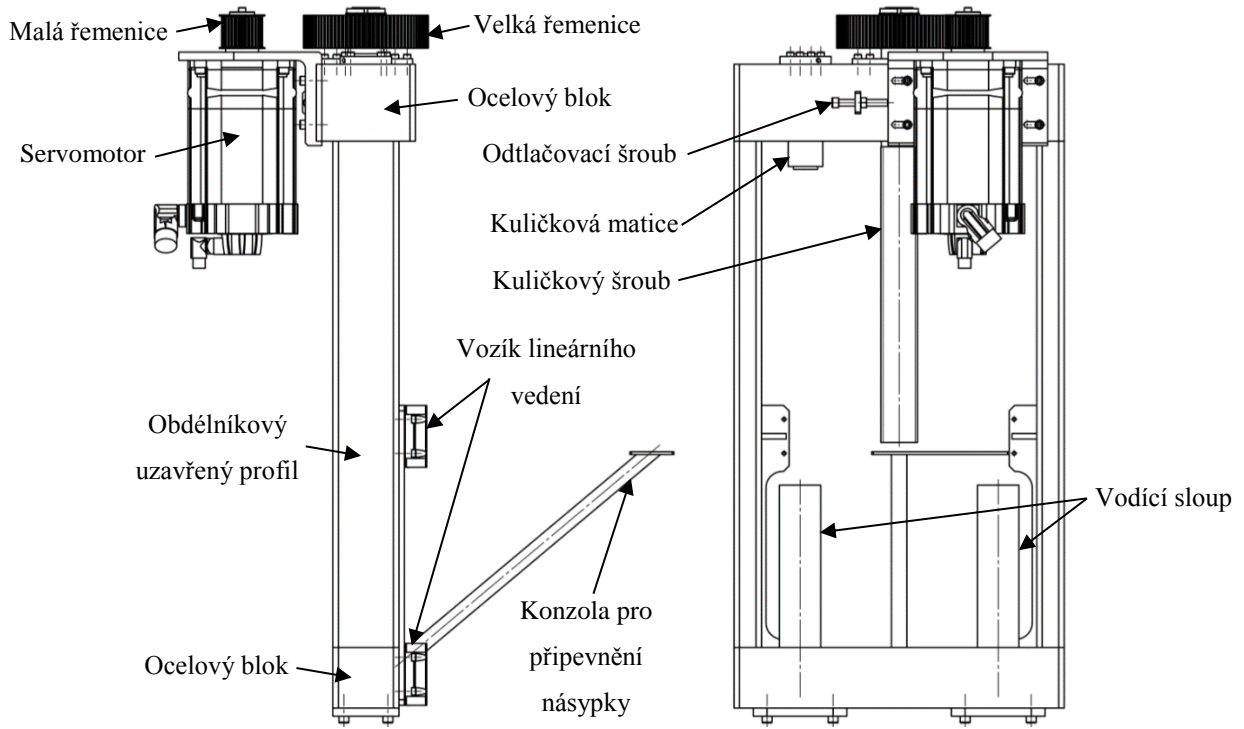
s formou. Tento pohyb umožňuje umístit vstřikovací trysku do různé vzdálenosti od pevné desky lisu, a tudíž i použití jednotky pro různé vstřikovací formy. Pohyb je prováděn ručně. Lineární vedení se odbrzdí, jednotka se přesune do požadované osové vzdálenosti a poté se opět zajistí v poloze brzdou.



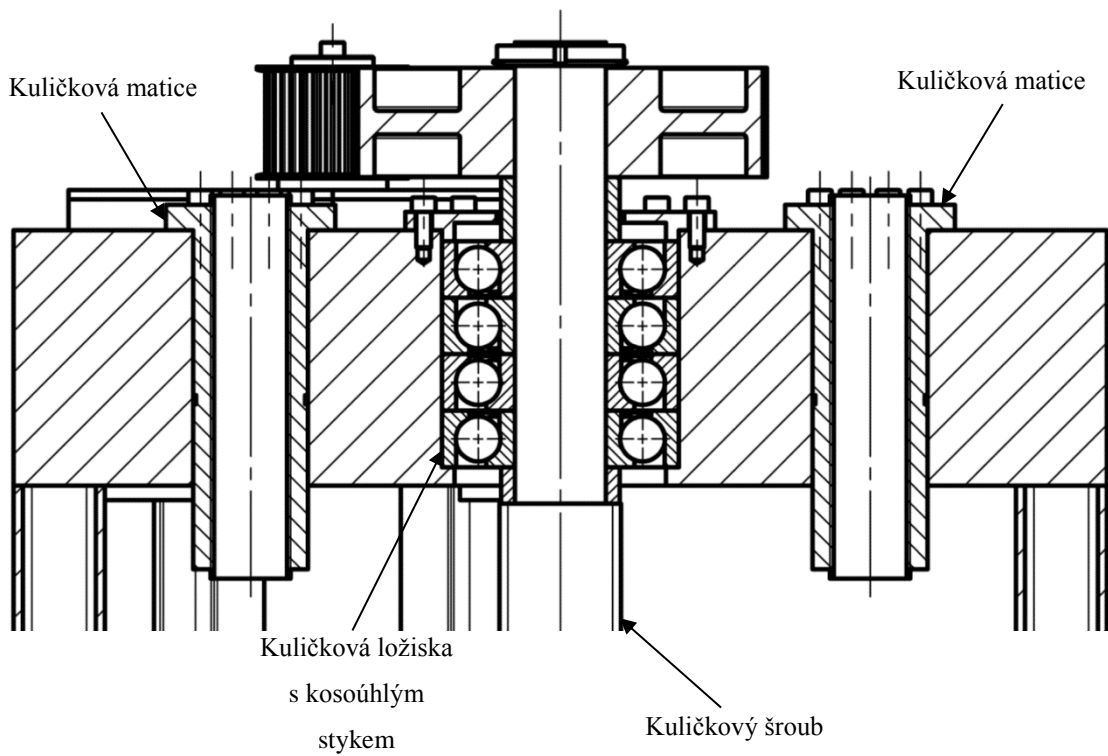
Obr. 50 Deska pro připevnění jednotky k lisu

6.2 Posuvný rám

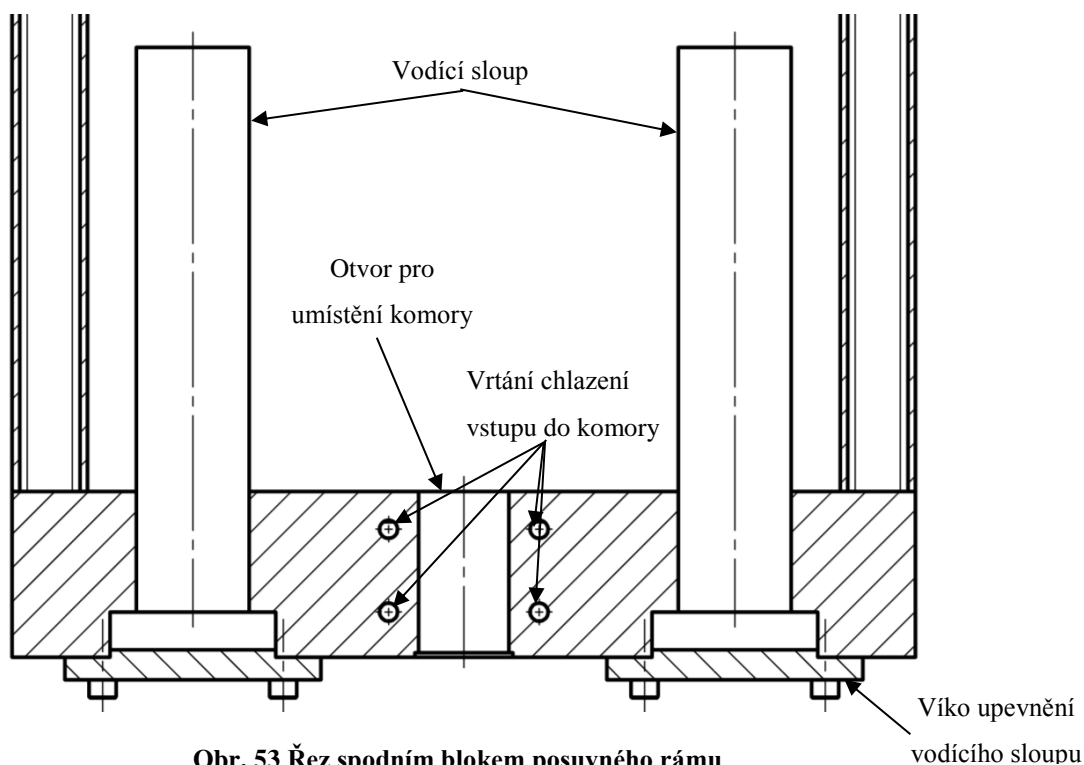
Základní svařenec posuvného rámu je tvořen dvojicí plných ocelových bloků spojených po stranách dvěma obdélníkovými uzavřenými profily (Obr. 51). K obdélníkovým profilům jsou přivařeny ploché ocelové tyče pro upevnění vozíků lineárního vedení. Příslušné kolejnice lineárního vedení jsou umístěny na základním rámu jednotky (Obr. 47). Toto vedení zajišťuje posuvný pohyb posuvného rámu vůči základnímu rámu – jedná se o realizaci přísuvu jednotky ke vstřikovací formě (viz kap. 6.1). Kuličkové matice příslušící ke kuličkovým šroubům, které zajišťují posuvný pohyb rámu, jsou uloženy ve vrchní části posuvného rámu (Obr. 52).



Obr. 51 Posuvný rám



Obr. 52 Řez vrchním blokem posuvného rámu



Obr. 53 Řez spodním blokem posuvného rámu

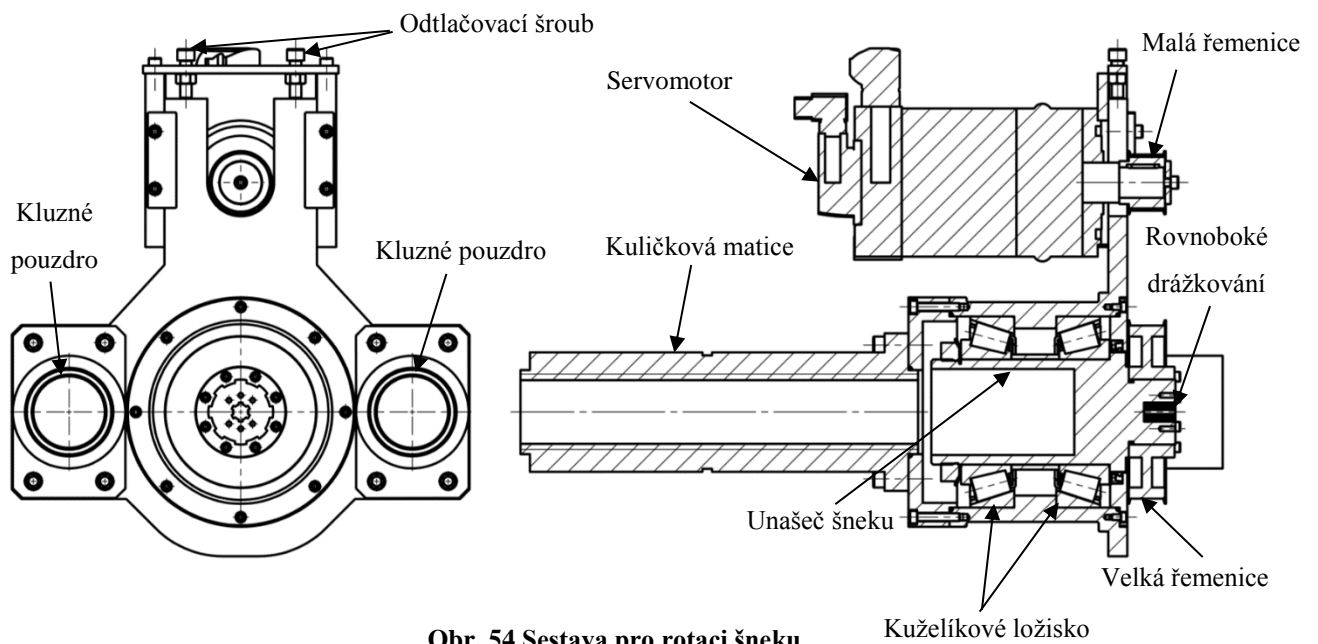
Spodní ocelový blok slouží k připojení vstřikovací komory k posuvnému rámu. Toto připojení je popsáno v kapitole 6.4. V krajních částech spodního ocelového bloku jsou k posuvnému rámu připevněny vodící sloupy pro vedení axiálního posuvu šneku pomocí kluzných pouzder. Tyto sloupy se do rámu nasouvají ze spodní části a jsou zajištěny víkem (Obr. 53).

Axiální posuv šneku je poháněn servomotorem (Obr. 51). Převod rotačního pohybu na posuvný je zajištěn kuličkovým šroubem umístěným v ose šneku. Aby bylo dosaženo co nejmenších zástavbových rozměrů jednotky, motor není umístěn v ose šneku, nýbrž je upevněn ke konzole tak, že je jeho hřídel rovnoběžná se šnekem. Přenos krouticího momentu z motoru na kuličkový šroub je zajištěn převodem ozubeným řemenem o převodovém poměru $i=3$. Napínání řemenu je realizováno odtlačovacím šroubem. Kuličkový šroub je uložen letmo ve dvou dvojicích kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem uložených do X (Obr. 52).

6.3 Sestava pro rotaci šneku

Pohon rotace šneku je zajištěn servomotorem (Obr. 54). Z důvodu snahy o co nejmenší zástavbové rozměry jednotky není motor umístěn v ose šneku. Motor je přes přírubu upevněn ke konzole tak, že hřídel motoru je rovnoběžný se šnekem. Přenos

krouticího momentu z motoru na unašeč šneku je zajištěn převodem ozubeným řemenem s převodovým poměrem $i = 3$. Spojení řemenic se šnekem i hřídelem motoru je zajištěno těsným perem. Napínání řemenu je zajištěno dvojicí odtlačovacích šroubů. Šnek je s unašečem spojen pomocí rovnobokého drážkování. Připojení šneku je rozebráno v kap. 6.4. Po stranách šneku jsou v konzole uložena kluzná pouzdra, která v kombinaci s vodicími sloupy (viz kap. 6.2) zajišťují vedení axiálního posuvu šneku.



