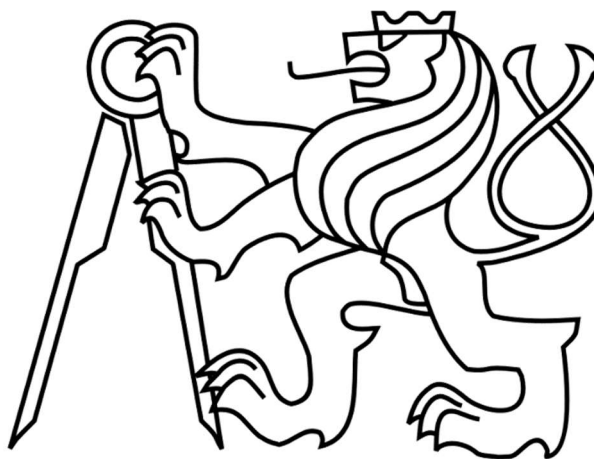


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh elektrohydraulického pohonu s nízkým zdvihem

Antonín Jedlička

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jedlička** Jméno: **Antonín** Osobní číslo: **492404**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojirenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh elektrohydraulického pohonu s nízkým zdvihem

Název bakalářské práce anglicky:

Design of low stroke electrohydraulic actuator

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Práce řeší návrh elektrohydraulického pohonu pro ustavovací elementy pro obráběcí stroje (tzv. patky). Jedná se o pohon, který sestává z hydraulického válce a přidruženého zdroje tlakové kapaliny (tzv. screw pump). Hydromotor pracuje s malým zdvihem (10 mm), ale musí unést vysoké statické zatížení (až 60 kN). Účelem tohoto pohonu je výškové seřízení stroje v místě jednotlivých ustavovacích elementů. Osnova práce: Zpracujte rešerši v oblasti relevantních komponent. Navrhněte varianty možných řešení hydraulického válce a zdroje tlakové kapaliny pro dané konstrukční parametry. Pro zvolenou variantu zpracujte potřebné výpočty a konstrukční řešení vč. volby vhodného motoru s převodovkou. Rozsah grafické části: Výkres sestavy, návrhové výkresy hydromotoru a zdroje tlakové kapaliny. Doporučený rozsah textové části: 40 - 60 stran;

Seznam doporučené literatury:

HAVLÍK, L.; NOVOTNÝ, L.; SOUČEK, P. Method for Precise and Repeatable Machine Tool Adjustment on Foundation. MM Science Journal, 2022.
NOVOTNY, Lukas, et al. Modelling and optimization of machine tools on foundations. Journal of Machine Engineering, 2016, 16.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Lukáš Novotný, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Ing. Lukáš Havlík KOVOSVIT MAS

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **22.05.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **24.09.2023**

Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl 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 15.5.2023

.....

podpis

Poděkování

Na úvod bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Lukáši Novotnému, Ph.D. za vstřícnost, trpělivost, přínosné rady a dohled nad tvorbou této práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Lukáši Havlíkovi za odborné konzultace v oblasti konstrukce navrhovaného zařízení a panu Ing. Štěpánu Fialovi, Ph.D. za odborné konzultace v oblasti hydraulické části.

V neposlední řadě bych rád poděkoval svým rodičům a přátelům za podporu během celého studia, hlavně v období, kdy jsem se věnoval tvorbě této práce.

Anotace

Autor:	Antonín Jedlička
Název BP:	Návrh elektrohydraulického pohonu s nízkým zdvihem
Rozsah práce:	77 str., 53 obr., 6tab.
Školní rok vyhotovení:	2023
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Lukáš Havlík
Zadavatel:	Ústav výrobních strojů a zařízení
Využití:	Navržené řešení umožní, v kombinaci s dalšími technickými prostředky, jasně definované ustavení obráběcích strojů na základ.
Klíčová slova:	ustavování stroje, ustavovací patka, chytrá patka, elektro-hydraulická patka, screw pump, výškové seřízení, ustavovací zařízení, elektro-hydraulické zařízení
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu pro ustavovací elementy pro obráběcí stroje. Pohon sestává z hydraulického válce a přidruženého zdroje tlakové kapaliny. Práce obsahuje řešerši v oblasti podobných technických řešení a v oblasti dostupných komponent, návrh nedostupných komponent s potřebnými výpočty a výsledný návrh zařízení.

Annotation

Author:	Antonín Jedlička
Title of bachelor dissertation:	Design of low stroke electrohydraulic actuator
Extent:	77 p., 53 fig., 6tab.
Academic year:	2023
Univerzity:	CTU, Fakulty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines
Supervisor:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Consultant:	Ing. Lukáš Havlík
Submitter of the Theme:	Department of Production Machines
Application:	The designed solution, in combination with other technical means, will enable clearly defined setting up of machine-tools on the base.
Key words:	machine setting, setting foot, smart foot, electro-hydraulic foot, screw pump, height adjustment, setting actuator, electro-hydraulic actuator
Annotation:	The bachelor thesis tackles a design of a low stroke electrohydraulic actuator for machine-tools. The actuator consists of hydraulic cylinder and an associated source of hydraulic fluid. The thesis contains a research in the field of similar technical solutions and in the field of available components, design of unavailable components with needed computations and final design of the actuator.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Cíl práce	12
3	Stávající možnosti ustavování strojů	13
3.1	Podobná technická řešení	16
3.1.1	Upínání tenkých dílců	16
3.1.2	Inovativní detekce stavu obrobku	17
3.2	Dostupné komponenty pro hydraulický ustavovací element.....	19
3.2.1	Hydromotor	19
3.2.2	Hydrogenerátor – Screw pump	23
3.2.3	Snímač tlaku	26
3.2.4	Snímač polohy	29
3.2.5	Elektrický pohon	33
3.2.6	Planetová převodovka.....	36
3.3	Shrnutí kapitoly	39
4	Variety řešení návrhu	41
4.1	Varianta 1	42
4.2	Varianta 2	43
4.2.1	Varianta 2a	44
4.2.2	Varianta 2b	45
4.3	Zhodnocení variant	46
4.4	Výběr varianty	47
5	Návrh elektrohydraulického zařízení.....	48
5.1	Pohon	49
5.1.1	Servomotor a měnič	49

5.1.2	Planetová převodovka	49
5.1.3	Výstupní krouticí moment	50
5.2	Hydromotor a hydrogenerátor	51
5.2.1	Návrh vnitřních rozměrů hydromotoru a hydrogenerátoru	51
5.2.2	Návrh vnějších rozměrů hydromotoru a hydrogenerátoru	53
5.2.3	Volba nakupovaných součástí	56
5.2.4	Návrh pohybového šroubu hydrogenerátoru	58
5.2.5	Vedení hydraulické kapaliny	59
5.2.6	Zpětný pohyb hydromotoru	59
5.2.7	Kontrola objemové rezervy hydrogenerátoru	60
5.3	Spojení pohonu s hydrogenerátorem	61
5.3.1	Volba hřídelové spojky	61
5.3.2	Volba lineárního vedení pro kompenzaci translačního pohybu	62
5.4	Volba snímačů	66
5.4.1	Snímač tlaku	66
5.4.2	Snímač polohy	66
5.5	Konstrukce elektrohydraulického zařízení	66
6	Závěr	68

Přehled použitých veličin a jednotek

$+C_{oy}$	[N]	Statická únosnost vozíku lineárního vedení v kladném směru
$-C_{oy}$	[N]	Statická únosnost vozíku lineárního vedení v záporném směru
c_{II}	[-]	Součinitel pro míjivé zatížení
D'_{scr}	[mm]	Minimální navržený vnější průměr screw pump
D'_{val}	[mm]	Minimální navržený vnější průměr hydraulického válce
D_{scr}	[mm]	Vnější průměr screw pump
D_{val}	[mm]	Vnější průměr hydraulického válce
d_{had}	[mm]	Vnitřní průměr hydraulické hadice
$d_{šroub.}$	[mm]	Velký průměr závitu
d_{scr}	[mm]	Vnitřní průměr screw pump
d_{val}	[mm]	Vnitřní průměr hydraulického válce
E	[MPa]	Modul pružnosti
F	[N]	Síla zatěžující hydraulický válec
F_a	[N]	Axiální síla působící na píst (pohybový šroub) screw pump
g	[m/s ²]	Gravitační konstanta
$I_{m max}$	[A]	Maximální proud měniče
I_{max}	[A]	Maximální přípustný proud poskytovaný měničem
i_H	[-]	Převod hydraulické části (multiplikace síly)
i_p	[-]	Převodový poměr planetové převodovky
K	[MPa]	Asymptota
K_s	[Pa]	Modul pružnosti kapaliny HFD
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_{sm}	[Nm/A]	Konstanta krouticího momentu servomotoru
k_t	[-]	Koeficient tření těsnění ve válci
L_1	[mm]	Vzdálenost předních vozíků vedení od středu platle
L_2	[mm]	Vzdálenost zadních vozíků vedení od středu platle
L_{had}	[mm]	Délka hydraulické hadice
L_D	[mm]	Střed platle
L_M	[mm]	Vzdálenost těžiště motoru od středu platle
L_P	[mm]	Vzdálenost těžiště převodovky od středu platle
L_R	[mm]	Polovina rozchodu lineárního vedení
L_T	[mm]	Vzdálenost těžiště ocelových tyčí od středu platle
L_{scr}	[mm]	Zdvih screw pump
L_{val}	[mm]	Zdvih hydraulického válce
$Mk_{ap max}$	[Nm]	Maximální akcelerační moment planetové převodovky
$Mk_{p max}$	[Nm]	Maximální moment planetové převodovky
Mk_{max}	[Nm]	Maximální dosažitelný moment
Mk_{up}	[Nm]	Krouticí moment pro zdvih při plném zatížení
p_1	[MPa]	Vnitřní tlak
p_2	[MPa]	Vnější tlak
p_{max}	[MPa]	Hydraulický tlak při maximálním zatížení
$p_{ved.stat.}$	[MPa]	Maximální statický tlak trubkového vedení kapaliny
R_{1G}	[N]	Reakce předního vozíku od působení gravitace

R_{1L}	[N]	Celková reakce předního levého vozíku
R_{1LG}	[N]	Reakce předního levého vozíku od působení gravitace
R_{1LM}	[N]	Reakce předního levého vozíku na krouticí moment
R_{1P}	[N]	Celková reakce předního pravého vozíku
R_{1PG}	[N]	Reakce předního pravého vozíku od působení gravitace
R_{1PM}	[N]	Reakce předního pravého vozíku na krouticí moment
R_{2G}	[N]	Reakce zadního vozíku od působení gravitace
R_{2L}	[N]	Celková reakce zadního levého vozíku
R_{2LG}	[N]	Reakce zadního levého vozíku od působení gravitace
R_{2LM}	[N]	Reakce zadního levého vozíku na krouticí moment
R_{2P}	[N]	Celková reakce zadního pravého vozíku
R_{2PG}	[N]	Reakce zadního pravého vozíku od působení gravitace
R_{2PM}	[N]	Reakce zadního pravého vozíku na krouticí moment
R_{LM}	[N]	Síla od krouticího momentu na levou stranu vedení
R_{PM}	[N]	Síla od krouticího momentu na pravou stranu vedení
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$R_p(0,2)$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
r_1	[mm]	Vnitřní poloměr nádoby
r_2	[mm]	Vnější poloměr nádoby
SF_p	[-]	Koeficient bezpečnosti otláčení v závitech
$SF_{vzpěr}$	[-]	Koeficient bezpečnosti vzpěru
$SF\sigma_{red}$	[-]	Koeficient bezpečnosti redukovaného napětí
T_D	[N]	Tíhová síla platle
T_M	[N]	Tíhová síla motoru
T_T	[N]	Tíhová síla ocelové tyče
T_p	[N]	Tíhová síla převodovky
V_0	[mm ³]	Objem hydraulické kapaliny
V_{had}	[mm ³]	Objem hydraulické hadice
$V_{rez. scr}$	[mm ³]	Objemová rezerva screw pump
$V_{scr 1}$	[mm ³]	Objem screw pump po stlačení kapaliny
$V_{scr 2}$	[mm ³]	Výsledný objem screw pump po změnách objemu
V_{scr}	[mm ³]	Objem screw pump
ΔL_{had}	[mm]	Změna délky hydraulické hadice pod tlakem
ΔV_{had}	[mm ³]	Změna objemu hydraulické hadice pod tlakem
ΔV	[m ³]	Změna objemu kapaliny pod tlakem
Δp	[Pa]	Změna tlaku
η_p	%	Účinnost planetové převodovky
ν	[-]	Poissonovo číslo
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí
σ_o	[MPa]	Osové napětí
σ_r	[MPa]	Radiální napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_t	[MPa]	Tečné napětí

1 Úvod

Správné ustavení obráběcího stroje na základ je jeden ze základních požadavků pro zaručení jeho funkčnosti a dosažení maximálních užitných vlastností při jeho následném používání. Způsob, jakým jsou obráběcí stroje ustavovány a případně kotveny, záleží například na jejich velikosti. V případě této práce je počítáno se středně velkými obráběcími stroji, které jsou volně uloženy na základ. K uložení stroje a jeho seřízení se využívají nivelační prvky, kterými mohou být například klínové patky, umožňující výškové nastavení a sloužící k vyrovnání stroje do roviny. Zejména u strojů s nesamonosným rámem má správné ustavení přímý vliv na vnitřní geometrii stroje, která by se měla blížit svému ideálu, a dosáhnout tak užitných vlastností stroje. Středně velké volně stojící obráběcí stroje jsou umísťovány minimálně na šestici nivelačních prvků a jejich ustavení je tak staticky neurčitě a neopakovatelné. [1]

Tato práce se zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu pro ustavovací elementy obráběcích strojů. Jedná se o zařízení umožňující jasně definované a opakovatelné ustavení volně stojících obráběcích strojů, na základě předepsaného rozložení hmotnosti stroje na jednotlivé ustavovací elementy. Současně umožňuje ustavení stroje do roviny výškovým nastavením ustavovacích elementů. Navrhované zařízení slouží pouze k ustavení stroje a zaměření jeho polohy. Poté bude hmotnost stroje přenesena na konvenční nivelační prvky. Pomocí naměřených odchylek ze snímačů vzdálenosti bude stroj znovu ustaven co nejbližší k poloze při prvním ustavení. Ustavovací elementy je tak možné vyjmout a znovu používat.

Ustavovací elementy se skládají z hydraulického válce, přidruženého zdroje tlakové kapaliny (tzv. screw pump) a elektrického pohonu. Hydraulický válec pracuje s malým zdvihem (10 mm). Musí být však schopen unést vysoké statické zatížení (až 60 kN). Zároveň by měl být hydraulický válec vybaven naklápěcí koncovkou, umožňující vyklonění $\pm 2^\circ$. Zařízení také musí umožňovat odměřování zatížení hydraulického válce (s minimální přesností $\pm 5\%$ z měřeného rozsahu) a polohy ustavovaného stroje (s minimálním rozlišením 0,001 mm). Zástavbová výška hydraulického válce musí být maximálně 50 mm, aby bylo možné využití ustavovacího elementu i s nejnižší řadou klínových patek.

2 Cíl práce

Cílem práce je konstrukční návrh elektrohydraulického ustavovacího elementu pro obráběcí stroje včetně potřebné sensoriky pro měření zatěžující síly a polohy ustavovaného stroje, jakožto nutné vstupní veličiny pro automatický ustavovací systém. V úvodní rešerši budou představeny stávající možnosti ustavování obráběcích strojů a technická řešení pracující na podobném principu. Dále pak rešerše v oblasti vhodných dostupných komponent pro realizaci vlastního hydraulického ustavovacího elementu, jejich porovnání v rámci jednotlivých variant a zhodnocení, zda jsou vhodné k použití svými vlastnostmi a konstrukcí. Ve druhé části bude proveden návrh součástí ustavovacího elementu, které nejsou k dispozici s požadovanými vlastnostmi či parametry, a celkový návrh elektrohydraulického ustavovacího elementu. Součástí práce budou také návrhové výkresy a výkres sestavy.

3 Stávající možnosti ustavování strojů

V současné době se ustavování výrobních strojů provádí v podstatě manuálně, pomocí ustavovacích patek či nivelačních prvků. Jakým způsobem je stroj podepřen či zakotven záleží především na typu stroje, jeho rozměrech, hmotnosti a možnostech podkladu stroje.

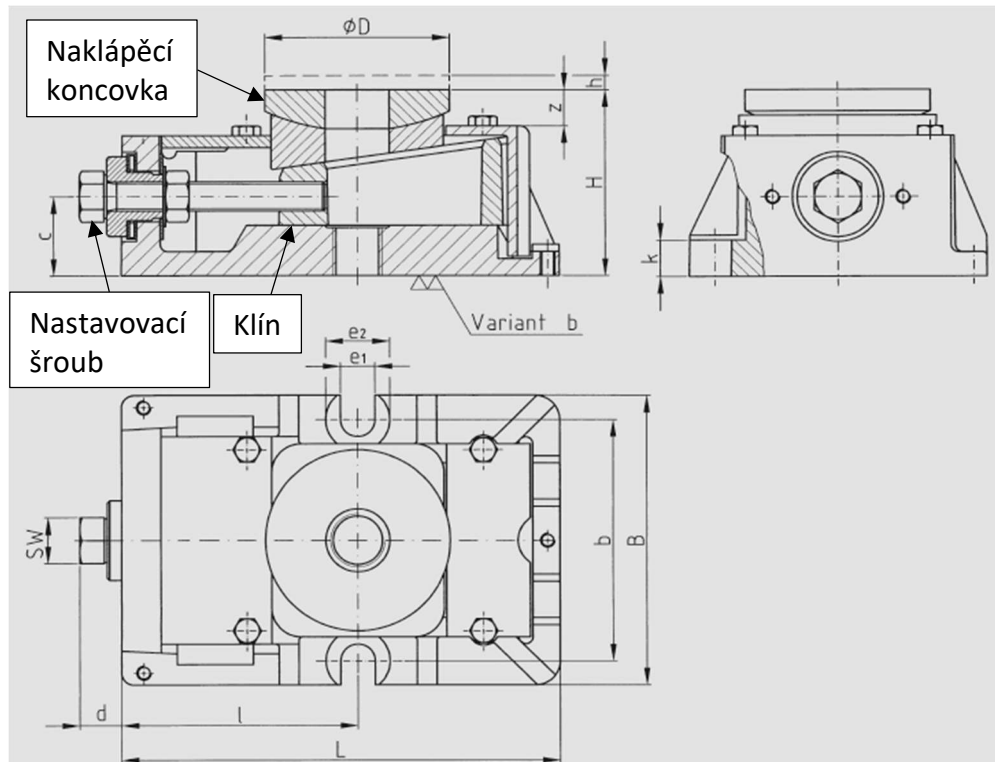
Správné ustavení stroje do roviny je základním předpokladem pro průběh nezmetkové a kvalitní výroby, a to především u soustruhů, kde má přímou souvislost s geometrií obráběcího stroje. K měření polohy stroje se používají bublinové vodováhy či elektronické libely. [2]

Po ustavení obráběcího stroje vždy probíhá kontrolní měření geometrie dle ISO 230-1. Z měření se zpracovává protokol, jehož součástí je schéma měření, tabulka naměřených hodnot, vyhodnocení stavu obráběcího stroje a případná doporučení na odstranění zjištěných závad. [3] [2]

Pokud se zaměříme na středně velké obráběcí stroje či centra s celkovou hmotností přibližně do dvaceti tun, jedná se především o volně stojící jednotky se samonosným rámem, který volně stojí na podkladu. Ten je většinou tvořen železobetonovou základní deskou, do které stroje nejsou kotveny. K podepření takových strojů se používají šroubové či klínové patky, které umožňují nastavení výšky a tím ustavení stroje do požadované geometrie. [1]

Klínové ustavovací patky

V této části jsou uvedeny patky od firmy BW-Fixatoren, konkrétně série RK. Jedná se o ustavovací patky fungující na klínovém principu, který je viditelný v řezu patkou na Obr. 1. Otáčením šroubu dochází k posunu klínu a tím k nastavování vysunutí. Patka je vybavena naklápěcí koncovkou, aby byl zajištěn správný kontakt s rámem stroje. V tabulce Tab. 1 jsou pak uvedeny hodnoty rozměrů z Obr. 1 a parametry jednotlivých variant patek. [1] [4]

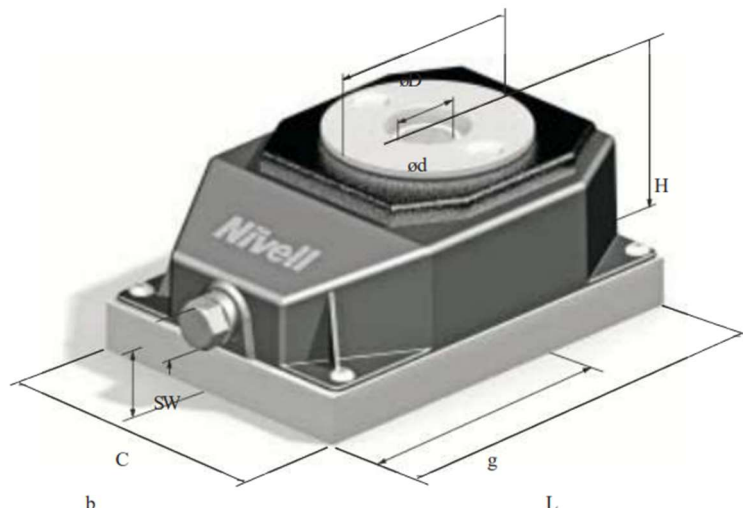


Obr. 1 - Klínová patka Series RK [4]

Size	L	B	H*	ØD	z	h	Permissible maximum load [N]	Recommended machine weight [N]	Spring constant in operation range [N/um]
I	175	105	55	60	13	5	90 000	10 000	2
II	178	120	75	75	15	5	120 000	20 000	4,5
III	220	150	95	90	17	6	240 000	40 000	8
IV	275	180	115	110	17	8	360 000	60 000	10
V	345	230	135	150	20	10	700 000	120 000	14
VI	420	270	165	200	32	13	1 200 000	200 000	18

Tab. 1 - Rozměry a hodnoty Series RK [4]

Druhým uvedeným příkladem jsou patky DK od výrobce Nivell s nosností 12 až 40 tun. Jejich konstrukce je velmi podobná jako u předchozí varianty, jedná se o volně stojící patky, s možností kotvení do podlahy pomocí průchozího šroubu. Patka je zobrazena na Obr. 2, kde jsou také uvedeny rozměrové kóty. Na Obr. 3 jsou pak uvedeny rozměry jednotlivých dostupných variant a jejich parametry na Obr. 4. [5]



Obr. 2 - Klínová patka série DK [5]

Data on DK precision levelling wedge	mm	DK-2 and DK-2/10	DK-3	DK-4
Length	L	175	200	260
Width	W	120	160	240
Distance to centre of through-hole	g	110	113	150
Unloaded height in lowest position	H	71	87	102
Height of centre of levelling screw	C	33	31	43
Diameter of spherical support surface	D	80	80	120
Diameter of central hole	d	ø 24.5	ø 31	ø 36.5
Hexagonal wrench for adjustment	SW	17	24	24

Obr. 3- Rozměry série DK [5]

Technical data for DK precision levelling wedges		DK-2/10	DK-2	DK-3	DK-4
Maximum adjustment load	kN	120	150	250	400
Fine adjustment	mm	10	7	7	9
Adjusting screw torque per 10kN	Nm	6	4	6	5
Adjusting screw torque at max.adjustment load	Nm	72	60	150	200
Height adjustment per adjusting screw turn	mm	0.546	0.375	0.444	0.375
Flexibility/rigidity	N/μm	5000	5000	6000	7500
Weight of basic design	kg	6.3	6.3	8	21

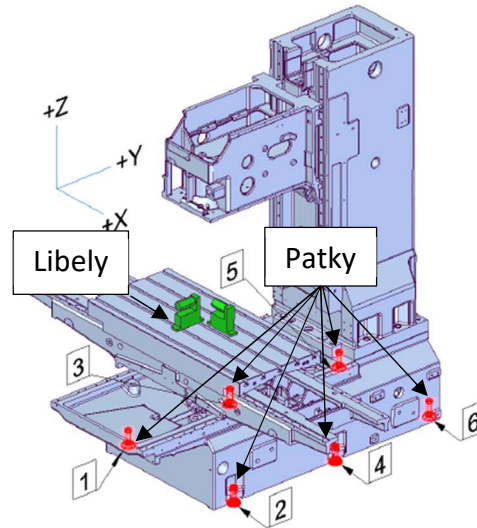
Obr. 4- Parametry série DK [5]

Z parametrů a rozměrů uvedených sérií klínových patek je viditelný velký rozptyl rozměrů i nosností. V případě této BP je cílem dosáhnout co největší univerzálnosti, aby bylo možné využít v kombinaci s co nejvíce patkami.

