

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Testovací stolice pro přímočaré hydromotory

2022

Bc. Jan Turek

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Turek** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **474995**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Testovací stolice pro přímočaré hydromotory

Název diplomové práce anglicky:

Test benches for linear hydraulic cylinders

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Pro vytipované přímočaré hydromotory navrhnete testovací stolice pro dynamické zkoušky. Rozsah průměrů testovaných přímočarých hydromotorů (PHM) je 110 až 350mm, zdvih 310 až 1230 mm, maximální zatěžující síla 4 MN, rychlost vysouvání je stejná jako pro zasouvání. Pro PHM o průměru 350 je rychlost 6mm/s, pro průměr 140 je rychlost 30 mm/s; Osnova práce: Rešerše dané problematiky, Navrhnete způsob testování, princip ukládání a konstrukční řešení upevnění PHM na testovací stolici. Navrhnete konstrukční řešení vyrovnání PHM do testovací polohy. Navrhnete odměřování síly a polohy PHM. Navrhnete rám s ustavením celé testovací stolice a krytováním. 3D model celého pracoviště. Rozsah grafické části: potřebné sestavné výkresy; Rozsah textové části: 60 – 80 stran.

Seznam doporučené literatury:

[1] KOPECKÝ, Miloslav a Jaromír HOUŠA, Základy stavby výrobních strojů. Praha: České vysoké učení technické, 1986.; [2] KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT Fakulta strojní, 1989; [3] HÝSEK, R. Tvářecí stroje. SNTL Praha, 1980 Katalog tvářecích strojů) (CS)

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Tomáš Krannich, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

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

Ing. Eduard Stach, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

Datum zadání diplomové práce: **30.03.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **25.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2022**

Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou 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 25.7.2022

.....

podpis

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D., za jeho cenné rady a připomínky, kterými mi byl nápomocen při vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a partnerce za poskytování dobrého zázemí pro psaní této práce.

Anotace

Jména autora:	Bc. Jan Turek
Název DP:	Testovací stolice pro přímočaré hydromotory
Číslo DP:	1815
Rozsah práce:	93 stran, 88 obrázků, 6 tabulek
Akademický rok vyhotovení:	2022
Ústav:	Ú 12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Zadavatel tématu:	Slovácké strojírna, a.s.
Využití:	Návrh konstrukce testovací stolice pro firmu Slovácké strojírna.
Klíčová slova:	testovací stolice, hydromotor, odměřovací systém síly a polohy
Anotace:	Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem testovací stolice pro zkoušky zadavatelem dodaných typů hydromotorů. Na základě rešerše byl zvolen způsob zatěžování a byl vybrán senzorický systém pro odměřování síly a polohy. Dále byl navržen rám a jeho ustavení. Byl navržen způsob upevnění hydromotorů do testovací stolice a systémy pro kompenzace různých rozměrů testovaných hydromotorů. Součástí práce je 3D model testovací stolice a potřebné sestavné výkresy.

Annotation

Author:	Bc. Jan Turek
Title:	Test benches for linear hydraulic cylinders
Number:	1815
Extent:	93 pages, 88 fig., 6 tabs.
Academic year:	2022
Department:	Ú 12135 - Department of Production Machines and equipment
Tutor:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Consultant:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Submitter:	Slovácké strojírný, a.s.
Application:	Design of test bench for the company Slovácké strojírný.
Keywords:	test benches, hydraulic cylinder, force and position measurement system
Annotation:	<p>The diploma thesis deals with construction design of test bench for hydromotor tests. Types of tested hydromotors were specified by submitter. Method of loading and measuring system was chosen according to the research. Furthermore, the frame and its setting were designed. A method of fixing the hydromotors in the test stand and systems for compensating the different dimensions of the tested hydromotors were designed. The work includes a 3D model of the test bench and the necessary assembly drawings.</p>

Obsah

Prohlášení.....	3
Poděkování.....	4
Anotace	5
Annotation	6
Obsah	7
Seznam použitých jednotek a veličin.....	9
1. Úvod	13
2. Cíle práce.....	14
3. Rešerše testovacích zařízení hydromotorů	15
3.1. Konstrukční uzly testovacích stolic	18
3.1.1. Rám.....	18
3.1.2. Vystředovací systémy	20
3.1.3. Způsoby upevnění hydromotorů.....	22
3.2. Odměrování.....	26
3.2.1. Síla	26
3.2.2. Poloha	31
3.2.3. Snímače tlaku.....	37
3.3. Krytování.....	37
3.4. Shrnutí rešerše	39
4. Návrhy řešení rámu	41
4.1. Návrh testovacích pozic jednotlivých hydromotorů	41
4.2. Návrh rámu.....	44
4.2.1. Sloupový rám	44
4.2.2. Otevřený rám	47
5. Konstrukce testovací stolice	50
5.1. Princip ukládání hydromotorů na testovací stolicí.....	53

5.1.1.	Zatěžující hydromotor.....	53
5.1.2.	Testovaný hydromotor.....	54
5.2.	Parametry zatěžujícího hydromotoru.....	55
5.3.	Návrh upevnění zatěžujícího hydromotoru.....	57
5.4.	Návrh upevnění testovaných hydromotorů.....	59
5.5.	Návrh odměřování síly a polohy.....	68
5.5.1.	Vyrovnání hydromotoru.....	70
5.6.	Krytování testovací stolice.....	71
5.7.	Zobrazení testovací stolice.....	72
6.	Kontrolní výpočty.....	73
6.1.	Uložení rámu.....	73
6.2.	Uložení hydromotorů.....	75
6.3.	Lineární vedení odměřovací jednotky.....	82
7.	Závěr.....	84
	Seznamy.....	86
	Seznam použité literatury.....	86
	Seznam obrázků.....	89
	Seznam tabulek.....	91
	Seznam použitého softwaru.....	92
	Seznam příloh.....	92

Seznam použitých jednotek a veličin

<i>Symbol</i>	<i>Jednotky SI</i>	<i>Název</i>
A_k	[mm ²]	Otlačovaná plocha klínu
A_{max}	[mm ²]	Plocha pístu největšího hydromotoru (dále jen HM)
A_{min}	[mm ²]	Plocha mezikruží nejmenšího HM
A_s	[mm ²]	Plocha klínu zatěžovaná na smyk
a_d	[m]	Rozměr horní desky pro výpočet kvadratického momentu
B_d	[m]	Rozměr horní desky pro výpočet kvadratického momentu
b_d	[m]	Rozměr horní desky pro výpočet kvadratického momentu
C_0	[N]	Statická únosnost lineárního vedení
C_{100}	[N]	Dynamická únosnost lineárního vedení
D_1	[mm]	Malý průměr závitu šroubu
D_C	[mm]	Průměr čepu
D_p	[mm]	Průměr pístu HM
D_{ps}	[mm]	Průměr pístnice HM
D_{max}	[mm]	Maximální průměr pístu HM
D_{min}	[mm]	Minimální průměr pístu HM
d	[mm]	Velký průměr závitu šroubu
d_1	[mm]	Průměr čepu tělesa HM
d_2	[mm]	Průměr čepu pístnice HM
d_3	[mm]	Průměr dřívku šroubu
E	[Pa]	Modul pružnosti oceli v tahu
e	[mm]	Excentricita při vyrovnávání hydromotoru
e_1	[m]	Pomocná veličina při výpočtu kvadratického momentu
e_2	[m]	Pomocná veličina při výpočtu kvadratického momentu
e_l	[mm]	Excentricita při vyrovnávání hydromotoru na levé straně
e_r	[mm]	Excentricita při vyrovnávání hydromotoru na pravé straně
F_{bp}	[N]	Předpětí šroubu
F_{HM}	[N]	Síla vyvozená HM
F_k	[N]	Síla vysunutí klínu
F_{kl}	[N]	Síla zatěžující kluznou lištu
F_{kmin}	[N]	Minimální síla vysunutí klínu

F_{pmax}	[kN]	Maximální síla při výsuvu nejmenšího HM
F_{pmin}	[kN]	Maximální síla při výsuvu nejmenšího HM
$F_{pš}$	[N]	Síla působící na závity pohybového šroubu
F_Q	[N]	Síla zatěžující šroub
F_Y	[N]	Svislá zatěžující síly
f	[-]	Koeficient tření
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
H_d	[m]	Rozměr horní desky pro výpočet kvadratického momentu
I_d	[m ⁴]	Kvadratický moment horní desky
i	[-]	Počet činných závitů
k	[-]	Bezpečnost výpočtu
$k_{čs}$	[-]	Bezpečnost výpočtu čepu při smykovém namáhání
k_{kl}	[-]	Bezpečnost výpočtu kluzné lišty na otláčení
k_{ko}	[-]	Bezpečnost výpočtu klínu na otláčení
k_{ks}	[-]	Bezpečnost výpočtu klínu při smykovém namáhání
k_{ob}	[-]	Bezpečnost výpočtu objímky na otláčení
k_{po}	[-]	Bezpečnost výpočtu pera na otláčení
k_{ps}	[-]	Bezpečnost výpočtu pera při smykovém namáhání
k_{sl}	[-]	Bezpečnost výpočtu lineárního vedení
$k_{š}$	[-]	Bezpečnost výpočtu šroubu
k_{vk}	[-]	Bezpečnost výpočtu síly vysunutí klínu
k_{vk}	[-]	Bezpečnost výpočtu síly vysunutí klínu
k_{zed}	[-]	Bezpečnost výpočtu kluzného vedení na otláčení
L_{0ZHM}	[mm]	Základní délka tělesa zatěžujícího HM
L_{0THM}	[mm]	Základní délka tělesa testovaného HM
L_{nom}	[km]	Jmenovitá životnost lineárního vedení
L_{K1}	[m]	Svislá vzdálenost osy čepu od základny konzoly
L_{K2}	[m]	Rameno vyklopení konzoly
L_{OJ}	[mm]	Osová vzdálenost čepů odměřovací jednotky
L_V	[mm]	Výpočetní vzdálenost upevnění HM
L_{Vmax}	[mm]	Maximální výpočetní vzdálenost upevnění HM
L_{Vmin}	[mm]	Minimální výpočetní vzdálenost upevnění HM

l_d	[m]	Rozměr horní desky pro výpočet kvadratického momentu
M_{OC}	[Nm]	Ohybový moment působící na čep
m	[mm]	Výška matice
m_k	[kg]	Hmotnost sestavy konzoly
m_{lv}	[kg]	Hmotnost působící na lineární vedení
P	[mm]	Rozteč závitu
p	[MPa]	Tlak při otlačení závitu
$p_{čep}$	[MPa]	Tlak při otlačení čepu
$p_{dčep}$	[MPa]	Dovolený tlak při otlačení čepu
p_{dk}	[MPa]	Dovolený tlak při otlačení klínu
p_{dokl}	[MPa]	Dovolený tlak při otlačení kluzné lišty
p_k	[MPa]	Tlak při otlačení klínu
p_{okl}	[MPa]	Tlak při otlačení kluzné lišty
p_{max}	[MPa]	Maximální testovací tlak
p	[MPa]	Tlak při otlačení závitu
p_D	[MPa]	Dovolený tlak při otlačení závitu
p_{Dzed}	[MPa]	Dovolený tlak při otlačení kluzného vedení typu ZEDEX
p_{DO}	[MPa]	Dovolený tlak při otlačení pera
p_{ekv}	[MPa]	Ekvivalentní zatížení lineárního vedení
p_{HM}	[MPa]	Pracovní tlak hydromotoru
p_p	[MPa]	Tlak při otlačení pera
p_t	[MPa]	Testovací tlak
p_{zed}	[MPa]	Tlak na plochu kluzného vedení typu ZEDEX
Q_{THM}	[l/min]	Průtok testovaného HM
Q_{ZHM}	[l/min]	Průtok zatěžujícího HM
S_{kl}	[mm ²]	Otlačovaná plocha kluzné lišty
S_{sp}	[mm ²]	Střížná plocha pera
S_{op}	[mm ²]	Otlačovaná plocha pera
t_1	[mm]	Šířka oka tělesa HM
t_2	[mm]	Šířka oka pístnice HM
t_d	[m]	Rozměr horní desky pro výpočet kvadratického momentu
t_{OB}	[mm]	Šířka objímky



v_{HM}	[mm]	<i>Rychlost vysouvání resp. zasouvání pístnice HM</i>
y_{max}	[m]	<i>Maximální dovolená hodnota průhybu horní desky</i>
Z_{ZHM}	[mm]	<i>Zdvih zatěžujícího HM</i>
Z_{THM}	[mm]	<i>Zdvih testovaného HM</i>
σ_D	[MPa]	<i>Dovolené ohybové napětí</i>
$\sigma_{D\check{s}}$	[MPa]	<i>Dovolené napětí v dříku šroubu</i>
$\sigma_{\check{s}}$	[MPa]	<i>Napětí v dříku šroubu</i>
τ_C	[MPa]	<i>Smykové napětí v čepu</i>
τ_D	[MPa]	<i>Dovolené smykové napětí</i>
τ_k	[MPa]	<i>Smykové napětí v klínu</i>
τ_p	[MPa]	<i>Smykové napětí v peru</i>

1. Úvod

Testovací stolice pro přímočaré hydromotory se používají pro provádění statických a dynamických zkoušek hydromotorů. Pomocí těchto zkoušek lze stanovit, zda hydromotor může být použit pro svoji aplikaci. Mezi testované vlastnosti patří těsnost, zdvih, síla tlumení v koncových polohách nebo rozběhový tlak. Úkolem zkoušek je monitorování hydromotorů a stanovení, zda daný testovaný hydromotor dosahuje při daných podmínkách požadovaných parametrů a vlastností.

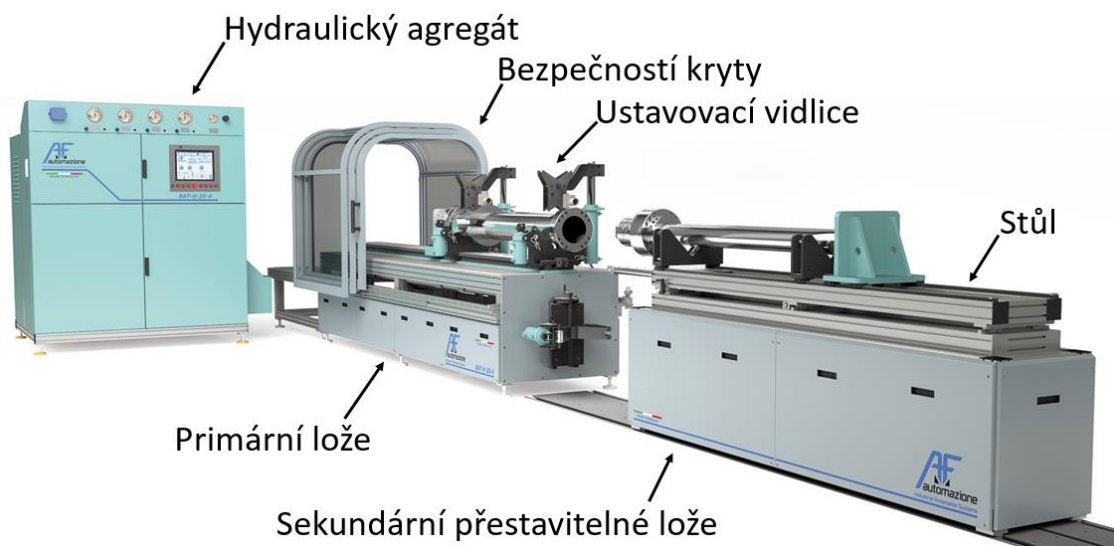
Zadavatelem této diplomové práce je firma Slovácké strojírny, a.s. Tato firma vyrábí např. lisy, obráběcí stroje, mostové jeřáby a mimo další také nůžkové plošiny, které jsou vybaveny hydromotory. Pro tyto hydromotory je za potřebí mít zařízení, které umožní monitorování jejich parametrů. Proto se firma rozhodla modernizovat zkušebnu těchto hydromotorů a to konkrétně zařízením pro provádění zkoušek.

2. Cíle práce

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh testovací stolice, která umožňuje statické a dynamické zkoušky přímočarých hydromotorů. Konstrukce musí zajistit správné upnutí všech zadaných hydromotorů. Zadavatel diplomové práce definoval v tabulce (Tabulka 3) velikosti testovaných hydromotorů. Důležitými parametry jsou kromě zástavbových a připojovacích rozměrů také požadované rychlosti pohybu pístnice (Tabulka 4). Testovací stolice musí umožnit upnutí všech zadaných typů testovaných hydromotorů a to z hlediska velikostí čepů a šířky ok hydromotorů. Rozsah testovaných zdvihů je 110-1230mm. Musí být umožněno testování v plném zdvihu daného testovaného hydromotoru. Dále musí být zajištěna jednoduchá obsluha zařízení, montáž a upevnění hydromotorů do testovací stolice. Testovací stolice musí zajistit možnost snímání síly a dráhy. Z důvodu bezpečnosti obsluhy v průběhu zkoušek je nutné testovací stolicí vybavit krytováním. V zadání je uvedena hodnota zatěžující síly 4MN. Tato síla odpovídá tlaku přibližně 400bar pro píst o průměru 350mm. S tlakem 400 bar je nicméně uvažováno pouze pro statické zkoušky, při kterých nedochází k zatěžování testovací stolice, resp. silový tok se uzavírá pouze tělesem hydromotoru. Pro dynamické zkoušky, kdy se silový tok uzavírá přes konstrukci testovací stolice, je uvažováno s tlakem 350bar.

3. Rešerše testovacích zařízení hydromotorů

Zkoušky hydromotorů se provádějí na testovacích stolicích. Mezi výrobce testovacích a montážních stolic pro hydromotory patří firma AF Automazione. Na následujícím obrázku (Obr. 1) je popsána testovací a montážní stolice BAT-H-35-4 této firmy. Mezi výhody této stolice patří přestavitelnost sekundárního lože, což zvyšuje variabilitu délky pístnice hydromotoru a lepší přístup do prostoru mezi válcem a pístnicí při montáži. Stůl umístěný na sekundárním lože slouží k nastavení pístnice do osy hydromotoru pro správnou montáž. Stolice je vybavena bezpečnostními kryty, které lze vysunout před samotným testovacím procesem. Ustavovací vidlice jsou v tomto případě zespod a shora hydromotoru. Těleso hydromotoru a bezpečnostní kryty jsou umístěny na primárním loži.



Obr. 1 – Testovací stolice BAT-H-5-4 [1]

Stejná firma uvádí na trh testovací a montážní stolicí BAT-H-40 (Obr. 2). Hydraulický agregát je v tomto případě pevně spojen s primárním lože, čímž lze dosáhnout menších zástavbových rozměrů celé stolice. Podobně jako v předešlém případě se testovací stolice skládá z primárního lože, sekundárního přestavitelného lože, hydraulického agregátu, bezpečnostních krytů a dalších součástí zajišťující provoz testovací stolice. Lze si všimnout také stolu, který koná vertikální i horizontální pohyb a tím pomáhá k přesnému nastavení pístnice pro montáž.