Obr. 54 Sestava pro rotaci šneku

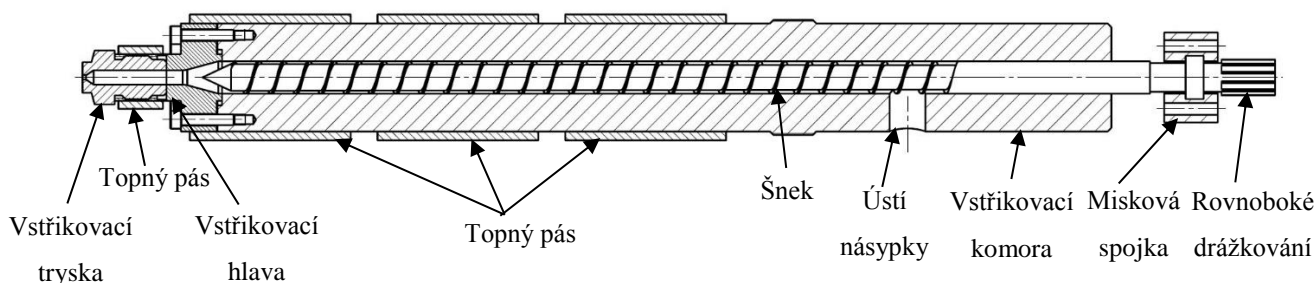
6.4 Komplet vstřikovací komory

Vstřikovací komora (Obr. 55) je válec s dírou pro uložení vstřikovacího šneku. Na přední konec komory je pomocí šroubů připevněna vstřikovací hlava, do které se pomocí závitů umístí vstřikovací tryska. Na povrch komory jsou připevněna topná tělesa.

Komora se zasune do otvoru ve spodní části posuvného rámu, na spodní straně se zajistí maticí a z vrchní strany se pojistí nasunutím pojistky ve tvaru „U“. Součástí posuvného rámu je i chlazení (viz Obr. 53), které udržuje na vstupu do komory nízkou teplotu, aby nedocházelo k předčasnému natavení granulátu.



Šnek se zasune do komory. Přenos krouticího momentu mezi šnekem a sestavou zajišťující jeho rotaci je zajištěn rovnobokým drážkováním na konci šneku. Axiální zajištění šneku vůči této sestavě je realizováno půlenou miskovou spojkou, která se k sestavě připevní šrouby. Vnější plášť komory i tryska jsou osazeny topnými pásy.



Obr. 55 Řez vstřikovací komorou

6.5 Shrnutí konstrukce

Následující tabulka (Tabulka 2) obsahuje shrnutí navržených součástí jednotky. Součástí tabulky je zhodnocení, zda se jedná o nakupovanou nebo vyráběnou součást. Dále tabulka obsahuje ekonomické zhodnocení konstrukce, tzn. předpokládané ceny jednotlivých součástí (předpokládané ceny byly určeny po konzultaci ve firmě Kopos Kolín a.s.)

Tabulka 2 Ekonomické zhodnocení navržené konstrukce

Součást	ks	Kupovaná	Vyráběná	Předpokládaná cena [Kč] (za celkový počet ks)
Krytování	7		X	5000
Spojovací materiál	–	X		5000
Základní rám				
Základní rám	1		X	15 000
Přípevňovací deska	1		X	5 500
Konzola upevnění násypky	1		X	2000
Lineární vedení nastavení jednotky	2		X	22 000
Přísvuv jednotky				
lineární vedení přísvuv jednotky	2	X		18000
víčko ložisek přísvuvu jednotky	2		X	1000
spojka motoru přísvuvu jednotky	1	X		3000
konzola upevnění motoru přísvuvu	1		X	4000
servomotor 1FT7084-5WH7	1	X		60000
řemenový převod přísvuv jednotky	2	X		9000
kuličkový šroub 40x10 + matice AP+A	2	X		80000
kuličkové ložisko	2	X		1000



kosoúhlé ložisko 7407	8	X		20000
Posuv šneku				
rám posuvu šneku	1		X	10000
víčko ložisek posuvu šneku	1		X	500
vodící sloup posuvu šneku	2		X	4000
víčko připevnění sloupu	2		X	1000
kluzné pouzdro	2	X		3000
příruba pro kluzné pouzdro	2		X	6000
servomotor 1FT7105-5WB7	1	X		60000
řemenový převod posuv šneku	1	X		5000
kuličkový šroub 80x20 + matice AP+A	1	X		70000
kosoúhlé ložisko 7410	4	X		10000
Rotace šneku				
unašeč šneku	1		X	1500
rozpěra ložisek rotace	1		X	500
servomotor 1FT7084-5WH7	1	X		60000
řemenový převod rotace	1	X		5000
kuželíkové ložisko 32222	2	X		4000
Komora				
šnek	1	X		35000
špička šneku	1	X		5000
komora	1	X	X	50000
hlava komory	1		X	10000
tryska	1	X	X	2000
topení	4	X		4000
matice pro upevnění komory	1		X	1000
Celková předpokládaná cena				598 000



7 Návrhové a kontrolní výpočty

Při návrhu vstřikovací jednotky bylo třeba volbu rozměrů jednotky, servopohonů a ložisek podložit návrhovými výpočty. Kontrolními výpočty bylo ověřeno dimenzování některých dalších součástí.

7.1 Výpočet technologických parametrů [15]

Mezi požadované parametry, které je třeba pomocí technologických výpočtů získat patří maximální objem zdvihu, otáčky a rozměry šneku, rozměry komory a síly, které na jednotlivé části jednotky v průběhu cyklu působí. Tyto parametry je potřebné znát pro návrh konstrukce jednotky a dimenzování pohonů. Požadované parametry se určí výpočtem z parametrů uvedených v kap. 7.1.1, které korespondují se zvoleným výrobkem a vstřikovaným materiálem (viz kap. 3).

7.1.1 Parametry pro výpočet

- Obvodová rychlost šneku: $v_s = 0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Průměr šneku: $D_s = 18 \text{ mm}$
- Nejmenší průměr šneku: $d_3 = 13 \text{ mm}$
- Poměr L/D šneku: $L/D = 24$

- Objem vstřikovaného dílu: $V_{vyl} = 4,75 \text{ cm}^3$

- Mez kluzu materiálu šneku: $Re = 715 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

- Vstřikovací tlak: $p = 1500 \text{ bar}$
- Protitlak: $p_2 = 150 \text{ bar}$
- Průměr trysky, na který působí vstřikovací tlak: $d_{vst} = 14 \text{ mm}$
- Kapacita (rychlost) vstřikování: $v_{vst} = 20 \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

7.1.2 Objemové parametry jednotky

Vstřikovaný objem:

$$V_{vst} = 1,25 \cdot V_{vyl} \quad (1)$$



$$V_{vst} = 1,25 \cdot 4,75$$

$$V_{vst} = 5,94 \text{ cm}^3$$

,kde 1,25 je empirická konstanta dle [15].

Vstříkovaný objem představuje 30% maximálního objemu zdvihu.

Vypočtený maximální objem zdvihu:

$$V_{maxv} = 100 \cdot \frac{V_{vst}}{30} \quad (2)$$

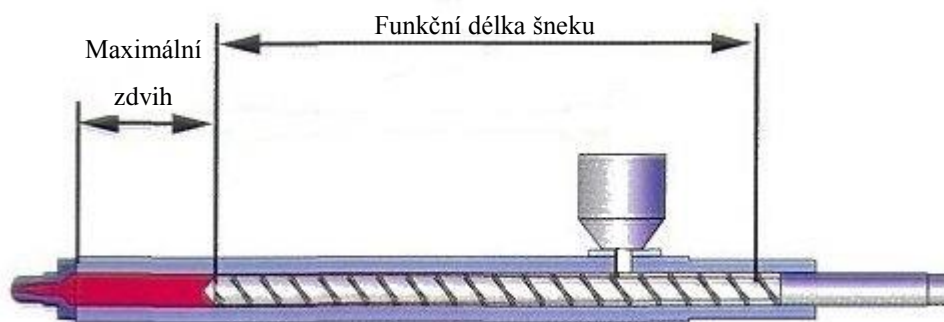
$$V_{maxv} = 100 \cdot \frac{5,94}{30}$$

$$V_{maxv} = 19,79 \text{ cm}^3$$

Zvolený maximální objem zdvihu:

$$V_{max} = 20,4 \text{ cm}^3$$

7.1.3 Parametry šneku



Obr. 56 Parametry šneku [4]

Otáčky šneku:

$$n_s = \frac{v_s}{\pi \cdot D_s} \quad (3)$$

$$n_s = \frac{0,4 \cdot 60}{\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3}}$$

$$n_s = 424,41 \text{ min}^{-1}$$

Funkční délka šneku:



$$l_s = \frac{L}{D} \cdot D \quad (4)$$

$$l_s = 24 \cdot 18$$

$$l_s = \mathbf{432 \text{ mm}}$$

Maximální zdvih šneku:

$$l_{max} = \frac{1000 \cdot V_{max}}{\frac{\pi \cdot D_s^2}{4}} \quad (5)$$

$$l_{max} = \frac{1000 \cdot 20,4}{\frac{\pi \cdot 18^2}{4}}$$

$$l_{max} = \mathbf{80 \text{ mm}}$$

Zdvih šneku pro vstřikování daného dílu:

$$l_d = \frac{1000 \cdot V_{vst}}{\frac{\pi \cdot D_s^2}{4}} \quad (6)$$

$$l_d = \frac{1000 \cdot 5,94}{\frac{\pi \cdot 18^2}{4}}$$

$$l_d = \mathbf{23,3 \text{ mm}}$$

Dovolené napětí v tahu a krutu šneku s bezpečností $k=2$ vůči mezi kluzu:

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} \quad (7)$$

$$\sigma_D = \frac{715}{2}$$

$$\sigma_D = \mathbf{357,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot \sigma_D \quad (8)$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot 357,5$$

$$\tau_D = \mathbf{214,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}$$

Maximální dovolený krouticí moment na šneku:

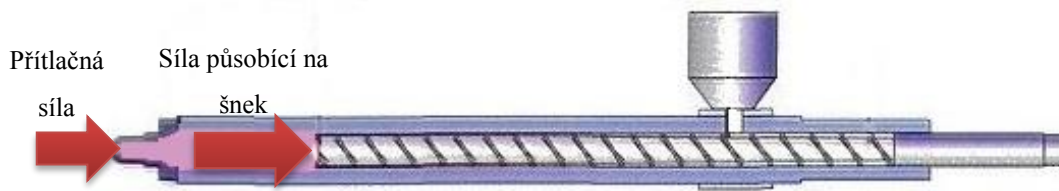
$$M_{kmax} = \frac{0,001 \cdot \tau_D \cdot \pi \cdot d_3^3}{16} \quad (9)$$

$$M_{kmax} = \frac{0,001 \cdot 214,5 \cdot \pi \cdot 13^3}{16}$$



$$M_{kmax} = 92,5 \text{ Nm}$$

7.1.4 Působící síly



Obr. 57 Síly během vstřikování [4]

Potřebná přítlačná síla jednotky:

$$F_{pr} = \frac{p \cdot \pi \cdot d_{vst}^2}{10} \quad (10)$$

$$F_{pr} = \frac{1500 \cdot \pi \cdot 14^2}{10}$$

$$F_{pr} = 23090,7 \text{ N}$$

Síla působící na šnek – vstřikování:

$$F_s = \frac{p \cdot \pi \cdot D_s^2}{10} \quad (11)$$

$$F_s = \frac{1500 \cdot \pi \cdot 18^2}{10}$$

$$F_s = 38170,4 \text{ N}$$

Síla působící na šnek – zpětný pohyb:

$$F_{s2} = \frac{p_2 \cdot \pi \cdot D_s^2}{10} \quad (12)$$

$$F_{s2} = \frac{150 \cdot \pi \cdot 18^2}{10}$$

$$F_{s2} = 3817 \text{ N}$$



7.1.5 Parametry komory

Schematické znázornění komory včetně osazení šnekem a topnými pásy viz Obr. 22.

- Vnitřní průměr komory $d_{ik} = 18 \text{ mm}$ odpovídá průměru šneku
- Vnější průměr komory byl zvolen $d_o = 60 \text{ mm}$ tak, aby odpovídal průměru komory hlavní jednotky lisu (z důvodu zaměnitelnosti náhradních dílů – např. topných pásů)

7.2 Návrh servopohonů [1], [23]

Z dříve zjištěných parametrů je třeba dimenzovat pohony (servomotory, kuličkové šrouby) pro všechny tři pohyby, které jednotka během vstřikovacího procesu vykonává. Jedná se o rotaci šneku, axiální posuv šneku a přísuv jednotky ke vstřikovací formě.

7.2.1 Motor pro rotaci šneku

Motor je umístěn mimo osu šneku a přenos krouticího momentu je proveden ozubeným řemenovým převodem (viz Obr. 54). Převod řemenového převodu $i_1 = 3$. Dimenzování převodu bylo provedeno v programu ContiTech Suite 7.4. Výstup výpočtu viz Příloha I.

Parametry pro výpočet motoru:

- Maximální otáčky šneku: $n_s = 424 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- Čas pro dosažení maximálních otáček: $t_1 = 1 \text{ s}$
- Moment setrvačnosti šneku: $J_s = 0,26 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti motoru: $J_{M1} = 62,5 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti malé řemenice: $J_{11} = 2,44 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti velké řemenice: $J_{21} = 196,8 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Převod: $i_1 = 3$
- Maximální zatížení šneku: $M_{kmax} = 92,5 \text{ Nm}$

Výpočet požadovaného zrychlení:

$$\alpha_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_s}{60}}{t_1} \quad (13)$$

$$\alpha_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{424}{60}}{1}$$



$$\alpha_1 = 44,44 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet celkového momentu redukovaného na motor:

$$J_{cred1} = J_{M1} + J_{11} + \frac{J_{21} + J_s}{p_1^2} \quad (14)$$

$$J_{cred1} = 62,5 + 2,44 + \frac{196,8 + 0,26}{3^2}$$

$$J_{cred1} = 86,84 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Požadované zrychlení motoru:

$$\alpha_{M1} = \alpha_1 \cdot i_1 \quad (15)$$

$$\alpha_{M1} = 44,44 \cdot 3$$

$$\alpha_{M1} = 133,33 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Trvalé zatížení motoru:

$$M_{M1} = \frac{M_{kmax}}{p_1} \quad (16)$$

$$M_{M1} = \frac{92,5}{3}$$

$$M_{M1} = 30,83 \text{ Nm}$$

Moment M_{M1} se pro dané otáčky musí v momentové charakteristice motoru nacházet pod čarou S_1 .