Podpěření rámu stroje

Podpěření rámu stroje musí být provedeno v optimálních bodech, aby došlo k požadované distribuci hmotnosti a zároveň byl rám podepřen tak, aby bylo zabráněno jeho případnému zkroucení. V neposlední řadě má podpěření značný vliv na vlastní frekvence stroje. Zde vzniká problém s distribucí hmotnosti, jelikož rám má zpravidla

větší počet podpěrných bodů, které jsou určeny. Dochází zde ke statické neurčitosti, jak je viditelné z Obr. 5, kde je znázorněno ustavování samonosné frézky s šesti podpěrnými body. [1] [6]



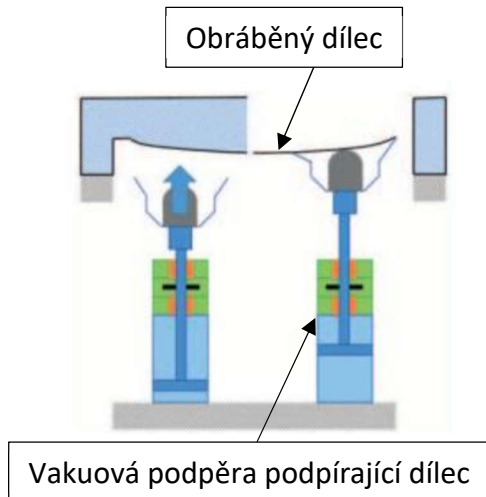
Obr. 5 - Frézka se samonosným rámem na šesti patkách [1]

3.1 Podobná technická řešení

3.1.1 Upínání tenkých dílců

Upínání tenkých dílců bylo předmětem řešení například projektu INTEFIX. Tento projekt se zabýval především zvýšením výkonnosti obráběcího procesu pomocí inteligentních upínacích systémů, které by měly být sestaveny z jednotlivých univerzálních modulů. Tyto upínací systémy obsahující snímače, hltiče a další prvky, by měl doplňovat algoritmovaný systém řízení schopný upravovat své chování na základě zjištěných informací ze snímačů a reagovat tak například na změny způsobené obráběcím procesem. Výsledkem by mělo být dosažení přesnějšího monitoringu společně se zvýšením kvality a přesnosti. [7]

Projekt byl složen z několika pracovních témat, včetně upínání dílců se specifickými požadavky a vývoj hardwarových i softwarových řešení. [7]

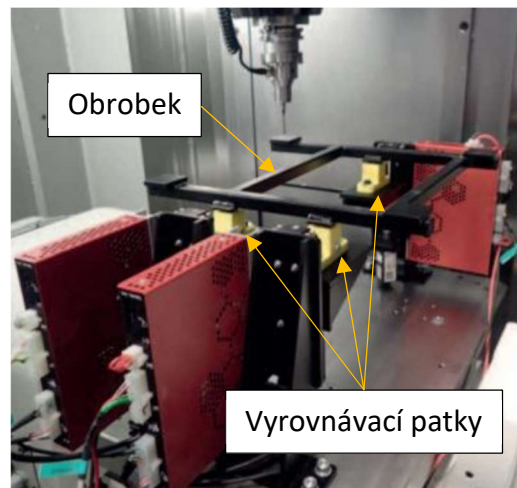


Obr. 6 - schématický návrh a technologický význam vakuové podpěry [7]

Jedním z témat, kterým se projekt zabýval, bylo dosažení produktivního a stabilního obrábění dílců o velkých charakteristických rozměrech s malou tloušťkou stěny, a to s poměrem řádově až 500:1. Součástí řešení byly navrženy vakuové podpěry, které jsou samostatně přistavitelné a pracují v automatickém režimu. Tyto podpěry jsou určeny k vyztužení obráběného dílce, aby bylo dosaženo co nejlepších parametrů.

Schématický návrh vakuových podpěr a jejich význam je znázorněn na Obr. 6. V rámci simulačních analýz byly také sestaveny nomogramy, zabývající se určením vhodného počtu, typu a velikosti podpěr, stejně tak i jejich rozložením. To vše v závislosti na tloušťce stěny materiálu a dovolené tvarové odchylce. [7]

Dalším tématem v tomto projektu bylo ustavování a vyrovnání obrobků v prostoru obráběcího stroje. Jednalo se převážně o odlitky a svařence. Výsledkem pak byl komplexní systém patek, obsahující servomechanismus a přímé odměřování polohy, určený pro vyrovnání obrobku. Ten je znázorněn na Obr. 7 při vyrovnávání obrobku a měření ustavení. Jednotlivé vyrovnávací patky jsou také vybaveny hydraulickou aretací polohy. Tento systém je řízen automaticky centrálním systémem řízení. [7]



Obr. 7 - měření a vyrovnání obrobku [7]

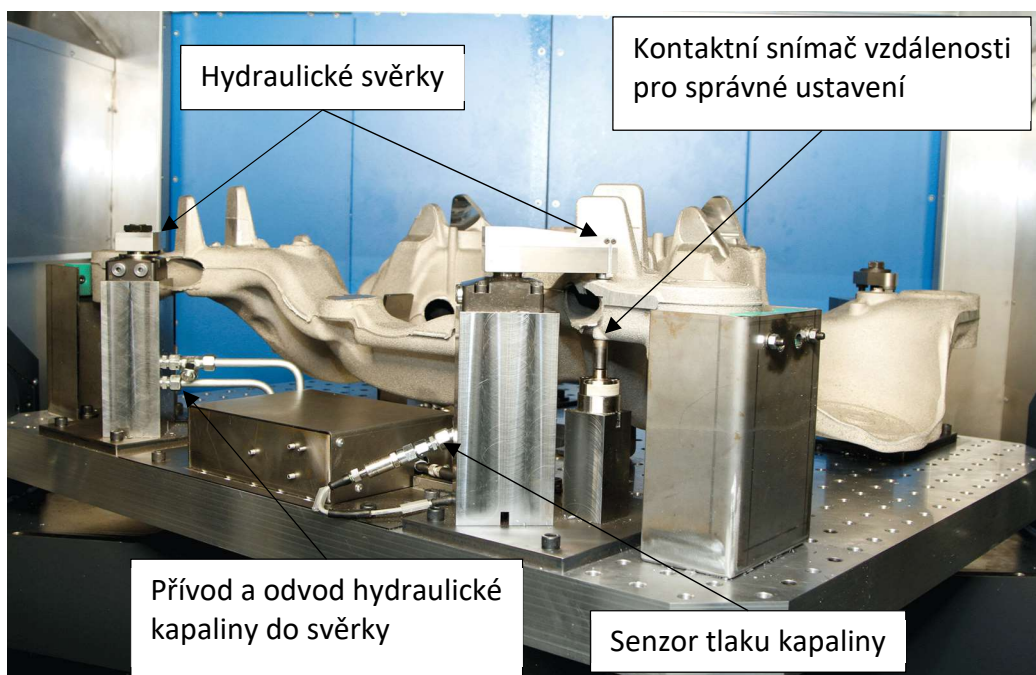
3.1.2 Inovativní detekce stavu obrobku

Firma Roemheld vyvíjí technologii upínání obrobků, která je vybavena snímači pro detekci vadných polotovarů a sledování výroby. Je vyvíjena v projektu firmy

Wenzler Maschinenbau, která se zabývá vývojem a výrobou obráběcích center zejména pro obrábění hliníkových dílů podvozku pro automobilový průmysl. [8]

Upínací technologie kontroluje obráběné díly na případné vady v odlitku a geometrické odchylky obrysu včetně kvality ploch. To je schopna kontrolovat a dokumentovat i během procesu obrábění. Dále je schopna detekovat, zda je součást správně vložena do upínacího přípravku a je správně upnuta. I v průběhu obrábění poskytuje informace o poloze obrobku a použité upínací síle svěrek, která se musí pohybovat v žádaném rozsahu a odpovídat specifikacím. Tyto parametry jsou přenášeny do řídicího systému, který je propojen s řídicím systémem obráběcího stroje, a po splnění všech předepsaných parametrů je tak možné započít proces obrábění. [8]

Ke sběru potřebných dat jsou v rámci upínacího přípravku použity hydraulické výkyvné svěrky, vybavené tlakovými senzory a dvěma kontaktními senzory. V prvním podpěrném bodě jsou přímo zaznamenávány upínací a podpěrné síly. V druhém bodě je pro určení polohy upínacího ramene použita svěrka s integrovaným měřením zdvihu. Přímá přítlačná síla je měřena pomocí dvou snímačů a upínací síla je měřena nepřímo snímačem tlaku v kapalině, umístěným v blízkosti svěrky. Rozložení jednotlivých prvků je viditelné na Obr. 8. [8]



Obr. 8 - Inovativní detekce stavu obrobku [8]

3.2 Dostupné komponenty pro hydraulický ustavovací element

V následující kapitole budou představeny jednotlivé komponenty potřebné k sestavení ustavovacího elementu. Dále pak budou představeny jejich dostupné varianty s důležitými parametry, na jejichž základě bude zhodnoceno, zda jsou vhodné pro žádané využití.

3.2.1 Hydromotor

Hydromotor, který zde slouží jako zdvihací člen pro ustavení obráběcího stroje do dané polohy, je limitován svými maximálními rozměry, hlavně výškovými, aby bylo možno jej použít v požadovaném rozsahu zdvihu a poté jej nahradit klasickými patkami, které převezmou jeho funkci podpěry po ustavení stroje. Celková maximální výška v nejnižší poloze hydromotoru (zástavbová výška) by měla být 50 mm. Limitní jsou však i jeho půdorysné rozměry, a to z toho důvodu, aby bylo možné jej integrovat do konstrukce a tu poté umístit co nejbližší ke klasické patce podpírající stroj. Dalším parametrem je nosnost, která vychází z hmotnosti stroje, který bude seřizován. Z důvodu, že se jedná o univerzální ustavovací element, který by mělo být možné použít u různorodých strojů, musí mít nosnost minimálně 60 000 N.

Z důvodu možných nerovností a úhlového rozdílu mezi podkladem (podlahou) a základnou stroje je nutné, aby pístitnice byla zakončena výkyvným elementem, který umožní náklon minimálně $\pm 2^\circ$, stejným jako je vybavena klínová patka vyobrazená na Obr. 1. Minimální zdvih pro ustavení stroje je požadován 10 mm.

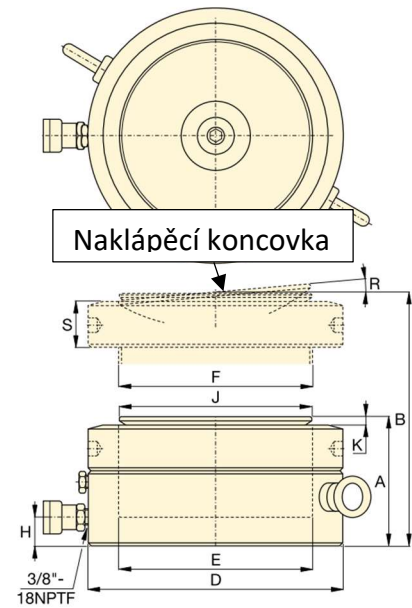
Z ekonomického hlediska by bylo vhodné tento díl, stejně jako všechny následující, zakoupit již hotový a pouze usadit do zástavby a připojit potřebné komponenty. Je však nutné pamatovat na poměrně přísná kritéria a požadavek, aby byl celek kompaktní.

V následující části bude tedy zpracován přehled nalezených variant hydromotorů a jejich posouzení.

Pancake CLP

Jedná se o válec typu Pancake série CLP od výrobce Enerpac. Tyto jednočinné válce jsou primárně určeny pro zdvihání těžkých břemen v těsných prostorech. Jsou vybaveny naklápěcí tlačnou koncovkou, která dovoluje vychylku až 5°. Jeho konstrukce je znázorněna na Obr. 9. [9]

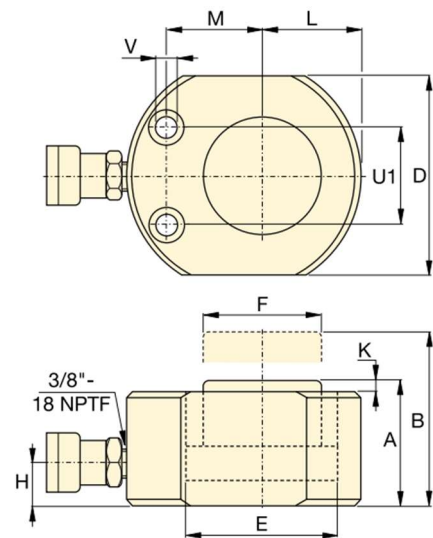
Z požadavku nosnosti by byl vhodný nejmenší model CLP-602, který má nosnost 60 kN. Vnější průměr válce 140 mm, zdvih 50 mm a umožňuje požadovaný náklon. Činná plocha válce je 8660 mm² a maximální provozní tlak 700 bar. Jeho zástavbová výška je však 125 mm, což je více než dvounásobek maximální požadované. [9]



Obr. 9 - Válec CLP ENERPAC [9]

RSM

Druhou variantou jsou válce RSM od stejného výrobce jako předchozí varianta. Tyto válce nejsou vybaveny naklápěcí koncovkou. Dále jsou vybaveny pružinou pro vratný pohyb válce. Návrh válce je uveden na Obr. 10. Problémem je ovšem stále zástavbová výška, která i bez naklápěcí koncovky činí 79 mm pro válec RSM – 750, který má požadovanou nosnost a činnou plochu válce 10260 mm². [9]

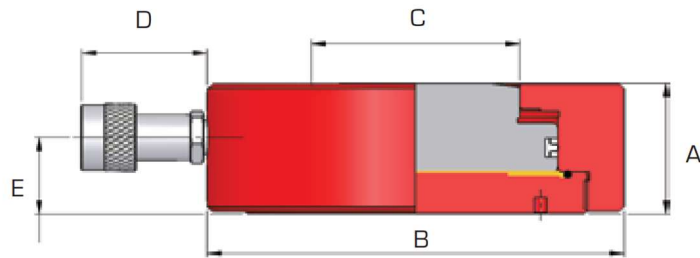


Obr. 10 - Válec RSM ENERPAC [9]

Pancake HVL

Firma Hi-Force hydraulic tools nabízí válce typu pancake s nosností od 10 do 104 tun. Válec s označením HVL10 má nosnost 10 tun, tedy přibližně 98 kN. Splňuje zástavbovou výšku, která je 28 mm, a vnější průměr válce je 87 mm. Válec je také vybaven vratnou pružinou. Jeho zdvih je však pouze 6 mm a není vybaven naklápěcí tlačnou koncovkou. Plocha pístu je 1440 mm² a maximální provozní tlak 700 bar. Dle výrobce se jedná

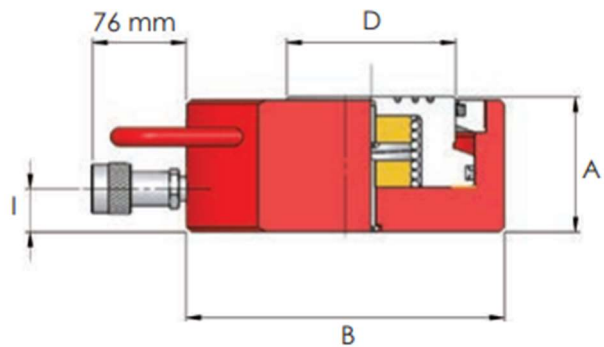
o nejvyšší hydraulické válce na trhu, které jsou vhodné pro vyrovnávání strojů. Jeho konstrukční řešení je znázorněno na Obr. 11 v částečném řezu. [10] [11]



Obr. 11 - Válec HVL Hi-Force [11]

HPS

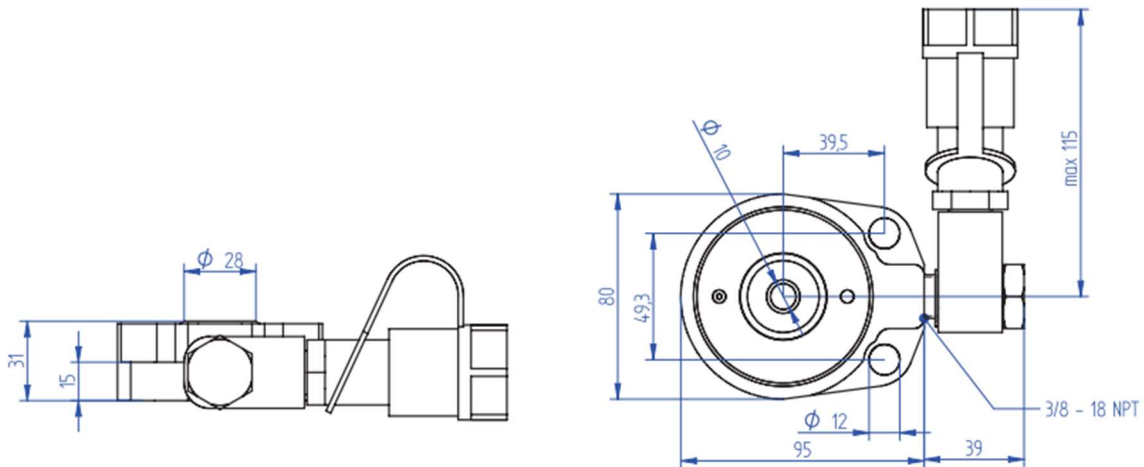
Jedná se o další válec od firmy Hi-Force hydraulic tools s označením HPS 100. Nosnost je opět 10 tun. Splňuje zástavbovou výšku, která je u tohoto modelu 46 mm, a disponuje zdvihem 10 mm. Plocha pístu je opět 1440 mm². A maximální provozní tlak 700 bar. Jeho konstrukce v částečném řezu je znázorněna na Obr. 12. Výrobce dokonce nabízí přizpůsobení válce na vyžádání. Bohužel ani tento model však není vybaven naklápěcí koncovkou. Výrobce sice má v nabídce naklápěcí koncovky jako doplněk, ale ne k této řadě válců. [10] [12]



Obr. 12 - Válec HPS Hi-Force [12]

WW-FZ-020-06

Výrobce Werner-Weitner nabízí hydraulický válec, jehož píst je zakončen zaoblenou plochou, která by měla zajistit bodový styk mezi koncem pístu a základnou stroje, tím umožnit i potřebný náklon. Jedná se o model WW-FZ-020-06, jehož nosnost je 194 kN a zástavbová výška 31 mm. Jeho zdvih je však pouze 6 mm. Rozměry tohoto modelu jsou znázorněny na Obr. 13. [13]



Obr. 13 - Válec Werner-Weitner WW-FZ-020-06 [13]

Závěr

Ačkoli je nabídka výrobců hydraulických válců poměrně široká, ať už se jedná o jednotlivé typy nebo jejich nosnost a možné příslušenství, které lze dokoupit, nepovedlo se najít hydraulický válec, který by splňoval všechna požadovaná kritéria.

Výrobců je samozřejmě mnohem více než kteří zde byli představeni. Jejich nabídka je však velmi podobná a jejich válce mají nejen srovnatelné vlastnosti, ale i velmi podobný (velmi často stejný) design. Proto lze předpokládat, že se jedná o ty samé válce, jen pod označením jiného výrobce.

Nejblíže požadovaným parametrům je válec HPS, který splňuje zástavbové rozměry, nosnost i požadovaný zdvih. Bohužel však není vybaven naklápěcí koncovkou. Válec WW-FZ-020-06 by sice měl být schopen umožnit požadované vyklonění z důvodu zaobleného konce pístu, nejedná se však o ideální řešení, které by mohlo mít za následek sklouznutí stroje. Oproti tomu válec Pancake CLP vybavený naklápěcí koncovkou nesplňuje zástavbové rozměry. [9] [10] [12] [13]

Z těchto důvodů je nutné navrhnout vlastní hydraulický válec, který bude splňovat všechny požadavky, aby byl jeho provoz bezproblémový a bezpečný. Důležité však je, jak je možné se z jednotlivých variant přesvědčit, že návrh hydraulického válce o požadovaných parametrech by měl být možný.

3.2.2 Hydrogenerátor – Screw pump

Hydrogenerátor hydraulického ustavovacího elementu pro obráběcí stroje bude sloužit vždy jen pro jednu patku (hydromotor). Tímto řešením bude dosaženo kompaktnosti celku jednoho ustavovacího elementu. Další výhodou tohoto řešení je, že není potřeba hydraulický rozvod pracovní kapaliny od centrálního zdroje. Rozvod by byl pravděpodobně řešen hadicemi a bylo by nutné jej osadit rozvaděči pro řízení jednotlivých patek. Tím by se stalo zařízení velmi složitým a při přesunu k jinému stroji na seřízení by bylo nutné jej rozpojit, čímž by mohlo docházet k úniku pracovní kapaliny a ke znečištění prostředí.

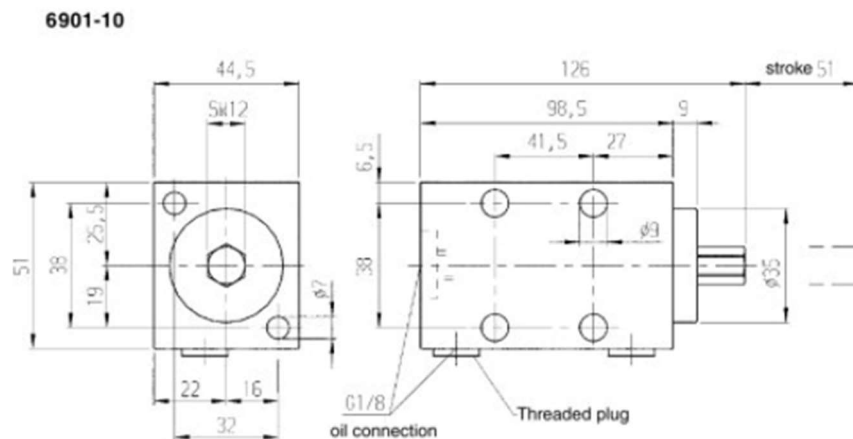
Při použití hydrogenerátoru pro každý hydromotor se jedná o uzavřený hydraulický obvod, který pracuje v ideálním případě s konstantním objemem pracovní kapaliny. Nastavení požadovaného vysunutí pístu hydraulického válce bude přímo řízeno příslušným hydrogenerátorem.

Hydrogenerátor tedy musí být schopen pracovat s požadovaným tlakem pracovní kapaliny a jeho objem na jeden zdvih musí zajistit požadované vysunutí pístu hydromotoru. Rozměry hydrogenerátoru nesmí být příliš velké, aby šel zakomponovat do celku o požadovaných rozměrech a po zastavení musí zajistit neměnnou polohu vysunutí hydromotoru. Z těchto důvodů se jako ideální řešení zdá být tzv. „screw pump“, což je ve své podstatě lineární hydrogenerátor, jehož pohon je zajišťován pohybovým šroubem.

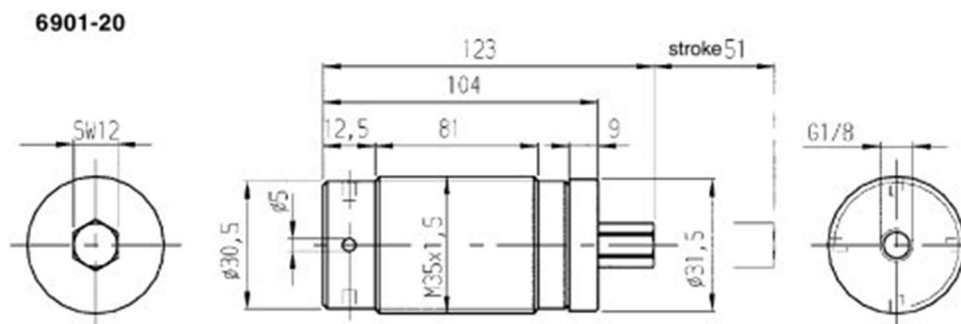
Vzhledem k faktu, že nebyl nalezen hydromotor o požadovaných parametrech, jsou u následujících variant hydrogenerátorů vždy uvedeny vypočtené parametry vhodného hydromotoru, se kterým by byl jejich provoz možný. Parametry přidruženého hydromotoru byly vypočteny na základě objemu hydrogenerátoru a jeho maximálního provozního tlaku.