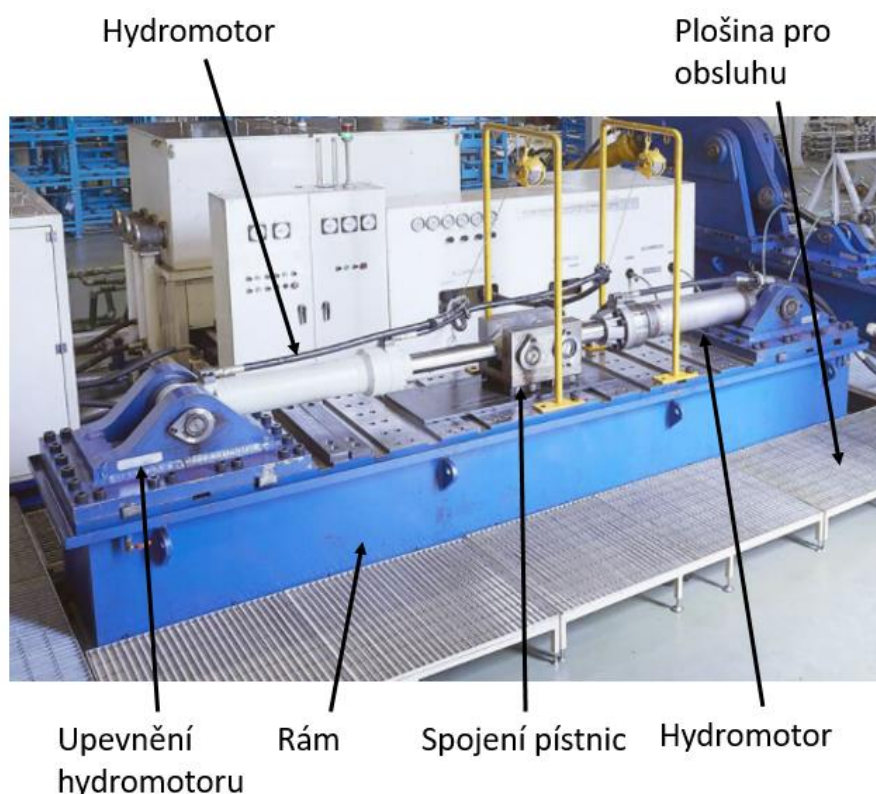
Obr. 2 – Testovací stolice BAT-H-40 [1]

Posledním zástupcem od stejného výrobce je stolice BAT-H-45 (Obr. 3). Hlavním rozdílem mezi touto a dříve zmiňovanými stolicemi je provedení lože. V tomto případě je lože jednotným dílem, tedy hydraulický válec a pístnice jsou při montáži usazeny na stejném loži. Nevýhodou této varianty je zhoršený přístup do montážního prostoru a vyšší hmotnost konstrukce. Oproti předchozím variantám je tato méně variabilní, co se týče délky zdvihu hydromotoru.



Obr. 3 – Testovací stolice BAT-H-45 [1]

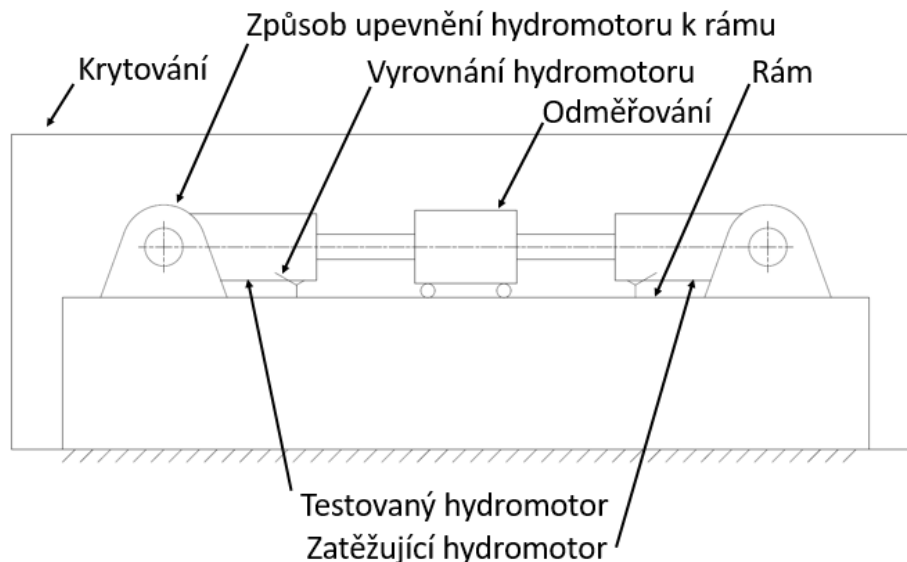
Koncept odpovídající zadání této diplomové práce využívá firma Hengli. Následující obrázek (Obr. 4) zobrazuje testovací stolicí 2P2F skládající se z masivního rámu, na kterém jsou upevněny pomocí tvarových spojů a šroubů masivní konzoly. Testované hydromotory využívají k upevnění oka a čepy, pomocí kterých jsou upevněny k příslušným konzolám. Konzoly jsou upevněny na upínací plochu rámu pomocí šroubů a per, která se nacházejí v drážkách mezi konzolou a rámem. Hydromotory jsou nasměřovány pístnicemi proti sobě. Pístnice hydromotorů jsou spojeny pomocí společného bloku. Z důvodu výšky hydraulické stolice je kolem umístěna plošina pro obsluhu. Firma Hengli uvádí maximální testovací tlak 70 MPa a maximální zatěžující síla 2000 kN. Dále je uveden rozsah velikosti průměru pístu válců a to od 70 – 1900 mm a rozsah zdvihu od 500 – 3000 mm. Na této stolici lze testovat minimální startovací tlak, neboli tlak, při kterém jsou překonány pasivní odpory, a pístnice se začíná pohybovat. Dále lze provádět zkoušku odolnosti těsnění, vnitřní a vnější prosakování. Dále pak lze pomocí stolice měřit ztrátový výkon při tlumení. [2]



Obr. 4 – Testovací stolice 2P2F [2]

Z uvedených testovacích a montážních stolic vyplývá, že konstrukce testovacích zařízení hydromotorů je rozdělena na 3 oblasti. (Obr. 5). První oblastí jsou jednotlivé konstrukční uzly stolic, jako jsou rámy, způsoby upevnění hydromotoru rámu a způsob

vyrovnání hydromotoru. Další oblast se věnuje systémům odměřování síly, tlaku a polohy. Poslední oblast zajišťuje zakrytování testovací stolice z důvodu bezpečnosti.



Obr. 5 – Základní schéma stolic hydromotorů

3.1. Konstrukční uzly testovacích stolic

Jak již bylo zmíněno dříve, navrhovaná testovací stolice musí umožnit upínání velkého rozsahu hydromotorů z hlediska jejich konstrukčních parametrů. Byla provedena rešerše jednotlivých konstrukčních uzlů, za účelem zjištění, zda současně dostupné testovací stolice obsahují prvky, které řeší určitou variabilitu upínaných hydromotorů, popřípadě zda je možné zkombinovat prvky používané pro hydromotory velkých rozměrů s těmi pro hydromotory menších rozměrů a tím vytvořit univerzálnost v požadovaném rozsahu.

3.1.1. Rám

Konstrukce rámu závisí na jeho aplikaci. Pro montážní stolice, kde nejsou rámem uzavírány silové toky působící při zatěžovacích zkouškách, je dostatečná svařená konstrukce z uzavřených čtyřhranných profilů (Obr. 6).



Obr. 6 – Rám svařenec [3]

Součásti zkušebních stolic jsou při provádění zkoušek značně namáhány. Konstrukce rámu a součástí tedy musí být masivní. Na následujícím obrázku se jedná o svařený rám z plechových výpalků (Obr. 7). Konstrukce z oceli umožňuje vyšší složitost tvarů a přechodů než odlévaná konstrukce a je ekonomicky výhodnější pro kusovou nebo malosériovou výrobu.



Obr. 7 – Rám plechy [4]

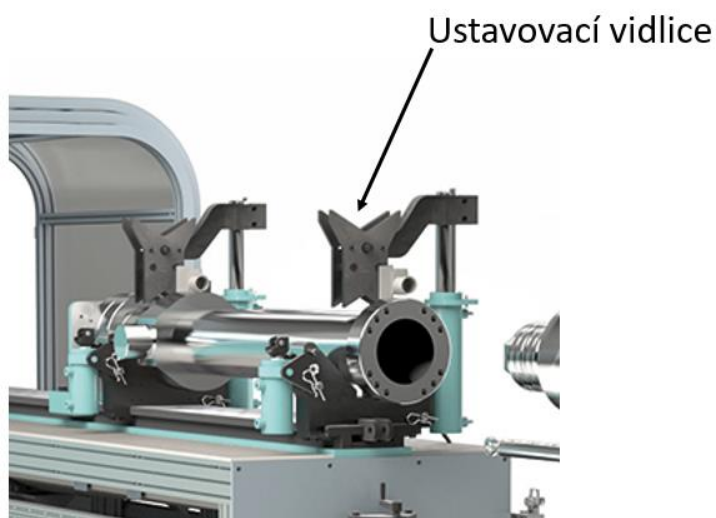
Poslední uvedenou variantou je odlévaný rám (Obr. 8). Odlitky ze šedé nebo tvárné litiny se vyznačují lepší obrobiteľností, než jakou lze dosáhnout u ocelových dílců. Odlévané rámy jsou ekonomicky výhodnější pro velké série. V porovnání s ocelovými svařenci mají odlévané dílce zpravidla menší měrný modul pružnosti.



Obr. 8 – Odlévaný rám [5]

3.1.2. Vystředovací systémy

Již zmíněná firma AF Automation využívá na svých montážních stolicích systém zobrazený na následujícím obrázku (Obr. 9). Hydromotor je pomocí vidlic ustaven jak zespod tak shora.



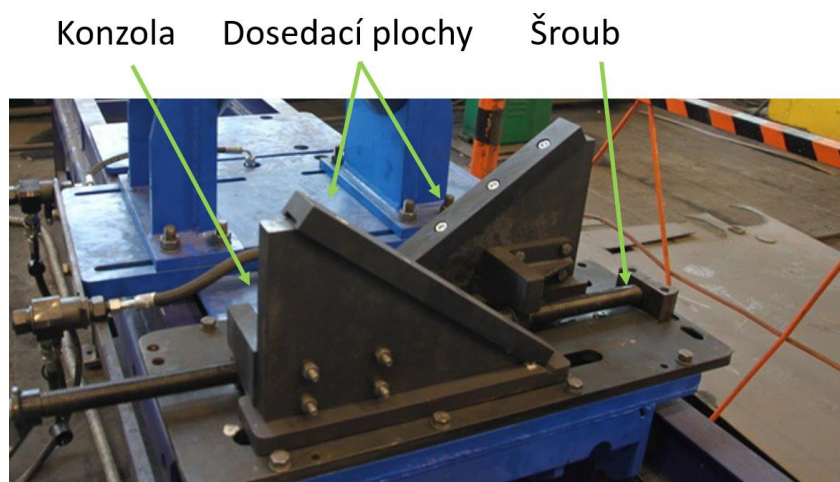
Obr. 9 – AF Automation - ustavení válce [1]

Firma Totaltest využívá k vystředění vidlice (Obr. 10), které se pohybují směrem k válci v horizontálním směru. Nevýhodou tohoto řešení se jeví použití při velkých hmotnostech hydraulických válců, kdy je za potřeby vyvinout velkou sílu k pohybu vidlic, na rozdíl od řešení předešlého, kde stačí položit hydraulický válec do vidlic na spodní straně válce a následně zajistit shora druhou vidlicí. Značnou výhodou je oproti předešlému řešení pevná poloha osy ve svislém směru.



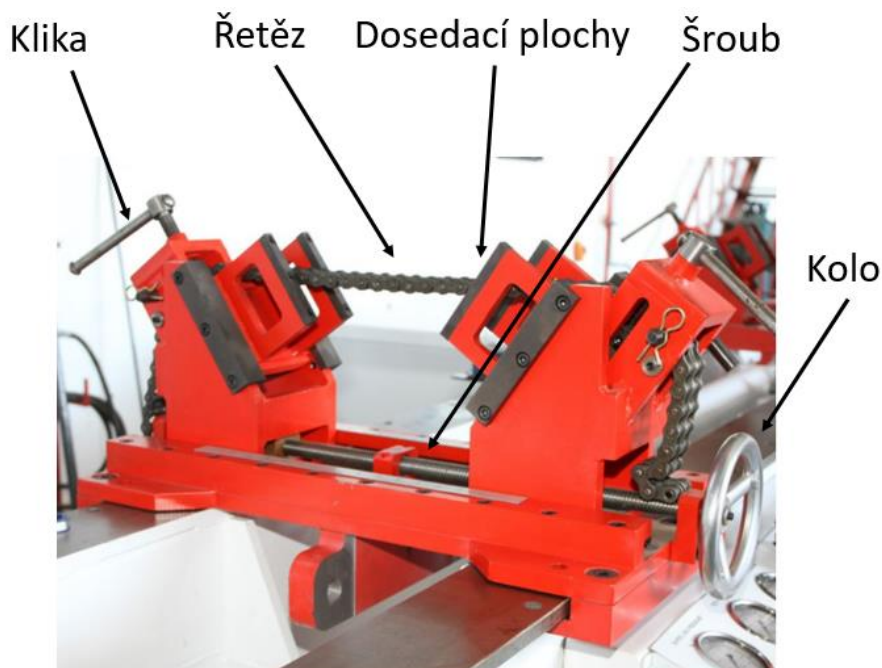
Obr. 10 – Vidlice Totaltest [6]

Odlišným způsobem vystředění je zobrazen na následujícím obrázku (Obr. 11). Jedná se o dvě dosedací plochy přišroubované ke konzolám, kterými lze pohybovat v drážkách pomocí šroubu.



Obr. 11 – Systém vystředění [7]

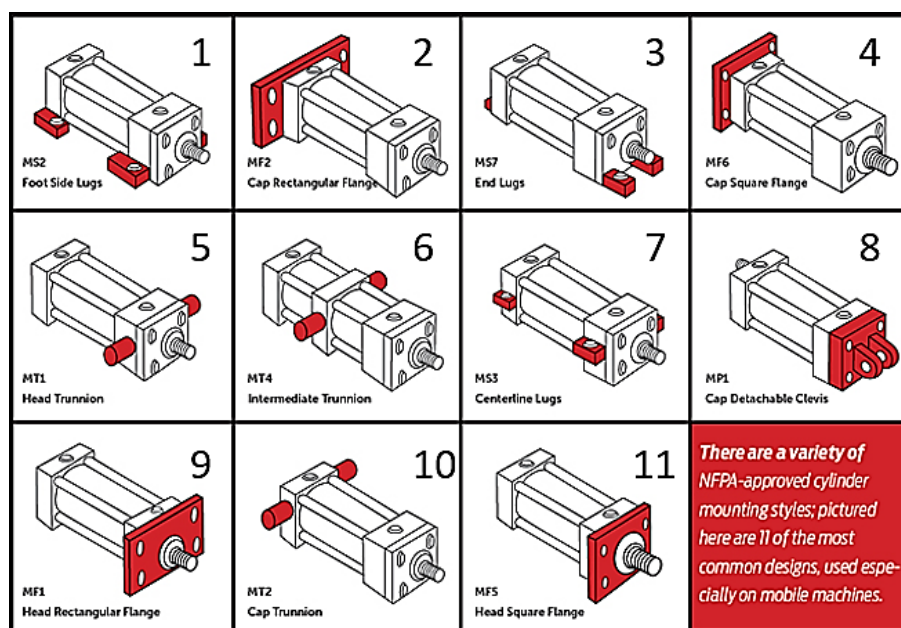
Podobný způsob vystředění válce při montáži používá firma Micron Technologies (Obr. 12). Po usazení válce na dosedací plochy je navíc válec přivázán pomocí řetězu, který po utažení pomocí kliky brání válci odlehnout od dosedacích ploch. Na tomto obrázku lze také vidět způsob přibližování vidlic, který je zajištěn oboustranným šroubem, který je upevněn na kolo.



Obr. 12 – Micron Technologies – vystředění [8]

3.1.3. Způsoby upevnění hydromotorů

Způsobů upevnění hydromotorů je mnoho. Následující obrázek (Obr. 13) obsahuje 11 nejběžnějších způsobů upevnění hydromotorů. Hydromotor lze upevnit pomocí patek umístěných na spodní části válce (1 a 3), obdélníkové nebo čtvercové příruby na zadní části válce (2 a 4), obdélníkové nebo čtvercové vidlice na přední straně válce (9 a 11), čepů umístěných v přední, prostřední nebo zadní části válce (5,6 a 10), vidlice pro čep (8) a patek umístěných ve výšce osy válce (7). [9]



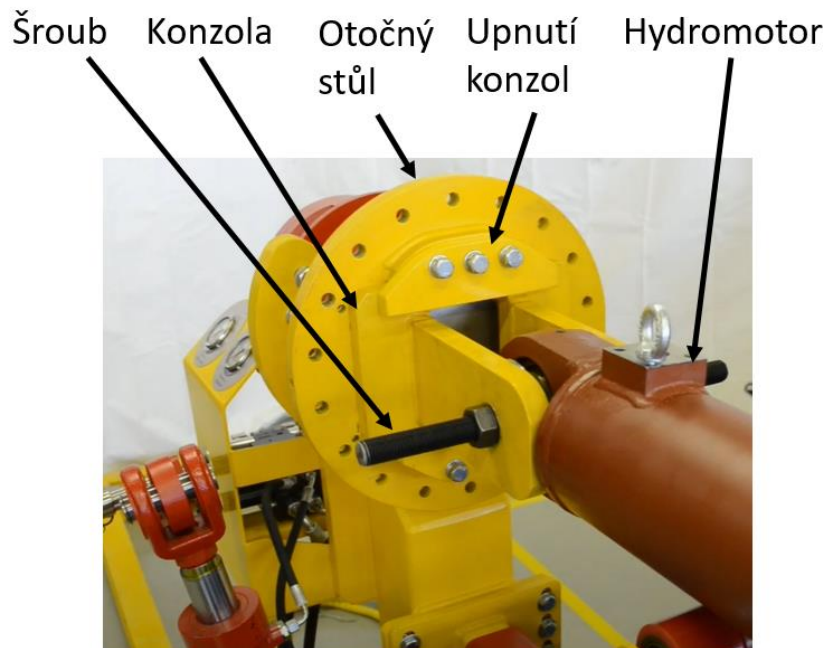
Obr. 13 – Způsoby upevnění [9]

Jedním z nejběžnějších způsobů upevnění hydromotoru je také pomocí oka s čepem. Jedná se o obdobu varianty 8, nicméně místo vidlice je použito pouze jedno oko (Obr. 14).