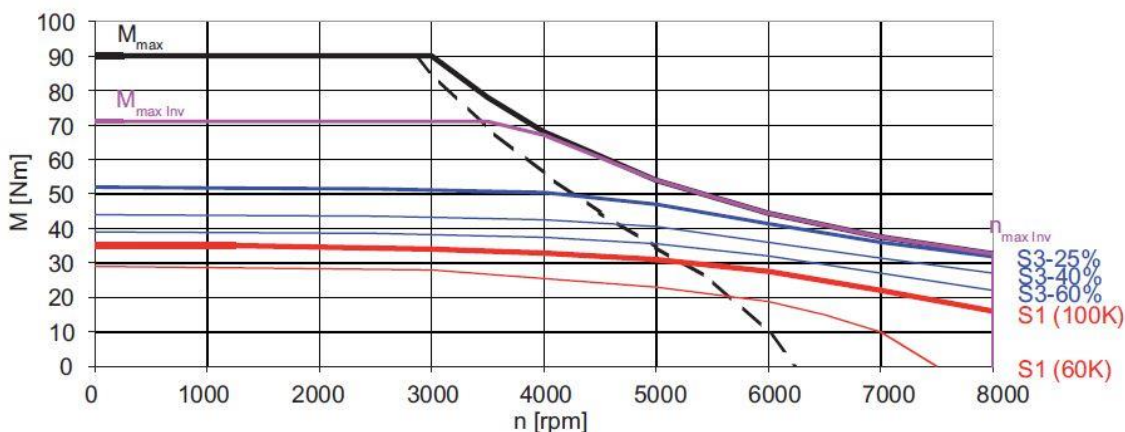
Moment potřebný pro zrychlení:

$$M_{pož1} = \frac{J_{cred1}}{10000} \cdot \alpha_{M1} + M_{M1} \quad (17)$$
$$M_{pož1} = \frac{86,84}{10000} \cdot 133,33 + 30,83$$

$$M_{pož1} = 31,99 \text{ Nm}$$

Moment $M_{pož1}$ se pro dané otáčky musí v momentové charakteristice motoru nacházet pod čarou S_3 -60%.

Na základě vypočtených požadovaných momentů byl vybrán vodou chlazený motor Siemens 1FT7084-5WH7 (momentová charakteristika viz Obr. 58)



Obr. 58 Momentová charakteristika motoru pro rotaci šneku [23]

7.2.2 Kuličkový šroub pro posuv šneku [24]

Převod rotačního pohybu servomotoru na posuvný pohyb šneku je realizován pomocí kuličkového šroubu umístěného v ose šneku. Kuličkový šroub je uložen letmo ve dvou dvojicích ložisek s kosoúhlým stykem (Obr. 52).

Parametry pro výpočet kuličkového šroubu:

- Rychlost čela šneku (= rychlost posuvu kuličkové matice): $v_{sc} = 80 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
- Rychlost čela šneku při zpětném pohybu: $v_{sc2} = 5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
- Axiální zatížení šroubu: $F_s = 38170,4 \text{ N}$
- Axiální zatížení šroubu při zpětném pohybu: $F_{s2} = 3817,04 \text{ N}$
- Doba působení zatížení F_s : $q_1 = 10 \%$
- Doba působení zatížení F_{s2} : $q_2 = 90 \%$

Byl zvolen kuličkový šroub od firmy KSK K80x20-6+6PZ, S dvojitou předepnutou přírubovou maticí (A+AP)

- Průměr šroubu: $d_{sr2} = 80 \text{ mm}$
- Stoupání šroubu: $s_2 = 20 \text{ mm} \cdot \text{ot}^{-1}$
- Základní dynamická únosnost šroubu: $C_{a2} = 225\,800 \text{ N}$

Výpočet otáček kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned} n_{sr2} &= \frac{v_{sc} \cdot 60}{s_2} \\ n_{sr2} &= \frac{80 \cdot 60}{20} \\ n_{sr2} &= 240 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (18)$$



Výpočet otáček kuličkového šroubu – zpětný pohyb:

$$\begin{aligned}n_{sr22} &= \frac{v_{sc2} \cdot 60}{s_2} \\n_{sr22} &= \frac{5 \cdot 60}{20} \\n_{sr22} &= \mathbf{15 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}}\end{aligned}\tag{19}$$

Výpočet předepnutí kuličkové matice:

$$\begin{aligned}F_{v2} &= 0,1 \cdot C_{a2} \\F_{v2} &= 0,1 \cdot 225800 \\F_{v2} &= \mathbf{22\ 580\ N}\end{aligned}\tag{20}$$

Vnitřní axiální zatížení kuličkové matice:

$$\begin{aligned}F_{a12} &= F_{v2} \cdot \left(1 + \frac{F_s}{2,83 \cdot F_{v2}}\right)^{\frac{3}{2}} \\F_{a12} &= 22580 \cdot \left(1 + \frac{38170,4}{2,83 \cdot 22580}\right)^{\frac{3}{2}} \\F_{a12} &= \mathbf{45\ 584,45\ N}\end{aligned}\tag{21}$$

Vnitřní axiální zatížení kuličkové matice – zpětný pohyb:

$$\begin{aligned}F_{a22} &= F_{v2} \cdot \left(1 + \frac{F_{s2}}{2,83 \cdot F_{v2}}\right)^{\frac{3}{2}} \\F_{a22} &= 22580 \cdot \left(1 + \frac{3817,04}{2,83 \cdot 22580}\right)^{\frac{3}{2}} \\F_{a22} &= \mathbf{24\ 633,08\ N}\end{aligned}\tag{22}$$

Střední otáčky kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned}n_{m2} &= \frac{q_1}{100} \cdot n_{sr2} + \frac{q_2}{100} \cdot n_{sr22} \\n_{m2} &= \frac{10}{100} \cdot 240 + \frac{90}{100} \cdot 15 \\n_{m2} &= \mathbf{37,5 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}}\end{aligned}\tag{23}$$



Střední vnitřní axiální zatížení matice:

$$F_{ma2} = \sqrt[3]{F_{a12}^3 \cdot \frac{n_{sr2}}{n_{m2}} \cdot \frac{q_1}{100} + F_{a22}^3 \cdot \frac{n_{sr22}}{n_{m2}} \cdot \frac{q_2}{100}} \quad (24)$$
$$F_{ma2} = \sqrt[3]{45584,45^3 \cdot \frac{240}{37,5} \cdot \frac{10}{100} + 24633,08^3 \cdot \frac{15}{37,5} \cdot \frac{90}{100}}$$
$$F_{ma2} = 40413 \text{ N}$$

Trvanlivost kuličkového šroubu s 90% spolehlivostí:

$$L_{sr2} = \left(\frac{C_{a2} \cdot 1,25}{F_{ma2}} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (25)$$

$$L_{sr2} = \left(\frac{225800 \cdot 1,25}{40413} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_{sr2} = 340673716 \text{ ot}$$

$$L_{hsr2} = \frac{L_{sr2}}{n_{m2} \cdot 60} \quad (26)$$

$$L_{hsr2} = \frac{340673716}{37,5 \cdot 60}$$

$$L_{hsr2} = 23 \text{ 658 hod}$$

Požadovaná minimální trvanlivost kuličkového šroubu je 20 000 hod. Navržený kuličkový šroub tomuto požadavku vyhovuje.

7.2.3 Motor pro posuv šneku

Motor je umístěn mimo osu šneku a převod kroučícího momentu je proveden ozubeným řemenovým převodem (viz Obr. 51). Převod řemenového převodu $i_2 = 3$. Dimenzování převodu bylo provedeno v programu ContiTech Suite 7.4. Výstup výpočtu viz Příloha II. Převod rotačního pohybu servomotoru na posuvný pohyb šneku je realizován pomocí kuličkového šroubu (viz 7.2.2).

Parametry pro výpočet motoru:

- Rychlost čela šneku: $v_{sc} = 80 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
- Čas pro dosažení maximálních rychlosti: $t_2 = 0,1 \text{ s}$
- Moment setrvačnosti kuličkového šroubu: $J_{sr2} = 94,7 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti motoru: $J_{M2} = 81,9 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti malé řemenice: $J_{12} = 2,44 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$



- Moment setrvačnosti velké řemenice: $J_{22} = 67 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Převod: $i_2 = 3$
- Stoupání šroubu: $h_2 = 0,0032 \text{ m} \cdot \text{rad}^{-1}$
- Hmotnost zátěže: $m_z = 62,5 \text{ kg}$
- Zatížení kuličkového šroubu: $M_{sr2} = 189,38 \text{ Nm}$

Výpočet požadovaného zrychlení:

$$a_2 = \frac{v_{sc}}{t_2} \quad (27)$$
$$a_2 = \frac{80}{0,1}$$
$$a_2 = 800 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$$

Výpočet celkového momentu redukováného na motor:

$$J_{cred2} = J_{M2} + J_{12} + \frac{J_{22} + J_{sr2}}{p_2^2} + \frac{h_2^2 \cdot m}{p_2^2} \quad (28)$$
$$J_{cred2} = 81,9 \cdot 10^{-4} + 2,44 \cdot 10^{-4} + \frac{(67 + 94,7) \cdot 10^{-4}}{3^2} + \frac{0,0031^2 \cdot 62,5}{3^2}$$
$$J_{cred2} = 0,016 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Požadované zrychlení motoru:

$$\alpha_{M2} = \frac{a_2 \cdot i_2}{h_2 \cdot 10^3} \quad (29)$$
$$\alpha_{M2} = \frac{800 \cdot 3}{0,0031 \cdot 10^3}$$
$$\alpha_{M2} = 753,98 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Trvalé zatížení motoru:

$$M_{M2} = \frac{M_{sr2}}{p_2} \quad (30)$$
$$M_{M2} = \frac{189,38}{3}$$

$$M_{M2} = 63,13 \text{ Nm}$$

Moment M_{M2} se pro dané otáčky musí v momentové charakteristice motoru nacházet pod čarou S_1 .

Moment potřebný pro zrychlení:



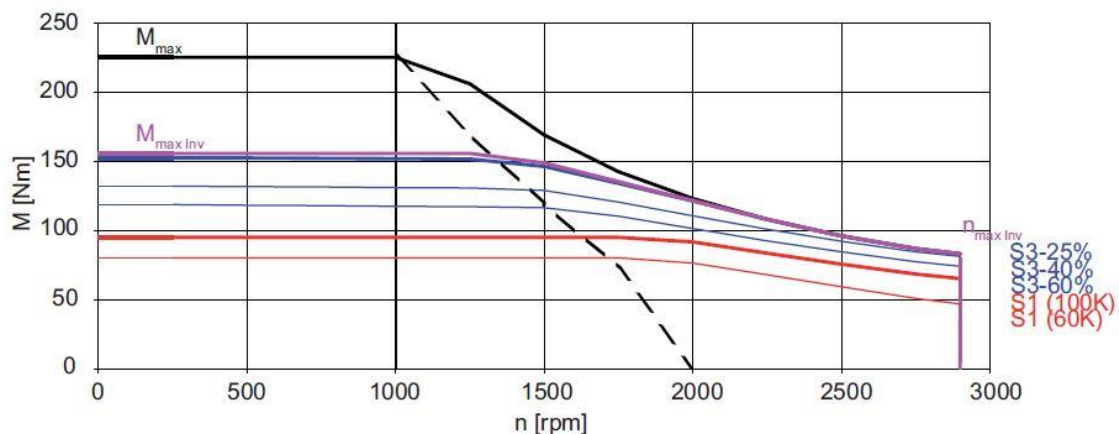
$$M_{pož2} = \frac{J_{cred2}}{10000} \cdot \alpha_{M2} + M_{M2} \quad (31)$$

$$M_{pož2} = 0,016 \cdot 753,98 + 63,13$$

$$M_{pož2} = 75,38 \text{ Nm}$$

Moment $M_{pož2}$ se pro dané otáčky musí v momentové charakteristice motoru nacházet pod čarou S₃-60%.

Na základě vypočtených požadovaných momentů byl vybrán vodou chlazený motor Siemens 1FT7105-5WB7 (momentová charakteristika viz Obr. 59)



Obr. 59 Momentová charakteristika motoru pro posuv šneku [23]

7.2.4 Kuličkový šroub pro přísuv jednotky [24]

Převod rotačního pohybu servomotoru na posuvný pohyb šneku je realizován pomocí dvojice kuličkových šroubů umístěných symetricky k ose šneku. Kuličkové šrouby jsou uloženy letmo ve dvou dvojicích ložisek s kosoúhlým stykem (Obr. 48).

Parametry pro výpočet kuličkového šroubu:

- Rychlost přísuvu jednotky (=rychlost posuvu kuličkové matice):

$$v_j = 10 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Axiální zatížení šroubu: $F_{sr3} = \frac{F_{pr}}{2} = 11545,35 \text{ N}$

Byl zvolen kuličkový šroub firmy KSK K40x10-6+6PZ, S dvojitou předepnutou přírubovou maticí (A+AP)

- Průměr šroubu: $d_{sr3} = 40 \text{ mm}$
- Stoupání šroubu: $s_3 = 10 \text{ mm} \cdot \text{ot}^{-1}$
- Základní dynamická únosnost šroubu: $C_{a3} = 65\,650 \text{ N}$

Výpočet otáček kuličkového šroubu:



$$\begin{aligned}n_{sr3} &= \frac{v_j \cdot 60}{s_3} \\n_{sr2} &= \frac{40 \cdot 60}{10} \\n_{sr2} &= 60 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}\end{aligned}\tag{32}$$

Výpočet předepnutí kuličkové matice:

$$\begin{aligned}F_{v3} &= 0,1 \cdot C_{a3} \\F_{v3} &= 0,1 \cdot 65650 \\F_{v3} &= \mathbf{6\ 565\ N}\end{aligned}\tag{33}$$

Vnitřní axiální zatížení kuličkové matice:

$$\begin{aligned}F_{a3} &= F_{v3} \cdot \left(1 + \frac{F_{sr3}}{2,83 \cdot F_{v3}}\right)^{\frac{3}{2}} \\F_{a12} &= 6565 \cdot \left(1 + \frac{11545,35}{2,83 \cdot 6565}\right)^{\frac{3}{2}} \\F_{a3} &= \mathbf{12\ 554,34\ N}\end{aligned}\tag{34}$$

Trvanlivost kuličkového šroubu s 90% spolehlivostí:

$$\begin{aligned}L_{sr3} &= \left(\frac{C_{a3} \cdot 1,25}{F_{a3}}\right)^3 \cdot 10^6 \\L_{sr3} &= \left(\frac{65650 \cdot 1,25}{12554,34}\right)^3 \cdot 10^6 \\L_{sr3} &= 2,22 \cdot 10^8 \text{ ot}\end{aligned}\tag{35}$$

$$L_{hsr3} = \frac{L_{sr3}}{n_{sr3} \cdot 60}\tag{36}$$

$$L_{hsr3} = \frac{2,22 \cdot 10^8}{60 \cdot 60}$$

$$L_{hsr3} = \mathbf{61\ 645\ hod}$$

Požadovaná minimální trvanlivost kuličkového šroubu je 20 000 hod. Navržený kuličkový šroub tomuto požadavku vyhovuje.