Screw Pump AMF

Screw Pump od výrobce AMF pod označením 6901-10, 6901-20 nabízí celkový objem 26 cm^3 a maximální provozní tlak 350 bar. Výrobce ovšem udává že vzhledem ke stlačitelnosti hydraulického oleje se musí brát v potaz pouze 70 % objemu, tedy $18,2 \text{ cm}^3$. Při použití této varianty by musel hydromotor pro požadovaný zdvih disponovat průměrem válce 48 mm a tlak při zatížení by byl 332 bar. Rozměry 6901-10 s tělem ve tvaru kvádra jsou viditelné na Obr. 14. Tato varianta by musela být pootočená o 90° , aby splňovala zástavbovou výšku. Vhodnější by proto byla varianta 6901-20 zobrazená na Obr. 15, která má válcové tělo s vnějším závitem M35x1,5. Krouticí moment, který je dle výrobce nutné vyvinout na šroub při maximálním tlaku 350 bar, činí 47,5 Nm. [14]



Obr. 14 - Screw Pump AMF 6901-10 [14]



Obr. 15- Screw Pump AMF 6901-20 [14]

Screw Pump Kostryka

Výrobce Kostyrka nabízí screw pump s označením 1221.25. Její objem je 12 cm³ a maximální dovolený tlak 550 bar, bylo by ji tedy možné použít v kombinaci s válcem o průměru 38 mm. Výrobce ovšem neudává žádné doporučení vzhledem ke stlačitelnosti kapaliny. Pokud bychom použili doporučené využití max. 70% objemu od ostatních výrobců, dostaneme objem 8,4 cm³, což je nedostatečné. [15]

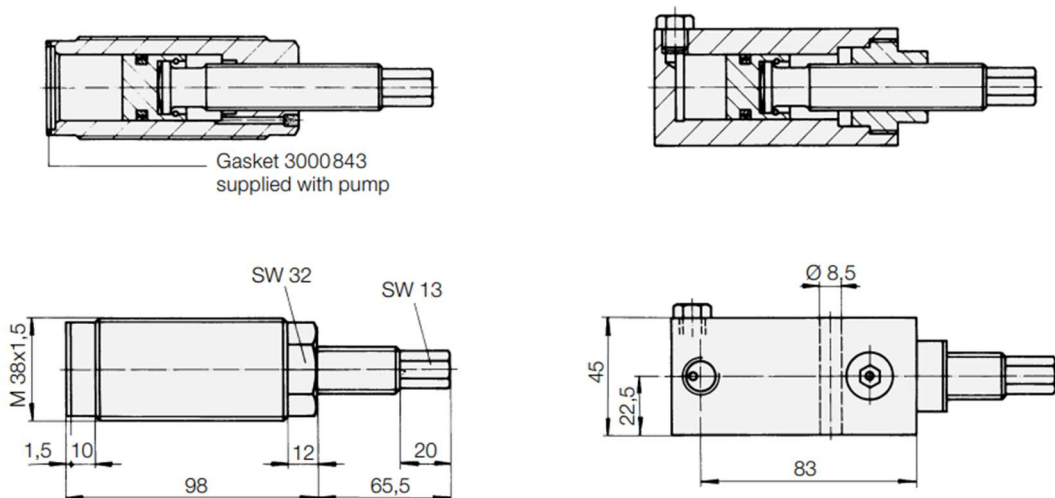
Screw Pump Roemheld

Výrobce Roemheld nabízí Srew Pump D 8.819 v provedení s tělem ve tvaru bloku nebo válce se závitem, která je určena jako zdroj tlaku pro velmi malý upínací rozsah. Její maximální pracovní tlak je 500 bar a disponuje objemem 21 cm³. Výrobce ovšem opět udává, že z důvodu stlačitelnosti se musí počítat s 60 až 70 % objemu pumpy, tedy 13 cm³ (1 % objemu na 140 bar). Pro průměr pístu hydromotoru 40 mm by byl potřebný objem oleje 12,5 cm³ a tlak při požadovaném zatížení 478 bar. Jednalo by se tedy o řešení velmi blízko hranici maximálních parametrů. Konstrukční řešení těchto Srew Pump je znázorněno na Obr. 16 včetně základních rozměrů. [16]

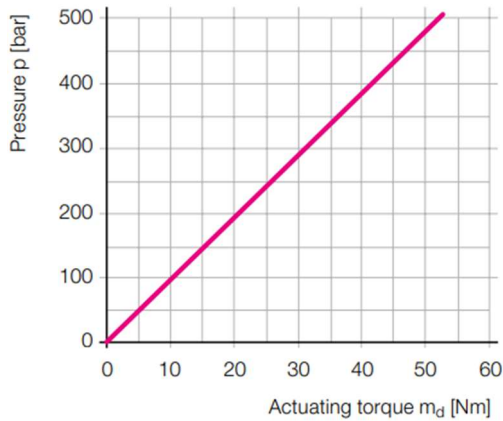
Z přiložené závislosti v katalogu, uvedené na Obr. 17, lze dále vyčíst, že potřebný krouticí moment, který by bylo nutné vyvinout na šroub pumpy, je přibližně 50 Nm. Dále by tyto varianty splňovaly požadovanou zástavbovou výšku a půdorysné rozměry. [16]

Threaded-body type

Block-body type



Obr. 16- Screw Pump Roemheld D 8.819 [16]



Obr. 17 - Závislost tlaku a momentu pro D 8.819 [16]

Závěr

Hydrogenerátory typu screw pump jsou v nabídce některých výrobců a jejich parametry jsou u dvou z uvedených variant dostatečné pro řešení této BP. Výrobci počítají s tím, že budou použity pro upínání obrobků, kde je potřeba vyvodit velký tlak na malý zdvih. Z toho důvodu by se obě varianty dostávaly velmi blízko ke svým maximálním parametrům. Ovšem i po

snížení objemu, dle doporučení výrobci, by měly být použitelné. [14] [15] [16]

3.2.3 Snímač tlaku

Hodnoty ze snímače tlaku hydraulického nastavovacího elementu pro obráběcí stroje jsou zde primárně použity jako vstupní veličina pro řídicí systém. Hlavním využitím snímače je zjišťování tlaku provozní kapaliny pro přepočítání a následné zjištění zatížení na jednotlivé patce, se kterým řídicí systém dále pracuje, aby zatížení patek bylo ideální. Požadovaná přesnost měření zatížení, působícího na patku, musí být minimálně $\pm 5\%$. Dále je důležité znát tlak pracovní kapaliny, aby se mohl porovnávat s maximálním tlakem a v případě přetížení byl zastaven pohon hydrogenerátoru. Samozřejmostí je volba snímače, který bude disponovat používaným rozsahem tlaku v kapalině, který je předběžně 0 – 50 MPa.

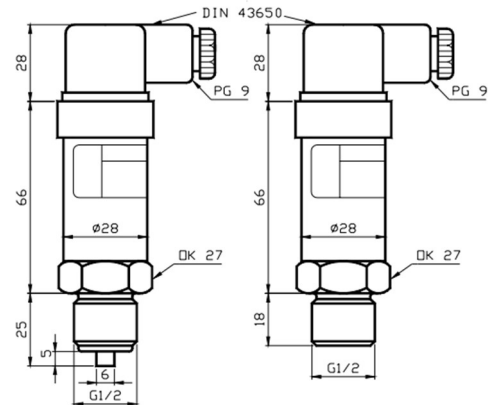
Z důvodu požadavku připojení snímače k řídicímu systému v režimu zpětnovazebního čidla, musí být vybaven analogovým nebo digitálním výstupem, aby bylo možné jej připojit. Konkrétní umístění snímače bude upřesněno na základě konstrukce nastavovacího elementu. Tlak v hydrostatickém okruhu je všude stejný a je tak možné jej umístit do jakékoli části hydraulického obvodu.

Cressto série A

Výrobce Cressto nabízí snímač tlaku série A s keramickou měřicí membránou pro měření relativního tlaku vůči atmosféře, nebo absolutního tlaku vůči vakuu pro kapalná i plynná média. Díky konstrukci je možno měření tlaku i u médií s agresivním charakterem. Snímač je vybaven standardizovanými proudovými i napěťovými výstupy. Je vyroben

z nerezové oceli a připojuje se šroubením se závitem $G \frac{1}{2}$, případně $M20 \times 1,5$. Jednotlivá rozhraní jsou viditelná na Obr. 18, kde jsou uvedeny i rozměry snímače. Snímač pracuje na piezorezistivním principu. Jeho výstupní signál je zesílen výstupní elektronikou, kompenzován a zkalibrován. Snímač může být vybaven proudovým dvouvodičovým výstupem $4 \div 20$ mA, třívodičovým $0 \div 20$ mA, nebo napěťovým výstupem s rozsahem $0 \div 10$ V. Doporučené je stejnosměrné napájecí napětí 24 V, které je realizováno kabelovou vývodkou o velikosti PG9. [17]

Snímač je vyráběn pro různé rozsahy jmenovitého tlaku až po rozsah $0 \div 60$ MPa, který by byl vhodný pro žádané použití. Maximální chyba nastavení činí dle výrobce 1% a teplotní chyba rozsahu maximálně 0,3% / 10°C . [17]

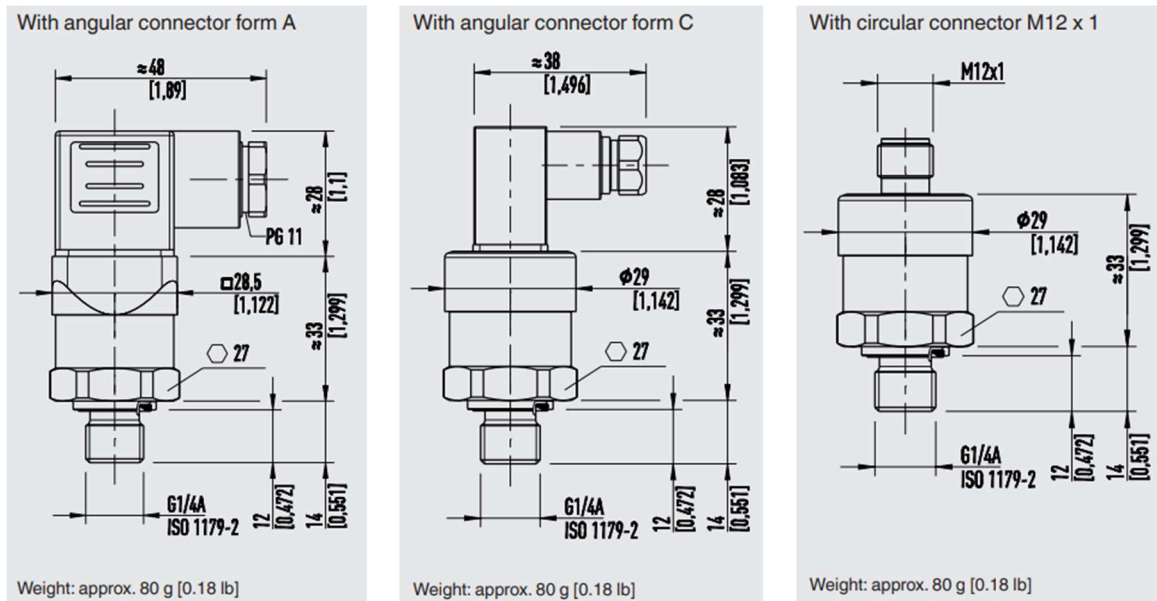


Obr. 18 - CRESSTO snímač tlaku série A [17]

WIKA A-10

Výrobce WIKA nabízí hydraulický tlakový snímač A-10 pro všeobecné průmyslové použití s maximálním měřicím rozsahem $0 \div 1000$ bar. Pro žádané použití by byl pravděpodobně vhodný rozsah $0 \div 600$ bar. V nabídce je s nelinearitou 0,25% a 0,5%. Vzhledem k tomu, že se jedná o snímač pro všeobecné a celosvětové použití, je nabízen s různými tlakovými jednotkami a procesním připojením, které lze zvolit pro konkrétní provozní podmínky. [18]

Pro připojení snímače lze volit například mezi závity $G \frac{1}{2}$ ", $G \frac{1}{4}$ " nebo $M20 \times 1,5$. V nabídce jsou i další možnosti připojení. Snímač může být vybaven proudovým výstupem $4 \div 20$ mA nebo napěťovým stejnosměrným výstupem s rozsahem $0 \div 10$ V, $0 \div 5$ V, $1 \div 5$ V a $0,5 \div 4,5$ V. Varianty výstupů jsou znázorněny na Obr. 19 včetně rozměrů jednotlivých variant. Nabízen je také s několika normalizovanými výstupními konektory včetně PG9, který je standardním, dále pak PG11, PG13,5 nebo s lisovaným kabelem dle normy DIN 175301-803 A, případně B. V nabídce je také čtyřpinový kruhový konektor M12x1. [18]

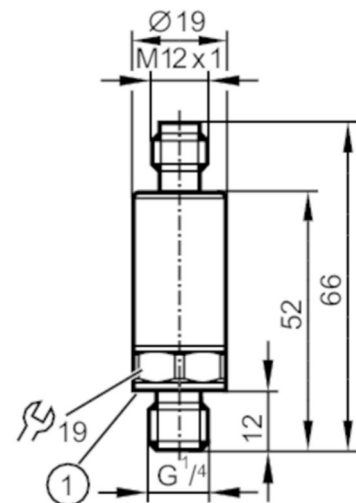


Obr. 19 - varianty konektorů snímače WIKA A-10 [18]

IFM PT5401

Výrobce IFM nabízí snímač relativního tlaku PT5401, který disponuje analogovým výstupním signálem 4÷20 mA. Maximální nabízený měřicí rozsah je 0÷25 MPa. Snímač je určen pro průmyslové použití k měření kapalných a plyných médií. Provozní napětí se může pohybovat v rozsahu 8,5÷36 V DC. Díky kompaktnímu pouzdru z nerezové oceli je snímač vhodný pro použití v omezeném prostoru. [19]

Snímač je vybaven procesním připojením pomocí vnějšího závitu G ¼. Těsnění procesního připojení je provedeno těsnícím kroužkem FKM. Charakteristická odchylka je uvedena $\pm 0,5\%$ měřicího rozsahu a dlouhodobá stabilita $\pm 0,1\%$ rozsahu za 6 měsíců. Rozměry uvedeného snímače se nachází na Obr. 20. [19]



Obr. 20 - IFM PT5401 [19]

Závěr

Snímače tlaku jsou na trhu dostupné s širokou škálou parametrů. Ve většině případů se jedná o základ snímače, jehož konkrétní parametry si zájemce volí dle svých požadavků a možností. Bylo tedy zjištěno, že snímače tlaku kapaliny pro navrhovanou aplikaci jsou dostupné. Volba konkrétního snímače však bude záležet na výsledném rozsahu tlaku pracovní kapaliny a rozměrových možnostech v rámci konstrukce celého zařízení.

3.2.4 Snímač polohy

Snímač polohy u hydraulického ustavovacího elementu obráběcího stroje bude použit primárně při přesunu zatížení z patky ustavovací na konvenční patku, která bude podpírat stroj po odebrání ustavovacích patek. Průběh přesunu zatížení mezi patkami je následující.

Obráběcí stroj je ustaven pomocí hydraulických ustavovacích patek do požadované pozice, poté jsou konvenční patky dotaženy rukou k základně obráběcího stroje. Postupně je vždy jedna hydraulická patka snížena a nesenou hmotnost tak na sebe přebírá konvenční patka. Během tohoto kroku dochází k poklesu dané části stroje, který zaznamená ve formě odchylky právě snímač polohy. Na základě této odchylky je pak stroj manuálně ustaven do požadované pozice. Improvizované řešení ustavovacího elementu je popsáno na Obr. 21. [1]

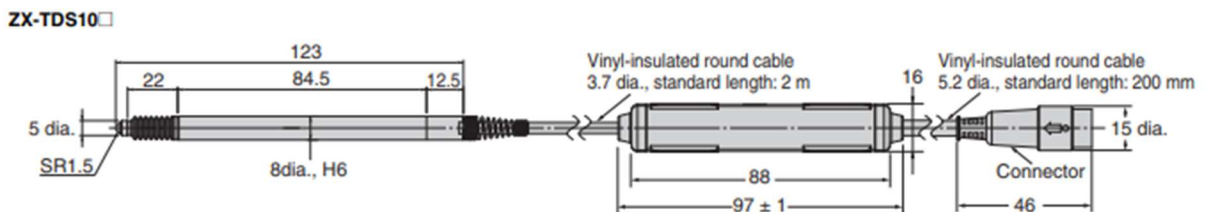


Obr. 21 - Improvizovaná konstrukce ustavovacího elementu [1]

Tyto snímače musí disponovat analogovým nebo digitálním výstupem, aby bylo možné je zapojit v režimu zpětnovazebního čidla. Rozlišení snímače polohy je dle požadavků minimálně 0,001 mm s přesností minimálně $\pm 5 \mu\text{m}$. Rozsah snímače by měl být v ideálním případě pro celý rozsah zdvihu, tedy 10 mm, minimálně však pro zdvih v polohové vazbě, který je 2 mm.

Kontaktní snímač vzdálenosti ZX-TDS10

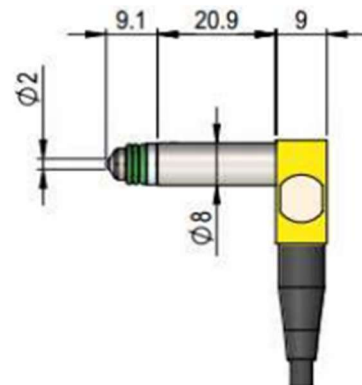
Jedná se o kontaktní snímač polohy od firmy OMRON s označením ZX-TDS10, který disponuje měřícím rozsahem 10 mm s rozlišením 0,4 um a linearitou +- 5 %. Napájen je 12 nebo 24 V DC. Snímač lze osadit šálou špiček, například kulovou, plochou nebo trnem. Krytí snímače je IP65. Na Obr. 22 jsou viditelné rozměry hlavních částí snímače, a to sensorové hlavy, předzesilovače a výstupního konektoru. Tento snímač by byl tedy schopen pokrýt rozsah celého zdvihu, ovšem vzhledem ke svým rozměrům nespĺňuje maximální zástavbovou výšku. [20]



Obr. 22 - Rozměry OMRON snímač ZX-TDS10 [20]

Kontaktní snímač vzdálenosti T202F

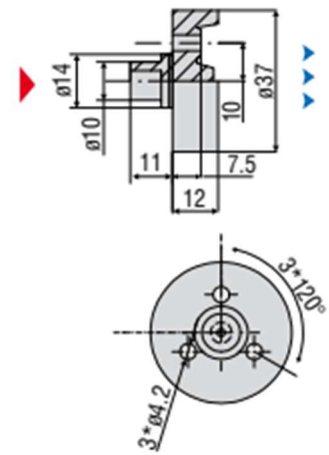
Jedná se o snímač T202F od české firmy Mesing. Připojení je radiální, což snižuje nutnou zástavbovou výšku. Výška snímače ve střední poloze je 39 mm, jak je viditelné z Obr. 23, a je tak možné jej zakomponovat do zástavby. Měřící zdvih je však pouze +- 1 mm a celkový zdvih 2,5 mm. Opakovatelnost měření je udávána 0,02 um a citlivost 73,75 +- 0,15 mV/(V*mm). Zapojení je provedeno do půlmostu a je TESA kompatibilní. Krytí snímače je IP64. Měřící dotek je proveden přes kuličku o průměru 2 mm a napájecí napětí jsou 3V. Firma Mesing má v nabídce mnoho snímačů vzdálenosti lišících se svými rozměry, přesností a rozsahem měření. [21]



Obr. 23-Rozměry Mesing T202F [21]

Snímač vzdálenosti pracující na principu vířivých proudů

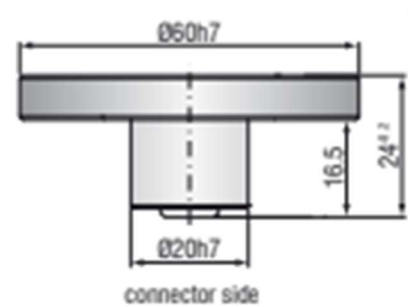
Snímač na principu vířivých proudů nabízí například firma Micro-epsilon. Jedná se o přesné senzory k měření posunutí a vzdálenosti feromagnetických i neferomagnetických materiálů, které jsou vhodné k použití v průmyslovém prostředí. V nabídce je například snímač EU15 s měřícím rozsahem 15 mm a rozlišením 0,75 μm . Krytí snímače je IP 64 a svými rozměry, které jsou uvedeny na Obr. 24, je vhodný pro zástavbu. Měřený předmět musí být minimálně o průměru 111 mm, což by měl měřený rám stroje splňovat. [22]



Obr. 24-Rozměry EU15 [22]

Kapacitní snímač vzdálenosti

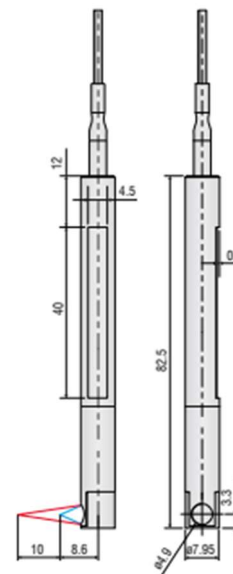
Kapacitní snímač vzdálenosti funguje na principu ideálního deskového kondenzátoru. Snímačem protéká střídavý proud, jehož amplituda je úměrná vzdálenosti. Firma Micro-epsilon nabízí snímač CS10, jehož pracovní rozsah činí 10 mm s rozlišením 7,5 nm. Minimální cílový průměr je 57 mm. Svou konstrukcí a rozměry, znázorněnými na Obr. 25, je vhodný do zástavby. Celková výška snímače a úhlového konektoru je po sestavení $24 + 20,5 = 44,5\text{mm}$. Vejde se tedy do požadované zástavbové výšky. [23]



Obr. 25-Rozměry CS10 [23]

Konfokální snímač vzdálenosti

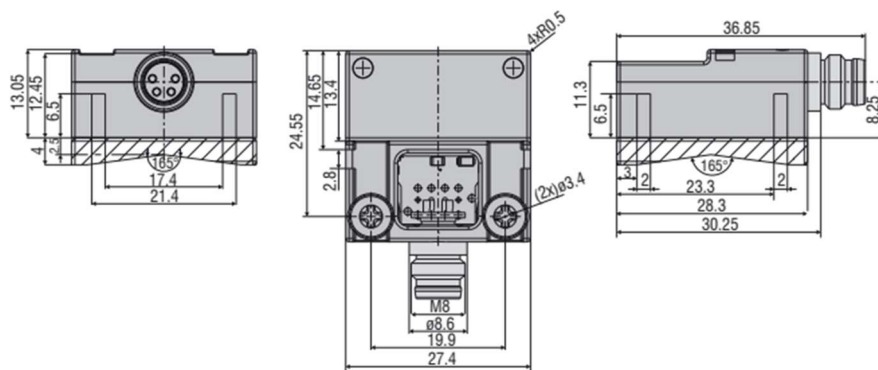
Jedná se o optický snímač vzdálenosti využívající rozkladu bílého světla do monochromatických vlnových délek, které se odrážejí od měřeného povrchu a vracejí se zpět do senzoru citlivého na světlo. Firma Micro-epsilon nabízí snímač IFS2403/90-10, který je díky své konstrukci měřícího paprsku na straně, vhodný do zástavby. Což je viditelné na Obr. 26. Jeho měřící rozsah je 10 mm s rozlišením 250 nm. Při použití tohoto snímače by musel být na měřenou plochu nalepen měřící terč, jelikož snímač vyžaduje ke správnému měření hladký a lesklý povrch. [24]



Obr. 26- Rozměry IFS2403/90-10 [24]

Magneto-indukční snímač vzdálenosti

Magneto-indukční snímač je založen na kombinaci výhod magnetických a indukčních snímačů. K měřenému objektu je připevněn magnet, pohyb magnetu vyvolá změnu magnetického toku, kterou detekuje cívka ve snímači. U tohoto snímače lze snadno změnit jeho rozsah, a to pouze změnou použitého magnetu. Firma Micro-epsilon nabízí snímač MDS-40-MK-SA8-I, jenž je znázorněn včetně rozměrů na Obr. 27. A který v kombinaci s magnetem RL21 nabízí měřicí rozsah 30 mm s rozlišením 0,05 % z měřeného rozsahu. [25]



Obr. 27- Snímač SA8 [25]

Závěr

Existuje několik typů snímačů vzdálenosti založených na odlišných principech. U kontaktních snímačů byl zjištěn rozpor mezi požadovaným rozsahem měření a rozměry snímače. Proto se zdá být vhodnější použít jednu z bezkontaktních variant. Prostorově vychází nejlépe konfokální snímač vzdálenosti, kde by však musel být použit měřicí terč. U magneto-indukčního snímače zas musí být použit magnet jako objekt měření. Z tohoto pohledu vyplývá jako nejvhodnější varianta kapacitní snímač CS10, který splňuje požadovaný rozsah měření, není nutné použití měřicího terče a svými rozměry je vhodný do zástavby. [20] [21] [22] [23] [24] [25]

3.2.5 Elektrický pohon

Elektrická pohonná jednotka elektrohydraulického pohonu s nízkým zdvihem musí na prvním místě splňovat zástavbové rozměry, a to hlavně maximální možnou výšku, aby nedošlo při provozu ke kontaktu s ustavovaným strojem. Dále musí být elektrický pohon polohovatelný se zpětnou vazbou, což jsou vlastnosti potřebné ke správné funkci s řídicím systémem celého elektrohydraulického pohonu. V neposlední řadě musí mít dostatečný krouticí moment pro pohon, jeho otáčky vzhledem k aplikaci nehrají významnou roli. Z těchto důvodů je vhodné použít servomotor.