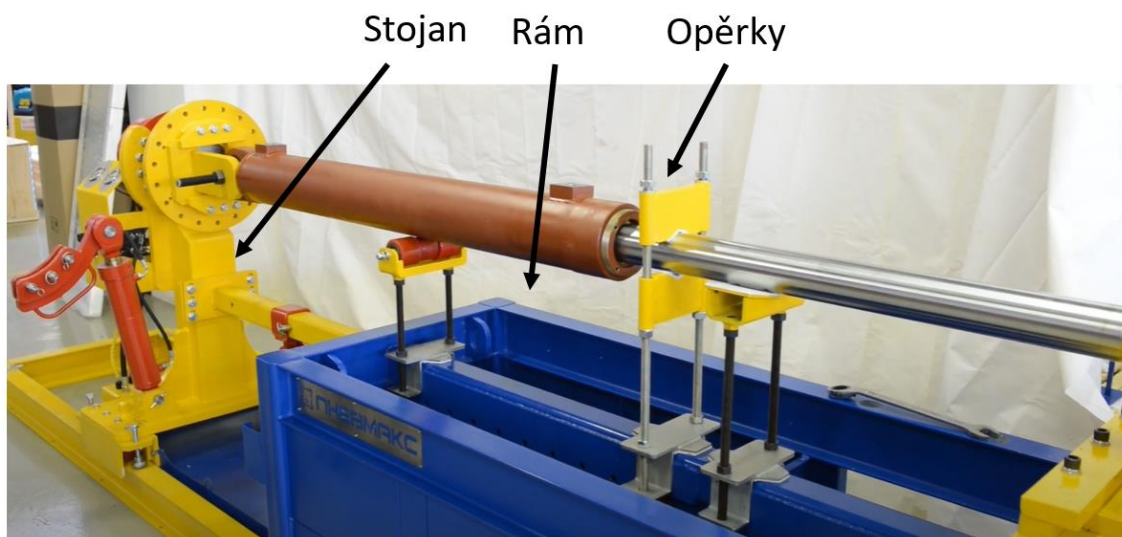


Obr. 14 – Hydromotor s oky [10]

Výrobci montážních a testovacích stolic k tomuto přistupují různými způsoby. Montážní stolice nabízená na stránkách technického portálu Pneumax (Obr. 15) používá k upevnění hydromotoru dvě konzoly, které jsou nasunuty do drážek v rámu. Konzoly jsou opatřeny dírami, kterými je prostrčen šroub. Jelikož jsou konzoly nasunuty ručně a systém neobsahuje prvek, který by konzoly vůči stolu vystředil, je nutné polohu po zasunutí zkontrolovat ručně. Poté jsou konzoly upnuty pomocí šroubů a matic. Schopnost otočit válec kolem své osy slouží k šroubování víka do válce resp. válce do víka, kdy je víko pevně uchyceno na druhé straně montážní stolice a válec upnutý na otočném stole je postupně zašroubován do víka. Takovou vlastnost je možné u testovací stolice využít v případě, kdy je požadováno vypuštění oleje z hydromotoru před další manipulací. Stojan lze vůči rámu posouvat ve směru osy válce, jak lze vidět na druhém obrázku (Obr. 16). Na obou obrázcích si lze všimnout hydromotor upevněný na stojan, který slouží k povolování nebo utahování závitu víka hydromotoru při montáži. Tento způsob upevnění není příliš vhodný pro zatěžování velkými axiálními silami. Celý stojan je možné posouvat v závislosti na zdvihu válce. [11]

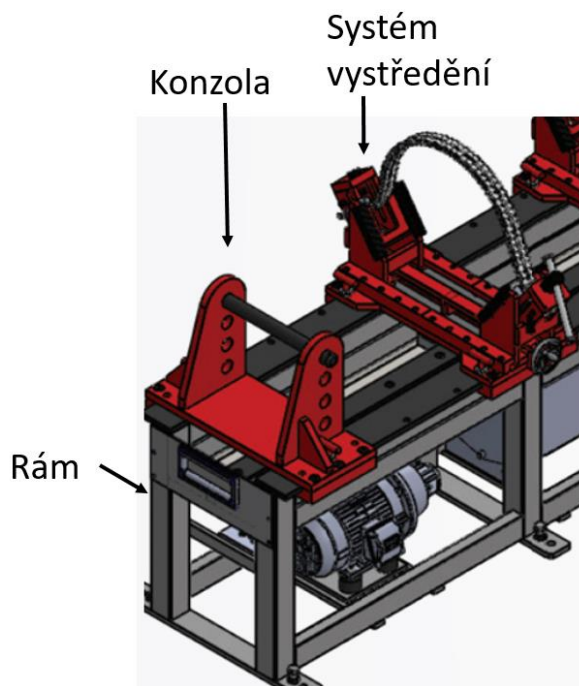


Obr. 15 – Upevnění Pneumax [11]



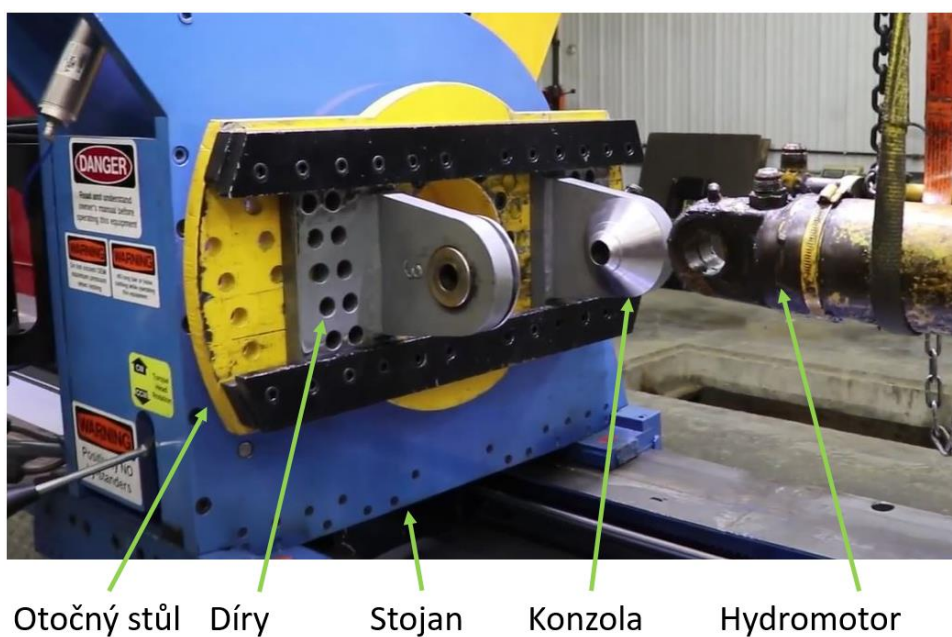
Obr. 16 – Montážní stolice Pneumax [11]

Firma Micron technologies používá na svých stolicích konzoly pro upevnění válců znázorněné na obrázku (Obr. 17). Z důvodu variability velikostí upínaných válců jsou do konzoly vyvrtány 4 řady děr. Systém upevnění opět využívá šroub, který je po usazení válce prostrčen dírami v konzole a okem válce. Je zde vidět také systém vystředění s řetězem v poloze po upevnění hydromotoru. Změna polohy konzoly v závislosti na zdvihu montovaného hydromotoru je prováděna posouváním po upínacích lištách, které jsou upevněny k rámu.



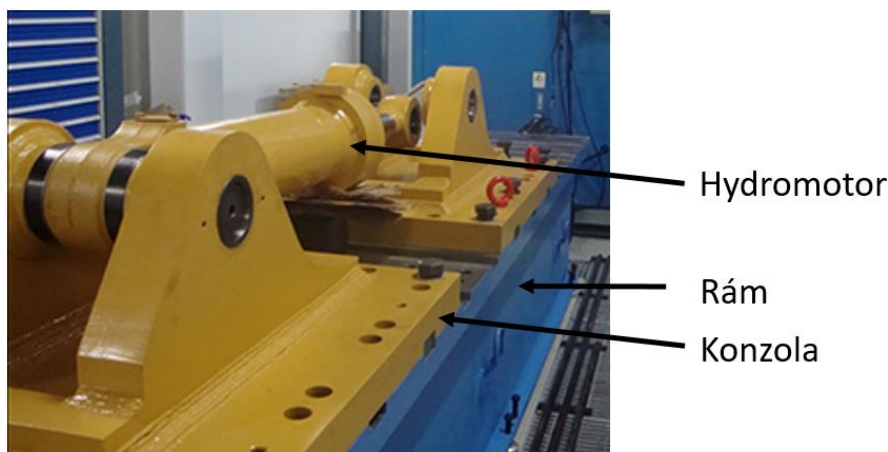
Obr. 17 – Konzola Micron technologies [8]

Následující způsob upevnění se velmi podobá způsobu předešlému. Stejně jako u předchozího provedení obsahuje tento systém upevnění otočný stůl, který umožňuje montáž válce a víka. Do konzol a otočného stolu jsou vyvrtány díry tak, aby bylo možné je vůči sobě upevnit v různých definovaných polohách. Stojan je možné posouvat v závislosti na zdvihu válce (Obr. 18).



Obr. 18 – Upevnění hydromotoru na otočném stole [12]

Další způsob upevnění je zobrazen na následujícím obrázku (Obr. 19). Jedná se o způsob, který bylo možné vidět již v předchozí kapitole u testovací stolice Hengli (Obr. 4). Masivní konzola je upevněna na upínací plochu pomocí tvarových spojů a šroubů. Tato konstrukce je vhodná pro zatěžování vysokými hodnotami axiálních sil. Upínací plocha je součástí rámu. Na této testovací stolici lze provádět zkoušky těsnosti a únavové zkoušky. [13]



Obr. 19 – Testovací stolice Marlin [13]

3.2. Odměrování

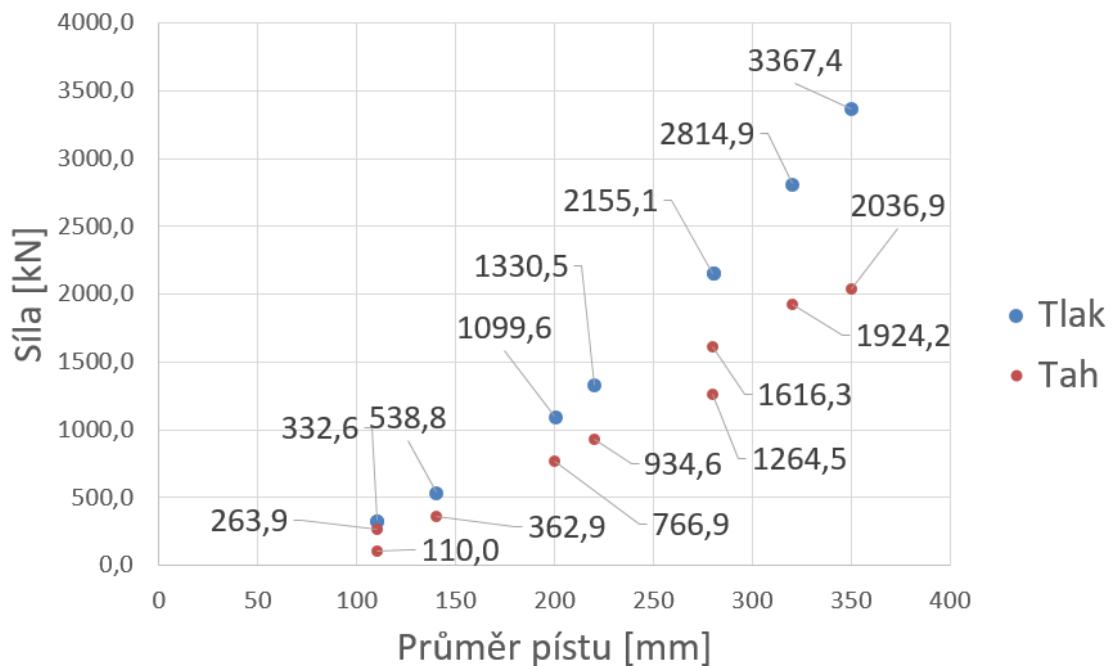
3.2.1. Síla

Na testovací stolici bude možné odměřovat v průběhu testování sílu. Pro nalezení vhodného siloměru je nutné znát celkový rozsah měřených sil. Největší síla pro dynamické zkoušky odpovídá přibližně hodnotě 3,37MN. Je za potřebí stanovit také nejnižší měřenou sílu. Testovací tlak pro dynamické zkoušky má hodnotu 350bar. Nejmenší testovací sílu vyvozuje hydromotor s průměrem pístu 110mm a pístnice 90mm při přivádění tlakového oleje na stranu pístnice. Požadovaná síla byla stanovena následujícím výpočtem. Výchozí parametry výpočtu jsou uvedeny dále v tabulce (Tabulka 3).

$$A_{min} = \frac{\pi \cdot (D_{min}^2 - D_{ps}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (110^2 - 90^2)}{4} = 3141,6 \text{ mm}^2 \quad (3.1)$$

$$F_{pmin} = \frac{A_{min} \cdot p_{max}}{1000} = \frac{3141,6 \cdot 35}{1000} = 110 \text{ kN} \quad (3.2)$$

Rozsah testovacích sil



Obr. 20 – Rozsah testovacích sil

Síla při zasouvání hydromotoru s nejmenší plochou mezikruží při maximálním tlaku je 110 kN. Obr. 20 znázorňuje velikost testovací síly při tlakovém a tahovém zatížení z hlediska hydromotoru v závislosti na typu testovaného hydromotoru. Referenční hodnotou pro typ hydromotoru je průměr pístu.

Dalším krokem je nalézt siloměr, který je schopen zaznamenávat síly při zatěžování nejmenšího i největšího možného hydromotoru.

Prvním uvedeným výrobcem je firma GTM, jejíž řada DR-F (Obr. 21) nabízí rozsah nominální síly od 1,25 kN do 2500 kN. Siloměr lze použít pro snímání dynamických sil a to tlakových i tahových. Výhodou je možnost provedení s přírubou nebo se závity. Výrobce uvádí třídu přesnosti od 0,03 do 0,06 dle zvolené velikosti siloměru. Vstupní i výstupní veličinou siloměru je napětí. Citlivost siloměru je 2 mV/V. [14]



Obr. 21 – Siloměr řady DR-F [14]

Další řadou firmy GTM je řada K (Obr. 22). Siloměry této řady jsou vhodné pro snímání dynamických tahových i tlakových sil. Stejně jako siloměry předchozí řady jsou siloměry řady K nabízeny v provedení se závity a s přírubou. Rozsah nominálních sil řady je od 0,2 kN do 630 kN. Výrobce uvádí třídu přesnosti od 0,02 do 0,05. Vstupní i výstupní veličinou siloměru je napětí. Citlivost siloměrů se pohybuje od 1 do 2 mV/V dle jmenovité síly siloměru. [15]



Obr. 22 – Siloměr řady K [15]

Řada RF (Obr. 23) nabízí nejvyšší rozsah siloměrů dle jmenovité síly, který je od 25 kN do 10 MN. Siloměry řady RF jsou navrženy pro snímání tlakových i tahových dynamických sil. Siloměry jsou v provedení se závity nebo přírubou. Výrobce uvádí u těchto siloměrů třídu přesnosti 0,05. Vstupní a výstupní veličinou siloměru je napětí. Citlivost siloměrů uvedená v katalogu siloměru je 1 až 2 mV/V dle jmenovité síly siloměru. [16]



Obr. 23 – Siloměr řady RF [16]

Poslední zmíněnou řadou firmy GTM je řada UB (Obr. 24). Rozsah jmenovitých sil siloměrů této řady je 20 až 500 kN. Třída přesnosti udávaná výrobcem se pohybuje od 0,2 do 0,3. Montáž je možná pouze pomocí vnitřních závitů. Siloměry jsou určeny pro snímání dynamických sil tlakových i tahových. [17]



Obr. 24 – Siloměr řady UB [17]

Firma Emsyst nabízí siloměry řady EMS130 (Obr. 25). Siloměry jsou nabízeny dle jmenovité síly od 500 kN do 3000 kN. Výrobcem uvedená třída přesnosti je 0,5. Siloměr je určený pro měření tlakových sil. Vstupní a výstupní veličinou snímače je napětí. Hodnota citlivosti siloměrů je 2 mV/V.[18]



Obr. 25 – Siloměr Emsyst [18]

Posledním výrobcem je firma HBM, která nabízí siloměry řady C18 (Obr. 26). Tyto siloměry jsou určeny pro měření tlakových sil. Rozsah jmenovitých sil je 10 kN až 5 MN. Výrobce uvádí třídu přesnosti 0,5. Citlivost siloměrů jsou 2 mV/V. [19]



Obr. 26 – Siloměr HBM [19]

Parametry uvedených siloměrů jsou shrnuty v následující tabulce (Tabulka 1).

Tabulka 1 – Porovnání siloměrů

Výrobce/Řada	Rozsah [kN]	Třída přesnosti	Výstupní veličina	Citlivost [mV/V]	Hmotnost [kg]
GTM/DR-F	50 - 2500	0,04 - 0,08	Napětí	2	4,3 - 192,9
GTM/K	0,2 - 630	0,02 - 0,05	Napětí	1 - 2	0,3 - 31
GTM/RF	25 - 10 000	0,05	Napětí	1 - 2	0,5 - 490
GTM/UB	20 - 500	0,2 - 0,3	Napětí	-	0,3 - 8
Emsyst/EMS130	500 - 3000	0,5	Napětí	2	-
HBM/C18	10 - 5 000	0,5	Napětí	2	1,2 - 90,4

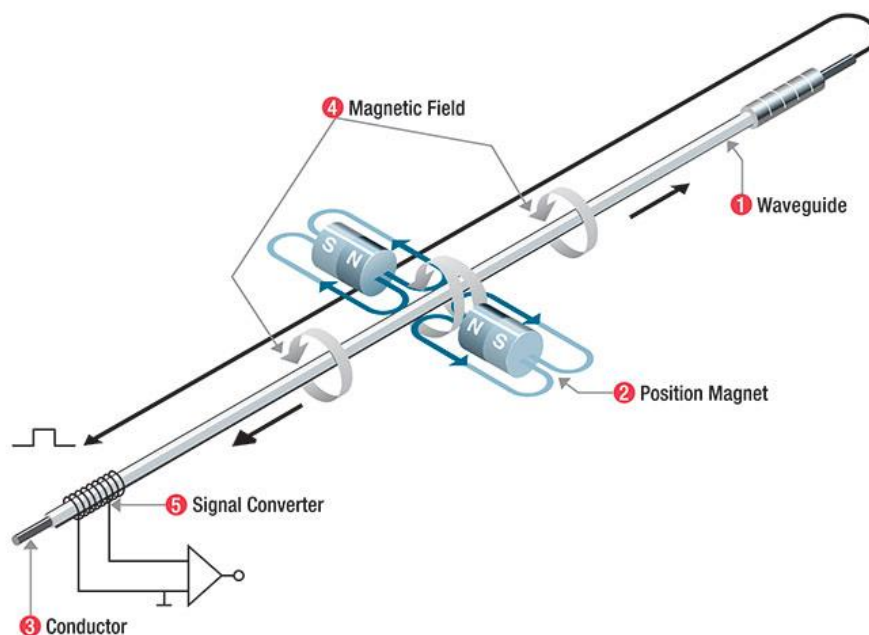
Z uvedených řad siloměrů je vyhovující řada RF firmy GTM. Tato řada splňuje požadavky na možnost zatížení dynamickými silami a to jak tahovými tak tlakovými. Přesnost siloměru výrobce neuvádí dle normy ISO 376, nýbrž se odkazuje na normu ISO 7500-1, která uvádí přesnost v rozsahu měření 1-100% nominální síly. Výrobce uvádí, že siloměr ze serie RF namontován v testovacím zařízení je schopen naplnit třídu přesnosti 0,5 pro rozsah 1 - 100% nominální síly.