7.2.5 Motor pro přísuv jednotky

Při návrhu motoru pro přísuv jednotky není třeba řešit jeho dynamiku, protože nezáleží na rychlosti přísuvu jednotky ke vstřikovací formě. Motor pohání dva kuličkové šrouby zajišťující převod rotačního pohybu motoru na posuvný pohyb jednotky. Převod krouticího momentu je zajištěn dvěma (pro každý kuličkový šroub jeden) ozubenými řemenovými převody s převodem $i_3 = 2$ (viz Obr. 47). Dimenzování převodu bylo provedeno v programu ContiTech Suite 7.4. Výstup výpočtu viz Příloha III.

Parametry pro výpočet motoru:

- Převod: $i_3 = 2$
- Zatížení jednoho kuličkového šroubu: $M_{sr3} = 28,64 \text{ Nm}$

Trvalé zatížení motoru:

$$M_{M3} = \frac{2 \cdot M_{sr3}}{i_3} \quad (37)$$
$$M_{M3} = \frac{2 \cdot 28,64}{2}$$

$$\mathbf{M_{M3} = 28,64 \text{ Nm}}$$

Moment M_{M3} se pro dané otáčky musí v momentové charakteristice motoru nacházet pod čarou S_1 .

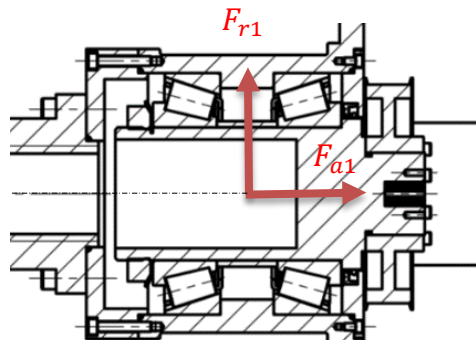
Na základě vypočteného požadovaného momentu byl vybrán vodou chlazený motor Siemens 1FT7084-5WH7 (momentová charakteristika viz Obr. 58). Jedná se o totožný motor s motorem pro rotaci šneku.

7.3 Návrh ložisek [25]

Návrh ložiska vychází z určení minimální dynamické únosnosti ložiska. Radiální síla působící na ložisko je rovna napínací síle řemenového převodu. Axiální síly působící na ložisko jsou shodné s axiální silou působící na kuličkový šroub. Ložiska jsou nakupována s trvalou tukovou náplní pro celou dobu životnosti.

7.3.1 Ložiska uložení šneku

Šnek je spojen s unašečem, který je uložen letmo ve dvojici předeprnutých kuželíkových ložisek (Obr. 54). Uvažované zatížení ložisek viz



Obr. 60 Zatížení ložisek rotace šneku

Parametry pro výpočet ložisek:

- Typ zvoleného ložiska: 32 222 (výrobce SKF)
- Dynamická únosnost ložiska: $C_1 = 491 \text{ kN}$
- Výpočtový součinitel: $Y_1 = 1,4$
- Výpočtový součinitel: $Y_{01} = 0,8$
- Radiální zatížení: $F_{r1} = 1340 \text{ N}$
- Axiální zatížení: $F_{a1} = 38170,35 \text{ N}$
- Exponent typu ložiska: $m_1 = \frac{10}{3}$

Axiální síla na ložisko A:

$$F_{a1A} = 0,5 \cdot \frac{F_{r1}}{Y_1} \quad (38)$$

$$F_{a1A} = 0,5 \cdot \frac{1340}{1,4}$$

$$F_{a1A} = 478,57 \text{ N}$$

Axiální síla na ložisko B:

$$\begin{aligned} F_{a1B} &= F_{a1A} + F_{a1} \\ F_{a1B} &= 478,57 + 38170,35 \\ F_{a1B} &= 38\,648,92 \text{ N} \end{aligned} \quad (39)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B:



$$\begin{aligned} P_{1B} &= 0,4 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1B} \\ P_{1B} &= 0,4 \cdot 1340 + 1,4 \cdot 38648,92 \\ \mathbf{P_{1B} &= 54\,644,49\,N} \end{aligned} \quad (40)$$

Ekvivalentní statické zatížení:

$$\begin{aligned} P_{01} &= 0,5 \cdot F_{r1} + Y_{01} \cdot F_{a1B} \\ P_{01} &= 0,5 \cdot 1340 + 0,8 \cdot 38648,92 \\ \mathbf{P_{01} &= 31\,589,14\,N} \end{aligned} \quad (41)$$

Trvanlivost ložisek:

$$L_{101} = \left(\frac{C_1 \cdot 10^3}{P_{1B}} \right)^{m_1} \quad (42)$$

$$L_{101} = \left(\frac{491 \cdot 10^3}{54644,49} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{101} = 1508$$

$$L_{10h1} = \frac{L_{101} \cdot 10^6}{60 \cdot n_s} \quad (43)$$

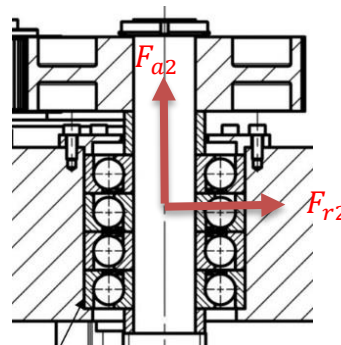
$$L_{10h1} = \frac{1508 \cdot 10^6}{60 \cdot 424}$$

$$\mathbf{L_{10h1} = 59\,225\,hod}$$

Požadovaná minimální trvanlivost ložiska je 20 000 hod. Z toho vyplývá, že navržené ložisko vyhovuje.

7.3.2 Ložiska uložení kuličkového šroubu pro posuv šneku

Kuličkový šroub je uložen letmo ve dvou dvojicích ložisek s kosoúhlým stykem uložených do X (Obr. 52). Zatížení je znázorněno na Obr. 61.



Obr. 61 Zatížení ložisek posuvu šneku



Parametry pro výpočet ložisek:

- Typ zvoleného ložiska: 7410 (výrobce SKF)
- Dynamická únosnost ložiska: $C_2 = 95,6 \text{ kN}$
- Výpočtový součinitel: $X_2 = 0,57$
- Výpočtový součinitel: $Y_{02} = 0,52$
- Výpočtový součinitel: $Y_{12} = 0,55$
- Výpočtový součinitel: $Y_{22} = 0,93$
- Radiální zatížení: $F_{r2} = 2975 \text{ N}$
- Axiální zatížení: $F_{a2} = 38170,35 \text{ N}$
- Exponent typu ložiska: $m_2 = 3$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\begin{aligned} P_2 &= X_2 \cdot F_{r2} + Y_{22} \cdot F_{a2} \\ P_2 &= 0,57 \cdot 2975 + 0,93 \cdot 38170,35 \\ \mathbf{P_2} &= \mathbf{37194,18 \text{ N}} \end{aligned} \quad (44)$$

Ekvivalentní statické zatížení:

$$\begin{aligned} P_{02} &= F_{r2} + Y_{02} \cdot F_{a2} \\ P_{02} &= 2975 + 0,52 \cdot 38170,35 \\ \mathbf{P_{02}} &= \mathbf{22\ 823,58 \text{ N}} \end{aligned} \quad (45)$$

Základní dynamická únosnost 4 ložisek:

$$\begin{aligned} C_{24} &= 1,62 \cdot C_2 \cdot 2 \\ C_{24} &= 1,62 \cdot 95,6 \cdot 2 \\ \mathbf{C_{24}} &= \mathbf{309,744 \text{ kN}} \end{aligned} \quad (46)$$

Trvanlivost ložisek:

$$\begin{aligned} L_{102} &= \left(\frac{C_{24} \cdot 10^3}{P_2} \right)^m \\ L_{102} &= \left(\frac{309,744 \cdot 10^3}{22823,58} \right)^3 \\ L_{102} &= 577,54 \end{aligned} \quad (47)$$



$$L_{10h2} = \frac{L_{102} \cdot 10^6}{60 \cdot n_{sr2}} \quad (48)$$

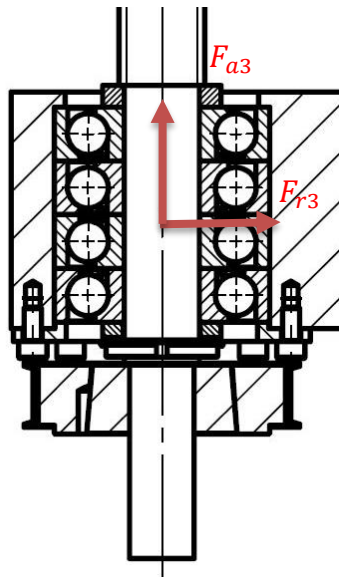
$$L_{10h2} = \frac{577,54 \cdot 10^6}{60 \cdot 240}$$

$$L_{10h2} = 40107 \text{ hod}$$

Požadovaná minimální trvanlivost ložiska je 20 000 hod. Z toho vyplývá, že navržené ložisko vyhovuje.

7.3.3 Ložiska uložení kuličkového šroubu pro přísuv jednotky

Oba šrouby jsou uloženy letmo ve dvou dvojicích ložisek s kosoúhlým stykem uložených do X (Obr. 48).



Obr. 62 Zatížení ložisek posuvu jednotky

Parametry pro výpočet ložisek:

- Typ zvoleného ložiska: 7407 (výrobce SKF)
- Dynamická únosnost ložiska: $C_3 = 41,5 \text{ kN}$
- Výpočtový součinitel: $X_3 = 0,57$
- Výpočtový součinitel: $Y_{03} = 0,52$
- Výpočtový součinitel: $Y_{13} = 0,55$
- Výpočtový součinitel: $Y_{23} = 0,93$
- Radiální zatížení: $F_{r3} = 806 \text{ N}$



- Axiální zatížení: $F_{a3} = 11545,35 \text{ N}$
- Exponent typu ložiska: $m_3 = 3$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\begin{aligned} P_3 &= X_3 \cdot F_{r3} + Y_{23} \cdot F_{a3} \\ P_3 &= 0,57 \cdot 806 + 0,93 \cdot 11545,35 \\ \mathbf{P_3} &= \mathbf{11\ 196,60 \text{ N}} \end{aligned} \quad (49)$$

Ekvivalentní statické zatížení:

$$\begin{aligned} P_{03} &= F_{r3} + Y_{03} \cdot F_{a3} \\ P_{03} &= 806 + 0,52 \cdot 11545,35 \\ \mathbf{P_{03}} &= \mathbf{6\ 809,58 \text{ N}} \end{aligned} \quad (50)$$

Základní dynamická únosnost 4 ložisek:

$$\begin{aligned} C_{34} &= 1,62 \cdot C_3 \cdot 2 \\ C_{34} &= 1,62 \cdot 41,5 \cdot 2 \\ \mathbf{C_{34}} &= \mathbf{134,46 \text{ kN}} \end{aligned} \quad (51)$$

Trvanlivost ložisek:

$$L_{103} = \left(\frac{C_{34} \cdot 10^3}{P_3} \right)^m \quad (52)$$

$$L_{103} = \left(\frac{134,46 \cdot 10^3}{11196,60} \right)^3$$

$$L_{103} = 1731$$

$$L_{10h3} = \frac{L_{103} \cdot 10^6}{60 \cdot n_{sr3}} \quad (53)$$

$$L_{10h3} = \frac{1731 \cdot 10^6}{60 \cdot 60}$$

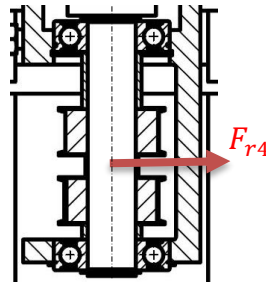
$$\mathbf{L_{10h3} = 481\ 081 \text{ hod}}$$

Požadovaná minimální trvanlivost ložiska je 20 000 hod. Z toho vyplývá, že navržené ložisko vyhovuje. Ložisko je značně předdimenzované, avšak z konstrukčních důvodů není možno volit ložisko s menším vnitřním průměrem a tudíž menší únosností.



7.3.4 Ložiska uložení malých řemenic pro posuv jednotky

Malé řemenice pro posuv jednotky jsou upevněny na hřídel uloženy ve dvou kuličkových ložiscích (Obr. 49). Pro tato ložiska je uvažováno pouze radiální zatížení (viz Obr. 63).



Obr. 63 Zatížení ložisek malých řemenic

Parametry pro výpočet ložisek:

- Typ zvoleného ložiska: 6006 (výrobce SKF)
- Dynamická únosnost ložiska: $C_4 = 13,8 \text{ kN}$
- Radiální zatížení: $F_{r4} = 806 \text{ N}$
- Axiální zatížení: $F_{a4} = 0 \text{ N}$
- Exponent typu ložiska: $m_3 = 3$

Trvanlivost ložisek:

$$L_{104} = \left(\frac{C_4 \cdot 10^3}{F_{r4}} \right)^m \quad (54)$$

$$L_{104} = \left(\frac{13,8 \cdot 10^3}{806} \right)^3$$

$$L_{104} = 5019$$

$$L_{10h3} = \frac{L_{103} \cdot 10^6}{60 \cdot n_{sr4}} \quad (55)$$

$$L_{10h3} = \frac{5365 \cdot 10^6}{60 \cdot 120}$$

$$L_{10h3} = \mathbf{697 \ 107 \ hod}$$

Požadovaná minimální trvanlivost ložiska je 20 000 hod. Z toho vyplývá, že navržené ložisko vyhovuje. Ložisko je značně předimenzované, avšak z konstrukčních důvodů není možno volit ložisko s menším vnitřním průměrem a tudíž menší únosností.



7.4 Návrh spojky

Navrhovaná spojka spojuje výstupní hřídel servomotoru pro pohon posuvu jednotky s hřídelem, na kterém jsou umístěny malé řemenice (viz Obr. 49).

Parametry pro návrh spojky:

- Provozní součinitel: $k_s = 1,5$
- Přenášený krouticí moment: $M_k = 15,5 \text{ Nm}$

Výpočet požadovaného momentu spojky:

$$\begin{aligned}M_{k_{sp}} &= M_k \cdot k_s \\M_{k_{sp}} &= 15,5 \cdot 1,5 \\M_{k_{sp}} &= \mathbf{23,25 \text{ Nm}}\end{aligned}\tag{56}$$

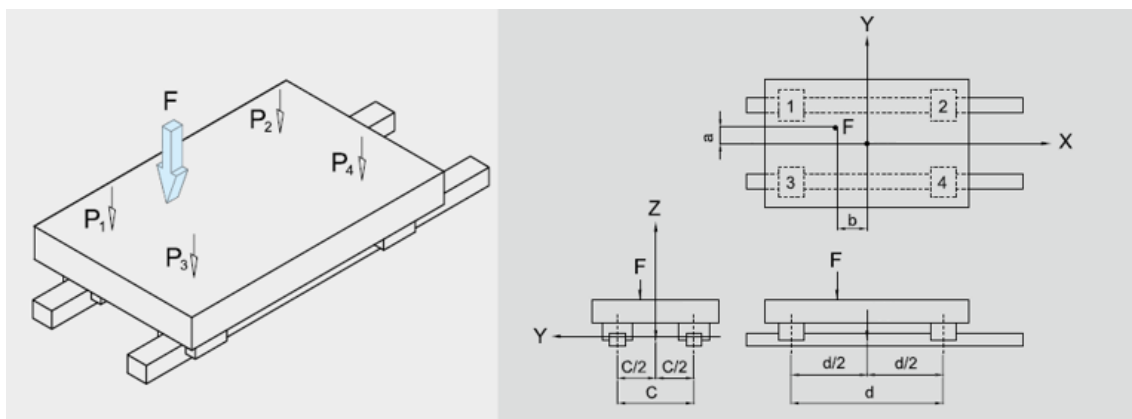
Minimální požadovaný moment spojky je 23,25 Nm. Byla zvolena torzně bezvúlová spojka Rotex GS 24 od firmy KTR ([21]) s nominálním momentem 35 Nm.