Vzhledem k faktu, že servomotory pro průmyslové využití jsou vyráběny s normalizovanými přírubami, připadají v úvahu motory s kódem příruby F1 (40mm).

V následující části jsou proto od výrobců uvedeny motory splňující zástavbové rozměry s maximálním nabízeným točivým momentem.

AM8013-wDyz

Jedná se o třífázový synchronní motor od firmy Beckhoff buzený permanentním magnetem z řady AM8000. Nominální napájecí napětí je pak v rozsahu 100 až 230 V AC a disponuje jmenovitými otáčkami 8000 /min. [26]

Servomotor AM8013-wDyz disponuje jmenovitým krouticím momentem 0,45 Nm. Maximální krouticí moment je 2,04 Nm a vzhledem ke konstrukci motoru je přibližně konstantní až do 5500 ot/min, což je viditelné z charakteristiky na Obr. 28. Roztečný průměr děr pro šrouby v přírubě je 46mm. [26]

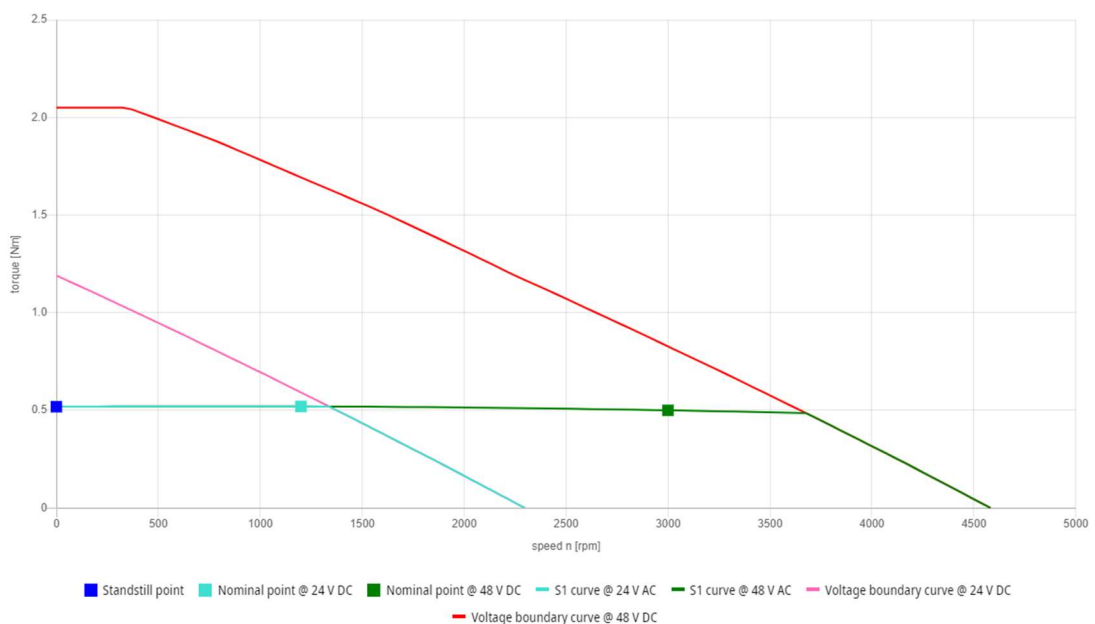


Obr. 28 - Beckhoff AM8013 krouticí moment/otáčky [26]

AM8113-wFyz

Druhou variantou je stejnosměrný třífázový synchronní motor buzený permanentním magnetem z řady AM8100 opět od výrobce Beckhoff. Řada těchto motorů pracuje s nominálním napětím v rozsahu 24 až 48 V DC. A jmenovité otáčky jsou 3000 /min. [27]

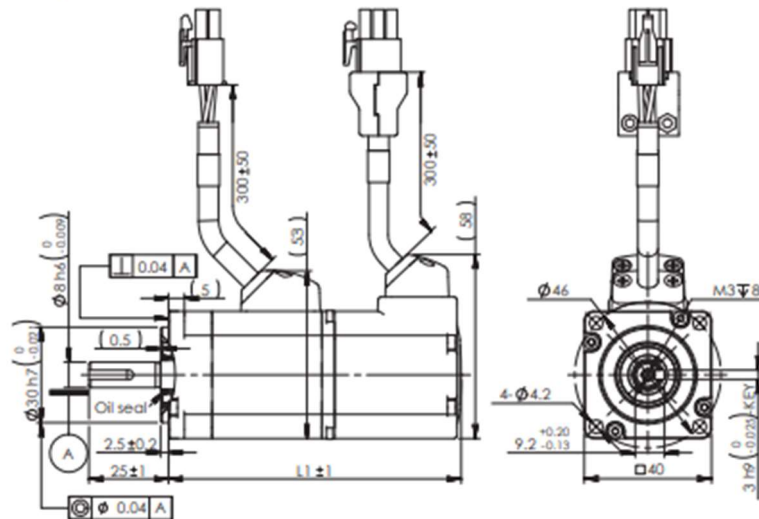
Servomotor AM8113-wFyz disponuje opět jmenovitým krouticím momentem 0,45 Nm. Ze závislosti krouticího momentu na otáčkách z Obr. 29 lze vyčíst, že maximální krouticí moment, který je 2,04 Nm, již od 300 ot/min klesá. [27]



Obr. 29 - Beckhoff AM8113-wFyz krouticí moment/otáčky [27]

SM0402AE4-KCD-NNV

Tento servomotor z řady M2 od výrobce MOONS je napájen 200-240 V AC. Řídicí modul k tomuto motoru podporuje protokoly Modbus, CANopen a Ethernet. Dále disponuje přírubou 40 mm a je tak vhodný pro zástavbu. Roztečný průměr šroubů příruby je 46 mm. Je možné jej dostat ve variantě s brzdou nebo bez. Tyto varianty se liší svou délkou. Motor je sestaven modulárně a každá jeho část (motor, brzda, odměřování) má svůj vlastní konektor, což je viditelné na Obr. 30, kde je znázorněna varianta bez brzdy. Jeho jmenovitá rychlost je 300 ot/min a jmenovitý krouticí moment 0,32 Nm. Maximální krouticí moment je pak 0,93 Nm a je konstantní v celém rozsahu otáček. [28]



Obr. 30- SM0402AE4-KCD-NNV [28]

SGM7J-A5

Servomotor od výrobce YASKAWA při jednofázovém napájení 230 V AC nabízí při přerušovaném pracovním cyklu 6000 ot/min a krouticí moment 0,5 Nm. Při stálém provozu pak 0,15 Nm až do 3000 ot/min. Lze jej připojit přírubou o rozměru 40 mm a roztečným průměrem šroubů 46 mm. Je tedy možné jej použít. [29]

Výrobce má také v nabídce motory z výroby spojené s převodovkou, jejich rozměry však neumožňují dodržet zástavbovou výšku. [29]

AKM13C

Firma Kollmorgen nabízí tento servomotor s rozměry příruby 40 mm, roztečným průměrem šroubů 46 mm a je napájený střídavým napětím 230 V, nebo stejnosměrnými 320 V. Servomotor nabízí maximální krouticí moment 1,46 Nm a jmenovitý krouticí moment 0,364 Nm při jmenovitých otáčkách 8000 ot/min. [30]

Závěr

Na základě rešerše bylo nalezeno několik servomotorů, které svými rozměry splňují zástavbovou výšku a jsou tak vhodné k použití. Z parametrů jednotlivých variant vychází nejlépe varianty od výrobce Beckhoff, které nabízejí nejvyšší jmenovitý krouticí moment. Dále se tento výrobce zabývá primárně automatizovanými systémy a motory jsou tedy vhodné pro požadovaný způsob řízení. Motory lze objednat s One Cable Technology. V případě, že jsou motory vybaveny resolverem, jsou standardem dva kabely. Vzhledem k faktu že krouticí moment, který jsou motory o této velikosti schopny vyvinout, je o mnoho menší, než je potřebný pro pohon screw pumpy, bude nutné do pohonného řetězce zakomponovat převod pro jeho zvýšení. [26] [27]

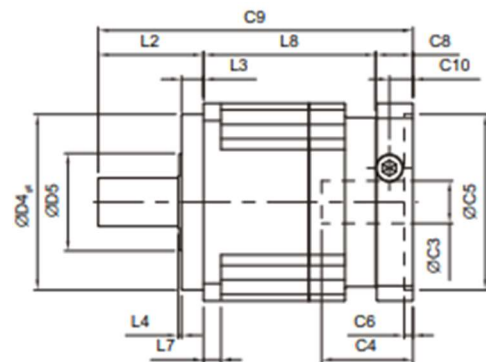
3.2.6 Planetová převodovka

Planetová převodovka je vhodným řešením pro zvýšení krouticího momentu servomotoru při této aplikaci, a to hned z několika důvodů. Hlavním důvodem je, že planetové převodovky nabízejí velké převodové poměry zároveň s malými rozměry převodovky. Což je důležité vzhledem k omezeným zástavbovým rozměrům. Druhým důvodem je kompatibilita planetových převodovek a servomotorů. Výrobci nabízejí planetové převodovky s přírubou, které jsou přímo určeny pro připojení ke krokovým motorům a servomotorům právě pomocí příruby. Cílem je tedy najít vhodnou převodovku pro nalezené servomotory, společně s dosažením co nevyššího krouticího momentu na výstupu z převodovky a dodržení zástavbových rozměrů.

Apex dynamics

Firma APEX DYNAMICS CZECH s.r.o. nabízí tři řady přímých planetových převodovek, které by byly vhodné pro použití do zástavby ustavovacího elementu. Přímo se jedná o převodovky AB 042, AF 042 a AFX 042. Jak je patrné již z označení převodovek, jsou vybaveny čtvercovou přírubou o rozměru 42 mm. Vzhledem k faktu, že všechny tři řady s tímto kódem disponují stejnými parametry, a i srovnatelnými rozměry, bude dále uvedena pouze převodovka řady AB. [31]

Nejvyšší výstupní nominální krouticí moment je 22 Nm, který nabízí tato převodovka s jedním stupněm při převodovém poměru 5 a účinností 97% nebo s dvěma stupni s převodovými poměry 25 a 50 a účinností 94%. Vzhledem k použití, kde převodovka nebude mít na výstupu stálý moment, ale její provoz bude probíhat v cyklech je však podstatný akcelerační moment, který je 60 % z nominálního, tedy 13,2 Nm. Převodovka je dodávána s hladkým výstupním hřídelem, hřídelem s perem (DIN 6885) nebo s drážkovaným hřídelem (DIN 5480). Boční pohled na jednostupňovou variantu převodovky je zobrazen na Obr. 31. Roztečný průměr děr pro připojení motoru je 46 mm a je tak vhodná pro použití u všech servomotorů z předchozí kapitoly. Výrobce má na svých stránkách konfigurátor pro kombinaci motoru a převodovky. Ke spojení motoru s rozlišným průměrem hřídele, než má vstup převodovky, jsou k dispozici distanční pouzdra. [31]

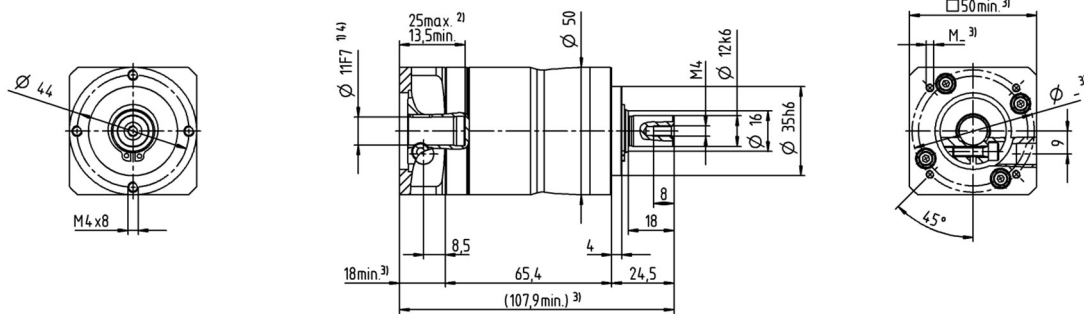


Obr. 31- AB Series [31]

NP 005

Jedná se o planetovou převodovku výrobce Wittenstein alpha, která je primárně určena pro připojení k servomotorům. Výrobce na svých stránkách uvádí konfigurátor převodovek, zahrnující i řadu servomotorů od firmy Beckhoff. Je tedy zaručena jejich kompatibilita. Převodovka je vyráběna v jedno a dvoustupňovém provedení, s převodovým poměrem od 4 do 100. Účinnost u dvoustupňového provedení činí 95 % a maximální akcelerační krouticí moment je 11 až 14 Nm dle varianty. Převodovka je

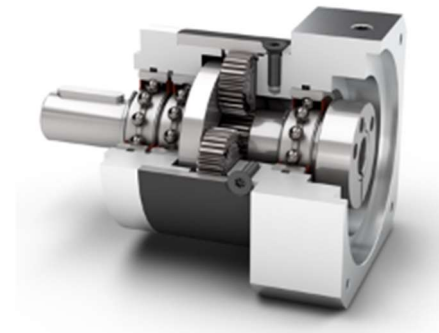
nabízena s hladkým výstupním hřídelem, nebo hřídelem s drážkou pro pero. Její zástavbová výška činí 50 mm, jak je viditelné z Obr. 32. [32]



Obr. 32 - Wittenstein aplha NP 005 [32]

PLE040

Výrobce NEUGART nabízí přímé planetové převodovky řady PLE s rozměrem příruby 40 mm, které jsou vhodné pro připojení k nalezeným servomotorům. Nejvyšší nominální krouticí moment, kterého lze dosáhnout, je 20 Nm při převodovém poměru 12, 16 a 32 u dvoustupňové varianty a 60, 80, 100 a více u třístupňové varianty. Maximální akcelerační moment není v katalogu tohoto výrobce uveden. Převodovky je možné dostat s hladkým výstupním hřídelem a hřídelem s perem. Vstup převodovky u jedné z variant je určený pro přímé spojení s motorem a lze si vybrat průměr upínacího systému hřídele motoru 8, 9 nebo 11 mm. Konstrukční řešení jednostupňové planetové převodovky je viditelné na Obr. 33, kde je převodovka zobrazena v částečném řezu. [33]



Obr. 33- NUGART PLE [33]

Závěr

V nabídce jednotlivých výrobců jsou k dispozici planetové převodovky, které splňují zástavbové rozměry a jsou vhodné k přímému spojení planetové převodovky se servomotorem. Ohledně výstupního akceleračního krouticího momentu vychází nejlépe převodovka NP 005, u které je taktéž zaručena kompatibilita se servomotory Beckhoff. [32]

3.3 Shrnutí kapitoly

Na základě provedené rešerše, v oblasti podobných technických řešení, byly nalezeny dvě aplikace, které jsou svým provedením velmi blízké hydraulickému ustavovacímu elementu. Z projektu zabývajícím se upínáním tenkých dílců a automatickým ustavováním obrobků vyplývá, že vytvoření zařízení, pracujícího v automatickém režimu s hydraulickými válci řízenými na základě získaných dat z měřících zařízení, je možné. [7]

Mnohem zajímavější, a elektrohydraulickému ustavovacímu elementu bližší, je však inovativní detekce stavu obrobku. Zde jsou totiž použity stejné hlavní části zařízení, a i princip fungování je velmi podobný. Společnými prvky zde jsou snímače pro zjišťování polohy připojené k řídicímu systému, silové prvky pro upínání ovládané rozvodem hydraulické kapaliny i nepřímé měření jejich zatížení pomocí snímačů tlaku kapaliny. [8]

Z této části rešerše tedy vyplývá, že kombinace jednotlivých komponent již byla použita v jiné aplikaci, kde se osvědčila, a měla by být vhodná i pro aplikaci do ustavovacího elementu. [8]

V rámci rešerše nebylo nalezeno žádné hotové zařízení, které by řešilo zadání této BP. Z tohoto důvodu byla dále provedena rešerše dostupných komponent.

Z rešerše v oblasti dostupných komponent, které by byly vhodné pro použití v rámci ustavovacího elementu, bylo zjištěno, že v nabídce se nenachází vhodný hydraulický válec jakožto hydromotor pro zvedání stroje, a to z důvodu nenalezení varianty splňující všechny požadavky. Byly nalezeny válce, které mají požadovanou naklápěcí koncovku, tyto válce však nesplňují požadovanou maximální výšku. Oproti tomu byly naopak nalezeny válce, které splňují maximální výšku i požadovaný zdvih, nejsou však vybaveny naklápěcí koncovkou. Z tohoto důvodu je tedy nutné navrhnout vlastní hydraulický válec tak, aby splňoval všechny požadavky.

U zdroje hydraulické kapaliny byly nalezeny dvě varianty typu screw pump, které by bylo možné použít při kombinaci s hydraulickým válcem vlastní konstrukce, určeným přímo pro danou pumpu s ohledem na maximální tlak a její využitelný objem. Problém, který zde byl zjištěn je, že připojení pumpy k pohonu nemůže být provedeno

stacionárně, z důvodu vysouvání pohybového šroubu pumpy v závislosti na poloze pístu. Z tohoto důvodu by bylo vhodnější navržení vlastního zdroje tlakové kapaliny, který by řešil tento problém. Důležitým zjištěním je, že k pohonu nalezených pump je nutné vyvinout krouticí moment 50 Nm, se kterým je nutné dále pracovat při návrhu pohonného řetězce.

Servomotory, které jsou vhodné pro pohon a řízení ustavovacího elementu, byly nalezeny. Ovšem jejich dostupné varianty, splňující zástavbové rozměry, jsou schopny vyvinout pouze řádově menší krouticí moment, než by byl potřebný k pohonu nalezených hydrogenerátorů. Z tohoto důvodu byla provedena rešerše na planetové převodovky, určené k připojení přímo k servomotoru, pro zvýšení krouticího momentu. Ty byly nalezeny. Ovšem maximální výstupní akcelerační krouticí moment, který jsou schopny poskytnout v požadované velikosti převodovky, dosahuje maximálně 14 Nm. Z toho vyplývá, že do mechanického pohonného řetězce bude muset být zakomponován další převod vlastní konstrukce tak, aby bylo dosaženo dostatečného krouticího momentu pro pohon screw pumpy. Dalším možným řešením je navržení komponent hydraulické části tak, aby bylo možné využít dostupný servomotor s planetovou převodovkou bez dalšího převodu.

V oblasti snímačů byly nalezeny vhodné komponenty pro měření tlaku hydraulické kapaliny i polohy stroje. U snímačů pro měření polohy stroje by bylo v rámci aplikace nejvhodnější použití kontaktního snímače vzdálenosti, ty však nenabízejí požadovaný měřicí rozsah společně se splněním zástavbových rozměrů. Jednou z variant by bylo umístění snímačů na hranu stroje tak, aby byla měřena vzdálenost od stroje vůči podlaze. Toto řešení by však nešlo použít při zasunutí ustavovacího elementu hlouběji pod stroj. Z toho důvodu je vhodnější použít jednu z bezkontaktních variant, které splňují všechny požadavky.

Hlavním závěrem rešerše tedy je, že konstrukce hydraulického ustavovacího elementu na základě zadaných požadavků by měla být možná při použití některých komponent vlastní konstrukce, přímo určených pro splnění požadavků.

4 Varianty řešení návrhu

V předchozí části práce byla vypracována rešerše v oblasti hlavních komponent, aby bylo možné posoudit, zda jsou v nabídce jejich relevantní varianty, a bylo zřetelné, jakým směrem je vhodné se dále ubírat při návrhu jednotlivých variant řešení. V následujících podkapitolách budou představeny dva hlavní směry a konkrétní upřesnění řešení variant.

U každé z navrhovaných variant je vždy řešen řetězec zahrnující elektrický pohon, zařízení pro zvýšení krouticího momentu a hydraulickou část, a to z důvodu jejich vzájemné závislosti. Mezi hydrogenerátorem a hydromotorem dochází k hydrostatickému převodu (multiplikaci síly), jehož poměr záleží hlavně na průměru pístu hydrogenerátoru a hydromotoru. Snímače nejsou v rámci variant řešeny, jelikož se jedná o zařízení nezávislá na hlavním silovém uzlu.

Z důvodu zlepšení orientace v konstrukci je celek vždy rozdělen na dvě části, pohonnou a výkonovou. Pohonná část obsahuje hydrogenerátor s příslušným pohonem a převodovkou pro zvýšení krouticího momentu. Výkonová část poté obsahuje hydromotor s naklápěcí koncovkou. Pohonná i výkonová část je umístěna na rámu obsahujícím všechny komponenty dané části. Tyto rámy je možné spojit pomocí rozebíratelného spoje a využít tak pro vedení tlakové kapaliny potrubí. V případě, že by nebylo možné takovou sestavu vhodně umístit, ať už z důvodu zástavbové výšky či její půdorysné velikosti, je možné oba rámy s komponenty umístit samostatně a pro vedení kapaliny využít tlakových hadic. Toto výše popsané řešení je společné pro všechny dále uvedené varianty.

V následujících variantách jsou představeny dvě možnosti přístupu s dalším dělením ohledně možného provedení. Všechny varianty obsahují společné prvky jako je hydromotor, hydrogenerátor, převodovka pro zvýšení krouticího momentu a elektromotor. Jedná se tak hlavně o varianty získání vhodných komponent, jejich umístění a spojení.

Hydrogenerátor typu screw pump byl vybrán z důvodu svého kompaktního řešení a vhodnosti pro připojení k převodovce. Vzhledem k tomu, že je určen vždy a pouze pro

jeden hydromotor, je možné vytvořit sestavu pohonné a výkonové části, kdy odpadá nutnost rozebírání vedení při přesunu na jiné stanoviště. Z toho důvodu odpadá nutnost odvodu soustavy před každým ustavováním stroje a zabrání se tak možnému uniknutí kapaliny. Oproti koncepci s centrálním zdrojem takové kapaliny pak odpadá nutnost použití ventilů pro řízení, jelikož se jedná o uzavřený okruh, který je řízen přímo elektromotorem.