3.2.2. Poloha

Druhou měřenou veličinou na testovací stoličce je poloha. Odměrování polohy lze provádět přímo z polohy pístu hydromotoru, kdy se jedná o integrované snímače, nebo lze odměřovat polohu odměřovací jednotky, která bude umístěna mezi pístnicemi, např. pomocí odměrování polohy hnízd lineárního vedení. Pro první zmíněnou variantu nabízí řešení firma Balluf. Tyto snímače fungují na principu magnetostrikce, kdy do vodiče, který je připojen k vlnovodu, je přiváděn krátkodobý elektrický puls. Tento elektrický puls vyvolá ve vlnovodu magnetické pole. Magnetické pole vlnovodu reaguje na magnetické pole v magnetu pohybujícím se s pístnicí a způsobí torzní mechanické namáhání vlnovodu. Po skončení elektrického pulzu dojde k uvolnění vlnovodu, což způsobí mechanický puls. Tento puls poté putuje po celé délce vlnovodu a je zachycen v převodníku signálu. Čas, který uběhne mezi budícím elektrickým pulsem a zachyceným mechanickým pulsem, přesně definuje polohu magnetu resp. polohu pístu. Schéma tohoto principu zachycuje následující obrázek (Obr. 27). [20]

Mezi parametry, které dosahují snímače firmy Balluf patří:

- rozsah měření až 7620 mm
- rozlišení 1 μm
- pracovní teplota od -40 do 85 °C [20]

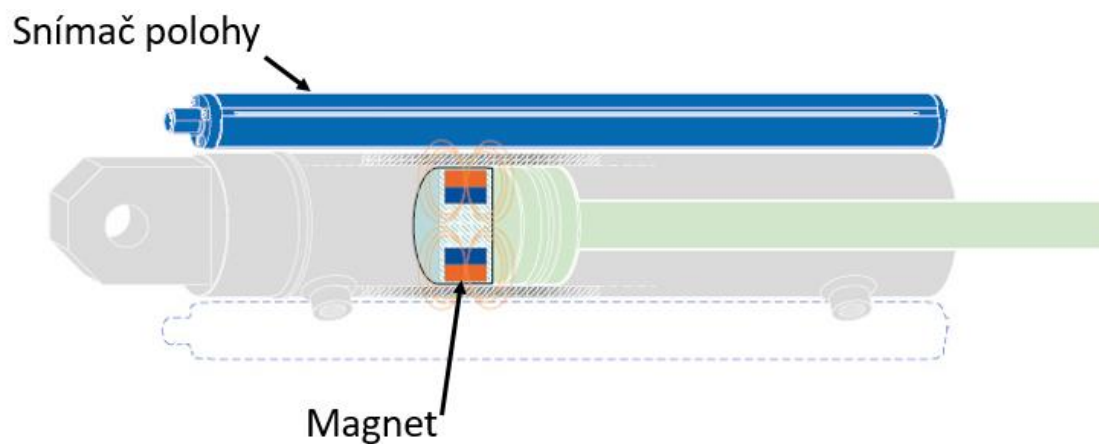


Obr. 27 – Princip snímače Balluf [20]

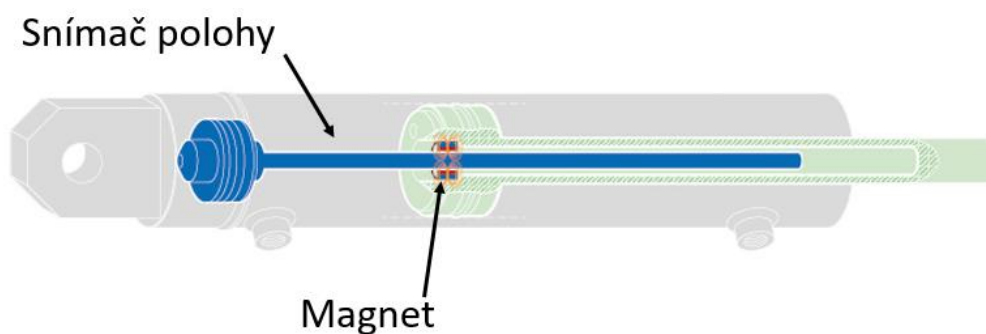
Dalším uvedeným výrobcem magnetostrikčních snímačů je firma ASM. Firma nabízí variantu se snímačem umístěným mimo válec (Obr. 28), což je umožněno použitím silného magnetu umístěného na pístu nebo variantu se snímačem uvnitř hydromotoru (Obr. 29). Výhodou první varianty je, že nevyžaduje vrtání pístu ani pístnice. [21]

Mezi parametry, které dosahují tyto snímače, patří:

- rozsah měření až 5750 mm
- rozlišení 10 – 50 μm
- pracovní teplota od -40 do 85 °C [21]



Obr. 28 – Snímač polohy ASM 1 [21]



Obr. 29 – Snímač polohy ASM 2 [21]

Poslední firmou, který nabízí snímače na principu magnetostrickce je firma SICK (Obr. 30). Mezi parametry, které dosahují tyto snímače, patří:

- rozsah měření až 2 500 mm
- rozlišení 0,1 mm
- teplota kapaliny max. 95 °C
- pouzdro odolné vůči tlaku do 400 bar [22]

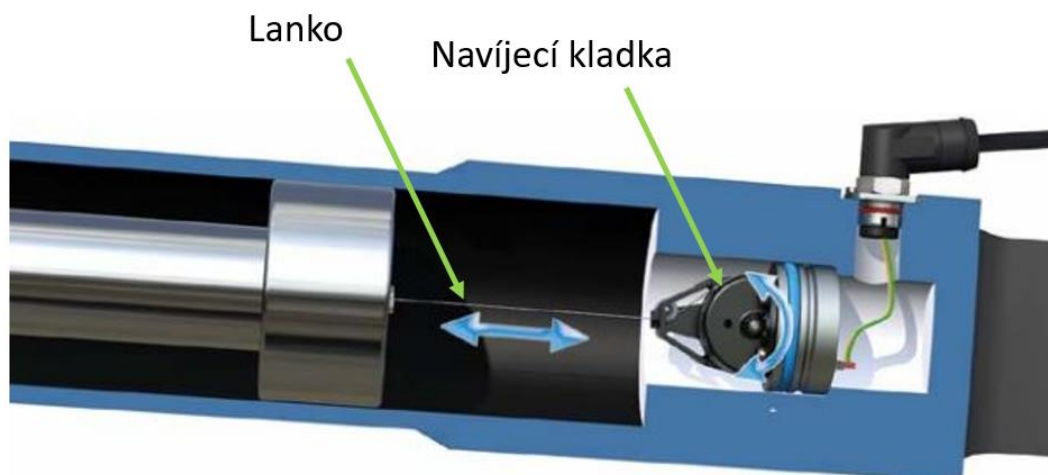


Obr. 30 – Snímač polohy SICK [22]

Firma SIKO - global nabízí lankové enkodéry integrované na konci válce (Obr. 31). Lanko odměrovacího mechanismu je uchyceno na pístu. Při vysouvání pístu je lanko natahováno a tím je roztáčena navíjecí kladka. Rotace klaky je zaznamenávána bezkontaktním senzorem a přepočtena na lineární pozici pístu. Výhodou tohoto způsobu odměřování je, že není potřeba vrtat píst ani pístnici. [23]

Mezi parametry, které dosahují tyto snímače, patří:

- rozlišení 0,1 mm
- pracovní teplota od -40 do 105 °C
- maximální pracovní tlak 350 bar
- maximální zrychlení 24 m/s² [23]



Obr. 31 – Snímač polohy SIKO - global [23]

Posledním uvedeným integrovaným způsobem odměřování polohy nabízí firma Bosch-Rexroth. Jde o systém CIMS, jehož princip využívá tvorby magnetického pole mezi permanentním magnetem a drážkovanou pístnicí pokrytou speciálním povlakem (Obr. 32). [24]

Mezi parametry, které dosahují tyto snímače, patří:

- neomezený rozsah měření
- pracovní teplota od -25 do 95 °C
- maximální rychlost 1500 mm/s [24]

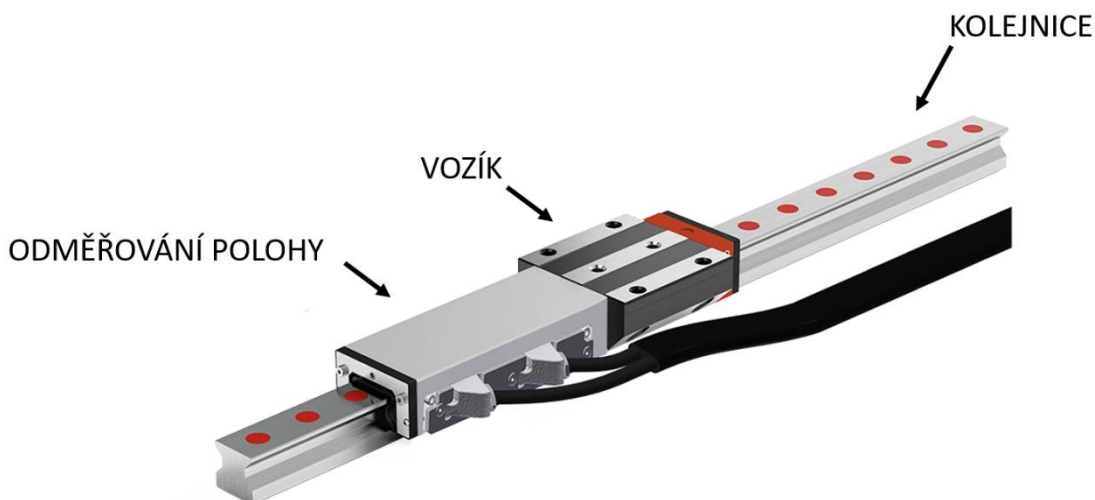


Obr. 32 – Snímač polohy Bosch – Rexroth [24]

Druhým způsobem odměřování polohy je snímání polohy odměřovací jednotky. To lze realizovat např. pomocí odměřování polohy lineárního vedení (Obr. 33). Firma Schneeberger nabízí lineární vedení, které obsahuje integrovaný systém odměřování polohy. [25]

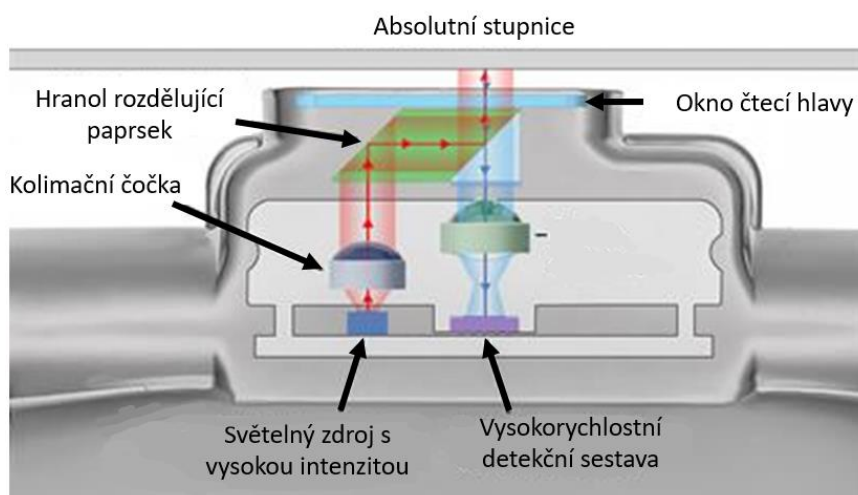
Mezi parametry, které dosahují tyto snímače, patří:

- třída přesnosti $\pm 5\mu\text{m} / 1000\text{ mm}$
- pracovní teplota od 0 do 70 °C
- maximální rychlost 3m/s
- maximální zrychlení 50 m/s^2 [25]



Obr. 33 – Systém odměřování Schneberger [25]

Nakonec je zde uvedena firma Renishaw, která nabízí snímače optické, laserové nebo magnetické. Jedná se o běžnější způsoby odměřování polohy. Optické snímače jsou dále rozděleny na kategorie otevřené a uzavřené. Otevřené optické snímače polohy generují elektrický signál, který odpovídá lineárnímu posunutí vůči lineární ose stroje popřípadě natočení vůči rotační ose stroje. Otevřené snímače nejsou vybaveny vnějším ochranným krytem. Výhodou těchto snímačů je, že zde nejsou žádné vůle, torzní kroucení nebo jiné typy hysterezních chyb. U uzavřených optických snímačů je systém snímače, elektroniky a měřítka umístěn v utěsněném robustním pouzdře (Obr. 34). Absolutní kódování, kterým je opatřena stupnice měřítka, je snímáno optickým systémem čtecí hlavy a vyhodnocováno elektronicky. [26] [27]



Obr. 34 – Snímač polohy Renishaw [26]

3.2.3. Snímače tlaku

Tlak je veličina, která bude pomocí příslušných převodových vztahů porovnávána s výsledky odměřování síly. Tlak lze měřit pomocí tlakového senzoru (Obr. 35). V následující tabulce (Tabulka 2) byly porovnány senzory firem SICK, TE Connectivity a Sensata. Všechny uvedené senzory dosahují požadovaného měřeného tlaku 350 bar.

Tabulka 2 – Senzory tlaku [28],[29],[30]

Výrobce	Typ/Série	Maximální měřený tlak	Výstupní signál
SICK	PFT	1200 bar	0-10V, 4-20mA
TE Connectivity	MSP300	690 bar	0-100mV, 4-20mA
Sensata	PT7100	400 bar	4-20mA



Obr. 35 – Tlakový převodník SICK [29]

3.3. Krytování

Z důvodu bezpečnosti obsluhy, bude testovací stolice vybaveny krytváním. Krytování může být provedeno dvěma způsoby. Buďto je možné krytovat zvlášť jednotlivé konstrukční uzly jako je např. lineární vedení a systém odměřování, nebo může být použit společný kryt pro celou testovací stolici. Druhá varianta se jeví jako výhodnější vzhledem k tomu, že zajišťuje bezpečnost obsluhy, která v takovém případě může opustit pracoviště v průběhu testování. Pokud v průběhu testování dojde ke kolizi, navržený kryt

nedovolí jakékoliv součásti nebo proudu kapaliny opustit pracovní prostor.

Firma STG Trade se zaměřuje na výrobu technologických kontejnerů. Tyto kontejnery mohou být využity jako strojovny, rozvodny plynu, kotelny, elektrorozvodné stanice nebo jako kontejnery pro měřicí aparatury. Vlastnosti a rozměry kontejnerů lze přizpůsobit požadavkům zákazníka. Následující obrázek zobrazuje vnitřní prostory kontejneru (Obr. 36). [31]



Obr. 36 – Interiér kontejneru firmy STG trade [31]

Druhou firmou, která se zabývá výrobou kontejnerů je Kovar, a.s. Stejně jako u předchozího výrobce nacházejí kontejnery této firmy uplatnění v oblasti kotlů, rozvodných skříní a měřicích aparatur. Maximálními rozměry vyrobeného kontejneru jsou délka 16000mm, šířka 4000mm a výška 3600mm. Kontejner lze vybavit dveřmi, dvoukřídlymi nebo čtyřkřídlymi vraty umístěnými dle požadavku zákazníka. Na podlahu lze umístit vanu pro zachytávání kapaliny. Dále lze nad podlahu umístit rošt. Následující obrázky zachycují kontejnery uvedené firmy, které slouží jako měřicí stanoviště (Obr. 37) a rozvodna (Obr. 38). [32]

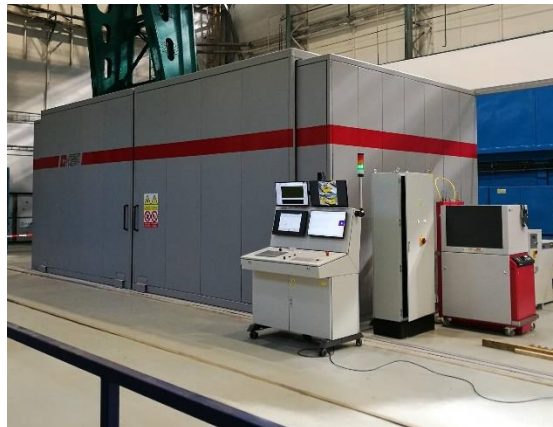


Obr. 37 - Kontejner sloužící jako měřicí stanoviště [32]



Obr. 38 – Kontejner sloužící jako rozvodna [32]

Firma Lasertherm se věnuje laserovému navařování a svařování. Pro jednu ze svých aplikací použila pro zakrytí pracoviště krytování zobrazené na následujícím obrázku (Obr. 39). Aplikací je zde svařování trubek pro zbytkové jaderné palivo. Jak je vidět, pracoviště lze ovládat pomocí ovládacího panelu mimo pracoviště. [33]



Obr. 39 – Bezpečnostní krytování Lasertherm [33]

3.4. Shrnutí rešerše

Nejvíce bylo nalezeno stolic pro statické zkoušky a montáž hydromotorů. Provádět dynamické zkoušky umožňuje testovací stolice firmy Hengli. Koncept této stolice bude použit při konstrukci navrhované testovací stolice. Testovací stolice této firmy nedosahuje zatěžovacích parametrů, jako jsou zadány pro tuto diplomovou práci. Na tuto stolicí není možné upnout a testovat zadané hydromotory z hlediska rozsahů zdvihů a velikosti ok čepů. Na této stolicí také není možné dosáhnout zadaného zatížení.

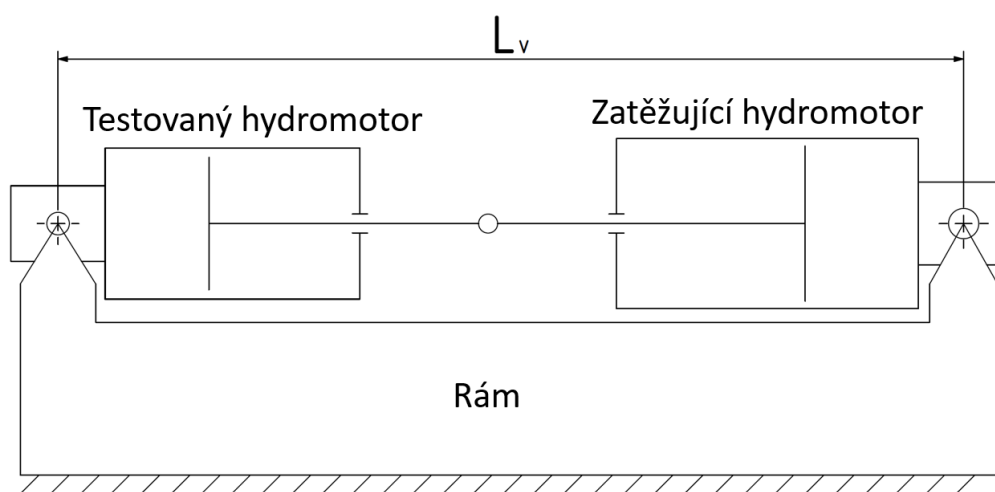
Z rešerše nevyšel žádný způsob upevnění hydromotoru takový, který by kompenzoval různě široká oka čepů hydromotorů. Stejně tak žádné z uvedených způsobů upevnění neobsahovalo dostatečnou variabilitu upínání, co se týče velikosti průměru čepu. Bude tedy navržen systém, který toto umožní kompenzovat.