7.5 Návrh lineárního vedení

Navržená jednotka obsahuje dva páry lineárních valivých vedení – jedno horizontální a jedno vertikální. Umístění těchto vedení je patrné z Obr. 46 a Obr. 47. Výpočty lineárního vedení byly provedeny dle metodiky výrobce lineárního vedení HIWIN uvedené v [22].

7.5.1 Horizontální lineární vedení

Horizontální lineární vedení je umístěno mezi připojovací deskou a základním rámem jednotky. Jeho pohyb je ovládán ručně operátorem. To znamená, že dosahované zrychlení je tak malé, že zatížení vedení od zrychlení je možné zanedbat. Rozložení zatížení na vedení je vidět na Obr. 64.



Obr. 64 Schéma zatížení horizontálního lineárního vedení [22]



Parametry pro výpočet vedení:

- Zvolený typ vedení: QRW 35 HC (výrobce HIWIN)
- Dynamická únosnost hnízda: $C_{dyn1} = 126\,300\,N$
- Hmotnost zátěže: $m_{j1} = 762\,kg$
- Tíhové zrychlení: $g = 9,81\,m \cdot s^{-2}$
- Rozteč kolejnic: $c_1 = 500\,mm$
- Rozteč hnízd na kolejnici: $d_1 = 258\,mm$
- Zatěžující síla: $F_{pr} = -23\,090\,N$
- Vyosení zátěže v ose Y: $a_1 = 0\,mm$
- Vyosení zátěže v ose X: $b_1 = 362\,mm$

Statická síla na hnízdo 1:

$$P_{11} = \frac{m_{j1} \cdot g}{4} + \frac{F_{pr}}{4} + \frac{F_{pr} \cdot a_1}{2 \cdot c_1} + \frac{F_{pr} \cdot b_1}{2 \cdot d_1} \quad (57)$$
$$P_{11} = \frac{762 \cdot 9,81}{4} + \frac{23090}{4} + \frac{23090 \cdot 0}{2 \cdot 500} + \frac{23090 \cdot 362}{2 \cdot 258}$$
$$P_{11} = -20\,102,5\,N$$

Statická síla na hnízdo 2:

$$P_{12} = \frac{m_{j1} \cdot g}{4} + \frac{F_{pr}}{4} + \frac{F_{pr} \cdot a_1}{2 \cdot c_1} - \frac{F_{pr} \cdot b_1}{2 \cdot d_1} \quad (58)$$
$$P_{12} = \frac{762 \cdot 9,81}{4} + \frac{23090}{4} + \frac{23090 \cdot 0}{2 \cdot 500} - \frac{23090 \cdot 362}{2 \cdot 258}$$
$$P_{12} = 12\,295,1\,N$$

Statická síla na hnízdo 3:

$$P_{13} = \frac{m_{j1} \cdot g}{4} + \frac{F_{pr}}{4} - \frac{F_{pr} \cdot a_1}{2 \cdot c_1} + \frac{F_{pr} \cdot b_1}{2 \cdot d_1} \quad (59)$$
$$P_{13} = \frac{762 \cdot 9,81}{4} + \frac{23090}{4} - \frac{23090 \cdot 0}{2 \cdot 500} + \frac{23090 \cdot 362}{2 \cdot 258}$$
$$P_{13} = -20\,102,5\,N$$

Statická síla na hnízdo 4:



$$P_{14} = \frac{m_{j1} \cdot g}{4} + \frac{F_{pr}}{4} - \frac{F_{pr} \cdot a_1}{2 \cdot c_1} - \frac{F_{pr} \cdot b_1}{2 \cdot d_1} \quad (60)$$

$$P_{14} = \frac{762 \cdot 9,81}{4} + \frac{23090}{4} - \frac{23090 \cdot 0}{2 \cdot 500} - \frac{23090 \cdot 362}{2 \cdot 258}$$

$$P_{14} = 12\,295,1 \text{ N}$$

Trvanlivost vedení určíme pro hnízdo s největším zatížením. V tomto případě se jedná o hnízda 1 a 3.

Trvanlivost vedení v kilometrech:

$$L_1 = \frac{C_{dyn1}}{P_{1max}} \quad (61)$$

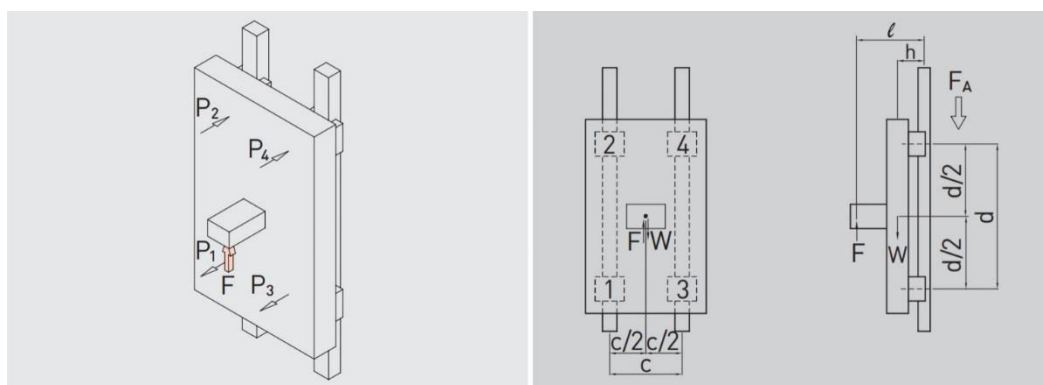
$$L_1 = \left(\frac{126300}{20102,5} \right)^3 \cdot 100$$

$$L_1 = 24\,800 \text{ km}$$

Pro lineární vedení je požadovaná minimální trvanlivost 20 000 km. Z toho vyplývá, že navržené vedení vyhovuje.

7.5.2 Vertikální lineární vedení

Vertikální lineární vedení je umístěno mezi základním rámem a posuvným rámem jednotky. Jeho pohyb je ovládán servomotorem. Maximální požadovaná rychlost pohybu je $10 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$. Dosahované zrychlení je tak malé, že zatížení vedení od zrychlení je možné zanedbat. Rozložení zatížení na vedení je vidět na Obr. 65.



Obr. 65 Schéma zatížení vertikálního lineárního vedení [22]

Parametry pro výpočet vedení:

- Zvolený typ vedení: HRW 35 CC (výrobce HIWIN)



- Dynamická únosnost hnízda: $C_{dyn2} = 49\,520\, N$
- Hmotnost zátěže: $m_{j2} = 562\, kg$
- Tíhové zrychlení: $g = 9,81\, m \cdot s^{-2}$
- Rozteč hnízd na kolejnici: $d_2 = 432\, mm$
- Zatěžující síla: $F_{pr} = 23\,090\, N$
- Vzdálenost zdroje síly od vozíku: $l_2 = 89\, mm$
- Vzdálenost těžiště od pohonu: $h_2 = 74\, mm$

Statická síla na všechna hnízda je stejná:

$$P_{2i} = \frac{-m_{j2} \cdot g \cdot h_2}{2 \cdot d_2} + \frac{F_{pr} \cdot l_2}{2 \cdot d_2} \quad (62)$$

$$P_{2i} = \frac{-562 \cdot 9,81 \cdot 74}{2 \cdot 432} - \frac{23090 \cdot 89}{2 \cdot 432}$$

$$P_{2i} = \mathbf{1906,3\, N}$$

Životnost vedení určíme pro hnízdo s největším zatížením. V tomto případě je zátěž na všechna hnízda stejná.

Životnost vedení v kilometrech:

$$L_2 = \frac{C_{dyn2}}{P_{2max}} \quad (63)$$

$$L_2 = \left(\frac{49520}{1906,3}\right)^3 \cdot 50$$

$$L_2 = \mathbf{846\,490\, km}$$

Spočtená trvanlivost lineárního vedení je vyšší než požadovaná trvanlivost 20 000 km, tudíž je vyhovující.

7.6 Kontrola drážkování šneku

Šnek je spojen s unašečem rovnobokým drážkováním d - 6 x 16 x 20 x 4 (Obr. 55).

U tohoto spojení je třeba provést kontrolu na otlačení.

Parametry pro výpočet drážkování:

- Přenášený krouticí moment: $M_{kmax} = 92,5\, Nm$
- Počet drážek: $i_d = 6$
- Střední průměr drážkování: $D_{sd} = 18\, mm$



- Délka dotyku boků drážek: $l_{dd} = 30 \text{ mm}$
- Opěrná výška drážky: $h_d = 2 \text{ mm}$
- Korekční součinitel: $K_d = 0,75$
- Dovolený tlak: $p_d = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$p_s = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{D_{sd} \cdot l_{dd} \cdot h_d \cdot K_d \cdot i_d} \quad (64)$$

$$p_s = \frac{2 \cdot 92,5}{18 \cdot 30 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 6}$$

$$p_s = 38,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Skutečný tlak je menší než tlak dovolený. Drážkování vyhovuje.

7.7 Kontrola napínacích šroubů

Napínací šroub je uvažován jako prut, který je z důvodu své délky kontrolován z hlediska stability.

7.7.1 Šroub posuvu šneku

Kontrola byla provedena pro odtlačovací šroub, který zajišťuje napínání řemenu.

7.7.1.1 Vzpěr

Nejprve byla spočtena štíhlost prutu, která závisí pouze na jeho rozměrech. Vypočtená štíhlost je třeba porovnat s hodnotou 30, což je mezní hodnota pro uvažování stability prutu.

Parametry pro výpočet:

- Šroub M12, pevnostní třída 8.8
- Malý průměr šroubu: $d_{3s} = 10,16 \text{ mm}$
- Největší vzdálenost mezi podpěrami šroubu: $l_1 = 75 \text{ mm}$

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{i_{min}} = l_1 \cdot \sqrt{\frac{A}{J_{min}}} = l_1 \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{3s}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{3s}^4}{64}}} = l_1 \cdot \sqrt{\frac{16}{d_{3s}^2}} \quad (65)$$

$$\lambda_1 = 75 \cdot \sqrt{\frac{16}{10,16^2}}$$

$$\lambda_1 = 29,5$$



Vypočtená štíhlost prutu 29,5 je menší než 30, z čehož vyplývá, že je šroub **namáhán na prostý tlak** a není třeba uvažovat stabilitu.

7.7.1.2 Tlak

Z napínací síly a rozměrů šroubu se spočte tlakové napětí, které na šroub působí. Z tohoto napětí se následně určí bezpečnost vůči mezi kluzu.

- Napínací síla: $Z_1 = 2975 \text{ N}$
- Mez kluzu: $\sigma_k = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$\sigma_{tl1} = -\frac{Z_1}{A} = -\frac{Z_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (66)$$

$$\sigma_{tl1} = -\frac{2975}{\frac{\pi \cdot 10,16^2}{4}}$$

$$\sigma_{tl1} = -36,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\sigma_{k1}} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{tl}} \quad (67)$$

$$k_{\sigma_{k1}} = \frac{640}{36,7}$$

$$k_{\sigma_{k1}} = 17,4$$

Bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu je 17,4. Požadovaná bezpečnost je větší než 1, tudíž je navržený šroub vyhovující.

7.7.2 Šroub posuvu jednotky

Kontrola byla provedena pro odtlačovací šroub, který zajišťuje napínání řemenu.

7.7.2.1 Vzpěr

Nejprve byla spočtena štíhlost prutu, která závisí pouze na jeho rozměrech. Vypočtená štíhlost je třeba porovnat s hodnotou 30, což je mezní hodnota pro uvažování stability prutu.

Parametry pro výpočet:

- Šroub M12, pevnostní třída 8.8
- Malý průměr šroubu: $d_{3\text{s}} = 10,16 \text{ mm}$
- Největší vzdálenost mezi podpěrami šroubu: $l_2 = 75 \text{ mm}$



$$\lambda_2 = \frac{l_2}{i_{min}} = l_2 \cdot \sqrt{\frac{A}{J_{min}}} = l_2 \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{3s}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{3s}^4}{64}}} = l_2 \cdot \sqrt{\frac{16}{d_{3s}^2}} \quad (68)$$

$$\lambda_2 = 75 \cdot \sqrt{\frac{16}{10,16^2}}$$

$$\lambda_2 = 29,5$$

Vypočtená štíhlost prutu 29,5 je menší než 30, z čehož vyplývá, že je šroub **namáhán na prostý tlak** a není třeba uvažovat stabilitu.

7.7.2.2 Tlak

Z napínací síly a rozměrů šroubu se spočte tlakové napětí, které na šroub působí. Z tohoto napětí se následně určí bezpečnost vůči mezi kluzu.

- Napínací síla: $Z_2 = 806 \text{ N}$
- Mez kluzu: $\sigma_k = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$\sigma_{tl2} = -\frac{Z_2}{A} = -\frac{Z_2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (69)$$

$$\sigma_{tl2} = -\frac{806}{\frac{\pi \cdot 10,16^2}{4}}$$

$$\sigma_{tl2} = -9,94 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\sigma_{k2}} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{tl}} \quad (70)$$

$$k_{\sigma_{k2}} = \frac{640}{9,94}$$

$$k_{\sigma_{k2}} = 64,4$$

Bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu je 64,4. Požadovaná bezpečnost je větší než 1, tudíž je navržený šroub vyhovující.

7.7.3 Šroub rotace šneku

Kontrola byla provedena pro odtlačovací šroub, který zajišťuje napínání řemenu.



7.7.3.1 Vzpěr

Nejprve byla spočtena štíhlost prutu, která závisí pouze na jeho rozměrech. Vypočtená štíhlost je třeba porovnat s hodnotou 30, což je mezní hodnota pro uvažování stability prutu.