4.1 Varianta 1

První variantou je využití co největšího množství dostupných komponent, které byly nalezeny v rámci rešerše. Hlavní výhodou této varianty je minimalizace počtu komponent, které je nutné konstruovat a následně vyrábět. Oproti tomu nevýhodou této varianty je nutnost slevit z požadavků, a to hlavně ze zástavbové výšky pohonné části.

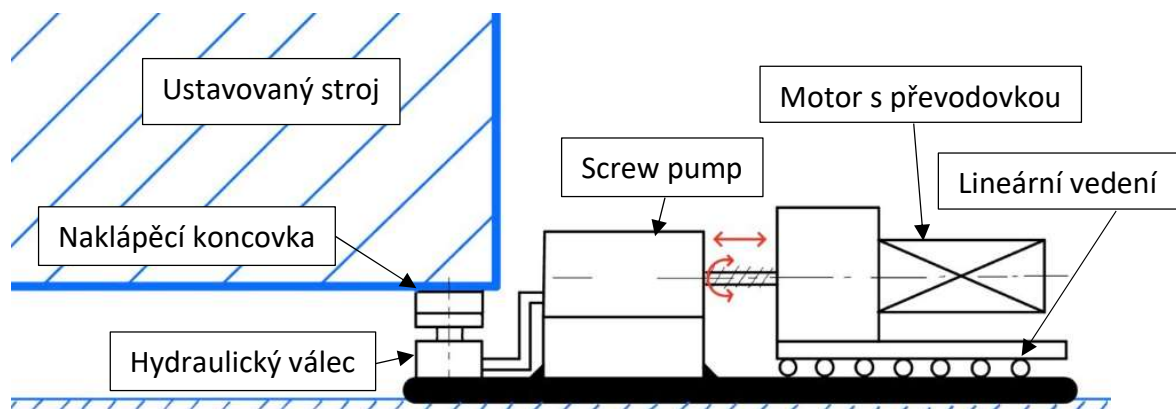
Hlavní komponentou, na které závisí volba ostatních komponent mechanismu, je hydrogenerátor typu screw pump. Z nalezených variant připadá v úvahu screw pump od výrobce AMF a Roemheld, a to z důvodu jejich využitelného objemu. Pokud použijeme libovolný hydrogenerátor z těchto dvou možností, výkonová část bude prakticky shodná. A to z důvodu, že při jejich plném využití by bylo potřeba zajistit krouticí moment téměř 50 Nm. Pro vyvození dostatečného krouticího momentu by tak musela být použita převodovka z vyšší řady, než které byly uvedeny v rámci rešerše. Planetové převodovky disponující dostatečným výstupním krouticím momentem mají výrazně větší vnější rozměry. Jejich skutečná zástavbová výška (cca 90 mm) by tak značně překročila výšku požadovanou. [14] [16] [32]

K samotnému pohonu by pak bylo zapotřebí použít také silnější motor o rozměrech opět překračujících požadovanou zástavbovou výšku. Výsledkem by tedy byla nutnost umístit pohonnou část vedle ustavovaného stroje, aby svou výškou nebránila provozu zařízení. Pro napájení silnějšího motoru by pak byl zapotřebí i silnější a dražší měnič a napájecí zdroj.

Druhým problémem, který vyplývá z konstrukčního uspořádání screw pump, je pohyb šroubu. Ten vykonává jednak rotační pohyb, ale zároveň s ním i translační. Translační pohyb vzniká z důvodu umístění matice v tělese screw pump. Šroub, kterým

je zajištěn posun pístu, tak při rotaci mění pozici svého konce, který je připojen k převodovce. Je tak potřeba tento translační pohyb kompenzovat, což je u této varianty řešeno umístěním motoru s převodovkou na lineární vedení. Pohyby šroubu jsou červeně znázorněny na Obr. 34.

Ve výkonové části by poté v případě screw pumpy AMF musel být navržen příslušný hydromotor, jehož parametry jsou uvedeny v kapitole 3.2.2. Při využití screw pumpy Roemheld by pak připadal v úvahu hydromotor Hi Force HPS-100, který by byl hraničně použitelný při uvažování 70% objemu screw pumpy. Tento hydromotor ovšem nedisponuje naklápěcí koncovkou a není ani připraven pro její umístění. Jeho píst by tedy musel být pro umístění koncovky dodatečně upraven, případně by musel být vyroben jiný píst koncovku obsahující. Schéma a nutné umístění této varianty vůči ustavovanému stroji je znázorněno na Obr. 34. [14] [16] [12]



Obr. 34 - Schéma varianta 1

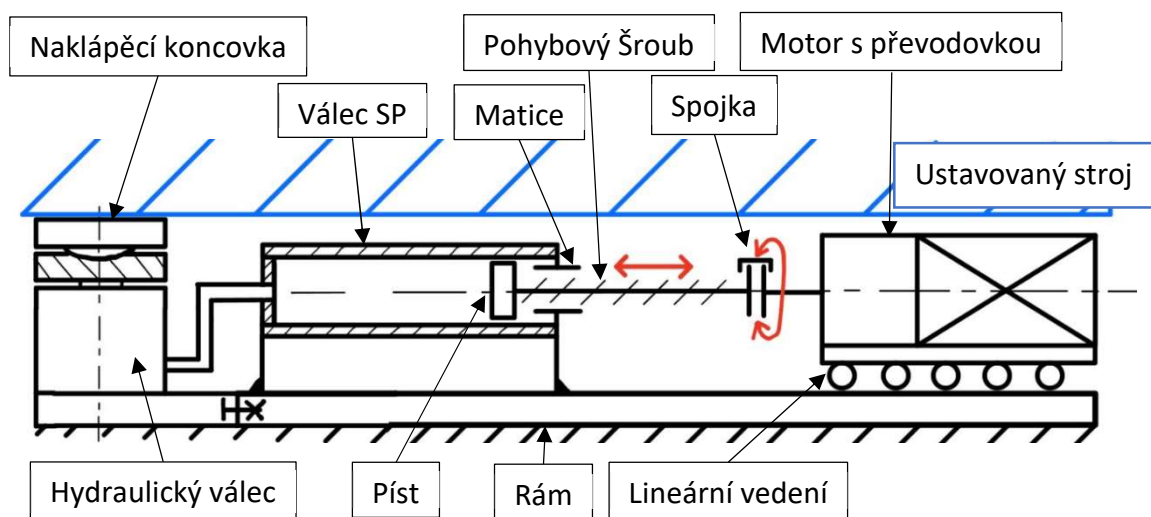
4.2 Varianta 2

Druhou variantou je návrh vlastního hydromotoru a hydrogenerátoru přímo pro ustavovací element s ohledem na jejich vzájemnou kompatibilitu a s cílem dosáhnout co nejnižší zástavbové výšky. Výsledkem této varianty by tedy mělo být kompaktní zařízení určené pro danou aplikaci se splněním co nejvyššího množství zadaných požadavků. Tento přístup znamená návrh a případnou výrobu hydromotoru a hydrogenerátoru. Možnost jejich návrhu však dává prostor pro výrazné zvýšení poměru multiplikace síly v hydraulické části, a tím pádem je možné snížit náročnost na požadovaný kroučící moment více než na polovinu. Přínosem této varianty je tedy možnost využití levnější převodovky s motorem a měniče s napájecím zdrojem.

V následujících dílčích variantách budou představena možná konstrukční řešení s ohledem na translační pohyb šroubu screw pumpy. Bude se tedy jednat pouze o varianty pohonné části. Komponenty jsou umístěny na rámu pohonné části, který lze pevně spojit s rámem výkonové části a hydraulické prvky propojit trubkou pro vedení hydraulické kapaliny. Případným řešením je postavení rámu ve větší vzdálenosti a propojení hydraulických prvků by tak bylo provedeno pomocí hydraulické hadice.

4.2.1 Varianta 2a

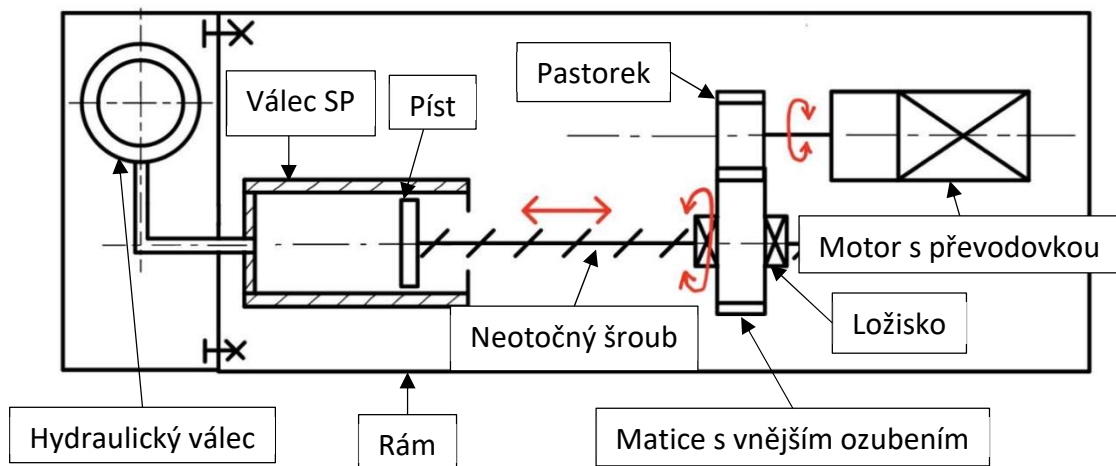
Prvním možným přístupem je pevné umístění screw pumpy vůči rámu a lineární vedení pro motor s převodovkou. Screw pumpa je zvolena pro pevné umístění z důvodu, aby bylo možné využít pro vedení hydraulické kapaliny trubkové vedení. Je třeba zdůraznit nutnost sousostí šroubu screw pumpy s výstupním hřídelem převodovky. Z toho důvodu je nutné použít dostatečně přesné lineární vedení, které zajistí potřebnou sousost. Druhou možností je pak použití lineárního vedení, které sousost nezaručuje, společně s naklápěcí spojkou. Ta je poté schopna odchylku kompenzovat. Na Obr. 35 je pak uvedena varianta s hřídelovou spojkou a lineárním vedením pojezdovými rolnami v kolejničkách.



Obr. 35 - Schéma varianta 2a

4.2.2 Varianta 2b

V této variantě je jak screw pump, tak motor s převodovkou umístěn staticky na rámu. Matice šroubu, která přenáší axiální sílu od pístu, však není umístěna staticky v těle screw pumpy. Matice je umístěna samostatně v axiálně radiálních ložiskách a na jejím obvodu se nachází vnější ozubení. Pastorek je umístěn na výstupním hřídeli převodovky. Matice tak koná rotační pohyb a šroub, zajištěný proti rotaci, pouze translační. Schéma této varianty je znázorněno na Obr. 36 včetně naznačených pohybů. Motor s převodovkou lze při dostatečné osové vzdálenosti ozubených kol také umístit z druhé strany pastorku. Tím by bylo možné zkrátit délku rámu pohonné části. Ozubené kolo však nesmí disponovat příliš velkým průměrem hlavové kružnice, aby neomezovalo zástavbovou výšku.



Obr. 36 - Schéma varianta 2b

4.3 Zhodnocení variant

V přechozích kapitolách byly představeny dva hlavní směry přístupu řešení variant ustavovacího elementu. První varianta představuje možnost sestavení z dostupných komponent bez jejich navrhování, což může být přínosné z ekonomického hlediska v případě kusové výroby. Nesplňuje však zástavbové požadavky a nedosahuje kompaktních rozměrů.

Druhá varianta pak obsahuje dvě podvarianty řešení kompenzace translačního pohybu šroubu screw pumpy. Tyto varianty obsahují komponenty určené pro tuto aplikaci, které je potřeba navrhnout a případně vyrobit. Zvýšený poměr multiplikace síly v hydraulické části však vede k významnému snížení požadovaného krouticího momentu. Menší motor s menším proudem má pak podstatně nižší požadavky na měnič a napájecí zdroj. Vzhledem k faktu, že při ustavování stroje je uvažováno šest nebo více ustavovacích elementů, jedná se o ekonomický přínos. V této kapitole je provedeno zhodnocení představených variant na základě podstatných kritérií.

Kritéria hodnocení:

- 1) Minimální nosnost 60 kN – z důvodu univerzálnosti
- 2) Zdvih válce 10 mm – rozsah zaručující ustavení stroje
- 3) Naklápěcí koncovka – dovoluje odchylku rovinnosti mezi strojem a podlahou
- 4) Splnění zástavbové výšky 50 mm pro celý ustavovací element
- 5) Objemová rezerva hydrogenerátoru – z důvodu stlačitelnosti a úniku kapaliny
- 6) Hydraulický převod se zvýšeným poměrem multiplikace síly
– snížení požadovaného krouticího momentu
- 7) Jednoduchost konstrukce

Kriteriální zhodnocení variant na základě uvedených kritérií se nachází v Tab. 2. Za každé splněné kritérium je variantě přičten jeden bod.

Kritérium	1	2	3	4	5	6	7	Σ
Varianta								
1	1	1	0	0	0	0	1	3
2a	1	1	1	1	1	1	1	7
2b	1	1	1	1	1	1	0	6

Tab. 2 - Kriteriální zhodnocení variant řešení

4.4 Výběr varianty

V této kapitole je okomentováno kriteriální zhodnocení variant, které se nachází v Tab. 2 předchozí kapitoly, a zdůvodnění výběru varianty pro další zpracování.

Z Tab. 2 je viditelné, že požadavek na nosnost a zdvih splňují všechny uvedené varianty. Varianta 1 nepočítá s naklápěcí koncovkou hydromotoru. V rámci popisu varianty v kapitole 4.1 je sice uvedena možnost, jak daný hydromotor koncovkou vybavit, jednalo by se však o značný zásah do jeho konstrukce, kdy by bylo vhodnější navrhnout již celý hydromotor. To ale není cílem této varianty. Dále pak není splněn požadavek na zástavbovou výšku. To souvisí s nízkým převodovým poměrem multiplikace síly v hydraulické části, která má za následek vysoký krouticí moment a nutnost použití převodovky s motorem vyšší řady, jejichž výška překračuje požadovanou. V poslední řadě zde není splněna rezerva objemu kapaliny v hydrogenerátoru.

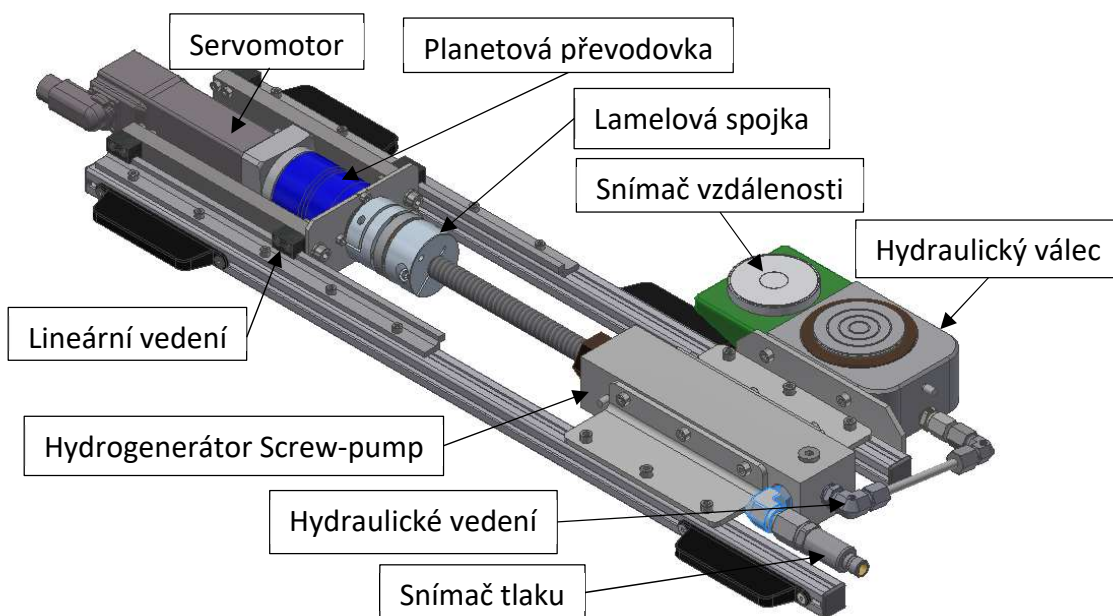
Varianta 2b nespĺňuje kritérium v jednoduchosti konstrukce. Oproti variantě 1 a 2a je zde otočná matice v ložiskách, na kterou je krouticí moment přenášen vnějším ozubením. Toto vložení dalšího členu do silového řetězce je nežádoucí z důvodu zvyšování vůlí a složitosti návrhu. Také by zde bylo nutné zajistit pohybový šroub proti rotaci.

Nejlépe v hodnocení vychází varianta řešení 2a, která splňuje všechna zadaná kritéria a je tak nejvhodnější pro další zpracování. Dále bude provedeno její detailní zpracování a návrh jednotlivých komponent.

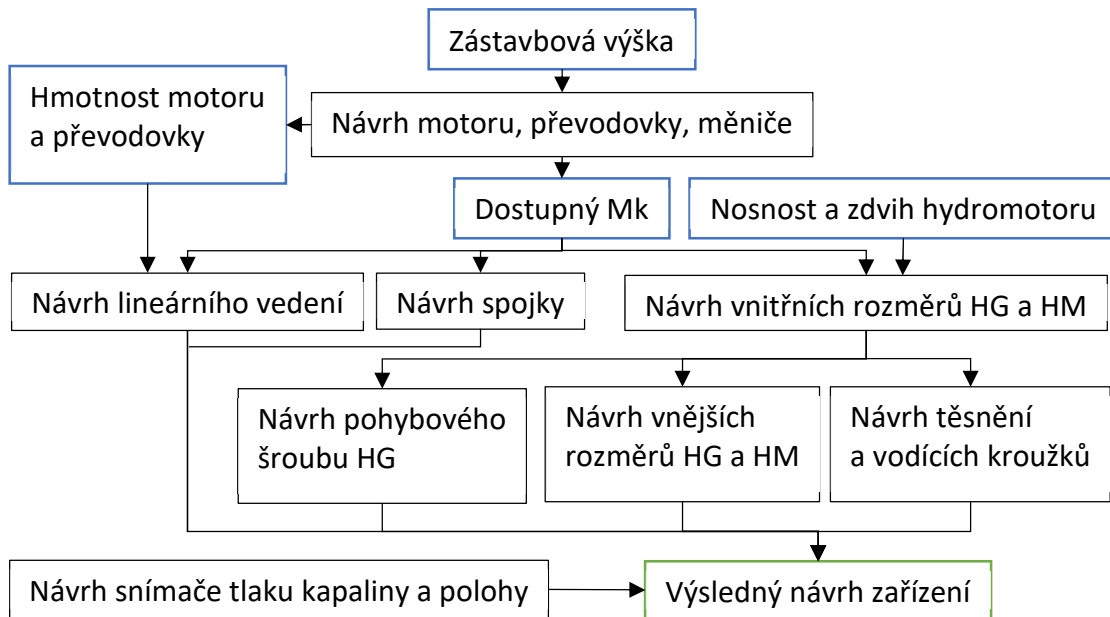
5 Návrh elektrohydraulického zařízení

V předchozí kapitole byly představeny hlavní směry, jakými je možné se ubírat při návrhu elektrohydraulického zařízení s nízkým zdvihem, a jejich varianty. V kriteriálním zhodnocení vyšla nejlépe varianta 2a. V této kapitole je proveden vlastní návrh této varianty, obsahující vybrané dostupné komponenty a návrh komponent, které na trhu dostupné nejsou. Návrh zařízení, které je zobrazeno na Obr. 37, vychází z koncepce na Obr. 35. Postup návrhu zařízení bude následující:

Návrh pohonu (motor, převodovka, měnič) s cílem dosáhnout nejvyššího krouticího momentu v zástavbové výšce. Po zjištění dostupného krouticího momentu bude proveden společný návrh parametrů (vnitřních rozměrů) hydrogenerátoru a hydromotoru tak, aby byly kompatibilní a s dostupným krouticím momentem umožňovaly manipulaci s daným zatížením hydromotoru. Na základě zjištěných vnitřních průměrů lze provést výpočet vnějšího průměru válce hydrogenerátoru a hydromotoru. Stejně tak i volbu těsnících a vodících kroužků. Z dostupného krouticího momentu lze také provést návrh hřídelové spojky, mezi převodovkou a pohybovým šroubem hydrogenerátoru typu screw pump, stejně jako volbu a výpočet lineárního vedení pro kompenzaci translačního pohybu šroubu screw pump. Poslední fází bude volba snímačů. Schéma celého návrhu zařízení je zobrazeno na Obr. 38.



Obr. 37 - Elektrohydraulické zařízení



Obr. 38 - Schéma návrhu elektrohydraulického zařízení

5.1 Pohon

5.1.1 Servomotor a měnič

Servomotor v této aplikaci je zdroj potřebného krouticího momentu pro pohon hydrogenerátoru. Zároveň se jedná o člen, kterým je řízen celý pohyb ustavovacího elementu. Z nalezených variant bude použit servomotor AM8113-wFyz od firmy Beckhoff. Tento servomotor splňuje požadovanou zástavbovou výšku. Se zvoleným měničem nabízí jmenovitý krouticí moment 0,5 Nm a je napájen napětím 48 V DC. S přihlédnutím k řízení jeho pohybu se pak jedná o nejvhodnější variantu. [27]

Servomotor je řízen a napájen EtherCAT terminálem EL7211-9014 od firmy Beckhoff, který nabízí požadované napětí, výstupní proud 4,5 A a je vhodný pro řízení nadřazeným PLC. Motor a zmíněný terminál jsou propojeny jednokabelovou technologií OCT, zahrnující motorový kabel a systém absolutní zpětné vazby. [34]

5.1.2 Planetová převodovka

Z nalezených planetových převodovek je pro zvýšení krouticího momentu servomotoru použita převodovka NP005S-MF2-35-0Z1-1S. Jedná se o dvoustupňovou planetovou převodovku od výrobce Wittenstein alpha, s převodovým poměrem 35, u které je výrobcem zaručena kompatibilita s vybraným servomotorem. Převodovka splňuje

maximální zástavbové rozměry a v daném provedení disponuje nejvyšším akceleračním krouticím momentem, který je 14 Nm. [32]

5.1.3 Výstupní krouticí moment

Krouticí moment na výstupu z převodovky je jeden z hlavních parametrů při následném návrhu hydraulické části. Jeho velikost závisí na převodovém poměru převodovky, její účinnosti a krouticím momentu motoru. Krouticí moment motoru je pak řízen poskytovaným proudem z měniče. Dále je proveden výpočet maximálního krouticího momentu na výstupu z převodovky (5.1) a výpočet maximálního proudu na motoru (5.2), aby nedošlo k překročení maximálního akceleračního krouticího momentu na výstupu převodovky a její destrukci. Potřebné hodnoty jsou:

Maximální moment převodovky	$Mk_{p\ max}$	22	Nm
Maximální akcelerační výstupní moment převodovky	$Mk_{ap\ max}$	14	Nm
Převodový poměr planetové převodovky	i_p	35	
Účinnost planetové převodovky	η_p	95	%
Maximální proud měniče	$I_{m\ max}$	4,5	A
Konstanta krouticího momentu servomotoru	k_{sm}	0,11	Nm/A

Tab. 3 - parametry výpočtu pohonu [27] [32] [34]

$$Mk_{max} = I_{m\ max} * k_{sm} * i_p * \eta_p = 16,5\ Nm \quad (5.1)$$

$$I_{max} = \frac{Mk_{ap\ max}}{k_{sm} * i_p * \eta_p} = 3,8\ A \quad (5.2)$$

S vybraným servomotorem a převodovkou je možné dosáhnout krouticího momentu 16,5 Nm. Dle parametrů, udávaných výrobcem převodovky, je ale nutné omezit proud motoru na 3,8 A, aby nebyl překročen maximální akcelerační moment při rozběhu zařízení pod plným zatížením.

5.2 Hydromotor a hydrogenerátor

Hydromotor, sloužící pro zdvih ustavovaného stroje, a hydrogenerátor, pro vytvoření dostatečného tlaku, jsou vzájemně závislá zařízení. Proto i jejich návrh je proveden pro obě zařízení současně.