Pro snímání síly se jeví jako nejvýhodnější použití siloměru řady RF o jmenovité síle 4000kN firmy GTM. Technické parametry siloměru jsou uvedeny v Příloze – 1. Pro snímání polohy bude použit systém integrovaného odměřování do lineárního vedení firmy Schneeberger.

Z uvedených způsobů krytování se jeví jako nejvýhodnější speciální kontejner firmy Kovar, a.s. Tento kontejner je možné vyrobit a přizpůsobit potřebám zákazníka. Současně se jedná o masivní konstrukci, která je schopna v případě poruchy ochránit obsluhu testovací stolice.

4. Návrhy řešení rámu

Z rešerše vyplynul způsob zatěžování, kdy hydromotory jsou uloženy na rám sériově a to pístitnicemi proti sobě. Jeden z hydromotorů je zatěžující a druhý testovaný. Pro návrh rámu je nutné znát jeho potřebnou délku. Ta vyplývá z požadavku na možnost testování všech zadaných hydromotorů v plném rozsahu jejich zdvihu. Úkolem je tedy stanovit vzdálenost mezi upevněním hydromotorů (na Obr. 40 jako délka L_v) a současně s tím zdvih zatěžujícího hydromotoru. Poté už bude možné přejít k návrhu koncepcí samotného rámu.



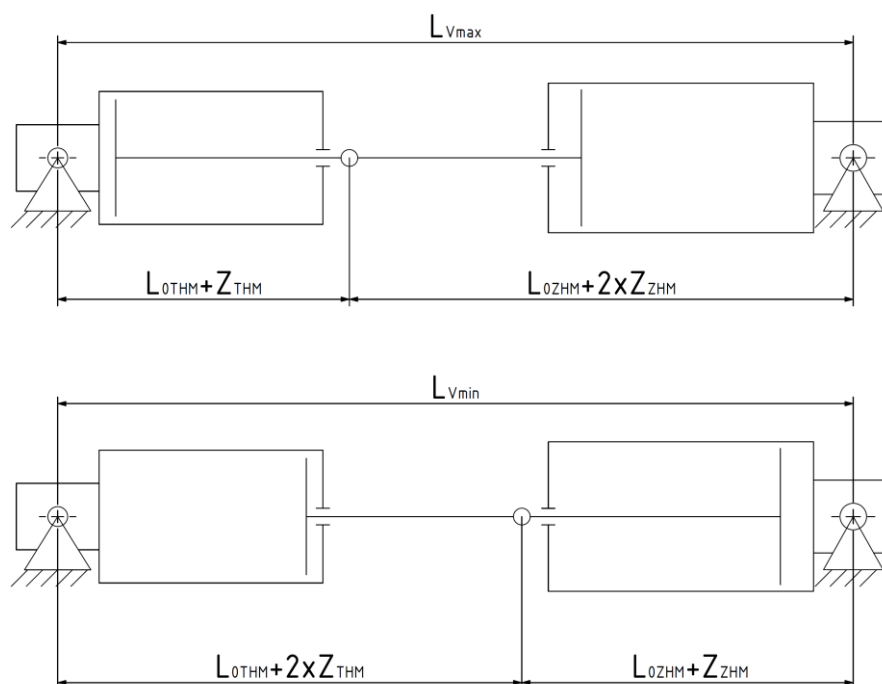
Obr. 40 – Schéma upevnění zatěžujícího a testovaného hydromotoru

4.1. Návrh testovacích pozic jednotlivých hydromotorů

Zadaný rozsah zdvihů testovaných hydromotorů je od 310mm do 1230mm. Byla vypracována studie, jejíž úkolem bylo navrhnout a optimalizovat potřebný zdvih zatěžujícího hydromotoru, dále umístění a počet testovacích pozic, aby byl zadaný rozsah testovaných hydromotorů splněn. Výsledkem je dále oblast možných konstrukčních konfigurací testovaných hydromotorů mimo tabulku zadaných hydromotorů, které bude možné také testovat.

Tato studie vychází ze dvou podmínek. První z nich je podmínka plného zasunutí testovaného hydromotoru. K tomu může dojít pouze tehdy, pokud celková vzdálenost upevnění obou hydromotorů nepřesahuje dovolenou hodnotu pro daný testovaný hydromotor. Druhou podmínkou je podmínka plného vysunutí testovaného hydromotoru. K tomu může dojít jen tehdy, pokud celková vzdálenost upevnění obou hydromotorů není

kratší než dovolená hodnota. Schéma této metody zachycuje následující obrázek (Obr. 41), kde napravo je vždy zatěžující a nalevo testovaný hydromotor.



Obr. 41 – Schéma pro výpočet testovacích pozic

V horní části obrázku je zobrazena podmínka zasunutí testovaného hydromotoru. V takovém případě se maximální výpočetní vzdálenost upevnění hydromotorů L_{Vmax} skládá z délky zasunutého testovaného hydromotoru, což odpovídá součtu základní délky jeho tělesa L_{0THM} a jeho zdvihu Z_{THM} . Druhou částí tohoto rozměru je délka vysunutého zatěžovacího hydromotoru, což odpovídá součtu jeho základní délky L_{0ZHM} a dvojnásobku jeho zdvihu Z_{ZHM} . Podmínka zasunutí testovaného hydromotoru říká, že výpočetní vzdálenost upevnění hydromotorů L_V (neuvažuje příspěvek délky odměřovací jednotky) musí být rovna nebo menší než L_{Vmax} . Spodní část obrázku zobrazuje podmínku vysunutí testovaného hydromotoru. V takovém případě se minimální výpočetní vzdálenost upevnění hydromotorů L_{Vmin} skládá z délky vysunutého testovaného hydromotoru, což odpovídá součtu základní délky jeho tělesa a dvojnásobku jeho zdvihu a druhou částí součtu je délka zasunutého zatěžujícího hydromotoru. Následující nerovnice zachycují obě uvedené podmínky.

$$L_{0THM} + Z_{THM} + L_{0ZHM} + 2 \cdot Z_{ZHM} \geq L_V \quad (4.1)$$

$$L_{0THM} + 2 \cdot Z_{THM} + L_{0ZHM} + Z_{ZHM} \leq L_V \quad (4.2)$$

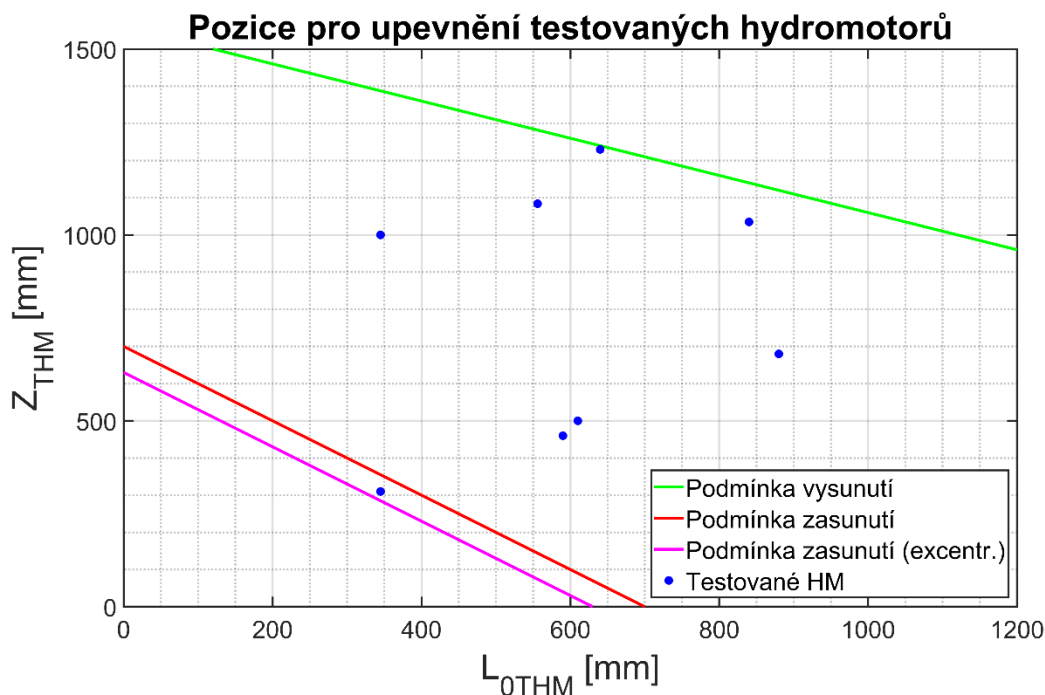
Tento výpočet slouží k návrhu a kontrole umístění testovací pozice. Nejprve byla stanovena hodnota L_V pro maximální délku testovaného hydromotoru, tedy hydromotoru s průměrem pístu 200 mm a se zdvihem 1230 mm. Základní délka tělesa hydromotoru L_{OTHM} z tabulky zadaných hydromotorů s tímto průměrem je 640 mm. Pro větší bezpečnost byla pro tento výpočet uvažována tato hodnota o 20 mm vyšší, tedy 660 mm. Nejprve byl navržen zdvih zatěžujícího hydromotoru 2500mm, nicméně po optimalizaci a také konstrukčních úpravách rozměrů konzol byla tato hodnota upravena na 2420mm. Hodnota rozměru L_{OZHM} je uvažována 880 mm. Následujícím výpočtem byla stanovena hodnota L_V pro případ upevnění nejdelšího hydromotoru.

$$L_V = L_{OTHM} + 2 \cdot Z_{THM} + L_{OZHM} + Z_{ZHM} \quad (4.3)$$

$$L_V = 660 + 2 \cdot 1230 + 880 + 2420 \quad (4.4)$$

$$L_V = 6420 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Obr. 42 zachycuje výsledek studie. Zelená úsečka je tvořena hydromotory, které svými konstrukčními parametry splňují okrajově podmínku vysunutí. Všechny hydromotory, které se se svými konstrukčními parametry nacházejí pod touto úsečkou, splňují také podmínku vysunutí. Červená úsečka je tvořena hydromotory, které svými konstrukčními parametry splňují okrajově podmínku zasunutí. Všechny hydromotory, které se se svými konstrukčními parametry nacházejí nad touto úsečkou, splňují také podmínku zasunutí. Aby bylo možné upevnit daný hydromotor na testovací pozici, je nutné, aby bod reprezentující jeho konstrukční parametry ležel mezi zmíněnými úsečkami. Modře vyznačené body reprezentují hydromotory ze zadané tabulky. Z konstrukčních důvodů není možné upevnit nejkratší testovaný hydromotor tak, aby byla splněna podmínka zasunutí. Toto je způsobeno osovou vzdáleností čepů tohoto hydromotoru, která je menší než osová vzdálenost při dosednutí konzoly odměřovací jednotky na čelní plochu konzoly upevnění testovaných hydromotorů. Proto bylo možné upravit původní zdvih zatěžujícího hydromotoru z 2500 na 2420mm a pomocí excentrického pouzdra vytvořit pozici, která již upevnění umožňuje. V grafu je tato pozice reprezentována fialovou úsečkou značící podmínku zasunutí. Podmínka vysunutí je pro tento hydromotor na této pozici zaručeně splněna.



Obr. 42 – Pozice pro upevnění testovaných hydromotorů

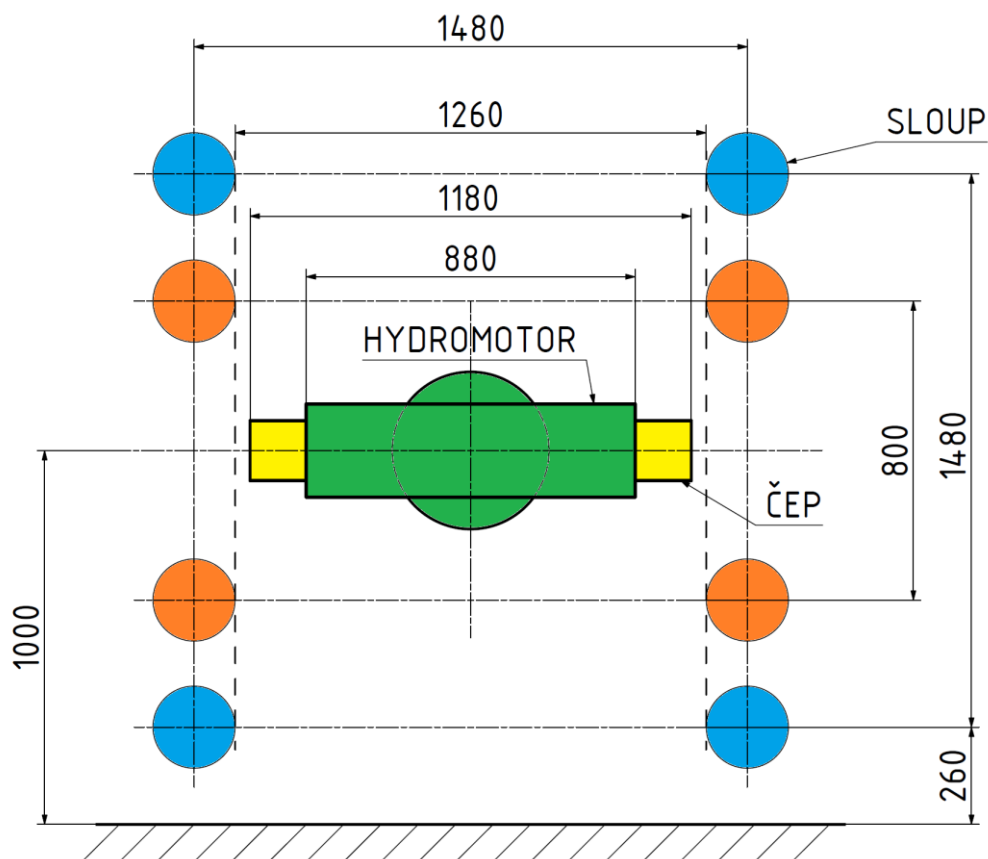
4.2. Návrh rámu

Rám je stěžejní částí celé sestavy testovací stolice. Na koncích rámu jsou umístěny platformy pro upevnění hydromotorů. Přes tyto platformy je přenášen silový tok z hydromotorů do samotného rámu. Jak již bylo zmíněno, rám může být v průběhu zatěžování namáhán v obou směrech v podélném směru. Mezi platformy pro upevnění hydromotorů je umístěna posuvná odměřovací jednotka. Během zatěžování je žádoucí, aby deformace v části rámu, kde se tato odměřovací jednotka pohybuje, byly co nejmenší jak ve svislém tak podélném směru.

4.2.1. Sloupový rám

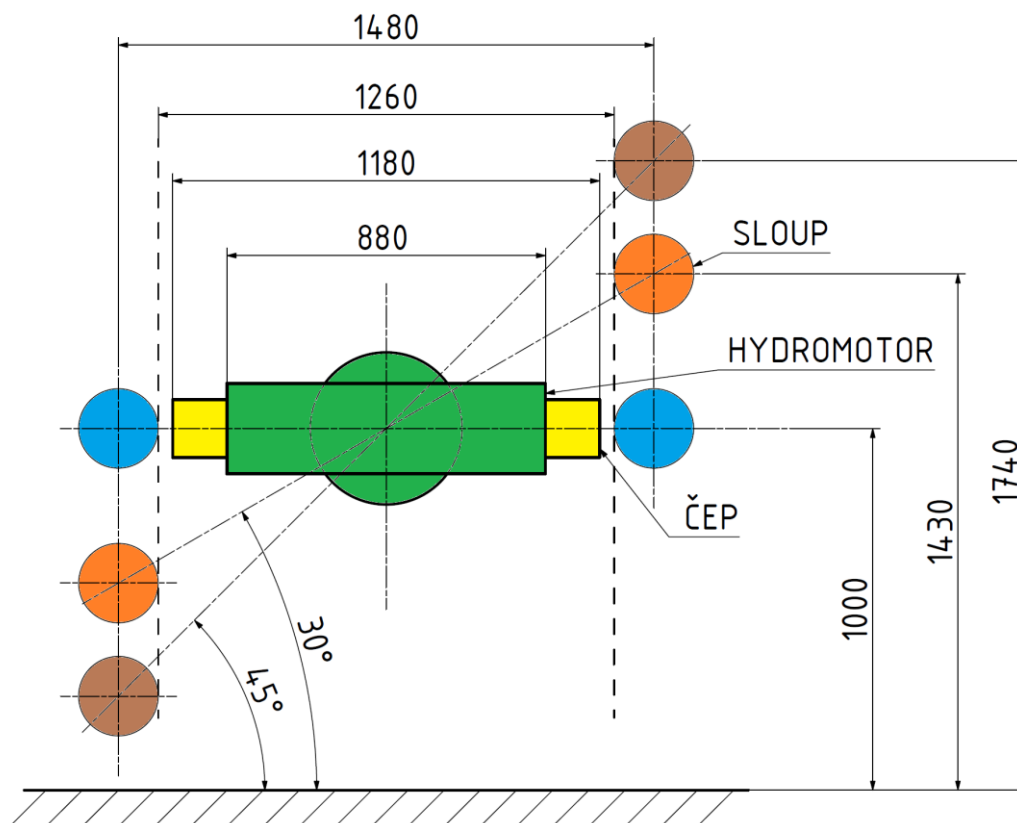
První varianta vychází z požadavku minimalizace účinku ohybového momentu na rám. Toho lze dosáhnout tím, že bude stejné množství materiálu symetricky rozděleno okolo hydromotorů v celé délce testovací stolice. Bylo by tedy možné využít předepnuté sloupy, jako je tomu u některých tvářecích strojů. Celý rám je poté předepnut tak, aby byla minimalizována deformace v průběhu zatížení. Nejprve byla navržena čtyřsloupová konfigurace (Obr. 43). Tato varianta sice potlačuje účinek ohybového momentu, ale komplikuje přístup do pracovního prostoru stolice a to shora i z boku. Byly navrženy dvě varianty sloupů podle jejich vzájemné svislé vzdálenosti. Modře označená varianta poskytuje lepší přístup do pracovního prostoru. Nevýhodou je ovšem velké množství

materiálu spotřebovaného na základní desku rámu, která musí být v takovém případě z velmi silného plechu o velkých rozměrech. Druhá varianta (na obrázku oranžově), je z hlediska spotřeby materiálu úspornější. Nevýhodou je zde ale zhoršený přístup do pracovního prostoru. Vodorovná vzdálenost os sloupů je 1480mm.