Parametry pro výpočet:

- Šroub M12, pevnostní třída 8.8
- Malý průměr šroubu: $d_{3\text{š}} = 10,16 \text{ mm}$
- Největší vzdálenost mezi podpěrami šroubu: $l_3 = 50 \text{ mm}$

$$\lambda_3 = \frac{l_3}{i_{\min}} = l_3 \cdot \sqrt{\frac{A}{J_{\min}}} = l_3 \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{3\text{š}}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{3\text{š}}^4}{64}}} = l_3 \cdot \sqrt{\frac{16}{d_{3\text{š}}^2}} \quad (71)$$

$$\lambda_3 = 50 \cdot \sqrt{\frac{16}{10,16^2}}$$

$$\lambda_3 = 19,7$$

Vypočtená štíhlost prutu 19,7 je menší než 30, z čehož vyplývá, že je šroub **namáhán na prostý tlak** a není třeba uvažovat stabilitu.

7.7.3.2 Tlak

Z napínací síly a rozměrů šroubu se spočte tlakové napětí, které na šroub působí. Z tohoto napětí se následně určí bezpečnost vůči mezi kluzu.

- Napínací síla: $Z_3 = 1340 \text{ N}$
- Mez kluzu: $\sigma_k = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$\sigma_{tl3} = -\frac{Z_2}{A} = -\frac{Z_2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (72)$$

$$\sigma_{tl3} = -\frac{1340}{\frac{\pi \cdot 10,16^2}{4}}$$

$$\sigma_{tl3} = -16,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\sigma k3} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{tl}} \quad (73)$$



$$k_{\sigma_{k3}} = \frac{640}{16,5}$$

$$k_{\sigma_{k3}} = 38,7$$

Bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu je 38,7. Požadovaná bezpečnost je větší než 1, tudíž je navržený šroub vyhovující.

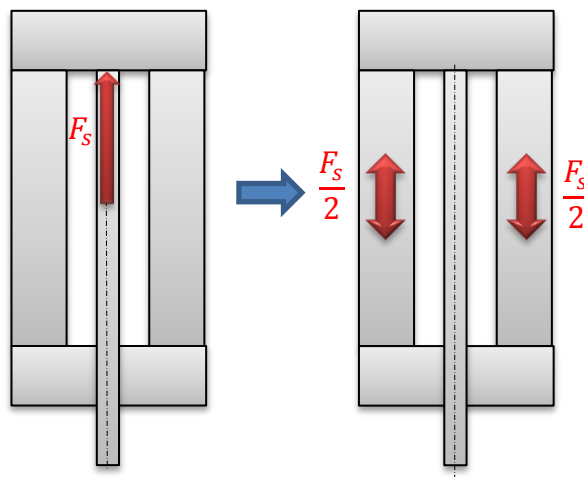
7.8 Rozbor silového zatížení

Silový rozbor jednotky vychází z přenášení vstřikovací a přítlačné síly do rámu jednotky. Největší zatížení musí jednotka snést během vstřikovacího procesu, kdy na šnek působí vstřikovací tlak a zároveň na trysku působí přítlačná síla. Pro tuto situaci bylo spočteno namáhání profilů základního i posuvného rámu.

Nejnepříznivější situace z hlediska silového namáhání konstrukce nastává v poloze, kdy je jednotka plně vysunuta nad vstřikovací formu – těžiště i působíště přítlačné síly se posouvá dál od připevňovacích šroubů. V této poloze byl proveden kontrolní výpočet připojení jednotky ke stroji.

7.8.1 Napětí v posuvném rámu

Do posuvného rámu se přes kuličkový šroub pro posuv šneku přenáší vstřikovací síla – viz Obr. 66.



Obr. 66 Přenos zatížení do posuvného rámu

Zadané parametry:

- Tahová síla v bočnici: $F_{bz} = \frac{F_s}{2} = 11545 \text{ N}$
- Plocha průřezu bočnice (z CAD dat): $A_{bz} = 2035 \text{ mm}^2$



Výpočet napětí v bočnici:

$$\sigma_{bz} = \frac{F_{bz}}{A_{bz}} \quad (74)$$

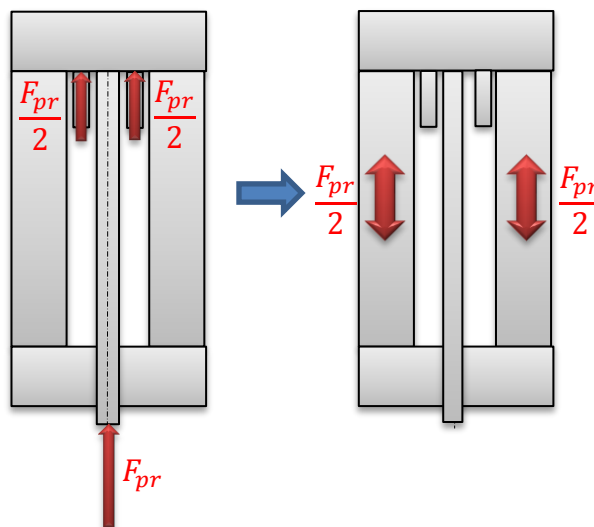
$$\sigma_{bz} = \frac{11545}{2035}$$

$$\sigma_{bz} = 5,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Dovolené napětí pro ocel je $100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Z toho vyplývá, že navržená bočnice vyhovuje.

7.8.2 Napětí v základním rámu

Do základního rámu se přes kuličkové šrouby pro přísun jednotky ke vstřikovací formě přenáší přitlačná síla – viz Obr. 67.



Obr. 67 Přenos zatížení do základního rámu

Zadané parametry:

- Tahová síla v bočnici: $F_{bp} = \frac{F_{pr}}{2} = 19085 \text{ N}$
- Plocha průřezu bočnice (z CAD dat): $A_{bz} = 1535 \text{ mm}^2$

Výpočet napětí v bočnici:



$$\sigma_{bp} = \frac{F_{bp}}{A_{bp}} \quad (75)$$

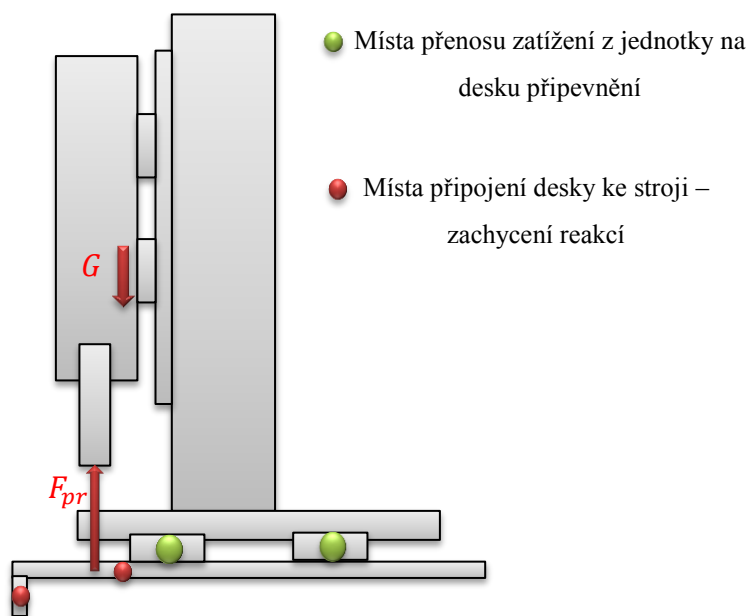
$$\sigma_{bp} = \frac{19085}{1535}$$

$$\sigma_{bp} = 12,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

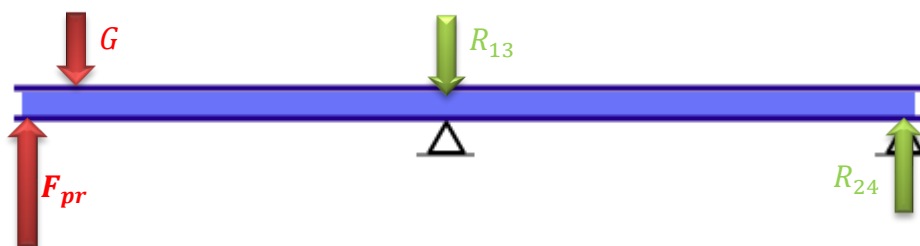
Dovolené napětí pro ocel je $100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Z toho vyplývá, že navržená bočnice vyhovuje.

7.8.3 Namáhání desky přípevnění

Přípevnění jednotky ke stroji je namáháno přitlačnou silou, kterou jednotka vyvozuje a tíhovou silou jednotky (Obr. 68). Namáhání je na desku přenášeno přes lineární vedení. Přenos zatížení z působišť sil na jednotlivé vozíky lineárního vedení byl modelován jako působení sil na nosníku (Obr. 69). V tomto zjednodušení působí obě síly na převislý konec nosníku, podpěry představují vozíky lineárního vedení.



Obr. 68 Schéma zatížení jednotky pro určení reakcí v přípevnění ke stroji



Obr. 69 Model zatížení přípojovací desky pro výpočet reakcí ve vozíkách – nosník



Výpočet reakcí dle Obr. 69:

- Přítlačná síla: $F_{pr} = 23090 \text{ N}$
- Tíhová síla: $G = 7475 \text{ N}$
- Rozteč vozíků: $c_{n1} = 258 \text{ mm}$
- Vzdálenost těžiště od levého vozíku: $t_{n1} = 207 \text{ mm}$
- Vzdálenost působíště přítlačné síly od levého vozíku: $f_{n1} = 233 \text{ mm}$

Z momentové rovnováhy nosníku vyplývá:

$$R_{13} = \frac{F_{pr} \cdot (f_{n1} + c_{n1}) - G \cdot (t_{n1} + c_{n1})}{c_{n1}} \quad (76)$$

$$R_{13} = \frac{23090 \cdot (233 + 258) - 7475 \cdot (207 + 258)}{258}$$

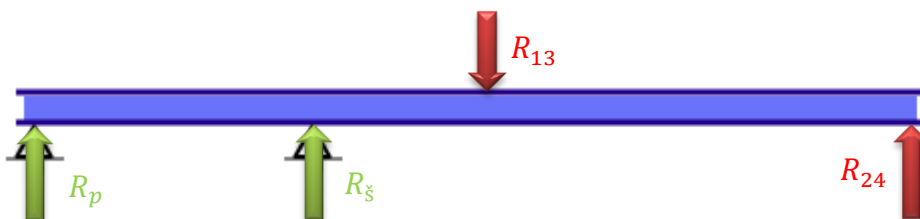
$$R_{13} = 30\,471 \text{ N}$$

$$R_{24} = \frac{F_{pr} \cdot (f_{n1}) - G \cdot (t_{n1})}{c_{n1}} \quad (77)$$

$$R_{24} = \frac{23090 \cdot (233) - 7475 \cdot (207)}{258}$$

$$R_{24} = 14\,856 \text{ N}$$

V následujícím kroku byl přenos sil na místa připevnění desky ke stroji modelován rovněž jako nosník (). Síly v místě vozíků lineárního vedení získané předchozím postupem představují zatížení nosníku. Místa připevnění desky ke stroji jsou dvě. 185 mm od kraje desky se nachází 8 ks šroubů M12, které slouží pro přišroubování jednotky k pevné desce lisu. Na kraji desky je umístěna příložka sloužící pro přichycení desky k vodícím sloupům lisu. Tato dvě místa jsou modelována jako podpěry nosníku.



Obr. 70 Model zatížení připojovací desky pro výpočet reakcí v místech připevnění ke stroji



Výpočet reakcí dle Obr. 70:

- Rozteč šroubů a příložek: $r_{n2} = 185 \text{ mm}$
- Vzdálenost šroubů od levého vozíku: $l_{n2} = 101 \text{ mm}$
- Vzdálenost šroubů od pravého vozíku: $p_{n2} = 359 \text{ mm}$

Z momentové rovnováhy nosníku vyplývá:

$$R_{\xi} = \frac{P_{13} \cdot (r_{n2} + l_{n2}) - P_{24} \cdot (r_{n2} + p_{n2})}{r_{n2}} \quad (78)$$

$$R_{\xi} = \frac{30471 \cdot (185 + 101) - 14856 \cdot (185 + 359)}{185}$$

$$\mathbf{R_{\xi} = 3423 \text{ N}}$$

$$R_p = \frac{P_{13} \cdot (l_{n2}) - P_{24} \cdot (p_{n2})}{r_{n2}} \quad (79)$$

$$R_p = \frac{30471 \cdot (101) - 14856 \cdot (359)}{185}$$

$$\mathbf{R_p = 12\,192 \text{ N}}$$

7.8.3.1 Kontrola připevňovacích šroubů na tah

Předchozím výpočtem bylo stanoveno tahové zatížení všech 8 šroubů. Je třeba zkontrolovat, zda šrouby vyhovují dovolenému tahovému namáhání $200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Výpočet namáhání jednoho šroubu:

- Síla působící na 1 šroub: $F_{\xi} = \frac{R_{\xi}}{8} = 428 \text{ N}$
- Malý průměr šroubu: $d_{3\xi} = 10,16 \text{ mm}$

Napětí ve šroubu:

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{\xi}}{\frac{\pi \cdot d_{3\xi}^2}{4}} \quad (80)$$

$$\sigma_{\xi} = \frac{428}{\frac{\pi \cdot 10,16^2}{4}}$$

$$\mathbf{\sigma_{\xi} = 5,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}}$$

Dovolené napětí šroubu v tahu je $200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Z toho vyplývá, že připevňovací šrouby kontrole vyhovují.



7.8.3.2 Kontrola příložek na otláčení

Předchozím výpočtem bylo stanoveno zatížení obou příložek. Je třeba zkontrolovat, zda příložky vyhovují dovolenému otláčení $20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Výpočet namáhání jedné příložky:

- Síla působící na 1 příložku: $F_p = \frac{R_p}{2} = 6096 \text{ N}$
- Průměr příložky: $d_p = 45 \text{ mm}$
- Délka příložky: $l_p = 50 \text{ mm}$

Tlak na plochu příložky:

$$p_p = \frac{F_p}{d_p \cdot l_p} \quad (81)$$

$$p_p = \frac{6096}{45 \cdot 50}$$

$$p_p = 2,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Dovolené otláčení příložky je $20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Z toho vyplývá, že příložky kontrole vyhovují.



8 Metodika návrhu externí vstřikovací jednotky

Kapitola 8.1 popisuje podrobný postup krok po kroku při návrhu přídavné vstřikovací jednotky. V podkapitole 8.2 je poté graficky znázorněn postup návrhových výpočtů. Jedná se o obecný souhrn výpočtů provedených v kapitolách 7.1 až 7.5 v logickém pořadí návrhu.

8.1 Rozvaha návrhu externí vstřikovací jednotky

Při návrhu externí vstřikovací jednotky je třeba postupně určit důležité parametry, ze kterých se poté odvíjí vlastní konstrukce. Souhrn základních kroků rozvahy návrhu zobrazuje Tabulka 3.