5.2.1 Návrh vnitřních rozměrů hydromotoru a hydrogenerátoru

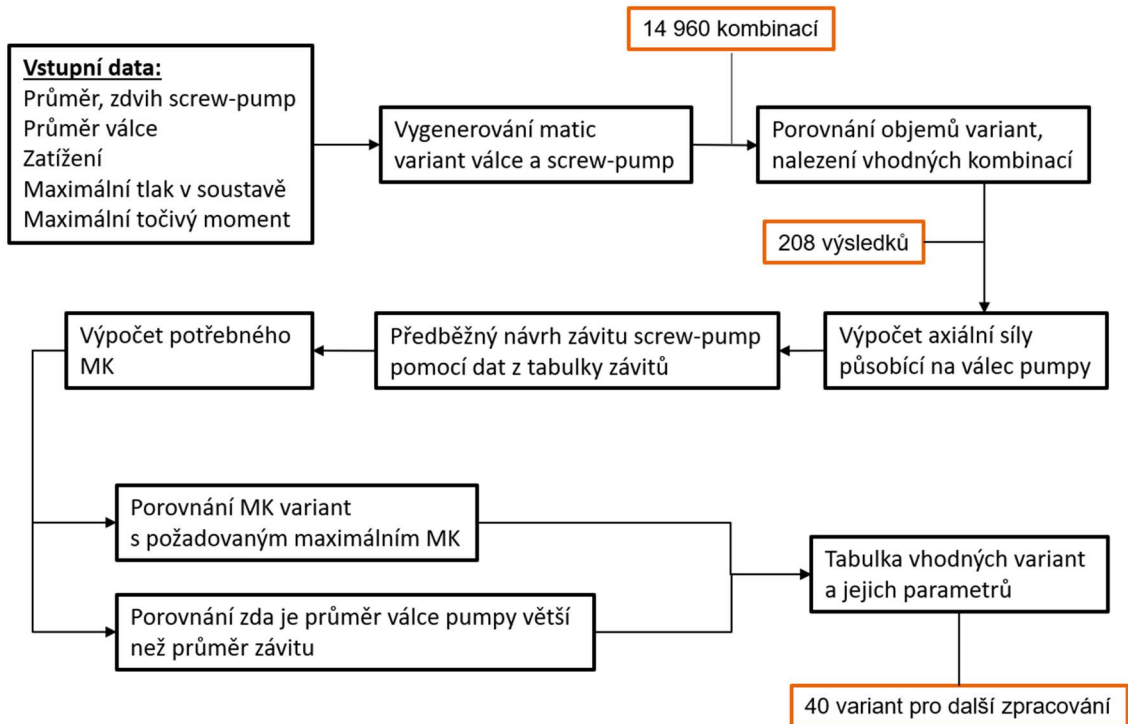
Z důvodu zrychlení procesu návrhu vhodných parametrů hydromotoru a hydrogenerátoru byl sestaven návrhový kód v programu Matlab. Známými vstupními parametry je požadovaná nosnost hydraulického válce, jakožto hydromotoru, která činí 60 000N, požadovaný zdvih hydraulického válce 10 mm a maximální přípustný krouticí moment na šroubu hydrogenerátoru typu screw pump, jehož hodnota 14 Nm je známá z katalogu výrobce převodovky [32].

Neznámé parametry jsou zadávány ve formě rozpětí, kde se jejich hodnota může pohybovat. Jedná se o činný průměr hydraulického válce, screw pump a zdvih screw pump. Návrhový výpočet také zahrnuje tření v lichoběžníkovém závitu pohybového šroubu a koeficient zohledňující tření kapaliny a těsnění. Vzhledem k tomu, že se nejedná o koeficient bezpečnosti a v současné době dosahují jak těsnění, tak vodící kroužky velmi dobrých kluzných vlastností, byla jeho velikost určena $k_t = 1,1$ [35]. Zároveň může být využito maximálně 70 % objemu screw pump, a to z důvodu rezervy pro stlačitelnost kapaliny, změnu rozměrů válců a vedení při zatížení [15]. Schéma návrhového kódu je zobrazeno na Obr. 39 včetně vzorového množství variant, které je postupně redukováno. Vypočtené hodnoty M_k a průměry závitů jsou pouze orientační k porovnání s dostupným M_k . Pro zvolenou variantu jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty v samostatné kapitole zabývající se návrhem pohybového šroubu hydrogenerátoru. Celý návrhový kód je uveden v **příloze 1**.

V Tab. 4 jsou uvedeny tři navržené varianty, vyplývající z návrhového kódu.

Index	d_{scr} [mm]	L_{scr} [mm]	d_{val} [mm]	p_{max} [MPa]	F_a [N]	d šroub. [mm]	M_k up [Nm]	i_H
1	20	155	65	19,9	6873	18	9	10,6
2	22	125	65	19,9	8317	20	11,6	8,7
3	22	145	70	17,1	7171	18	9,4	10,1

Tab. 4 - parametry navržených variant válce a pumpy



Obr. 39 - Schéma návrhového kódu Matlab

U všech tří uvedených variant je splněna dostupnost těsnění. Pro další zpracování je zvolena varianta číslo 2, a to z důvodu menšího zdvihu screw pump a menšího průměru hydraulického válce. Zároveň je dle předběžného výpočtu potřebný krouticí moment s rezervou menší než dostupný. V případě nutnosti zvětšení objemu válce screw pump, z důvodu změny rozměrů součástí pod tlakem, bude prodloužen její zdvih. Dále jsou uvedeny hlavní vzorce hydraulické části, které obsahuje návrhový kód v programu Matlab.

Jedná se o porovnání objemu hydraulického válce a screw pump (5.3), vztah pro výpočet tlaku v hydraulické soustavě (5.4). Dále pak o výpočet axiální síly na pístu screw pump (5.5), potřebné k návrhu pohybového šroubu a hydraulický převodový poměr (5.6) mezi screw pump a hydraulickým válcem. Význam jednotlivých symbolů je uveden v seznamu použitých symbolů.

$$\frac{\pi * d_{val}^2}{4} * L_{val} \leq 0,7 * \frac{\pi * d_{scr}^2}{4} * L_{scr} \quad (5.3)$$

$$p_{max} = \frac{F * k_t}{\frac{\pi * d_{val}^2}{4}} = [MPa] \quad (5.4)$$

$$F_a = p_{max} * k_t * \frac{\pi * d_{scr}^2}{4} = [N] \quad (5.5)$$

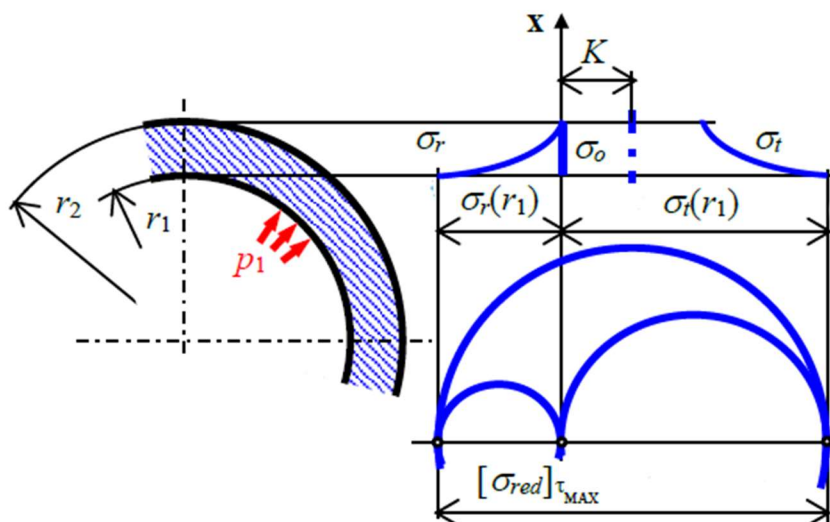
$$i_H = \frac{\frac{\pi * d_{val}^2}{4}}{\frac{\pi * d_{scr}^2}{4}} = \frac{d_{val}^2}{d_{scr}^2} \quad (5.6)$$

5.2.2 Návrh vnějších rozměrů hydromotoru a hydrogenerátoru

Válce jsou řešeny jako tlustostěnná otevřená nádoba s předpokladem, že stěna válce nepřenáší žádnou osovou sílu. U hydromotoru zachytává axiální sílu píst a pevný podklad pod dnem válce. U hydrogenerátoru pak píst, připojený na pohybový šroub, a rám, na kterém je hydrogenerátor umístěn.

Radiální napětí v krajních polohách je pak určeno z předpokladu, že má stejnou velikost, ale opačný smysl působícího tlaku. Radiální napětí tak má v první krajní poloze, tedy na vnitřním průměru válce, stejnou velikost a opačný smysl jako tlak ve válci. V druhé krajní poloze, tedy na vnějším průměru, se jedná o atmosférický tlak, který lze považovat nulový. Krajní body jsou propojeny hyperbolickým průběhem s asymptotou v ose válce. Druhá asymptota je počítána podle rovnice jako K. Ta je použita pro vyjádření tečného napětí, které je vůči asymptotě K symetrické radiálnímu napětí. Osově napětí je pak v případě otevřené nádoby nulové. [35] [36]

Na Obr. 40 se nachází odhad průběhu napětí silnostěnné otevřené nádoby s vnitřním přetlakem. Z něj je zřejmé, že největší rozdíl napětí je na vnitřním průměru válce. Proto v tomto místě bude počítána hodnota redukováného napětí. [35] [36]



Obr. 40 - Odhad napětí silnostěnné otevřené nádoby s vnitřním přetlakem [36]

Hodnoty pro výpočet

$$r_1 = \frac{d}{2}; r_2 = \frac{D}{2}; p_1 = p_{max}; p_2 = 0$$

Rovnice napětí a výpočet namáhání

$$K = p_1 * \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = p_{max} * \frac{d^2}{D^2 - d^2} \quad (5.7)$$

$$\sigma_r = -p_{max}; \sigma_o = 0 \quad (5.8)$$

$$\sigma_t = 2 * K + p_{max} \quad (5.9)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_t - \sigma_r = 2 * K + 2 * p_{max} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{red} = 2 * \left(\frac{p_{max} * d^2}{D^2 - d^2} + p_{max} \right) \leq \sigma_D \quad (5.11)$$

Na vnitřním průměru válce, tedy v místě největšího napětí, je rovnicí vyjádřeno redukované napětí. Vnější průměr válce lze vyjádřit z pevnostní podmínky dle Trescovi hypotézy (5.11) a dopočítat po dosazení za jednotlivé členy (5.13). V případě, kdy by byl válec hydrogenerátoru počítán jako uzavřená nádoba, osově napětí by bylo rovno asymptotě K a pevnostní podmínka dle Trescovi hypotézy by byla ve stejném tvaru. [35] [36]

Materiál válců

Pro výrobu válců byla zvolena ocel 11 523, jejíž parametry spolu se zvolenou bezpečností a koeficientem pro míjivé zatížení jsou uvedeny v Tab. 5. [37]

Označení oceli	11 523
Mez kluzu	$R_e = 333 \text{ MPa}$
Modul pružnosti	$E = 210\,000 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo	$\nu = 0,3$
Součinitel bezpečnosti	$k = 2$
Součinitel pro míjivé zatížení	$C_{II} = 0,7$

Tab. 5 - Parametry ocel 11 523 [37] [35]

Vnější rozměry válců [35] [36]

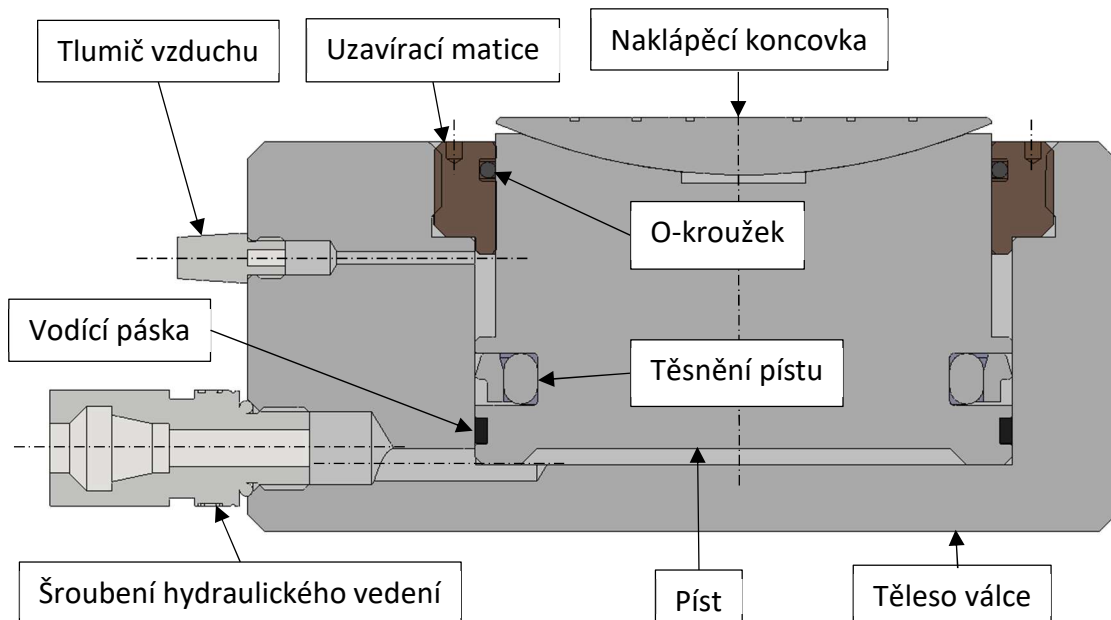
$$\sigma_D = c_{II} * \frac{R_e}{k} = 0,7 * \frac{333}{2} = 116,55 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

$$D \geq \sqrt{d^2 * \left(1 + \frac{p_{max}}{0,5 * \sigma_D - p_{max}}\right)}$$

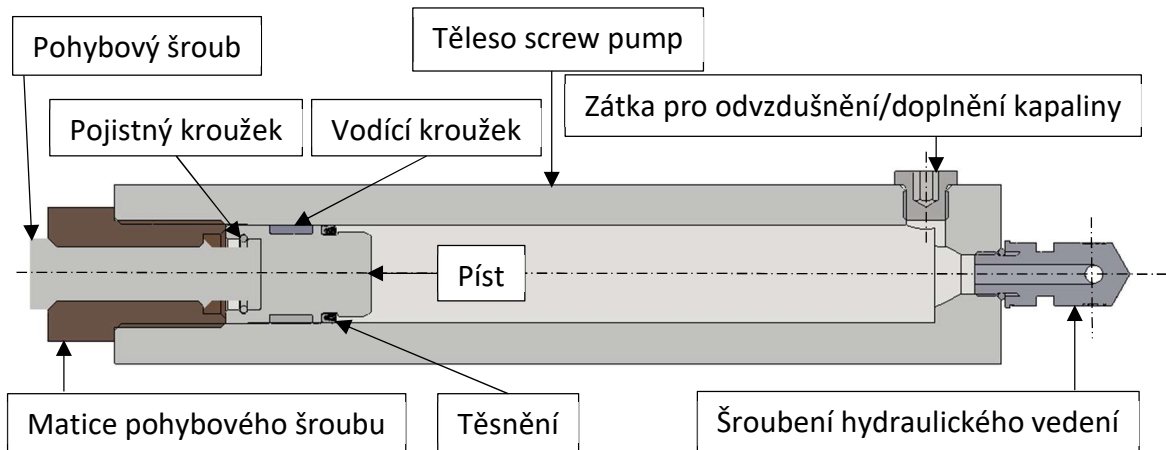
$$D'_{val} \geq \sqrt{65^2 * \left(1 + \frac{19,9}{0,5 * 116,55 - 19,9}\right)} = 80,1 \text{ mm} \quad (5.13)$$

$$D'_{scr} \geq \sqrt{22^2 * \left(1 + \frac{19,9}{0,5 * 116,55 - 19,9}\right)} = 27,1 \text{ mm}$$

Vzhledem ke konstrukčnímu řešení budou oba válce vyráběny z polotovaru ve tvaru hranolu. Jejich výpočet formou tlustostěnné nádoby je brán jako zjednodušený model. Na základě vnějších průměrů válců, vypočítaných vztahem (5.13), jsou voleny jako minimální průměry vepsané do bloků válců $D_{val} = 85 \text{ mm}$, $D_{scr} = 30 \text{ mm}$. Oproti výrobě válců z bezešvé trubky bude blok válce obsahovat větší množství materiálu, což je na straně bezpečnosti. Dále je na Obr. 41 uveden řez hydraulickým válcem a na Obr. 42 řez screw pump.



Obr. 41 - Řez hydraulickým válcem

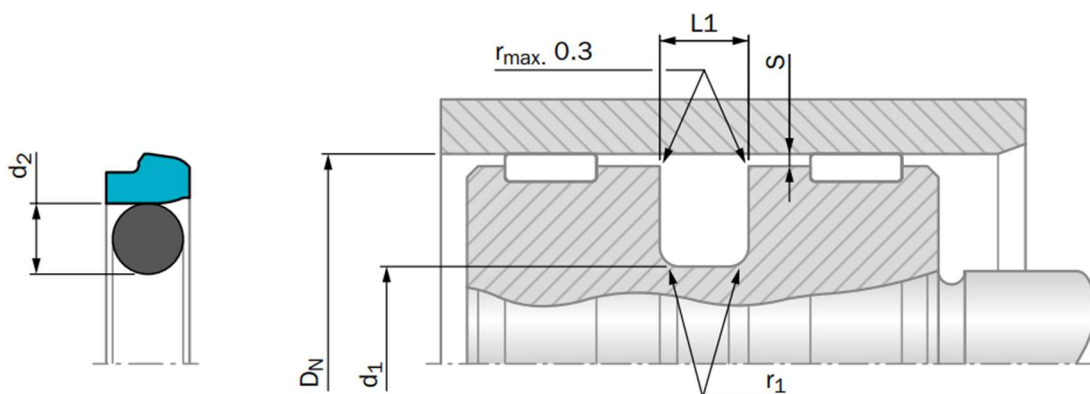


Obr. 42 - Řez screw pump

5.2.3 Volba nakupovaných součástí

Hydromotor

Hydraulický válec, znázorněný na Obr. 41, obsahuje vodící pásku, pístní těsnění a O-kroužek. Pístní těsnění pochází od výrobce Trelleborg. Pro utěsnění hydraulického oleje je použito jednočinné pístní těsnění Turcon Stepseal 2K PSK300650-M12N, schopné těsnit tlak do 50 MPa. Maximální rychlost posuvu je 15 m/s. [38]



Obr. 43 - PSK300650 doporučení k instalaci [38]

Pro vedení pístu ve válci je použita vodící páska 3,2x3,1/1,5 FB01 PTFE. Tato páska je určena k vedení pístu ve válci a zabraňuje tak styku kov na kov. Pásky jsou dodávány buď v metráži nebo jako přířez dle požadavků. [39]

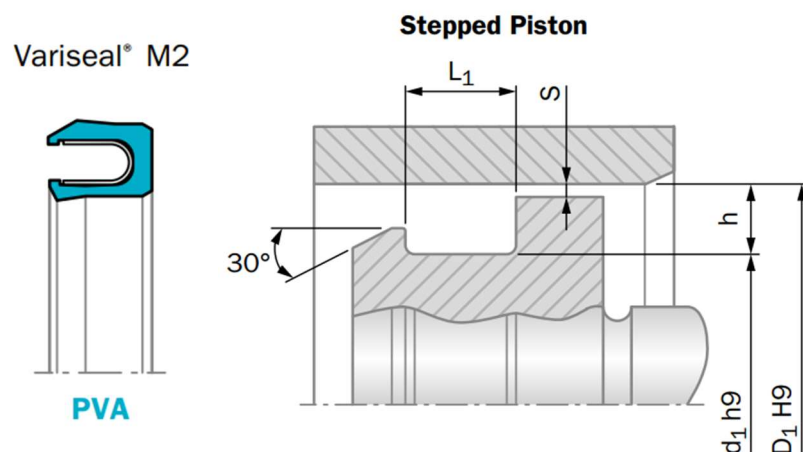
V horní části hydraulického válce zajišťuje vedení pístnice bronzová matic, která zároveň uzavírá těleso válce. V matici se nachází O-kroužek CSN 426522-60x20 NBR, který slouží jako stírací kroužek a zároveň zabraňuje vniknutí jemných nečistot. O-kroužek je zde použit z důvodu, že stírací kroužky o požadovaném průměru mají velkou výšku a jejich umístění by zde bylo problematické. [37] [38]

Pro odvodu vzduchu nad pístem je v tělese válce vyvrtána díra na konci s bronzovým tlumičem vzduchu ACM5. [40]

Hydrogenerátor

Hydrogenerátor typu screw pump, znázorněný na Obr. 42, obsahuje píst osazený pístním těsněním a vodícím kroužkem. Vzhledem ke konstrukci, kdy je píst v kontaktu s pohybovým šroubem konající rotační pohyb, je pravděpodobné, že i píst bude rotovat. Z toho důvodu je použito jednočinné pístní těsnění Turcon Variseal M2 – PVA1_0220, uvedené na Obr. 44, které je vhodné pro rotační pohyb a je schopné těsnit tlak do 40 MPa a rychlosti 1,3 m/s. [38]

K vedení pístu je použit vodící kroužek HiMod Slydring for Piston GP49D0220 - HM061 od výrobce Trelleborg. Pro odvodu vzduchu za pístem je opět použit tlumič vzduchu ACM5. [38] [40]



Obr. 44 – Variseal M2 doporučení k instalaci [38]

5.2.4 Návrh pohybového šroubu hydrogenerátoru

Celkový návrh pohybového šroubu hydrogenerátoru, který slouží k transformaci rotačního pohybu z převodovky na posuv pístu, byl proveden v softwaru MITCalc. Pro šroub byla zvolena kalená ocel s parametry $R_m = 640 \text{ MPa}$, $R_{p(0,2)} = 350 \text{ MPa}$. Matice je pak z bronzu s parametry $R_m = 250 \text{ MPa}$, $R_{p(0,2)} = 138 \text{ MPa}$.

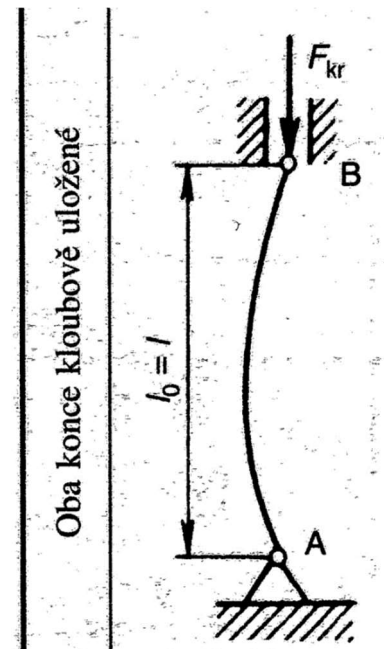
Maximální zatížení šroubu nastává při plném zatížení hydromotoru a je rovno síle působící na píst hydrogenerátoru. Síla je tedy známá z návrhových výpočtů a je uvedena v Tab. 4 $F_a = 8317 \text{ N}$. Dále je ve výpočtu počítáno s třením v závitě a třením mezi šroubem a pístem.

Na základě výpočtu byl zvolen pohybový šroub se závitem TR 16x4. Moment pro zdvih při plném zatížení je pak $Mk_{up} = 12,5 \text{ Nm} < Mk_{ap \max} = 14 \text{ Nm}$ viz. Tab. 3. Koeficient bezpečnosti redukovaného napětí $SF\sigma_{red} = 3,24$. Při kontrole na vzpěr byl zvolen případ, oba konce v kloubové vazbě, uvedený na Obr. 45. Jedná se o horší případ vzpěru, jelikož pohybová matice nedovoluje volné natočení a uložení v pístu dovoluje natočení pouze v rámci vůlí. Výpočet podle tohoto případu vzpěru je však na straně bezpečnosti.

Koeficient bezpečnosti namáhání na vzpěr poté vychází $SF_{vzpěr} = 3,02$. Poslední kontrolou šroubu je kontrola na otláčení v závitech. Při maximálně osmi nosných závitech je koeficient bezpečnosti $SF_p = 1,83$.