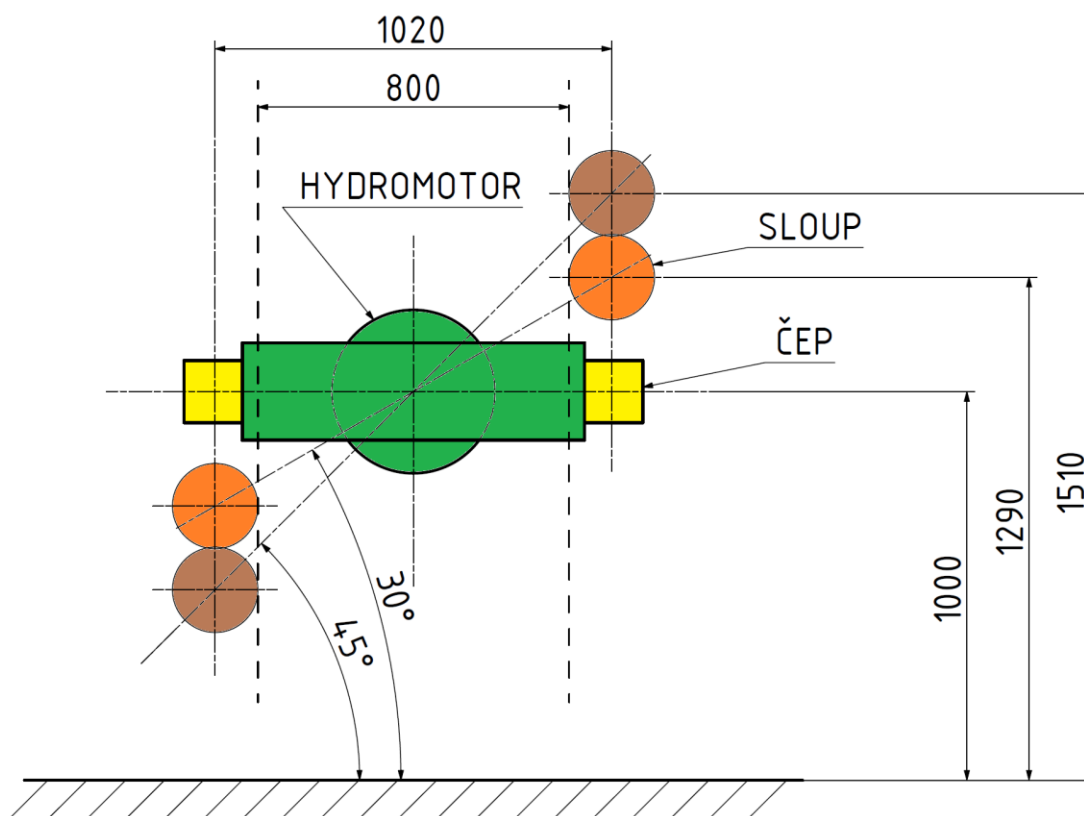
Obr. 43 – Čtyřsloupový rám

Na následujícím obrázku (Obr. 44) je zobrazena dvousloupová konfigurace, která poskytuje snazší přístup do pracovního prostoru než předešlá konfigurace. Spojnice os obou sloupů musí současně protínat osu hydromotoru, aby bylo potlačováno ohybové zatížení sloupů. Byla navržena podoba konfigurace vodorovně (na obrázku modře), která ovšem brání obsluze v zásahu a náhledu do pracovního prostoru z boku. Proto byly navrženy ještě konfigurace pod úhlem 30° a 45° (na obrázku oranžově a hnědě), které umožňují přístup do pracovního prostoru z jedné strany. Osa vyššího sloupu varianty pod úhlem 45° se nachází ve výšce 1740 mm. Vodorovná vzdálenost os sloupů je 1480mm.



Obr. 44 – Konfigurace sloupů 1

Druhá dvousloupová konfigurace (Obr. 45) vychází z té první. Vznikla ve snaze zmenšit zástavbové prostory testovací stolice. Podobně jako u první konfigurace byly navrženy dvě varianty s různým natočením spojnice os sloupů od vodorovné osy. Sloupy jsou v tomto případě blíže k sobě s tím, že na jedné straně zasahují nad čep a oko hydromotoru. Výška osy vyššího sloupu u varianty pod úhlem 45° je zde nižší než u první konfigurace o 230 mm. Vodorovná vzdálenost os obou sloupů je pro tento případ 1020 mm. Výměnou za toto zlepšení je ovšem zhoršení přístupu do pracovního prostoru. Zkoušený hydromotor není možné vkládat pouze svislým pohybem, ale vkládání musí být doplněno o pohyb vodorovný.



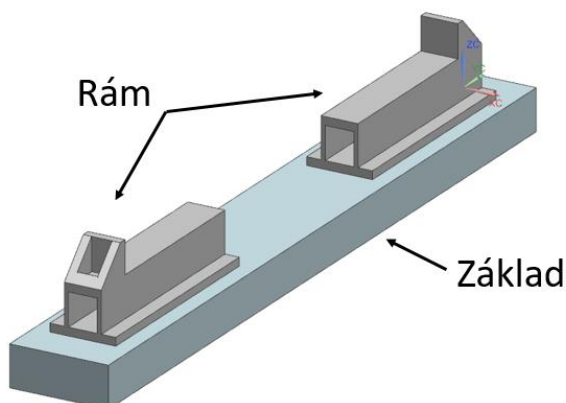
Obr. 45 – Konfigurace sloupů 2

Nevýhodou sloupového rámu je špatný přístup do pracovního prostoru. Další nevýhodou je deformace sloupů při maximálním zatížení, která dosahuje hodnoty 5mm pro čtyřsloupovou variantu. Tato deformace je nežádoucí z důvodu přesnosti odměřování polohy na testovací stoličce. Pokud by byly sloupky předepnuté, nastala by další komplikace spojená s režimem zatěžování. Rám je zatěžován v obou směrech ve směru osy X. Proto by předepnuté sloupky byly při jednom z režimů přitěžovány testovací silou, což je nežádoucí stav. Krajiní desky, na které by byly upevněny hydromotory, by musely být dimenzovány na velké hodnoty ohybových momentů, což by znamenalo použití velkého množství materiálu. Na základě uvedených důvodů byla sloupová konstrukce vyhodnocena jako nevhodná.

4.2.2. Otevřený rám

Jako druhý byl navrhován otevřený rám. Nejprve byla navržena varianta uvažující s upevněním rámu k betonovému základu. Betonovým základem prochází veškerý silový tok. Betonový základ je namáhán kombinovaným zatížením skládající se z ohybu a tahu,

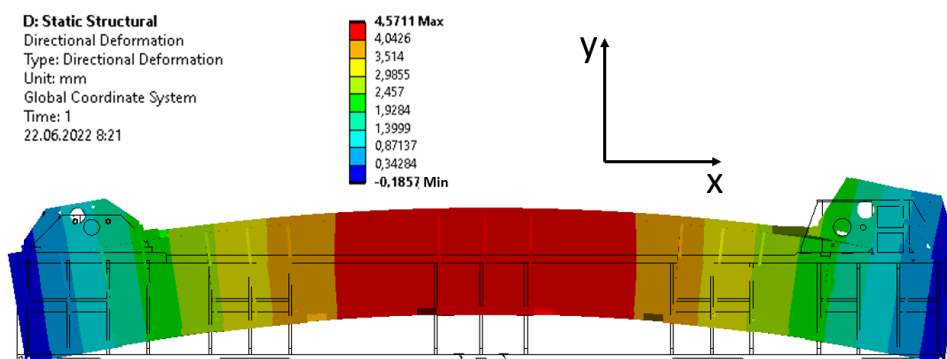
případně tlaku. V softwaru Ansys byl simulován výpočet, jehož cílem bylo stanovit minimální požadovanou výšku betonového základu. Profil rámu byl modelován dle následujícího obrázku (Obr. 46). Pro co nejnižší účinek ohybového momentu na betonový základ by konstrukce rámu byla co nejnižší. Vzhledem k ergonomii obsluhy byla ale výška rámu zvolena tak, aby výška osy upevněných hydromotorů nad podlahou dosahovala hodnoty 800mm.



Obr. 46 – 3D model pro MKP výpočet

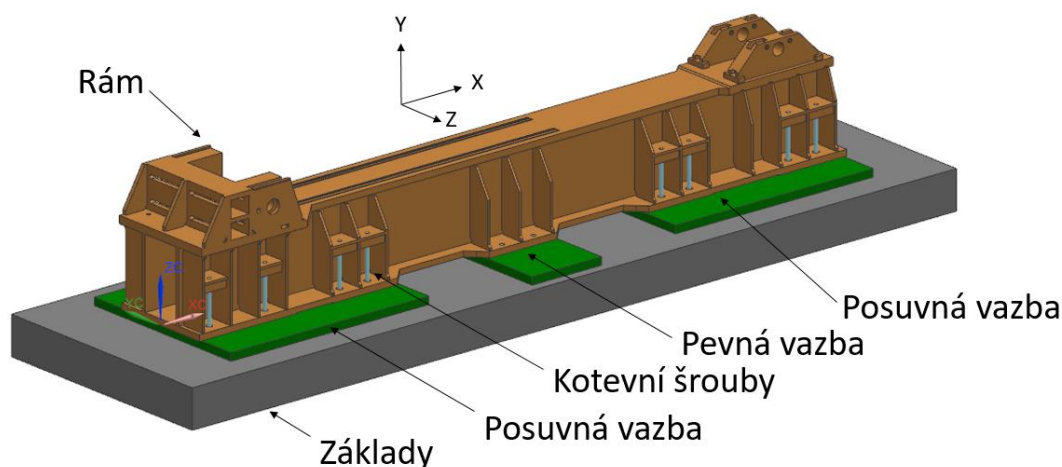
Maximální dovolené napětí v betonovém základu bylo uvažováno 8MPa. První hodnota tloušťky betonu byla 500mm. Poté byla tato hodnota navyšována, než se maximální hodnota napětí pohybovala pod 8MPa. Tato podmínka nebyla splněna ani při výšce základu 4m. Lokální maxima v blízkosti upevnění rámu dosahovala hodnot kolem 12MPa. Hrozilo by tedy drolení betonu, což by vedlo k destrukci testovací stolice.

Dále byla navrhována varianta, která zajišťuje přenos silového toku konstrukcí rámu. Jelikož je otevřený rám nesymetrický dle osy zatěžování, dochází k průhybu rámu. Pokud by byl rám zatěžován silou 4MN bez jakékoliv kompenzace tohoto průhybu, docházelo by k nežádoucím deformacím v místech odměřovací jednotky. Tyto deformace se pohybují v rozsahu od 2,5mm do 4,5mm (Obr. 47).



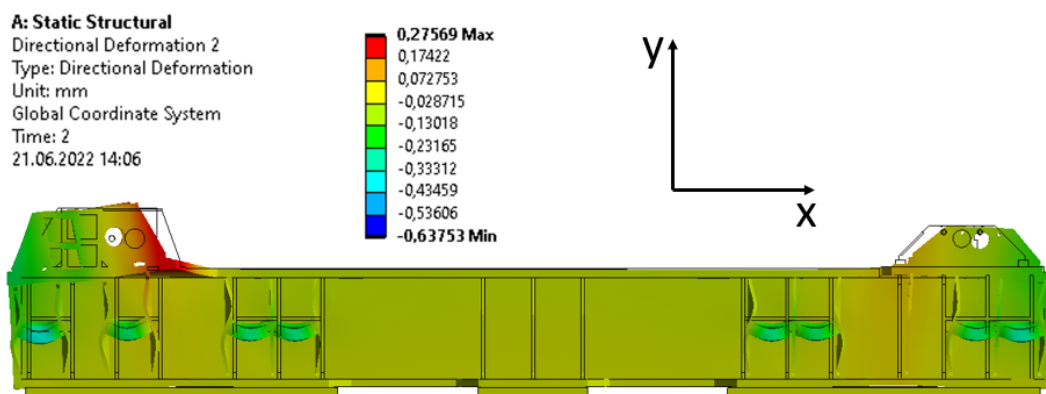
Obr. 47 – MKP rámu bez upevnění

Proto byl navržen způsob ustavení rámu pro potlačení tohoto průhybu (Obr. 48). Konstrukce rámu byla pomocí dlouhých předepnutých kotevních šroubů na krajích přitlačena k deskám. Tyto desky plní funkci posuvných vazeb ve směru osy X mezi nimi a rámem. Desky budou zality do betonu. Uprostřed je rám spojen pomocí šroubů s deskou, která zde plní funkci pevné vazby. Nedovoluje tak této části rámu posuv ve směru osy X. Kompletní ustavení rámu obsahuje výkres TS – 1815 – 01.



Obr. 48 - Výpočtový model rámu s ustavením

Rám byl zatížen v místech upevnění hydromotorů silou 4MN. Kotevní šrouby a šrouby v pevné vazbě jsou předepnuty silou 300kN. Výsledkem bylo potlačení deformací ve svislém směru s místech odměřovací jednotky na přípustné hodnoty. Tyto deformace se pro tyto okrajové podmínky pohybují v řádu setin až nižších desetin milimetrů (Obr. 49). Tento typ a způsob upevnění rámu bude použit při konstrukci testovací stolice. Všechny výpočty byly provedeny i pro opačný směr zatížení s odpovídající silou 2,4 MN. Deformace a napětí vyhovuje i pro toto zatížení (Příloha 2).



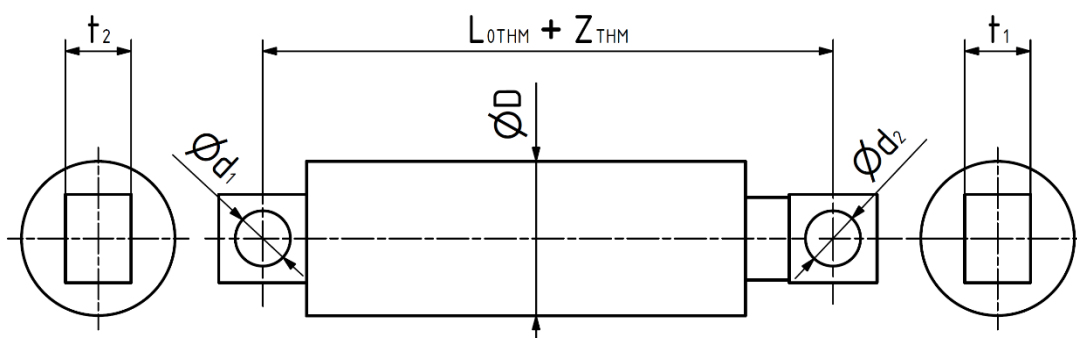
Obr. 49 – Deformace rámu ve svislém směru

5. Konstrukce testovací stolice

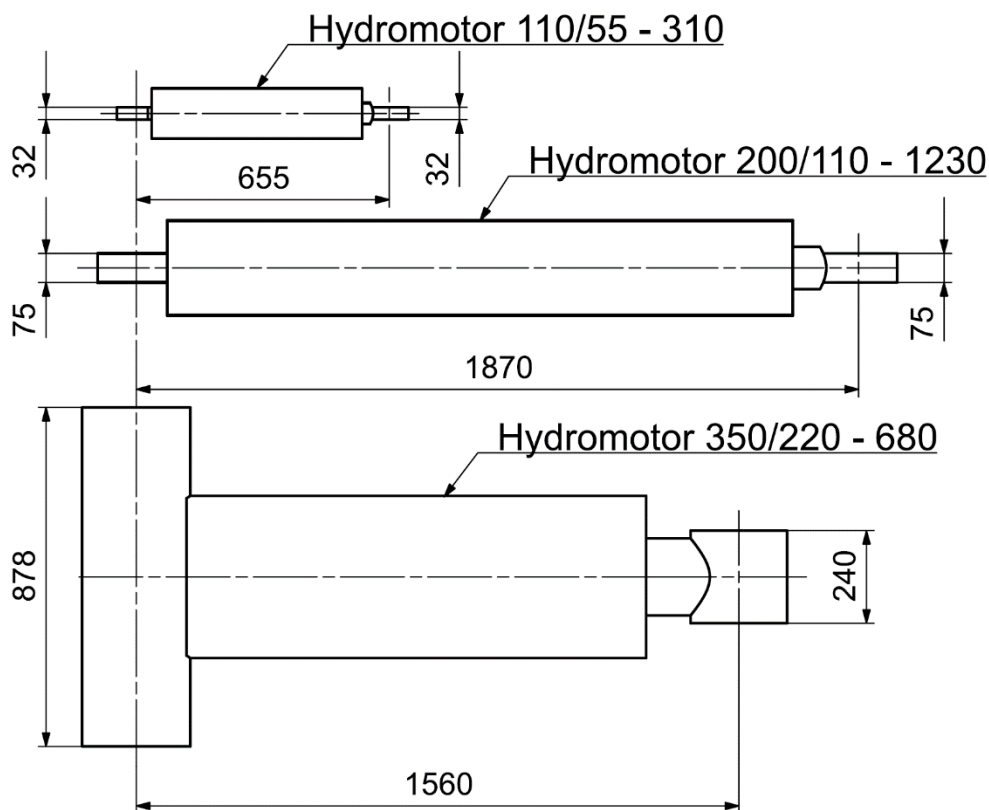
Konstrukční parametry testovaných hydromotorů, které byly poskytnuty zadavatelem, jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 3), která je doplněna obrázkem (Obr. 50). Tato tabulka přesně definuje variabilitu, s jakou je nutné jednotlivé konstrukční uzly navrhovat. Na základě této tabulky byly vytvořeny 3D modely jednotlivých hydromotorů, z nichž byl vytvořen obrázek (Obr. 51), kde lze vizuálně porovnat rozsah velikostí hydromotorů, který je nutné při konstrukci stolice pokrýt. Je patrné, že systém upínání tělesa hydromotoru bude jiné než upínání pístnice, neboť rozsah šířek ok čepů na tělese (t_1) a pístnici (t_2) se velmi liší. Dále je vidět rozdíl v délkách hydromotorů, což bude kompenzováno zdvihem zatěžujícího hydromotoru. Dále je nutné navrhnout kompenzaci velikosti čepů, jejichž průměr se pohybuje v rozsahu 45 až 160mm. Písmena A a B označují přípojovací závity pro hadice.