Tabulka 3 Rozvaha návrhu jednotky

Číslo kroku	Co se volí	Co se volí / Jaké jsou možnosti pro volbu	Co volba ovlivní/ Jaké jsou možnosti pro volbu	Co volba ovlivní
1)	Typ jednotky	Pístová Šneková		
2)	Pohon	Hydraulický Elektrický Kombinace		
3)	Výlisek	Objem Materiál	Velikost jednotky Typ šneku Materiál šneku a komory Odplyňovací zóny Periferie pro úpravu granulátu ...	
4)	Vstřikovací forma	Orientace jednotky	Vertikální Horizontální	
5)	Velikost stroje	Umístění jednotky	Pevná deska lisu Vstřikovací forma Vodící sloupy lisu	
6)	Rotační pohyb šneku	Umístění motoru	Napřímo Mimoběžně	Úhlová převodovka



			Rovnoběžně	Řemenový převod
				Ozubený převod
7)	Posuvný pohyb šneku	Umístění motoru	Napřímo	
			Mimoběžně	Úhlová převodovka
			Rovnoběžně	Řemenový převod
				Ozubený převod
		Počet kuličkových šroubů	Jeden	
			Dva	
		Vedení pohybu	Valivé	
			Kluzné	
8)	Posuvný pohyb jednotky	Umístění motoru	Napřímo	
			Mimoběžně	Úhlová převodovka
			Rovnoběžně	Řemenový převod
				Ozubený převod
		Počet kuličkových šroubů	Jeden	
			Dva	
		Vedení pohybu	Valivé	
			Kluzné	
9)	Přídavný posuvný pohyb jednotky	Ano		
		Ne		

Prvním krokem při návrhu externí vstřikovací jednotky je určení typu vstřikovací jednotky. Pro malé výlisky je možné použít pístovou jednotku, pro výlisky přesahující objem cca 25 cm³ je třeba vždy zvolit jednotku šnekovou.

Poté je třeba určit, zda se bude jednat o jednotku s hydraulickým nebo elektrickým pohonem nebo jejich kombinaci. Následující postup bude popisovat návrh plně elektrické jednotky.



Základem pro další postup je určení vylisku, k jehož výrobě se bude jednotka používat. Základní parametry jsou objem vylisku, který je základním parametrem pro určení velikosti jednotky. Dále materiál vylisku, který určí požadavky na jednotku z hlediska technologie (typ šneku, materiál šneku a komory, použití odplyňovacích zón, použití periférií pro úpravu granulátu atp.). Důležitou roli hraje také vstřikovací forma pro výrobu daného vylisku. Z její konstrukce vyplyne, zda je třeba navrhnout vertikální nebo horizontální vstřikovací jednotku. Následující postup bude popisovat návrh vertikální jednotky.

Z volby vylisku vyplývá mimo jiné i přibližná velikost stroje, ke kterému se bude externí jednotka přidávat. Tento parametr je důležitý pro volbu umístění jednotky. Vertikální jednotka může být připevněna buď k pevné desce lisu, nebo (v případě větších strojů a forem) přímo na vstřikovací formu. Další možností je využít pro připevnění jednotky vodící sloupy lisu.

Dalším krokem je volba koncepce samotné konstrukce. Vstřikovací jednotka vykonává tři základní pohyby, které je možné realizovat různými způsoby.

Rotační pohyb šneku: rotace šneku je u plně elektrické vstřikovací jednotky realizována vždy servomotorem. Variabilita konstrukce tohoto uzlu je v přenosu krouticího momentu z motoru na šnek. Je možné připojit motor ke šneku napřímo pomocí spojky, takže je hřídel motoru v ose šneku. Další možností je umístit hřídel motoru mimoběžně se šnekem pomocí úhlové převodovky. Poslední variantou je umístit motor mimo osu šneku, ale jeho hřídel rovnoběžně se šnekem a pro přenos krouticího momentu zajistit řemenovým nebo ozubeným převodem.

Axiální posuvný pohyb šneku: Pohyb je opět poháněn servomotorem, jehož možnosti umístění jsou obdobné jako u motoru pro rotační pohyb šneku. Převod rotačního pohybu servomotoru na posuvný pohyb šneku je realizován pomocí kuličkového šroubu. Kuličkový šroub je možné zvolit jeden v ose šneku nebo dva umístěné vzhledem k ose šneku symetricky. Variabilitu nabízí vedení posuvného pohybu, které je možné realizovat pomocí valivých nebo kluzných vedení.

Axiální přísuv jednotky: Jedná se o posuvný pohyb ve stejném směru, jako je posuv šneku. I možnosti řešení tohoto pohybu jsou tedy stejné. Liší se pouze pohyblivé hmoty a síly působící proti pohybu, které jsou u posuvného pohybu jednotky zpravidla menší než u posuvného pohybu šneku.



Jednotka může disponovat ještě čtvrtým pohybem, kterým je horizontální posuv jednotky nad vstřikovací formou. Tento posuv je dobré u jednotky navrhnout v případě, že se předpokládá její použití pro více vstřikovacích forem. Jedná se o pohyb, který je poháněn pouze ručně operátorem a probíhá pouze při přestavování výroby na stroji a ustavování polohy jednotky vůči vtoku ve vstřikovací formě. V případě, že jednotka možností tohoto pohybu nedisponuje, je připevněná ke stroji na pevně a při nutnosti odmontování vstřikovací formy je třeba nejprve sejmout přídatnou vstřikovací jednotku.

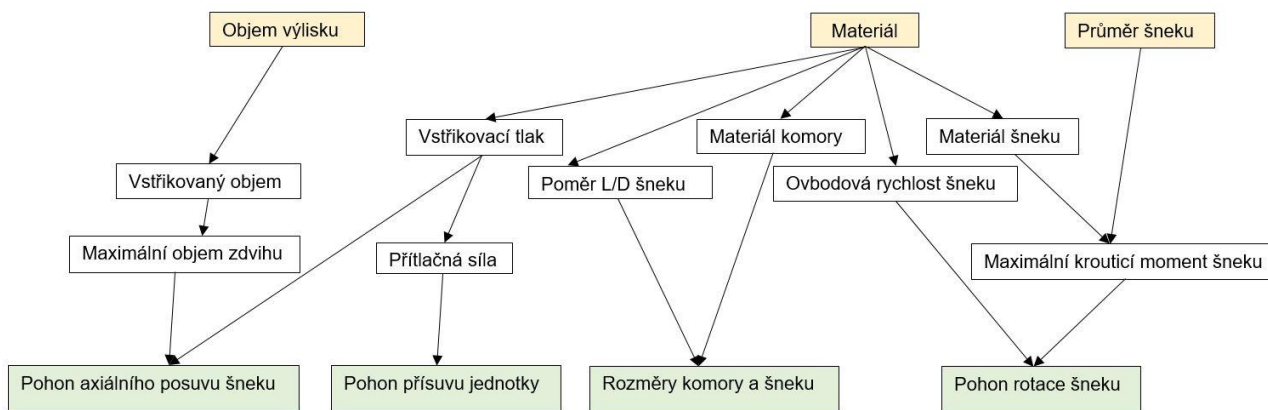
Po provedení výše uvedených kroků je možno přistoupit k výpočtům pro návrh jednotky.

8.2 Metodika výpočtů

Metodika postupu při stanovení jednotlivých parametrů pro návrh jednotky vyplývá ze schématu uvedeného na Obr. 71.

Mezi vstupní parametry pro návrh vstřikovací jednotky patří vstřikovaný materiál, objem vstřikované součásti a s ním úzce související průměr šneku.

Dle vstřikovaného materiálu je třeba zvolit (tabulkové hodnoty) obvodovou rychlost šneku, poměr L/D šneku, materiál šneku a komory a vstřikovací tlak.



Obr. 71 Schéma návrhového výpočtu jednotky

Z objemu vstřikované součásti přímo plyne vstřikovaný objem, ze kterého lze dopočítat jeden ze základních parametrů vstřikovací jednotky – maximální objem zdvihu.

Z výše uvedených parametrů dokážeme určit veličiny důležité pro návrh pohonů jednotlivých pohybů jednotky.

Pro návrh pohonu axiálního posuvu šneku je důležité znát maximální objem zdvihu a sílu, která na šnek při vstřiku působí. Požadovanou sílu získáme výpočtem ze vstřikovacího tlaku.



Návrh pohonu rotačního pohybu šneku provedeme z otáček šneku získaných z jeho obvodové rychlosti a maximálního krouticího momentu na šneku, který vypočteme z rozměru a materiálu šneku.

Pro návrh pohonu přísuvu jednotky k formě je třeba ze vstřikovacího tlaku určit přítlačnou sílu, která je třeba vyvodit, aby nedocházelo k úniku taveniny mezi tryskou a formou.



9 Závěr

Hlavním cílem diplomové práce bylo navrhnout externí vstřikovací jednotku pro stroj Arburg Allrounder 270 C Golden edition tak, aby bylo na stroji možno vstřikovat dvoukomponentně.

Z provedené analýzy trhu vyplynulo, že většina dostupných přídatných jednotek je šneková, ale pro malé vstřikované objemy je možno použít rovněž vstřikovací jednotku s pístovou konstrukcí.

V rámci určení velikosti navržené jednotky bylo nejprve nutné navrhnout vstřikovaný díl, který by zároveň odpovídal parametrům stroje. Bylo zvoleno dvoukomponentně vstřikované tělísko pro tahovou zkoušku, pro které byla následně rovněž navržena vstřikovací forma.

Na základě způsobu realizace a vedení třech hlavních pohybů, které jednotka vykonává, byly navrženy, koncepčně zpracovány a zhodnoceny 3 základní varianty provedení přídatné vstřikovací jednotky.

Jako nejvhodnější pro danou aplikaci byla vybrána varianta s použitím jednoho kuličkového šroubu pro axiální posuv šneku a dvojicí kuličkových šroubů pro axiální posuv celé jednotky. Přenos krouticích momentů ze všech třech servomotorů je realizován pomocí ozubených řemenových převodů. Do budoucna by stálo za zvážení, zda nepoužít k servomotorům převodovky a zmenšit tak motory, příslušné prvky a tím i celkový zástavbový prostor jednotky. Je ovšem třeba s novým návrhem provést nové návrhové výpočty a upravit konstrukci jednotky.

Návrh vybrané varianty byl podložen návrhovými výpočty a celá konstrukce byla zpracována do detailního 3D modelu. Byly vytvořeny sestavné výkresy hlavních uzlů jednotky včetně kusovníků.

Na závěr byla zpracována metodika postupu návrhu přídatné vstřikovací jednotky. Z výše uvedeného vyplývá, že hlavní i dílčí cíle diplomové práce byly splněny.



10 Seznamy

10.1 Seznam tabulek

Tabulka 1 Specifikace stroje	33
Tabulka 2 Ekonomické zhodnocení navržené konstrukce	52
Tabulka 3 Rozvaha návrhu jednotky.....	87

10.2 Seznam obrázků

Obr. 1 Kartáček na zuby vyrobený dvoukomponentním vstřikováním plastů [18]	15
Obr. 2 Další aplikace vícekomponentního vstřikování [4].....	15
Obr. 3 Ukázka mikrovstřikování.....	18
Obr. 4 Velký vstřikovaný díl – dveře automobilu.....	18
Obr. 5 Vstřikovací jednotka [6]	19
Obr. 6 Stroj pro trojkomponentní vstřikování [14]	20
Obr. 7 Proces intervalového vstřikování [5]	20
Obr. 8 Intervalové vstřikování – výlisky [4].....	20
Obr. 9 Proces sendvičového vstřikování [5]	20
Obr. 10 Sendvičové vstřikování – výlisek [5].....	20
Obr. 11 Horizontální / vertikální umístění jednotek [14].....	21
Obr. 12 Horizontální "L" pozice jednotek [14].....	21
Obr. 13 Horizontální paralelní umístění jednotek [14]	21
Obr. 14 Princip dvoukomponentního vstřikování [13]	22
Obr. 15 Rotace poloviny formy kolem vodorovné osy [13]	22
Obr. 16 Rotace desky formy kolem svislé osy [4]	22
Obr. 17 Rotace vložky ve formě [13].....	23
Obr. 18 Zatažení jádra [13]	23
Obr. 19 Přendávání výlisků robotem [9].....	23
Obr. 20 Tabulka spojitelnosti materiálů [4]	24
Obr. 21 Násypka s rotačním konvojerem [6].....	25
Obr. 22 Tavicí komora [6]	26
Obr. 23 Řez tavicí komorou a) standardní pro zpracování termoplastů, b) s odplyňovací zónou [6].....	26
Obr. 24 Topný pás [20]	27
Obr. 25 Tryska a) uzavíratelná pružinou, b) uzavíratelná jehlou [6]	28
Obr. 26 Zóny šneku [6]	28
Obr. 27 Přeměna granulátu v taveninu [6]	29
Obr. 28 Špička šneku s prstencovým uzávěrem [6]	29
Obr. 29 Přídavná vstřikovací jednotka firmy Milacron [10].....	30
Obr. 30 Přídavná vstřikovací jednotka firmy Stebo [11]	31
Obr. 31 Přídavná vstřikovací jednotka Babyplast [12]	32
Obr. 32 Arburg Allrounder 270 C Golden edition	33
Obr. 33 Zkušební těleso dle EN ISO 527-2	34



Obr. 34 Zkušební těleso – dvoukomponentní vstřikování	34
Obr. 35 Celkový pohled na vstřikovací formu	35
Obr. 36 Rozložení dutin v tvárnici	36
Obr. 37 Tvar vtokové vložky – banánový vtok	37
Obr. 38 3D pohled na pohyblivou polovinu formy	38
Obr. 39 Kinematické schéma uspořádání 1	41
Obr. 40 Koncepční 3D model uspořádání 1	41
Obr. 41 Kinematické schéma uspořádání 2	42
Obr. 42 Koncepční 3D model uspořádání 2	42
Obr. 43 Kinematické schéma uspořádání 3	43
Obr. 44 Koncepční 3D model uspořádání 3	43
Obr. 45 Navržená vstřikovací jednotka připevněná ke stroji	44
Obr. 46 Izometrický pohled na nekrytovanou jednotku	45
Obr. 47 Základní rám jednotky	46
Obr. 48 Uložení kuličkového šroubu	47
Obr. 49 Připojení řemenic k servomotoru	47
Obr. 50 Deska pro připevnění jednotky k lisu	48
Obr. 51 Posuvný rám	49
Obr. 52 Řez vrchním blokem posuvného rámu	49
Obr. 53 Řez spodním blokem posuvného rámu	50
Obr. 54 Sestava pro rotaci šneku	51
Obr. 55 Řez vstřikovací komorou	52
Obr. 56 Parametry šneku [4]	55
Obr. 57 Síly během vstřikování [4]	57
Obr. 58 Momentová charakteristika motoru pro rotaci šneku [23]	60
Obr. 59 Momentová charakteristika motoru pro posuv šneku [23]	64
Obr. 60 Zatížení ložisek rotace šneku	67
Obr. 61 Zatížení ložisek posuvu šneku	68
Obr. 62 Zatížení ložisek posuvu jednotky	70
Obr. 63 Zatížení ložisek malých řemenic	72
Obr. 64 Schéma zatížení horizontálního lineárního vedení [22]	73
Obr. 65 Schéma zatížení vertikálního lineárního vedení [22]	75
Obr. 66 Přenos zatížení do posuvného rámu	81
Obr. 67 Přenos zatížení do základního rámu	82
Obr. 68 Schéma zatížení jednotky pro určení reakcí v připevnění ke stroji	83
Obr. 69 Model zatížení připojovací desky pro výpočet reakcí ve vozíkách – nosník	83
Obr. 70 Model zatížení připojovací desky pro výpočet reakcí v místech připevnění ke stroji ...	84
Obr. 71 Schéma návrhového výpočtu jednotky	90

10.3 Seznam použité literatury

[1] SOUČEK, Pavel., *Servomechanizmy ve výrobních strojích*, Vydavatelství ČVUT, Praha, ISBN 80-01-02902-6, 2004.