Zvolený šroub tedy vyhovuje všem provedeným kontrolám a je vhodný k použití. Jeho celý výpočet je uveden v **příloze 2**.

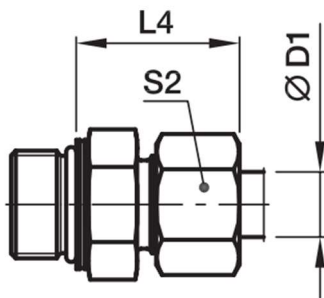
Poháněný konec vystupující z matice je poté volen hladký pro připojení spojky. Axiální zajištění pohybového šroubu v pístu je řešeno pojistným drátěným kroužkem do díry DIN 7993 C430-16. [41]



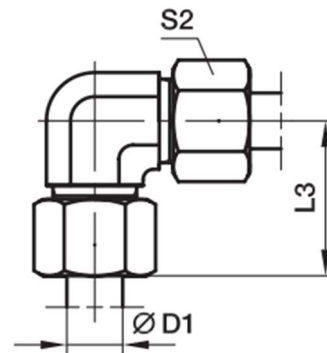
Obr. 45 - Příklad vzpěru [37]

5.2.5 Vedení hydraulické kapaliny

Hydromotor je připojen k hydraulickému vedení pomocí šroubení pro vysokotlaké trubky GEO06ZLMCF Obr. 47. Hydrogenerátor pomocí úhlového šroubení WEE06LMORCF. Šroubení disponují závitem M10x1 a jsou utěsněny O – kroužkem. Jsou vhodná pro připojení trubkového vedení s vnějším průměrem 6 mm. To lze realizovat bezešvou trubkou R06X0.75CF. Pro změnu směru vedení lze použít pevné koleno W06L Obr. 46, případně koleno umožňující rotaci okolo osy vstupu DG103/06SHDOMD. Všechny komponenty pochází z katalogu výrobce Parker, který nabízí v případě potřeby i další součásti hydraulického vedení. Nejnižší hodnotu statického tlaku mají šroubení $p_{ved. stat.} = 31,5 \text{ MPa}$, což je větší než maximální hodnota tlaku v okruhu $p_{max} = 19,9 \text{ MPa}$. [42]



Obr. 47 – GEO Male stud connector [42]



Obr. 46 - W Union elbow [42]

5.2.6 Zpětný pohyb hydromotoru

Hydromotor, navrhovaný v předchozích kapitolách, je konstruován jako jednočinný. Jeho zpětný pohyb by měl zajistit zpětný pohyb hydrogenerátoru, který nasaje zpět hydraulickou kapalinu. V případě, kdy se tento způsob ukáže jako nevhodný a docházelo by k zavzdušnění hydraulického vedení, lze prostor nad pístem uzavřít pomocí vzdušníku a vytvořit tak pneumatickou pružinu. Ta by měla zabezpečit dostatečné odjetí pístu hydromotoru a umožnit vyjmutí zařízení zpod ustavovaného stroje. Tlak kapaliny by byl po celou dobu zasouvání monitorován a v případě příliš nízkého tlaku by byl zpětný pohyb zastaven. Po vyjmutí zařízení zpod stroje a vyvození externího zatížení by byl proces zasouvání dokončen.

5.2.7 Kontrola objemové rezervy hydrogenerátoru

Hydrogenerátor byl navržen tak, aby disponoval objemovou rezervou 30 % vůči objemu potřebnému k plnému zdvihu hydromotoru. Tato rezerva by měla být dostatečná pro pokrytí stlačitelnosti kapaliny a změny objemů použitých komponent pod tlakem. Změna objemu válce hydromotoru, hydrogenerátoru a trubkového vedení na základě zvýšení tlaku je minimální. Dle výrobce hydraulických hadic Parker je změna průměru hydraulických hadic pod tlakem minimální a změna délky pod maximálním pracovním tlakem 2 %. Proto je kontrolní výpočet zaměřen na hydraulickou hadici o délce $L_{had} = 500 \text{ mm}$ a vnitřním průměru $d_{had} = 6,4 \text{ mm}$. Hodnota modulu pružnosti kapaliny byla zvolena na základě zdrojů pro kapaliny HFD $K_s = 2 * 10^9 \text{ Pa}$. [43] [44]

Objem hydraulické kapaliny se tedy bude rovnat objemu hydrogenerátoru a hadice.

$$V_0 = V_{scr} + V_{had} = \frac{\pi * d_{scr}^2}{4} * L_{scr} + \frac{\pi * d_{had}^2}{4} * L_{had} \quad (5.14)$$

$$V_0 = \frac{\pi * 22^2}{4} * 125 + \frac{\pi * 6,4^2}{4} * 500 = 63602 \text{ mm}^3$$

Rozdíl objemu je počítán pro plné zatížení, kdy se tlak rovná $\Delta p = p_{max} = 19,9 \text{ MPa}$. Hodnoty jsou převedeny do jednotek udávaných u použitého vztahu. [43]

$$\Delta V = \frac{V_0 [m^3] * \Delta p [Pa]}{K_s [Pa]} = [m^3] \quad (5.15)$$

$$\Delta V = \frac{63602 * 10^{-9} * 19,9 * 10^6}{2 * 10^9} = 6,3284 * 10^{-7} \text{ m}^3$$

Nový objem hydrogenerátoru po stlačení kapaliny je pak:

$$V_{scr1} = V_{scr} - \Delta V = 47517 - (6,3284 * 10^{-7}) * 10^9 \quad (5.16)$$

$$V_{scr1} = 46884 \text{ mm}^3$$

Objem, o který naroste vedení hydraulickou hadicí na základě délkové roztažnosti je:

$$\Delta V_{had} = \frac{\pi * d_{had}^2}{4} * \Delta L_{had} \quad (5.17)$$

$$\Delta V_{had} = \frac{\pi * 6,4^2}{4} * 500 * 0,02 = 322 \text{ mm}^3$$

Výsledný objem, který zbývá v hydrogenerátoru je zjištěn rozdílem:

$$V_{scr 2} = V_{scr 1} - \Delta V_{had} = 46884 - 322 = 46562 \text{ mm}^3 \quad (5.18)$$

Objemová rezerva hydrogenerátoru při zohlednění stlačitelnosti kapaliny a délkové roztažnosti vedení hydraulickou hadicí je pak rozdíl mezi zbývajícím objemem hydrogenerátoru a objemem hydromotoru. Zdvih hydromotoru je $L_{val} = 10 \text{ mm}$.

$$V_{rez. scr} = V_{scr 2} - \frac{\pi * d_{val}^2}{4} * L_{val} \quad (5.19)$$

$$V_{rez. scr} = 46562 - \frac{\pi * 65^2}{4} * 10 = 13379 \text{ mm}^3$$

Objemová rezerva hydrogenerátoru je tedy dostatečná i při zohlednění stlačitelnosti kapaliny a délkové roztažnosti vedení. To zabezpečuje možnost několika zdvihů bez doplňování hydraulické kapaliny i při jejím lehkém úniku.

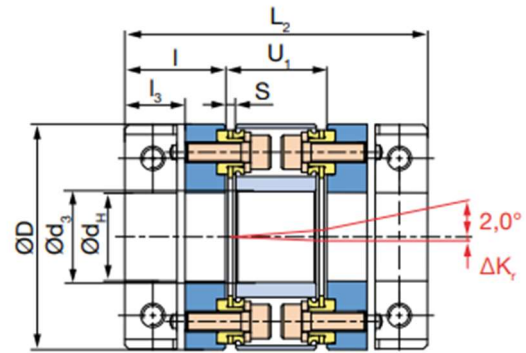
5.3 Spojení pohonu s hydrogenerátorem

Spojení pohonné části s hydrogenerátorem musí v první řadě zajistit přenos požadovaného krouticího momentu. Součástí, zajišťující přenos krouticího momentu, by pak měla umožnit také kompenzaci radiálního posunutí spojovaných hřídelů a jejich úhlové nesouososti.

5.3.1 Volba hřídelové spojky

Hřídelová spojka zde slouží k přenosu krouticího momentu z převodovky na pohybový šroub a ke kompenzaci nesouosostí. Zároveň musí být schopna přenést malou axiální sílu, způsobenou třením v lineárním vedení, při posuvu motoru s převodovkou. Z toho důvodu je možnost volby spojek poněkud omezena. V úvahu tak připadají spojky lamelové a vlnovcové.

Pro požadovanou aplikaci je zvolena lamelová spojka ROBA-DS Obr. 48. Dle instrukcí výrobce uvedených v katalogu je volena velikost na základě známého krouticího momentu s proměnným směrem otáčení $Mk_{ap\ max} = 14\ Nm$. Z hodnot maximálního střídavého krouticího momentu spojek T_{KW} , uvedeného v tabulce na Obr. 49, vychází vhodně velikost 3. Tato velikost splňuje i zástavbovou výšku a rozsah upínacího průměru je vhodný jak pro připojení k převodovce, tak k pohybovému šroubu. Spojka umožňuje náklon 2° a radiální osové posunutí 0,35 mm. [45]



Obr. 48 - Konstrukční provedení spojky ROBA-DS [45]

Technical Data and Main Dimensions			Size					
			3	6	10	15		
Nominal torque ¹⁾	T_{KN}	[Nm]	35	60	100	150		
Peak torque ²⁾	T_{KS}	[Nm]	52	90	150	225		
Alternating torque	T_{KW}	[Nm]	21	36	60	90		
Outer diameter	D	[mm]	45	56	69	79		
Minimum hub bore ^{3) 4)}	$d_{H\ min}^{H7}$	[mm]	10	14	19	25		
Maximum hub bore ^{3) 4)}	$d_{H\ max}^{H7}$	[mm]	20	28	35	42		
Maximum speed ⁵⁾	n_{max}	[rpm]	3000	3000	3000	3000		
Permitted misalignments ⁶⁾	permitted axial displacement ^{7) 8)}	ΔK_{ax}	[mm]	0,5	0,7	0,9	1,1	
	permitted radial misalignment ⁷⁾	with connection plate HSK	$\Delta K_{y,HSK}$	[mm]	0,35	0,4	0,45	0,5
		with sleeve S	$\Delta K_{y,LP}$	[mm]	$(H_s - S) \times 0,0174$			
Spring rigidity	torsion ⁹⁾	disk pack	$C_{T,LP}$	[10 ³ Nm/rad]	17	35	60	145
		tube sleeve S	$C_{T,H\ rel.}$	[10 ⁶ Nm mm/rad]	3,3	6,8	12	19
	angular spring rigidity ¹⁰⁾			[Nm/rad]	43	64	76	229

Obr. 49 – ROBA-DS technická data a rozměry [45]

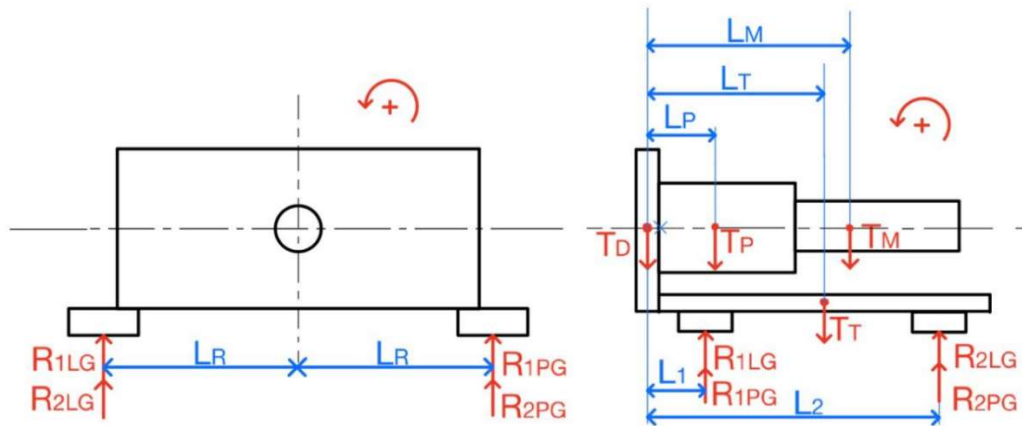
5.3.2 Volba lineárního vedení pro kompenzaci translačního pohybu

Lineární vedení pro kompenzaci translačního pohybu konce pohybového šroubu je zatěžováno jednak gravitační silou od tíhy motoru, převodovky a vlastní tíhy části konstrukce, ke které jsou společně s vozíky přišroubovány, a jednak od působícího krouticího momentu motoru. Z důvodu nižší ceny, malé posuvové vzdálenosti, nízké posuvové rychlosti a poměrně malých přenášených sil bylo zvoleno kluzné vedení. Konkrétně vedení DryLin WSQ-06 se samostatnými vodícími kolejkami, pro nastavení vhodného rozchodu vedení, v kombinaci s vozíky WJ200QM-01-06. Dále je proveden výpočet zatížení jednotlivých vozíků při maximálním krouticím momentu převodovky. Hmotnost motoru a převodovky byla zjištěna z informací udávaných výrobcem.

Hmotnost ostatních součástí a poloha těžišť odečtena z 3D modelů v programu Inventor. Z důvodu velmi nízké posuvové rychlosti 5,7 mm/s při plných otáčkách motoru a krátkého zdvihu 127 mm je kontrolní výpočet proveden pouze vůči statické únosnosti vedení. [27] [32] [46]

Zatěžující síla pak byla vypočítána vynásobením gravitační konstantou $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Orientace sil a reakcí, společně s jejich umístěním, jsou uvedeny na Obr. 50. Známé hodnoty sil a vzdáleností pak v Tab. 6. Poslední index reakcí G označuje reakce od gravitační síly a index M od působení krouticího momentu.



Obr. 50 - Schéma sil pro výpočet lineárního vedení

	Mk _{ap max}	14000 Nmm	L _R	54,5 mm
Převodovka	T _P	8,83 N	L _P	40,5 mm
Motor	T _M	7,75 N	L _M	159,5 mm
Platle	T _D	0,87 N	L _D	0 mm
Ocelová tyč	T _T	2 x 4,9 N	L _T	86,5 mm
			L ₁	12 mm
			L ₂	162 mm

Tab. 6 - Hodnoty pro výpočet lineárního vedení [27] [32]

V první části výpočtu reakcí lineárního vedení jsou počítány reakce pouze od působení gravitace. Vzhledem ke čtyřem vozíkům lineárního vedení se jedná o staticky neurčitou úlohu. Proto je nutné využití roviny symetrie, na jejímž základě je proveden předpoklad ve vztahu (5.20) a (5.21).

$$R_{1LG} = R_{1PG} = R_{1G} \quad (5.20)$$

$$R_{2LG} = R_{2PG} = R_{2G} \quad (5.21)$$

Na základě tohoto předpokladu je možné sestavit rovnici silové rovnováhy (5.22) a momentovou rovnici k reakcím R_1 (5.23).

$$2 * R_{1G} + 2 * R_{2G} = T_D + T_P + T_M + 2 * T_T \quad (5.22)$$

$$T_D * L_1 + 2R_{2G}(L_2 - L_1) = T_P(L_P - L_1) + T_M(L_M - L_1) + 2T_T(L_T - L_1) \quad (5.23)$$

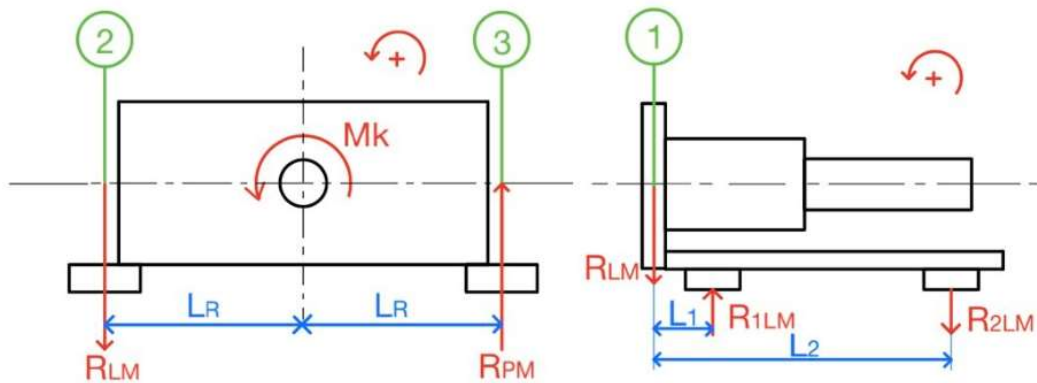
Z rovnice (5.23) lze přímo vyjádřit reakci R_{2G} .

$$R_{2G} = \frac{T_P(L_P - L_1) + T_M(L_M - L_1) + 2T_T(L_T - L_1) - T_D * L_1}{2(L_2 - L_1)} = 7N \quad (5.24)$$

Z rovnice (5.22) lze přímo vyjádřit, a po dosazení za R_{2G} dopočítat, R_{1G} .

$$R_{1G} = \frac{T_D + T_P + T_M + 2 * T_T - 2 * R_{2G}}{2} = 6,6 N \quad (5.25)$$

Ve druhé části je proveden výpočet reakcí na maximální krouticí moment od převodovky, ke kterému se vztahuje Obr. 51. Na něm jsou uvedeny jednotlivé síly, použité vzdálenosti a zeleně jsou zde naznačeny roviny, které jsou při výpočtu použity.



Obr. 51 - Reakce vedení na M_k

Nejprve je v rovině platle, tedy v rovině 1, převeden krouticí moment $Mk_{ap\ max}$ do silové dvojice $R_{LM} - R_{PM}$ se stejným silovým účinkem. Z levé části Obr. 51 je zřejmý tento převod v rovnici (5.26).

$$R_{PM} = R_{LM} = \frac{Mk_{ap\ max}}{2 * L_R} = 128,4 N \quad (5.26)$$

Dále je proveden převod těchto sil R_{LM} , R_{PM} do jednotlivých vozíků. Silová a momentová rovnováha v rovině 2, je zobrazena na pravé části Obr. 51 a uvedena ve vztazích (5.27) a (5.28).

$$R_{1LM} - R_{LM} - R_{2LM} = 0 \quad (5.27)$$

$$R_{1LM} * L_1 - R_{2LM} * L_2 = 0 \quad (5.28)$$

Z rovnice (5.27) lze přímo vyjádřit R_{2LM} (5.29).

$$R_{2LM} = R_{1LM} - R_{LM} \quad (5.29)$$

Po dosazení (5.29) do (5.28) dostáváme:

$$R_{1LM} * L_1 - (R_{1LM} - R_{LM}) * L_2 = 0 \quad (5.30)$$

Jednotlivými kroky (5.31),(5.32) lze vyjádřit R_{1LM} ve vztahu (5.33).

$$R_{1LM} * L_1 = R_{1LM} * L_2 - R_{LM} * L_2 \quad (5.31)$$

$$R_{1LM} * L_1 - R_{1LM} * L_2 = -R_{LM} * L_2 \quad (5.32)$$

$$R_{1LM} = \frac{-R_{LM} * L_2}{L_1 - L_2} \quad (5.33)$$

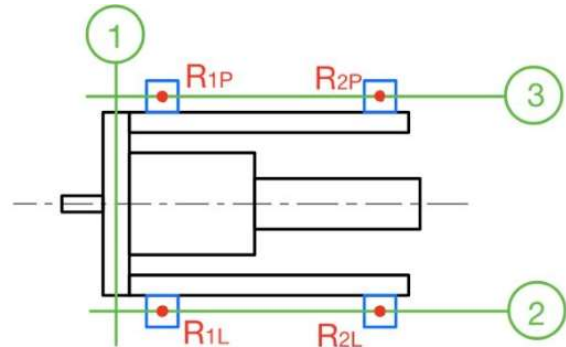
Po dosazení do vztahu (5.33) a (5.29) dostáváme:

$$R_{1LM} \doteq 138 \text{ N}$$

$$R_{2L} \doteq 10 \text{ N}$$

V rovině 3 mají reakce R_{1PM} a R_{2PM} ve vozících stejnou velikost, ale opačný směr.

Z výše uvedeného je patrné, že nejexponovanější je levý přední vozík, označen indexem 1L, viz. Obr. 52, kde se zátěž od gravitace a momentu superponují. Výsledné reakce jednotlivých vozíků jsou uvedeny ve vztazích (5.34) až (5.37). Kladný směr reakce je nahoru.



Obr. 52 - Půdorys lineárního vedení

$$R_{1L} = R_{1G} + R_{1LM} \doteq 144 \text{ N} \quad (5.34)$$

$$R_{1P} = R_{1G} + R_{1PM} = R_{1G} - R_{1LM} \doteq -131 \text{ N} \quad (5.35)$$

$$R_{2L} = R_{2G} - R_{2LM} \doteq -3 \text{ N} \quad (5.36)$$

$$R_{2P} = R_{2G} + R_{2PM} = R_{2G} - (-R_{2LM}) \doteq 17 \text{ N} \quad (5.37)$$

V uvedeném smyslu výsledných reakcí je statická únosnost vozíku lineárního vedení v kladném směru $+C_{oy} = 420 \text{ N}$ a záporném $-C_{oy} = -140 \text{ N}$. [46]

Vybrané lineární vedení tedy splňuje statickou únosnost pro požadovanou aplikaci i při maximálním krouticím momentu převodovky.

5.4 Volba snímačů

5.4.1 Snímač tlaku

V rešeršní části této BP bylo nalezeno několik použitelných variant snímače tlaku. Snímač tlaku je v této aplikaci použit pro nepřímé měření zatížení hydromotoru a pro monitoring tlaku v hydraulickém okruhu. Z nalezených variant je zvolen snímač PT5401 od výrobce IFM. Tento snímač je zvolen z důvodu svých kompaktních rozměrů a dostatečného měřicího rozsahu. [19]

5.4.2 Snímač polohy

Snímač polohy je zde použit pro zpětnovazební měření změny polohy ustavovaného stroje. V rešeršní části byly nalezeny snímače pracující na mnoha rozdílných principech. Pro řešenou aplikaci je jako nejvhodnější zvolen kapacitní snímač CS10 od výrobce Micro-epsilon, který splňuje požadované zástavbové rozměry, umožňuje měření v rozsahu celého zdvihu hydromotoru a nevyžaduje použití měřicího terče. [23]

5.5 Konstrukce elektrohydraulického zařízení

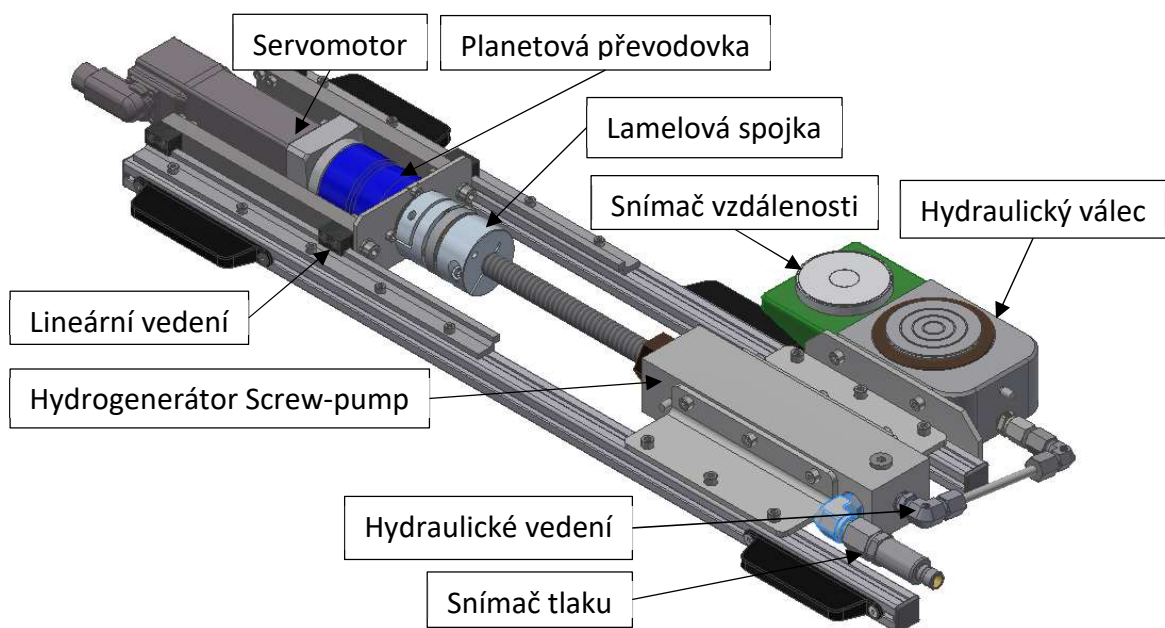
Elektrohydraulické zařízení s nízkým zdvihem je složeno z jednotlivých hlavních komponent, jejichž výběr nebo návrh byl proveden v předchozích kapitolách. Tyto komponenty jsou dále doplněny o součásti sloužící ke vzájemnému spojení, včetně spojovacího materiálu. Výsledná sestava s popisem hlavních komponent je zobrazena

na Obr. 53. Celkové rozměry navrženého zařízení jsou 264x751x52,5 mm (š x d x v). Odhadovaná hmotnost zařízení včetně náplně je okolo 15 kg.