Tabulka 3 – Parametry testovaných hydromotorů

\varnothing pístu/ \varnothing pístnice - zdvih	D	$L_{OTHM} + Z_{THM}$	d_1	d_2	t_1	t_2	A	B
350/220 – 680	419,1	1560	160	160	878	240	G1/2"	G3/8"
320/180 – 1035	406,4	1875	140	140	414	244	G1/2"	G3/8"
280/180 – 500	345	1110	120	120	722	200	G1/2"	G3/8"
280/140 – 500	323,9	1110	120	120	722	200	G1/2"	G3/8"
220/120 – 460	273	1050	120	120	642	172	G1/2"	G3/8"
200/110 – 1230	245	1870	100	100	75	75	M33x2	M33x2
140/80 – 1084	170	1640	70	70	55	55	M33x2	M33x2
110/90 – 1000	130	655	45	45	32	32		
110/55 – 310	130	655	45	45	32	32		



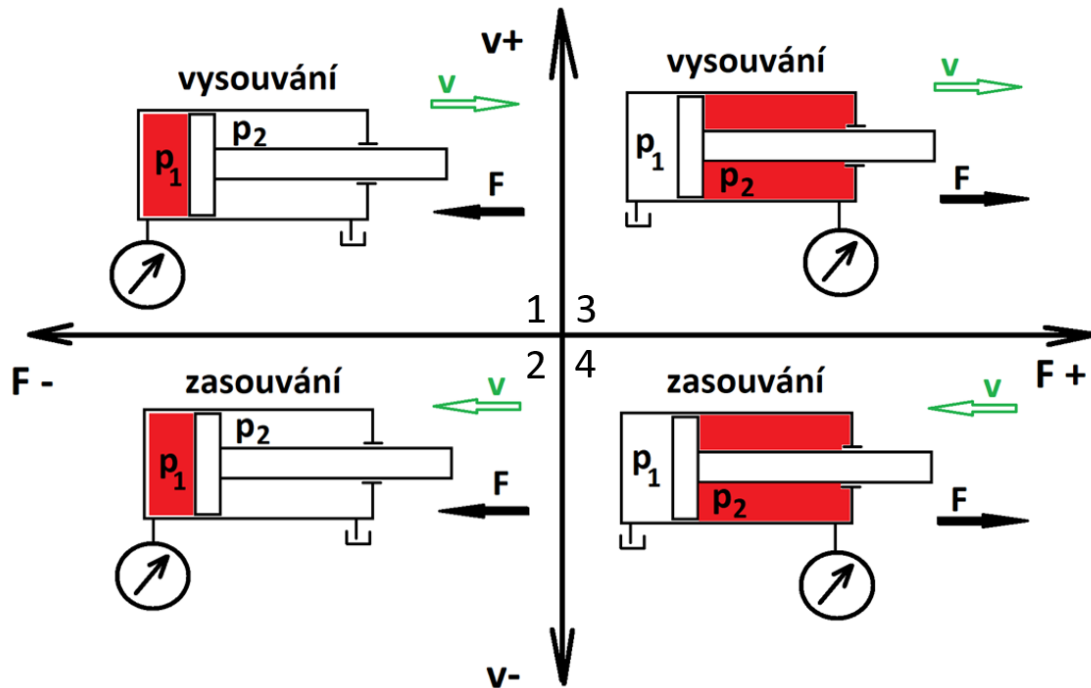
Obr. 50 - Parametry testovaných hydromotorů



Obr. 51 - Porovnání rozměrů hydromotorů

Zadaná maximální hodnota testované síly je 4MN. Současně je zadavatelem omezen maximální testovací tlak pro dynamické zkoušky na 350bar a pro statické na 400bar. Pro průměr pístu 350mm odpovídá tlak 400bar přibližně síle 3,85MN. Při statických zkouškách se silový tok uzavírá přes těleso hydromotoru. Z toho vyplývá, že součásti testovací stolice nemusí být dimenzovány na maximální sílu při statických zkouškách, ale na maximální sílu při zkouškách dynamických, kdy se silový tok uzavírá přes rám, popřípadě další součásti testovacího zařízení. Tlak o hodnotě 350 bar na pístu o průměru 350mm odpovídá síle 3,37MN. Při pevnostních výpočtech bude uvažováno se zadanou silou 4MN, která v sobě již zahrnuje bezpečnost výpočtu, která činí přibližně 20%.

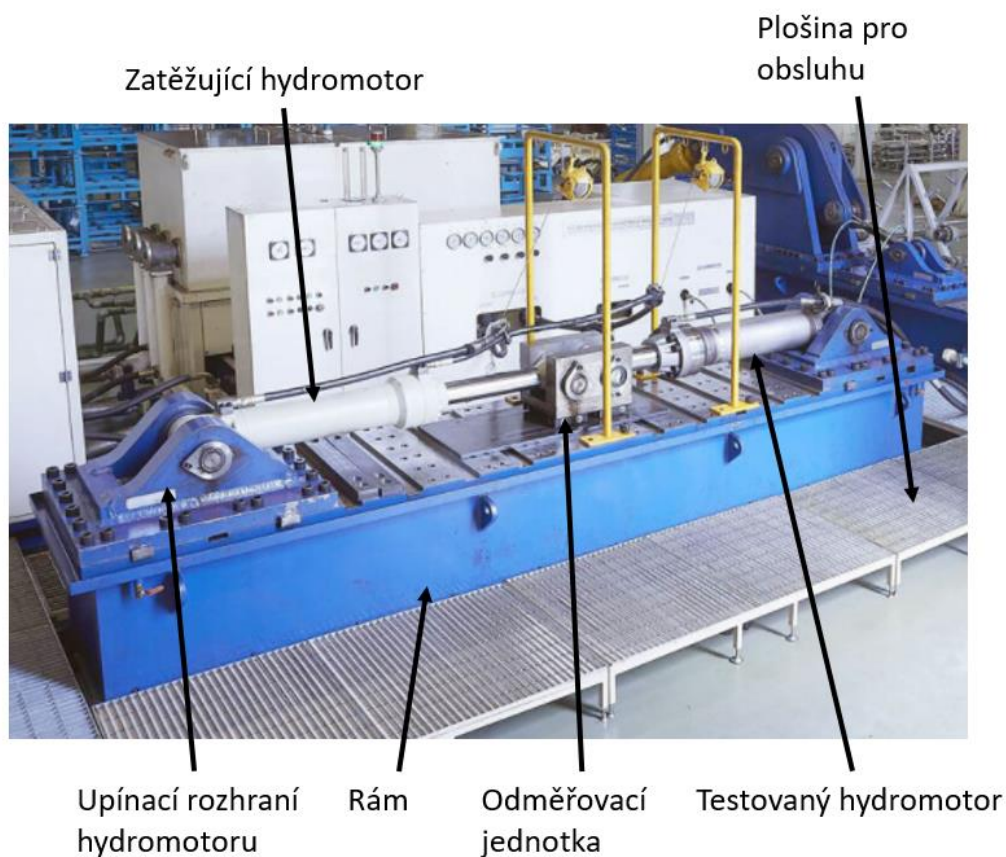
Dalším požadavkem je možnost testování ve 3 režimech ze 4 možných z hlediska směru zatížení a směru pohybu pístnice. Jedná se o režimy označeny čísly 1,2 a 3 na následujícím obrázku (Obr. 52). Pokud by se při testování jednalo pouze o režimy 1 a 2, znamenalo by to, že testovací stolice by byla namáhána pouze v jednom směru (rám by byl pouze natahován). Přidání režimu 3 znamená, že je testovací stolice namáhána v obou směrech. Z toho vyplývá požadavek na konstrukci upevnění hydromotorů a výběr siloměru.



Obr. 52 – Režimy zatěžování

V rešerši byla nalezena pouze jedna testovací stolice, která se koncepcí podobá zadání této diplomové práce, a tou je stolice 2P2F firmy Hengli. Firma uvádí maximální zatížení této stolice 2kN, což je poloviční hodnota, než jaká je zadána pro navrhovanou stolicí. Maximální testovací tlak je 70MPa. Z obrázku (Obr. 53) je také patrné, že upínací rozhraní neumožňuje tak velký rozsah šířky oka čepu tělesa, jak je tomu požadováno v případě zadání této práce. Variabilita délek a zdvihů testovaných hydromotorů je řešena možností přesunout konzoly o danou vzdálenost určenou roztečí drážek pro pera. Současně není patrné, zda je odměřovací jednotka vybavena také odměřováním síly, neboť na dostupném obrázku není vidět nic, co by připomínalo snímač síly, a čepy pístnic jsou spojeny jednou konzolou. Rám je zde samonosný, tedy veškerý silový tok je uzavřen jeho konstrukcí.

Pro tuto práci bude použit koncept této testovací stolice a to dva hydromotory upevněné pístnicemi proti sobě, přičemž jeden z nich je testován a druhý vyvozuje zatížení. Mezi pístnicemi se nachází jednotka sloužící k odměřování polohy a síly.

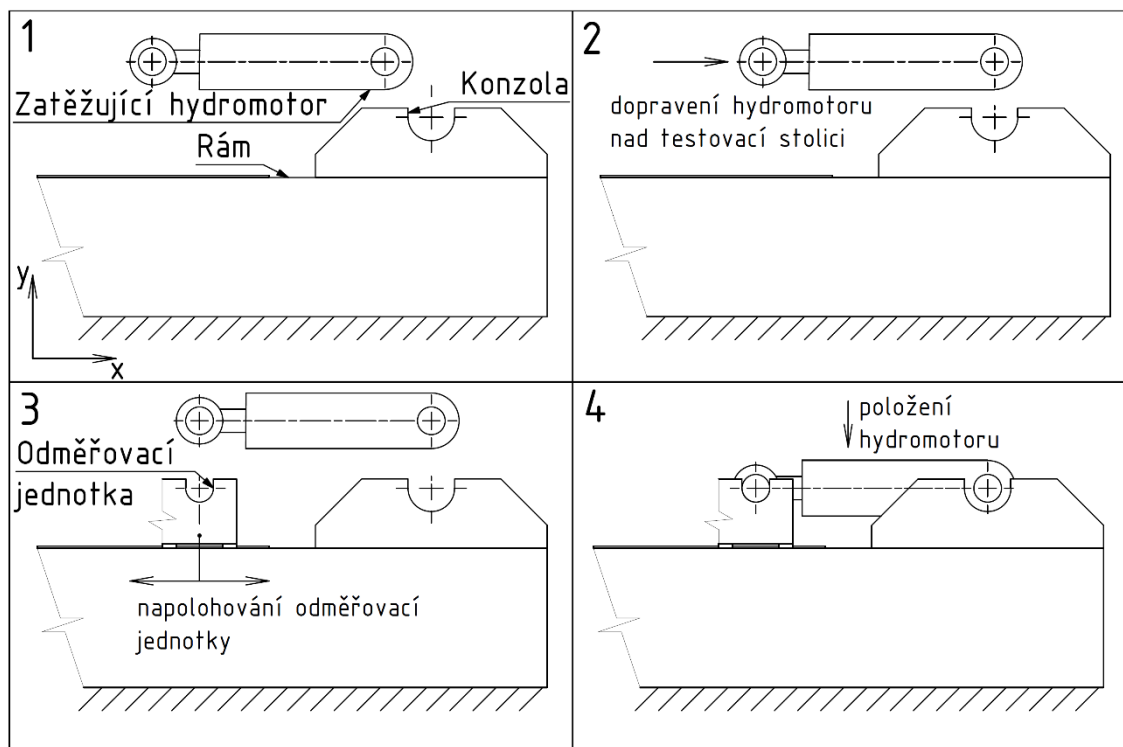


Obr. 53 – Testovací stolice Hengli 2P2F [2]

5.1. Princip ukládání hydromotorů na testovací stolici

5.1.1. Zatěžující hydromotor

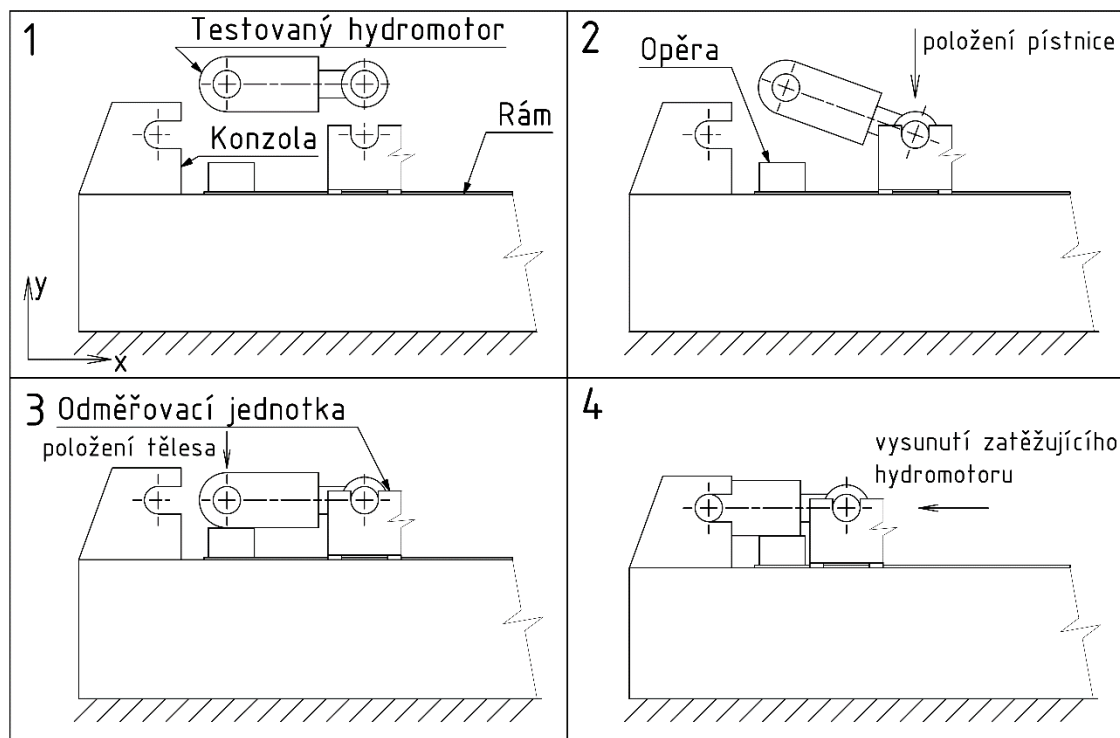
Jedním ze zásadních rozhodnutí je princip a pořadí ukládání hydromotorů na testovací stolici. Jako první bude na testovací stolici upevněn zatěžující hydromotor. Nejprve je nutné provést montáž čepů do hydromotoru. To je provedeno mimo testovací stolici. Pomocí jeřábu bude hydromotor dopraven nad testovací stolici. Odměřovací jednotka se pohybuje v tuto chvíli volně na lineárním vedení. Je tedy možné ji posunout do takové polohy, aby bylo možné hydromotor usadit současně na obou stranách. Po upevnění už lze odměřovací jednotkou pohybovat pouze pomocí zatěžujícího hydromotoru. Schématický postup montáže zachycuje následující obrázek (Obr. 54).



Obr. 54 – Postup montáže zatěžujícího hydromotoru

5.1.2. Testovaný hydromotor

Schématický postup montáže testovaného hydromotoru zachycuje následující obrázek (Obr. 55). Čepy jsou do hydromotoru namontovány mimo testovací stolicí. Testovaný hydromotor je pomocí jeřábu dopraven nad testovací stolicí. Nejprve je usazen jeho pístnicový čep do odměřovací jednotky. Odměřovací jednotka se v tuto chvíli nehýbe. Její pozice je určena vysunutím zatěžujícího hydromotoru. Tato pozice je závislá na typu testovaného hydromotoru, aby následný doraz (na obrázku fáze 4) mohl být co nejkratší. Po upevnění pístnice do odměřovací jednotky má testovaný hydromotor definovanou axiální polohu, a bylo by tedy velmi náročné jej do jeho pevné konzoly upevnit shora. Proto bude konzola umožňovat zasunutí vodorovné, kdy testovaný hydromotor bude zasunut do této konzoly pomocí vysunutí zatěžujícího hydromotoru. Jakmile čep testovaného hydromotoru narazí do dorazové pozice, bude možné hydromotor upevnit.



Obr. 55 – Postup montáže testovaného hydromotoru

5.2. Parametry zatěžujícího hydromotoru

Parametry zatěžujícího hydromotoru musí umožnit testování v požadovaném rozsahu sil a také požadovaném rozsahu rychlostí vysouvání a zasouvání testovaných hydromotorů. Jako první byly navrhovány parametry zatěžujícího hydromotoru. Ty byly zvoleny totožné jako u největšího testovaného hydromotoru, tedy průměr pístu 350mm a pístnice 220mm. Tím je zajištěno, že zatěžující hydromotor bude vyvozovat dostatečnou sílu k zatěžování největšího hydromotoru. Následujícím úkolem bylo stanovení testovacího tlaku pro testování nejmenšího hydromotoru. Nejprve byla vypočtena testovací síla v obou možných směrech vyvozovaná testovaným hydromotorem s nejmenší plochou pístu a nejmenší plochou mezikruží (110/90) při maximálním testovacím tlaku 35MPa.

$$F_{HM} = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D_{min}^2}{4} \cdot 10^3 = 35 \cdot \frac{\pi \cdot 110^2}{4} \cdot 10^3 = 333 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (5.1)$$

Stejným způsobem byla vypočtena síla působící na plochu mezikruží. Její hodnota činí 110 000N. Pro tyto dvě hodnoty sil byly vypočteny příslušné hodnoty požadovaného tlaku v zatěžujícím hydromotoru.

$$p_t = \frac{F_{HM}}{\frac{\pi \cdot D_{max}^2}{4}} = \frac{333 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 350^2}{4}} = 3,5 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

Stejným způsobem byla stanovena hodnota tlaku zatěžujícího hydromotoru pro režim přivádění tlakové kapaliny na mezikruží. Hodnota tohoto tlaku je 1,89MPa. Z provedených výpočtů vyplývá, že silově stačí použít jeden zatěžující hydromotor o průměru pístu 350mm.

Druhou veličinou, která má vliv na parametry zatěžujícího hydromotoru, je průtok. Ze zadaných rychlostí vyplývá požadavek na průtok do zatěžujícího hydromotoru. Byl proveden výpočet potřebných průtoků pro vysouvání testovaných hydromotorů. Dále byly stanoveny hodnoty potřebných průtoků zatěžujícího hydromotoru pro testování jednotlivých typů hydromotorů. Požadovanou limitní hodnotou průtoku je 100l/min. Výsledkem provedeného výpočtu byl závěr, že nelze použít pouze jen jeden zatěžující hydromotor o průměru pístu 350mm. Pro testované hydromotory s průměrem pístu 200mm a menším bude použit zatěžující hydromotor s průměrem pístu 200mm. Jeho konstrukční parametry jako je rozměr L_{0ZHM} a zdvih Z_{0ZHM} jsou totožné s prvním zatěžujícím hydromotorem. Následující tabulka (Tabulka 4) obsahuje zadavatelem specifikované rychlosti pohybů pístnice pro jednotlivé typy testovaných hydromotorů a příslušné potřebné průtoky zatěžujících hydromotorů. Silové a průtokové poměry obsahuje Příloha 5.