- [2] REES, Herbert, *Mold Engineering*, hanser Publishers, Munich, ISBN 1-56990-3222-0, 2011.
- [3] ZEMAN, L., *Vstřikování plastů*, Nakladatelství BEN, ISBN 978-80-7300-250, 2009
- [4] LENFELD, Petr. *Technologie II* [online]. TUL Liberec [cit. 9. 11. 2017]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/index.htm
- [5] LENFELD, Petr. *Technologie vstřikování* [online]. Code Creator s.r.o., 2016 [cit. 9. 11. 2017]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/184/Cover.html>
- [6] SEIDL, Martin. *Stroje pro zpracování polymerních materiálů* [online]. Code Creator s.r.o., 2016 [cit. 9. 11. 2017]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/181/Cover.html>
- [7] *Macuta Technics Micro Molding* [online]. Makuta Technics [cit. 19. 11. 2017]. Dostupné z: <https://makuta.com/>
- [8] *A China Auto Car Door Trim mould maker* [online]. Topworks plasticmold, 2012 [cit. 19. 11. 2017]. Dostupné z: <http://www.myplasticmold.com/auto-car-door-trim-mould>
- [9] [online]. Plasticportal [cit. 12. 11. 2017]. Dostupné z: <http://www.plasticportal.cz/image/firmy/1363/7005.jpg>
- [10] *Mold-Masters E-Multi* [online]. Milacron, 2017 [cit. 12. 11. 2017]. Dostupné z: <https://www.milacron.com/cs/produkty-2/reseni-horkeho-rozvadeciho-kanalu-2/mold-masters-e-multi/>
- [11] *Samostatná vstřikovací jednotka* [online]. Stebo [cit. 12. 11. 2017]. Dostupné z: https://www.stebosrl.com/download/brochure_gruppi_iniezione_ausiliari_ceco_slovacco.pdf
- [12] *Babyplast* [online]. Cecho – Bohumil Cempírek, 2013 [cit. 12. 11. 2017]. Dostupné z: <https://www.cecho.cz/cs/babyplast-uai-i10p-pridavna-jednotka>
- [13] *Examples of multi-component mould designs*. ARBURG GmbH, 2004. 38 s.
- [14] *Multi-component injection moulding, Diverse technologies for the production of complex injection mouldings*. ARBURG GmbH, 2004. 26 s.
- [15] *Malý průvodce vstřikováním*. ARBURG GmbH, 2004. 42 s
- [16] ZIKA, Martin. *Plast, materiál 21. století* [online]. Export Journal, 2016 [cit. 19. 11. 2017]. Dostupné z: <http://www.businessinfo.cz/cs/clanky/plast-material-21-stoleti-76108.html>



- [17] ŠIDLÁK, Martin. *Auta na dietě: speciální materiály šetří kila a litry paliva* [online]. iDNES, 2017 [cit. 19. 11. 2017]. Dostupné z: https://auto.idnes.cz/hmostnost-material-vysokopevnostni-ocel-karbon-plast-pg2-/automoto.aspx?c=A160915_183208_automoto_fdv
- [18] *Zdravotní péče* [online]. ENGEL [cit. 19. 11. 2017]. Dostupné z: <https://www.engelglobal.com/cs/cz/obory/medical/zdravotni-pece.html>
- [19] NEUHÄUSL, Emil. Historie a rozvoj vstřikování plastů v ČR. *MM Průmyslové spektrum*. 2010, 2010/1, s. 17
- [20] *Topné pásy – válcové* [online]. ELKOP Technik, 2016 [cit. 12. 11. 2017]. Dostupné z: <http://www.elkoptopnatelesa.cz/topne-pasy-valcove/>
- [21] *Backlash-free jaw couplings* [online]. KTR Kupplungstechnik GmbH. [cit. 12. 7. 2018]. 26 s. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/03_backlash-free_jaw_couplings_ROTEx_GS.pdf
- [22] *Lineární vedení*. HIWIN s. r. o., 2018. 136 s.
- [23] *Sinamics S120 IFT7 synchronous motors*. Siemens AG, 2011. 324 s.
- [24] *Katalog výrobků KSK Kuřim*. KSK Kuřim, 2007. 52 s.
- [25] *Katalog 600 CS*. SKF Group, 2007. 1130 s.

10.4 Seznam použitých programů

- Adobe reader
- ContiTech Suite 7.4
- MS Excel 2016
- MS Word 2016
- SolidWorks 2016

10.5 Seznam příloh

Textové:

- I. Výpočet řemenového převodu rotace šneku
- II. Výpočet řemenového převodu posuvu šneku
- III. Výpočet řemenového převodu posuvu jednotky

Výkresová dokumentace:

- IV. 1750-01-01, Vstřikovací jednotka
- V. 1750-01-01-K, Vstřikovací jednotka – kusovník
- VI. 1750-01-01-01, Připevnění ke stroji
- VII. 1750-01-01-01-K, Připevnění ke stroji – kusovník



- VIII. 1750-01-01-02, Základní rám
- IX. 1750-01-01-02-K, Základní rám – kusovník
- X. 1750-01-01-03, Posuvný rám
- XI. 1750-01-01-03-K, Posuvný rám – kusovník
- XII. 1750-01-01-04, Rotace šneku
- XIII. 1750-01-01-04-K, Rotace šneku – kusovník

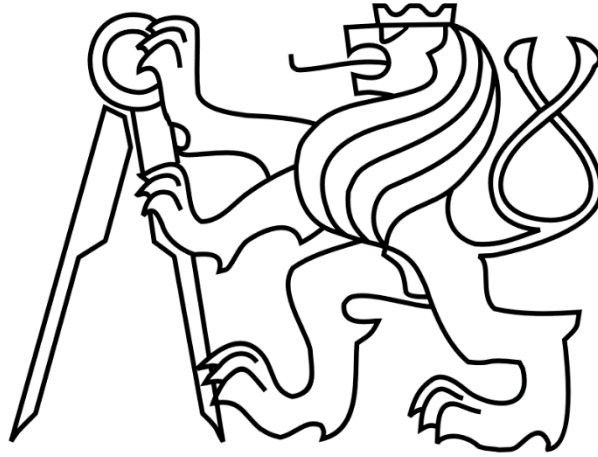
Elektronické (CD):

- XIV. Vstrikovaci_jednotka.step
- XV. 1750-01-01.dxf
- XVI. 1750-01-01.pdf
- XVII. 1750-01-01-K.docx
- XVIII. 1750-01-01-K.pdf
- XIX. 1750-01-01-01.dxf
- XX. 1750-01-01-01.pdf
- XXI. 1750-01-01-01-K.docx
- XXII. 1750-01-01-01-K.pdf
- XXIII. 1750-01-01-02.dxf
- XXIV. 1750-01-01-02.pdf
- XXV. 1750-01-01-02-K.docx
- XXVI. 1750-01-01-02-K.pdf
- XXVII. 1750-01-01-03.dxf
- XXVIII. 1750-01-01-03.pdf
- XXIX. 1750-01-01-03-K.docx
- XXX. 1750-01-01-03-K.pdf
- XXXI. 1750-01-01-04.dxf
- XXXII. 1750-01-01-04.pdf
- XXXIII. 1750-01-01-04-K.docx
- XXXIV. 1750-01-01-04-K.pdf
- XXXV. 1750_Jirku.pdf

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Textové přílohy

I. Výpočet řemenového převodu rotace šneku



Power
Transmission Designer

Toothed belt calculation

12.07.2018

Version 7.4

To
Company: FS CVUT
Fao:
Application:
Remarks:

From
Company: FS CVUT
Responsible: Michaela Jirk
Telephone: 607142129
Fax: -

Conti CONTI SYNCHROFORCE CXA HTD

Tooth profile	PROF	=	8M	
Tooth pitch	T	=	8,00	mm
Number of teeth on small pulley	ZK	=	24	
Pitch diameter of small pulley	DWK	=	61,12	mm
Number of teeth on large pulley	ZG	=	72	
Pitch diameter of large pulley	DWG	=	183,35	mm
Speed of small pulley	NK	=	1350,00	rpm
Speed of large pulley	NG	=	450,00	rpm
Transmission ratio	I	=	3,00	
Belt length	LW	=	880,00	mm
Number of teeth on timing belt	Z	=	110,00	
Centre distance	AER	=	240,18	mm
Arc of contact on the small pulley	BETA	=	150,52	grd
Number of teeth in mesh on small pulley	ZE	=	10,03	
Belt speed	V	=	4,32	m/s
Belt flex frequency	BF	=	9,82	Hz
Overall service factor	C0	=	2,30	
Teeth in mesh factor	C1	=	1,00	
Length factor	C5	=	0,90	
Power to be transmitted	P	=	4,52	kW
Torque on small pulley	MDK	=	32,00	Nm
Torque on large pulley	MDG	=	96,00	Nm
Calculated belt width	BERR	=	23,43	mm
Chosen belt width	B	=	30,00	mm
Power rating for belt width	PR	=	13,70	kW
Calculated overall service factor	COER	=	3,03	
Effective pull	FU	=	1047,20	N
Static belt tension	FSTAT	=	692,66	N
Total axle load	FV	=	1339,72	N
Belt tension load factor	k1	=	1,00	
Belt tension service factor	k2	=	1,32	
Natural frequency of belt span	EIF	=	161	Hz

CONTI HTD Timing belt 880 - 8M - 30 - SYNCHROFORCE CXA
Toothed pulley P 24 - 8M - 30
Toothed pulley P 72 - 8M - 30

All orders are subject exclusively to our General Conditions of Business

II. Výpočet řemenového převodu posuvu šneku



Power
Transmission Designer

Toothed belt calculation

12.07.2018

Version 7.4

To
Company: FS CVUT
Fao:
Application:
Remarks:

From
Company: FS CVUT
Responsible: Michaela Jirrk
Telephone: 607142129
Fax: -

Conti CONTI SYNCHROFORCE CXA HTD

Tooth profile	PROF	=	8M	
Tooth pitch	T	=	8,00	mm
Number of teeth on small pulley	ZK	=	30	
Pitch diameter of small pulley	DWK	=	76,39	mm
Number of teeth on large pulley	ZG	=	90	
Pitch diameter of large pulley	DWG	=	229,18	mm
Speed of small pulley	NK	=	720,00	rpm
Speed of large pulley	NG	=	240,00	rpm
Transmission ratio	I	=	3,00	
Belt length	LW	=	1040,00	mm
Number of teeth on timing belt	Z	=	130,00	
Centre distance	AER	=	269,08	mm
Arc of contact on the small pulley	BETA	=	147,01	grd
Number of teeth in mesh on small pulley	ZE	=	12,25	
Belt speed	V	=	2,88	m/s
Belt flex frequency	BF	=	5,54	Hz
Overall service factor	C0	=	2,30	
Teeth in mesh factor	C1	=	1,00	
Length factor	C5	=	1,00	
Power to be transmitted	P	=	6,41	kW
Torque on small pulley	MDK	=	85,00	Nm
Torque on large pulley	MDG	=	255,00	Nm
Calculated belt width	BERR	=	32,81	mm
Chosen belt width	B	=	50,00	mm
Power rating for belt width	PR	=	23,15	kW
Calculated overall service factor	COER	=	3,61	
Effective pull	FU	=	2225,29	N
Static belt tension	FSTAT	=	1551,35	N
Total axle load	FV	=	2975,02	N
Belt tension load factor	k1	=	1,00	
Belt tension service factor	k2	=	1,39	
Natural frequency of belt span	EIF	=	168	Hz

CONTI HTD Timing belt 1040 - 8M - 50 - SYNCHROFORCE CXA
Toothed pulley P 30 - 8M - 50
Toothed pulley P 90 - 8M - 50

All orders are subject exclusively to our General Conditions of Business

III. Výpočet řemenového převodu posuvu jednotky



Power
Transmission Designer

Toothed belt calculation

12.07.2018

Version 7.4

To
Company: FS CVUT
Fao:
Application:
Remarks:

From
Company: FS CVUT
Responsible: Michaela Jirrk
Telephone: 607142129
Fax: -

Conti CONTI SYNCHROFORCE CXA HTD

Tooth profile	PROF	=	8M	
Tooth pitch	T	=	8,00	mm
Number of teeth on small pulley	ZK	=	24	
Pitch diameter of small pulley	DWK	=	61,12	mm
Number of teeth on large pulley	ZG	=	48	
Pitch diameter of large pulley	DWG	=	122,23	mm
Speed of small pulley	NK	=	120,00	rpm
Speed of large pulley	NG	=	60,00	rpm
Transmission ratio	I	=	2,00	
Belt length	LW	=	800,00	mm
Number of teeth on timing belt	Z	=	100,00	
Centre distance	AER	=	254,16	mm
Arc of contact on the small pulley	BETA	=	166,19	grd
Number of teeth in mesh on small pulley	ZE	=	11,08	
Belt speed	V	=	0,38	m/s
Belt flex frequency	BF	=	0,96	Hz
Overall service factor	C0	=	2,30	
Teeth in mesh factor	C1	=	1,00	
Length factor	C5	=	0,90	
Power to be transmitted	P	=	0,19	kW
Torque on small pulley	MDK	=	15,50	Nm
Torque on large pulley	MDG	=	31,00	Nm
Calculated belt width	BERR	=	9,33	mm
Chosen belt width	B	=	20,00	mm
Power rating for belt width	PR	=	1,17	kW
Calculated overall service factor	C0ER	=	6,01	
Effective pull	FU	=	507,24	N
Static belt tension	FSTAT	=	405,79	N
Total axle load	FV	=	805,69	N
Belt tension load factor	k1	=	1,00	
Belt tension service factor	k2	=	1,60	
Natural frequency of belt span	EIF	=	139	Hz

CONTI HTD Timing belt 800 - 8M - 20 - SYNCHROFORCE CXA
Toothed pulley P 24 - 8M - 20
Toothed pulley P 48 - 8M - 20

All orders are subject exclusively to our General Conditions of Business