Základním prvkem, ke kterému jsou přichyceny ostatní komponenty, jsou dva podélné hliníkové profily 20x20-102020 od výrobce ALUTEC KK s.r.o., které umožňují montáž dalších prvků vloženými maticemi M4, nebo M5. Tyto profily jsou doplněny madly a na svých koncích krytkou. Základní vazbu mezi profily v přední části zajišťují dva ohýbané plechy T4 a tělo screw pump. Tyto komponenty jsou spojeny šrouby M5. V zadní části jsou profily spojeny plechem T3, ve tvaru U jdoucím pod servomotorem, a šrouby M4. [47]

V zadní části je dále umístěn servomotor s planetovou převodovkou na lineárním vedení. Spojení lineárního vedení tvoří platle z plechu T3, nesoucí motor s převodovkou, a dvě ocelové, za studena tažené, tyče 32x12 mm. Tyče jsou spojené s platí každá dvěma šrouby M6 a s vozíky lineárního vedení.

Hydraulický válec je umístěn po straně hliníkového profilu pomocí plechu T4 a spojen šrouby M5. K hydraulickému válci je také připevněn snímač vzdálenosti, umístěný na 3D tištěném držáku, aby se nacházel co nejbližší podpírané části stroje. Na základě modelu, uvedeného na Obr. 53, byla vytvořena výkresová dokumentace uvedená v příloze. Ta zahrnuje návrhové výkresy hydraulického válce a hydrogenerátoru, společně se sestavným výkresem a jeho kusovníkem.



Obr. 53 - Elektrohydraulické zařízení

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout elektrohydraulický pohon pro ustavovací elementy obráběcích strojů. Ustavovací elementy by měly umožňovat jasně definované a opakovatelné ustavení obráběcího stroje, na základě požadovaného rozložení hmotnosti stroje a jeho ustavení do roviny, výškovým nastavením ustavovacích elementů.

V rámci rešerše byly řešeny stávající možnosti ustavování volně stojících obráběcích strojů, jako jsou klínové patky, a význam správného podepření rámu stroje. V další části rešerše byl zpracován přehled podobných technických řešení, kterými bylo možné se inspirovat, jelikož pro požadovanou aplikaci se nepodařilo nalézt vhodné zařízení a bylo nutné jej navrhnout. Z toho důvodu byla rešerše dále zaměřena na nalezení dostupných komponent pro navrhovaný ustavovací element. Vyplyvá z ní, že v nabídce výrobců byla v současné době nalezena pouze hraničně použitelná kombinace hydraulického válce a hydrogenerátoru typu screw pump, která byla uvedena v rámci návrhu variant řešení. Snímač polohy ustavovaného stroje a snímač tlaku kapaliny, pro nepřímé měření zatížení ustavovacího elementu, byly nalezeny v několika vhodných variantách. Dále byly nalezeny vhodné servomotory, včetně planetových převodovek pro zvýšení jejich krouticího momentu.

V rámci návrhu variant řešení byla uvedena varianta sestavená z dostupného hydraulického válce a hydrogenerátoru. Dále pak varianta zahrnující návrh těchto komponent. Její dvě podvarianty se poté zabývají přístupy k řešení kompenzace translačního pohybu šroubu hydrogenerátoru. Na základě kriteriálního zhodnocení byla zvolena varianta s navrhovanými komponenty a lineárním vedením pro kompenzaci translačního pohybu pohybového šroubu.

V konstrukční a výpočtové části byla jako první provedena volba motoru s převodovkou, s cílem dosáhnout maximálního krouticího momentu v omezené zástavbové výšce. Vnitřní rozměry hydraulického válce a přidruženého hydrogenerátoru byly navrženy pomocí vytvořeného kódu, na základě již známého dostupného krouticího momentu na výstupu z převodovky, požadované nosnosti a zdvihu hydraulického válce.

Po návrhu vnitřních rozměrů hydraulického válce a hydrogenerátoru bylo možné provést návrh jejich vnějších rozměrů, návrh pohybového šroubu hydrogenerátoru, volbu těsnění a nakupovaných komponent. Pro navrženou variantu dále proběhl výběr a výpočet lineárního vedení, které kompenzuje translační pohyb šroubu hydrogenerátoru.

V poslední kapitole byla popsána konstrukce celého elektrohydraulického zařízení, které bylo sestaveno ve formě 3D modelu. Na jeho základě byly vytvořeny návrhové výkresy hydromotoru a zdroje tlakové kapaliny, společně s výkresem sestavy.

Navržené zařízení vyniká vysokou nosností a nízkou zástavbovou výškou. Umožňuje odměřování zatížení hydraulického válce, prostřednictvím snímače tlaku kapaliny, a odměřování výšky stroje nad podlahou, pomocí bezkontaktního snímače polohy. Navenek se jedná o zařízení s elektrickým pohonem, jehož měnič má velmi kompaktní rozměry a montuje se na DIN lištu. Celkově se pak jedná o kompaktní zařízení, jehož odhadovaná hmotnost je pouze 15 kg.

Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] L. HAVLIK, L. NOVOTNY a P. SOUCEK, „METHOD FOR PRECISE AND REPEATABLE MACHINE TOOL ADJUSTMENT ON FOUNDATION,“ 10. 2022. [Online]. Available: <https://www.mmscience.eu/journal/issues/october-2022/articles/method-for-precise-and-repeatable-machine-tool-adjustment-on-foundation>. [Přístup získán 23. 10. 2022].
- [2] „stachura stroje a zařízení,“ stachura.cz, [Online]. Available: <http://stachura.cz/diagnostika.htm>. [Přístup získán 6. 10. 2022].
- [3] „ESOS,“ ESOS Ostrava, [Online]. Available: <https://www.diagnostikastroju.cz/diagnostika-nc-a-cnc-stroju/>. [Přístup získán 6. 10. 2022].
- [4] „Series_RK_10-2016_eng.indd,“ BWF Fixatorenbau, 10. 2016. [Online]. Available: https://www.fixatorenbau.de/wp-content/uploads/Docs/Technische-Daten/RK/Series_RK_10-2016_eng.pdf. [Přístup získán 10. 9. 2022].
- [5] „Nivell English catalogue_BK,“ Nivell, [Online]. Available: https://en.nivell.com/fileadmin/user_upload/Nivell_Katalog_englisch.pdf. [Přístup získán 2. 11. 2022].
- [6] L. NOVOTNY, J. Sindler, S. FIALA a J. SVEDA, „Modelling and optimization of machine tools on foundations,“ 10. 2016. [Online]. Available: https://scholar.google.cz/citations?view_op=view_citation&hl=cs&user=xc-Rq4QAAAAJ&citation_for_view=xc-Rq4QAAAAJ:d1gkVwhDplOC. [Přístup získán 23. 10. 2022].
- [7] J. KOUBEK, „INTEFIX,“ issuu, 20. 8. 2015. [Online]. Available: https://issuu.com/tecnical2012/docs/2015_2. [Přístup získán 28. 9. 2022].
- [8] „Innovative condition detection,“ ROEMHELD-WENZLER, [Online]. Available: <https://www.roemheld.de/en/applications/innovative-condition-detection-increases-process-reliability~aAaO24qOKmJ>. [Přístup získán 28. 9. 2022].
- [9] „Katalog ENERPAC,“ ENERPAC, [Online]. Available: <https://www.hydrflex.sk/data/3cd50178.pdf>. [Přístup získán 18. 8. 2022].
- [10] „RS,“ RS Components Sp. zo.o., [Online]. Available: [https://cz.rs-online.com/web/p/prenosne-hydraulicke-valce-zvedacityp/2008775?cm_mmc=CZ-PLA-DS3A--google--CSS_CZ_CZ_Pneumatika_a_hydraulika_Whoop--\(CZ:Whoop!\)+Přenosné+hydraulické+válce++zvedací+typ--2008775&matchtype=&aud-821594433763:pla-307135181893&gclid=Cj0KQCQjw3eeXBhD7ARIsAHjssr8MV5r7g1fY-diGpxJAaIlzI6z2Zl1RQIM9tCfozngbAMFanAPDUQQaAhQQEALw_wcB&gclsrc=aw.ds](https://cz.rs-online.com/web/p/prenosne-hydraulicke-valce-zvedacityp/2008775?cm_mmc=CZ-PLA-DS3A--google--CSS_CZ_CZ_Pneumatika_a_hydraulika_Whoop--(CZ:Whoop!)+Přenosné+hydraulické+válce++zvedací+typ--2008775&matchtype=&aud-821594433763:pla-307135181893&gclid=Cj0KQCQjw3eeXBhD7ARIsAHjssr8MV5r7g1fY-diGpxJAaIlzI6z2Zl1RQIM9tCfozngbAMFanAPDUQQaAhQQEALw_wcB&gclsrc=aw.ds). [Přístup získán 18. 8. 2022].
- [11] „HVL-Catalogue-Page-PDF146202165248.pdf,“ [Online]. Available: <https://www.hi-force.com/Admin/Content/HVL-Catalogue-Page-PDF146202165248.pdf>. [Přístup získán 18. 8. 2022].

- [12] „HPS-Catalogue-Page-PDF146202165216.pdf,“ [Online]. Available: <https://www.hi-force.com/Admin/Content/HPS-Catalogue-Page-PDF146202165216.pdf>. [Přístup získán 18. 8. 2022].
- [13] „Werner-Weitner-Low-Profile-Cylinder-Jacks.pdf,“ werner weitner gmbh, [Online]. Available: <https://www.pjmindustrial.com.au/wp-content/uploads/simple-file-list/Werner-Weitner-Low-Profile-Cylinder-Jacks.pdf>. [Přístup získán 18. 8. 2022].
- [14] „HYDRAULIC CLAMPING SYSTEMS Catalogue 2023/2024,“ ANDREAS MAINER GmbH & Co. KG, [Online]. Available: <https://pdf.directindustry.com/pdf/andreas-maier-gmbh-co-kg-amf/hydraulic-clamping-systems/9232-758652.html#open449111>. [Přístup získán 19. 8. 2022].
- [15] „KOSTYRKA hydraulic pressure generator - Product Information,“ [Online]. Available: <https://docplayer.net/49189884-Hydraulic-pressure-generator-air-oil-pressure-intensifier-oil-oil-pressure-intensifier-screw-pumps-screw-pistons-product-information.html>. [Přístup získán 19. 8. 2022].
- [16] „Katalog Roemheld Screw Pump,“ Römheld GmbH Friedrichshütte, [Online]. Available: <https://www.rates.se/files/2019-11/d8819-en-0297.pdf>. [Přístup získán 19. 8. 2022].
- [17] „CRESSTO-katalogovy-list-serie-A,“ CRESSTO s.r.o., [Online]. Available: <https://www.cressto.cz/download/A/CRESSTO-katalogovy-list-serie-A.pdf>. [Přístup získán 2. 9. 2022].
- [18] „Pressure transmitter For industrial applications Model A-10,“ WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG, [Online]. Available: https://shop.wika.com/media/Data-sheets/Pressure/Pressure-sensors/ds_pe8160_en_co.pdf. [Přístup získán 2. 9. 2022].
- [19] ifm electronic gmbh 2023, „IFM PT5401,“ ifm electronic gmbh 2023, [Online]. Available: <https://www.ifm.com/us/en/product/PT5401?tab=details>. [Přístup získán 17. 2. 2023].
- [20] „CSM_ZX-T_E345-E1_2_2,“ OMRON Industrial Automation, [Online]. Available: https://www.tme.eu/Document/d3ad2f7b90ef14dcdc10d31e89761f7b/zx-t_en.pdf. [Přístup získán 11. 9. 2022].
- [21] „Mesing katalog_snimacu,“ [Online]. Available: https://mesing.cz/download/mesing/katalog_snimacu.pdf. [Přístup získán 11. 9. 2022].
- [22] „Inductive sensors based on eddy currents,“ 11. 2021. [Online]. Available: <https://www.micro-epsilon.cz/download/products/cat--eddyNCDT--en.pdf>. [Přístup získán 21. 10. 2022].
- [23] „Capacitive displacement sensors and systems,“ [Online]. Available: <https://www.micro-epsilon.cz/download/products/cat--capaNCDT--en.pdf>. [Přístup získán 21. 10. 2022].
- [24] „Confocal chromatic sensor system,“ [Online]. Available: <https://www.micro-epsilon.cz/download/products/cat--confocalDT--en.pdf>. [Přístup získán 21. 10. 2022].

- [25] „Magneto-inductive displacement sensors,“ [Online]. Available: <https://www.micro-epsilon.cz/download/products/cat--mainSENSOR--en.pdf>. [Přístup získán 21. 10. 2022].
- [26] „AM8013-wDyz,“ Beckhoff Automation s.r.o., [Online]. Available: <https://www.beckhoff.com/cs-cz/products/motion/rotary-servomotors/am8000-servomotors/am8013-wdyz.html>. [Přístup získán 21. 9. 2022].
- [27] „AM8113-wFyz,“ Beckhoff Automation s.r.o., [Online]. Available: <https://www.beckhoff.com/cs-cz/products/motion/rotary-servomotors/am8100-servomotors-for-compact-drive-technology/am8113-wfyz.html>. [Přístup získán 21. 9. 2022].
- [28] „moons_m2_series_ac_servo_system_catalog_2017_en_v17-07_mod,“ MOONS' Industries, 2017. [Online]. Available: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2019/05/moons_m2_series_ac_servo_system_catalog_2017_en_v17-07_mod.pdf. [Přístup získán 26. 10. 2022].
- [29] „KAEP_S800001_23C_2_0.book,“ Yaskawa America, [Online]. Available: <https://www.yaskawa.com/delegate/getAttachment?documentId=YAI-KAEPS80000123&cmd=documents&openNewTab=true&documentName=YAI-KAEPS80000123.pdf>. [Přístup získán 26. 10. 2022].
- [30] „AKM-KM-SG_000077_RevE_EN.pdf,“ [Online]. Available: https://www.kollmorgen.com/sites/default/files/AKM-KM-SG_000077_RevE_EN.pdf. [Přístup získán 26. 10. 2022].
- [31] „Katalog_APEX_CZ_201908_online.pdf,“ [Online]. Available: https://www.apexdynaczech.cz/wp-content/uploads/2019/10/Katalog_APEX_CZ_201908_online.pdf. [Přístup získán 28. 10. 2022].
- [32] „WITTENSTEIN alpha,“ WITTENSTEIN alpha GmbH, 2022. [Online]. Available: <https://alpha.wittenstein.de/en-en/products/servo-gearboxes/low-backlash-planetary-gearboxes/np-planetary-gearbox/>. [Přístup získán 18. 10. 2022].
- [33] „Neugart_PLE_EN.pdf,“ Neugart GmbH, [Online]. Available: https://www.neugart.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Catalog_Chapters/Neugart_PLE_EN.pdf. [Přístup získán 28. 10. 2022].
- [34] „EL7211-9014,“ Beckhoff Automation s.r.o., January 2023. [Online]. Available: <https://www.beckhoff.com/en-en/products/motion/compact-drive-technology/i-o-components/el7211-9014.html>. [Přístup získán 24. 1. 2023].
- [35] P. Šťastný, „Návrh hydraulického válce nůžkového zvedáku pro osobní auto,“ Bakalářská práce, ČVUT FS, Ústav konstruování a částí strojů, vedoucí práce Ing. Karel Petr, Ph.D., 2020. [Online]. Available: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/89670/F2-BP-2020-Stastny-Pavel-Navrh_hydraulickeho_valce.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. [Přístup získán 10. 1. 2023].
- [36] J. Řezníček, „Pružnost a pevnost II příklady,“ 16. 9. 2019. [Online]. Available: http://pruznost.unas.cz/PP_II_prikklady.pdf. [Přístup získán 10. 1. 2023].

- [37] L. Jiří a V. Pavel, Strojírenské tabulky páté vydání, Úvaly: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2011.
- [38] Trelleborg, „Trelleborg Hydraulic seals-linear,“ 2022. [Online]. Available: https://www.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss_website/pdf-and-other-literature/catalogs/hydraulic_complete_gb_en.pdf?rev=d39eea956a4c4e40bdf1bba5c2e203fc&openpdf=1. [Přístup získán 28. 1. 2023].
- [39] „Elotechnik.cz,“ Elotechnik, [Online]. Available: <https://www.elotechnik.cz/vodici-paska-3-2x3-1-1-5-fb01-ptfe.html>. [Přístup získán 28. 1. 2023].
- [40] A.P.I. S.r.l., „katalog tlumiče vzduchu - kompresory vzduchotechnika,“ [Online]. Available: https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/user/related_files/produkty-sroubeni-funkcni-sroubeni-tlumice-ac.pdf. [Přístup získán 6. 2. 2023].
- [41] „Gutekunst Federn,“ Federn, [Online]. Available: <https://www.federnshop.com/de/produkte/bohrungsringe/c430-16.html>. [Přístup získán 30. 1. 2023].
- [42] Parker, „Parker CAT-4100-UK,“ [Online]. Available: <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/HPCE/New/CAT-4100-UK.pdf>. [Přístup získán 2. 2. 2023].
- [43] Bc. Milan Havelka, vedoucí práce prof. Ing. František Pochylý, CSc., „Proces dekomprese v hydraulických systémech tvářecích strojů,“ Diplomová práce, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, 2015. [Online]. Available: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=102704. [Přístup získán 17. 2. 2023].
- [44] Parker hannifin corp 2023, „Catalog 4660 - Parflex Thermoplastic & Fluoropolymer Products,“ [Online]. Available: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Parflex/CATALOG_4660-Thermoplastic_Hose.pdf?fbclid=IwAR3Sr8g88Z45Yf7BCKPtFnrVIZtyh0t7KiQmBjhcgEN_oi_y-Dz_EFAE4ml. [Přístup získán 17. 2. 2023].
- [45] C. M. GmbH+Co.KG, „BMC-TECH,“ [Online]. Available: https://bmc-tech.cz/download/16437_hridelova-lamelova-spojka-roba-ds-roba-r-ds-steel.pdf. [Přístup získán 2. 2. 2023].
- [46] igus GmbH, „Katalog DryLin W, RS Components,“ [Online]. Available: <https://docs.rs-online.com/fdea/0900766b80599b17.pdf>. [Přístup získán 3. 2. 2023].
- [47] „Katalog Alutec K&K,“ ALUTEC KK s.r.o., [Online]. Available: <http://katalogalutecck.aspone.cz/>. [Přístup získán 26. 2. 2023].

Seznam obrázků

Obr. 1 - Klínová patka Series RK [4]	14
Obr. 2 - Klínová patka série DK [5]	15
Obr. 3- Rozměry série DK [5]	15
Obr. 4- Parametry série DK [5]	15
Obr. 5 - Frézka se samonosným rámem na šesti patkách [1]	16
Obr. 6 - schématický návrh a technologický význam vakuové podpěry [7].....	17
Obr. 7 - měření a vyrovnání obrobku [7].....	17
Obr. 8 - Inovativní detekce stavu obrobku [8]	18
Obr. 9 - Válec CLP ENERPAC [9]	20
Obr. 10 - Válec RSM ENERPAC [9]	20
Obr. 11 - Válec HVL Hi-Force [11].....	21
Obr. 12 - Válec HPS Hi-Force [12].....	21
Obr. 13 - Válec Werner-Weitner WW-FZ-020-06 [13]	22
Obr. 14 - Screw Pump AMF 6901-10 [14].....	24
Obr. 15- Screw Pump AMF 6901-20 [14]	24
Obr. 16- Screw Pump Roemheld D 8.819 [16]	25
Obr. 17 - Závislost tlaku a momentu pro D 8.819 [16].....	26
Obr. 18 - CRESSTO snímač tlaku série A [17].....	27
Obr. 19 - varianty konektorů snímače WIKA A-10 [18].....	28
Obr. 20 - IFM PT5401 [19]	28
Obr. 21 - Improvizovaná konstrukce ustavovacího elementu [1].....	29
Obr. 22 - Rozměry OMRON snímač ZX-TDS10 [20]	30
Obr. 23-Rozměry Mesing T202F [21]	30
Obr. 24-Rozměry EU15 [22].....	31
Obr. 25-Rozměry CS10 [23]	31
Obr. 26- Rozměry IFS2403/90-10 [24].....	31
Obr. 27- Snímač SA8 [25].....	32
Obr. 28 - Beckhoff AM8013 krouticí moment/otáčky [26]	34
Obr. 29 - Beckhoff AM8113-wFyz krouticí moment/otáčky [27].....	34

Obr. 30- SM0402AE4-KCD-NNV [28]	35
Obr. 31- AB Series [31]	37
Obr. 32 - Wittenstein aplha NP 005 [32]	38
Obr. 33- NUGART PLE [33].....	38
Obr. 34 - Schéma varianta 1	43
Obr. 35 - Schéma varianta 2a	44
Obr. 36 - Schéma varianta 2b.....	45
Obr. 37 - Elektrohydraulické zařízení	48
Obr. 38 - Schéma návrhu elektrohydraulického zařízení	49
Obr. 39 - Schéma návrhového kódu Matlab	52
Obr. 40 -Odhad napětí silnostěnné otevřené nádoby s vnitřním přetlakem [36]	53
Obr. 41 - Řez hydraulickým válcem	55
Obr. 42 - Řez screw pump	56
Obr. 43 - PSK300650 doporučení k instalaci [38].....	56
Obr. 44 – Variseal M2 doporučení k instalaci [38].....	57
Obr. 45 - Příklad vzpěru [37]	58
Obr. 47 – GEO Male stud connector [42].....	59
Obr. 46 - W Union elbow [42]	59
Obr. 48 - Konstrukční provedení spojky ROBA-DS [45].....	62
Obr. 49 – ROBA-DS technická data a rozměry [45].....	62
Obr. 50 - Schéma sil pro výpočet lineárního vedení	63
Obr. 51 - Reakce vedení na M_k	64
Obr. 52 - Půdorys lineárního vedení	65
Obr. 53 - Elektrohydraulické zařízení	67

Seznam tabulek

Tab. 1 - Rozměry a hodnoty Series RK [4]	14
Tab. 2 - Kriteriaální zhodnocení variant řešení	46
Tab. 3 - parametry výpočtu pohonu [27] [32] [34]	50
Tab. 4 - parametry navržených variant válce a pumpy	51
Tab. 5 - Parametry ocel 11 523 [37] [35].....	54
Tab. 6 - Hodnoty pro výpočet lineárního vedení [27] [32].....	63

Seznam použitého softwaru

- Microsoft Word
- Microsoft Excel
- Matlab R2022a
- MITCalc
- Autodesk Inventor Professional 2023
- Notability

Seznam příloh

Textové přílohy

- Příloha I – Program návrhového výpočtu hydraulické části
- Příloha II – Výpočet pohybového šroubu hydrogenerátoru

Výkresová dokumentace

Číslo výkresu	Název
BP0287-01-0001-NV	HYDRAULICKÝ VÁLEC
BP0287-01-0002-NV	SCREW PUMP
BP0287-01-0000	ELEKTROHYDRAULICKÉ ZAŘÍZENÍ
BP0287-01-0000-K	ELEKTROHYDRAULICKÉ ZAŘÍZENÍ - KUSOVNÍK

Elektronické přílohy

- Příloha I – Program návrhového výpočtu hydraulické části
- Příloha II – Výpočet pohybového šroubu hydrogenerátoru
- 3D model elektrohydraulického zařízení
- Výkresová dokumentace