Tabulka 4 – Průtokové poměry

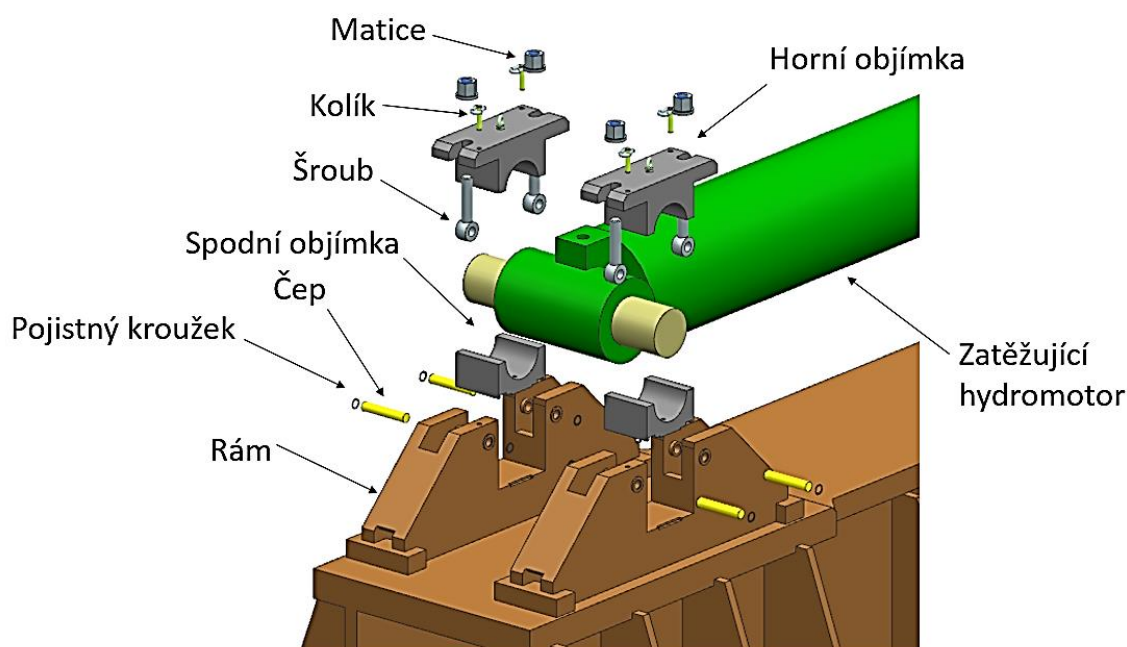
Testovaný hydromotor	v_{HM} [mm /s]	Q_{THM} [l/min]	Q_{ZHM} – vysouvání [l/min]	Q_{ZHM} – zasouvání [l/min]
350/220	6	34,6	34,6*	21*
320/180	8	38,6	46,2*	27,9*
280/180 a 280/140	10	36,9	57,7*	34,9*
220/120	11	25,1	63,5*	38,4*
200/110	20	37,7	37,7**	26,3**
140/80	30	27,7	56,5**	39,4**
110/50	18	10,3	33,9**	23,7**
110/90	15	8,6	28,3**	19,7**

**Pro zatěžující hydromotor o průměru pístu 350mm*

***Pro zatěžující hydromotor o průměru pístu 200mm*

5.3. Návrh upevnění zatěžujícího hydromotoru

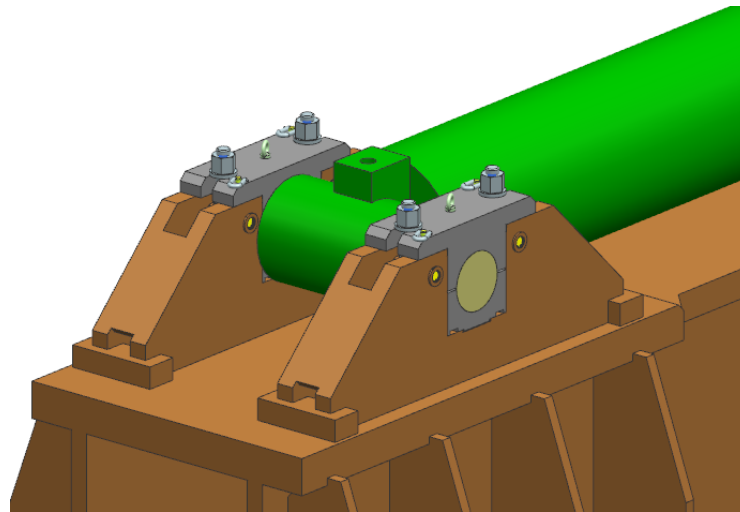
Zatěžující hydromotor je upevněn pomocí čepu jak na straně tělesa, tak na straně pístnice. Čepy budou namontovány mimo testovací stolič, aby byla usnadněna následná montáž samotného hydromotoru. Důvodem je složitá manipulace s čepy vzhledem k jejich hmotnosti pohybující se okolo 110 kg. Takto tedy bude již začepovaný hydromotor dopraven pomocí jeřábu nad testovací stolič. Následující obrázek (Obr. 56) obsahuje rozpad systému upevnění zatěžujícího hydromotoru.



Obr. 56 – Upevnění zatěžujícího hydromotoru – rozpad

Čep hydromotoru je upevněn k rámu pomocí horní a spodní objímky. Pro dosažení sousostí těchto objímek, jsou tyto vytvořeny rozříznutím jednotné objímky, do které byla vyvrtána díra požadovaného průměru. Spodní objímka je poté zasunuta do drážky vytvořené v platformě pro upevnění hydromotoru. Následně je na objímku usazen čep hydromotoru. Poté je shora umístěna horní objímka, která je upevněna k rámu pomocí šroubů s okem zajištěných pomocí matic. Pro zajištění přesné pozice slouží dva kolíky umístěné diagonálně shora horní objímky. Okem šroubu prochází čep, který je umístěn v pouzdrech, které jsou součástí rámu. Čepy jsou zajištěny pojistnými kroužky. Upevnění

hydromotoru zobrazuje Obr. 57. Způsob upevnění hydromotoru k odměřovací jednotce bude vysvětlen v kapitole Návrh odměřování síly a polohy.



Obr. 57 - Upevnění zatěžujícího hydromotoru

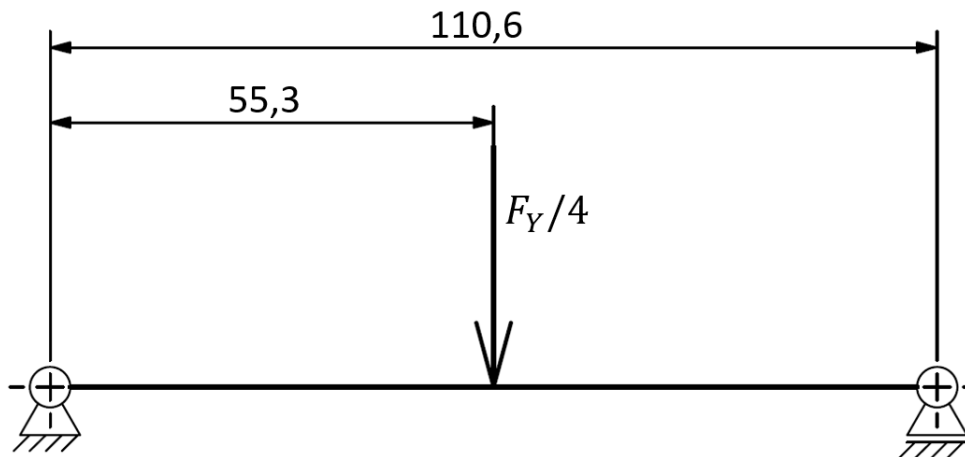
Nejvíce namáhanou součástí z uvedených jsou čepy upevňující šrouby s okem. Tyto čepy mohou být namáhány silou ve směru osy Y. Tato síla může vzniknout vlivem špatné montáže, teplotní deformace, průhybu samotného hydromotoru nebo jeho nepřesných konstrukčních rozměrů. Vzhledem k počtu možných chybových faktorů není možné s jistotou stanovit maximální vychýlení osy zatěžujícího hydromotoru od vodorovné osy. Proto byl jako extrémní případ vychýlení uvažován úhel 1° . Následujícím výpočtem byla stanovena hodnota příslušné zatěžující síly.

$$F_Y = F_{HM} \cdot \sin 1^\circ = 4 \cdot 10^6 \cdot \sin 1^\circ = 69800 \text{ N} \quad (5.1)$$

Tato síla odpovídá přibližně 1,7% zadané maximální testovací síly. Úhlová vychylka hydromotorů bude po každém upevnění změřena pomocí sklonoměru nebo strojní vodováhy. Maximální přípustná úhlová vychylka byla stanovena na $0,3^\circ$.

Nejprve byl navržen průměr čepů, které procházejí okem šroubů. Z tohoto průměru poté může být navržen samotný šroub, jehož okem musí být možné čep prostrčit.

Průměr čepu byl navržen ze zatížení na ohyb. Výpočtové schéma znázorňuje následující obrázek (Obr. 58). Podpěry byly umístěny doprostřed pouzdra. Síla působí uprostřed čepu.



Obr. 58 - Schéma výpočtu ohybu čepu

Minimální průměr čepu byl stanoven následujícím výpočtem. Dovolené napětí v ohybu bylo uvažováno 150MPa. Počet zatěžovaných čepů jsou 4.

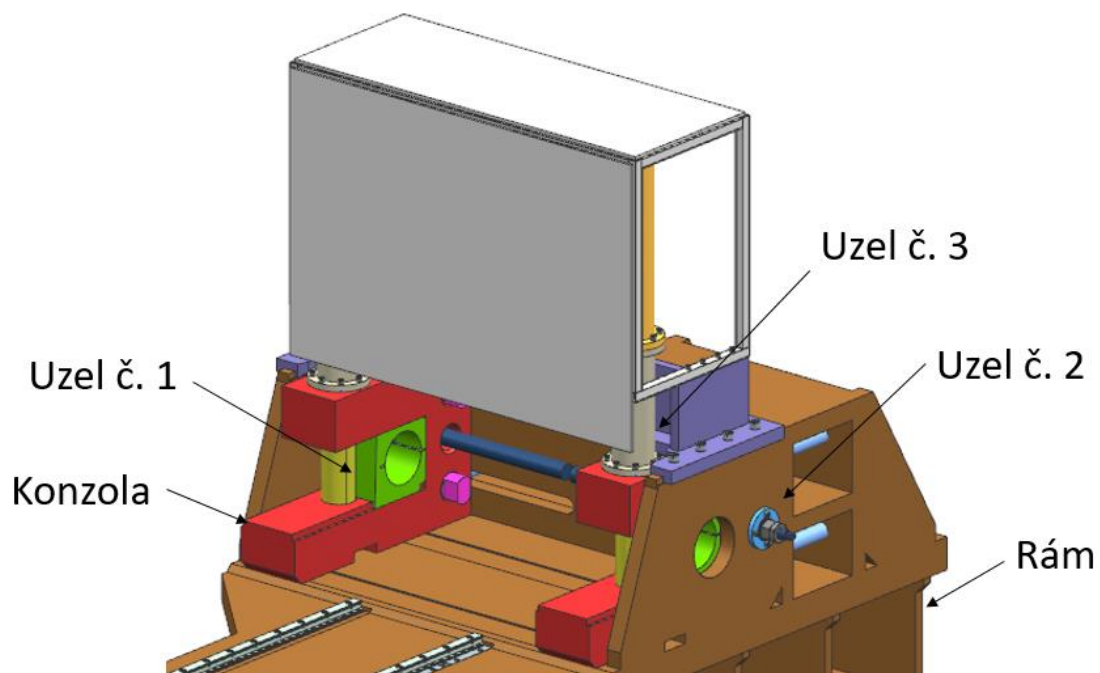
$$M_{0c} = \frac{F_Y}{4 \cdot 2} \cdot 0,0553 = \frac{69800}{8} \cdot 0,0553 = 483Nm \quad (5.2)$$

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{M_{0c} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{484 \cdot 32}{\pi \cdot 150}} = 0,032m \quad (5.3)$$

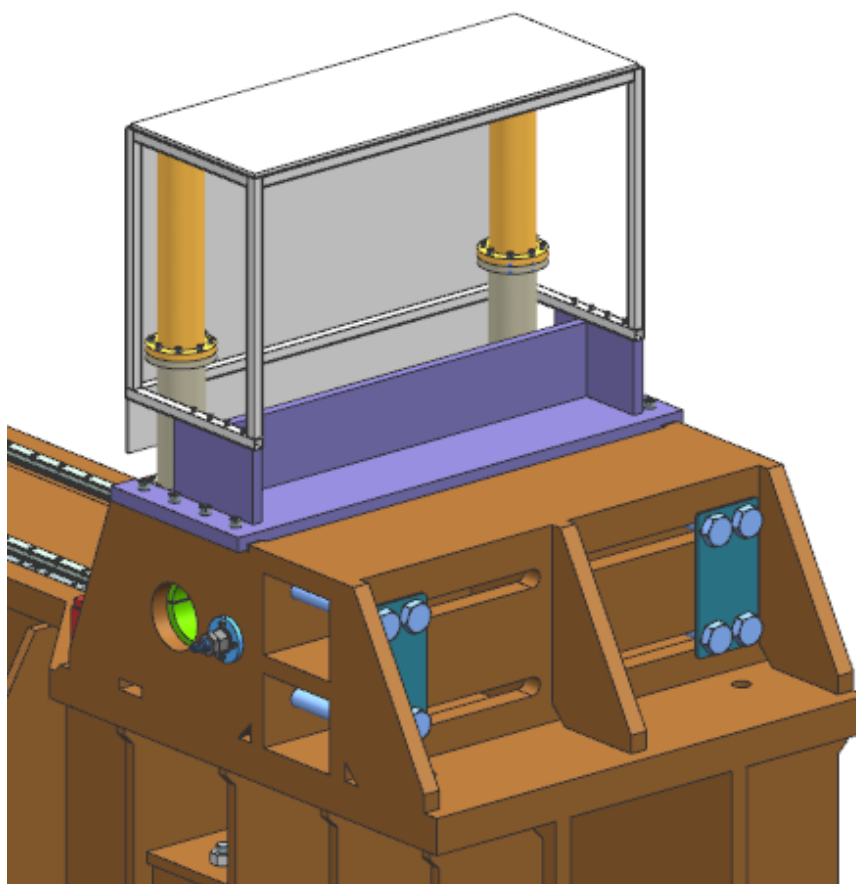
Z návrhového výpočtu vyšla hodnota průměru čepu 32mm.

5.4. Návrh upevnění testovaných hydromotorů

Na rozdíl od upevnění zatěžujícího hydromotoru musí konstrukční uzel upevnění testovaných hydromotorů umožňovat upevnění hydromotorů s konstrukčními parametry v zadaném rozsahu. Konstrukce (Obr. 59 a Obr. 60) byla rozdělena na tři konstrukční uzly. Uzlem číslo 1 je způsob kompenzace velikosti čepů testovaných hydromotorů. Uzlem číslo 2 je kompenzace šířky oka čepu tělesa hydromotorů. Uzlem číslo 3 je systém upevnění takový, který brání pohybu tělesa testovaného hydromotoru ve směru osy X při všech režimech zatížení. Všechny zmíněné dílčí uzly jsou propojeny konzolou.

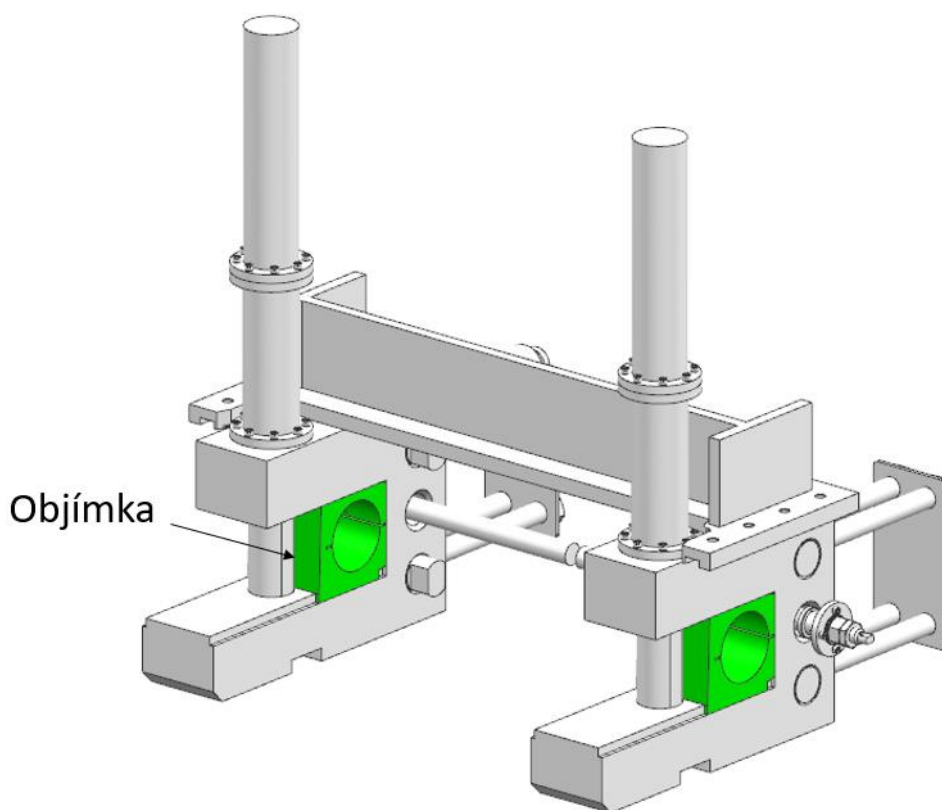


Obr. 59 – Upevnění testovaných hydromotorů – přední pohled

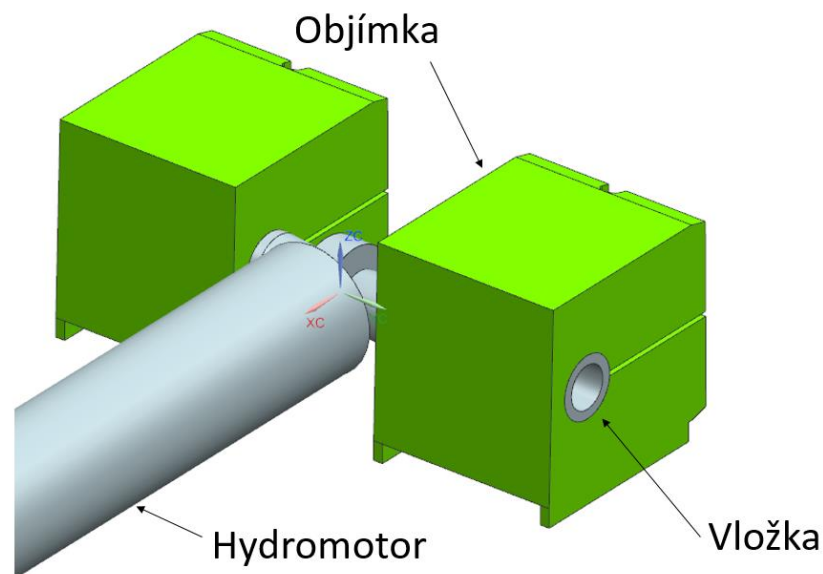


Obr. 60 – Upevnění testovaných hydromotorů – zadní pohled

Kompenzace různých velikostí čepů hydromotorů je řešena pomocí řady objímek. Jednotlivé objímky této řady obsahují různě velké díry pro čep. Pro testované hydromotory s vnějším průměrem tělesa větším, než je šířka oka čepu, je navíc do objímky umístěna vložka (Obr. 62). Tabulka 5 uvádí testované hydromotory a jejich příslušné objímky a vložky. Objímka je nasazena na čep mimo testovací stolicí současně s montáží čepu do hydromotoru. Objímka obsahuje naříznutí, které umožňuje za pomoci šroubu rozevření pro snazší montáž čepu. Objímka je při montáži do testovací stolice zasunuta do drážky v konzole. Při zasunutí do drážky je čep sevřen silou zatěžujícího hydromotoru. Následující obrázek (Obr. 61) zobrazuje uzel číslo 1 v sestavě.



Obr. 61 – Uzel 1

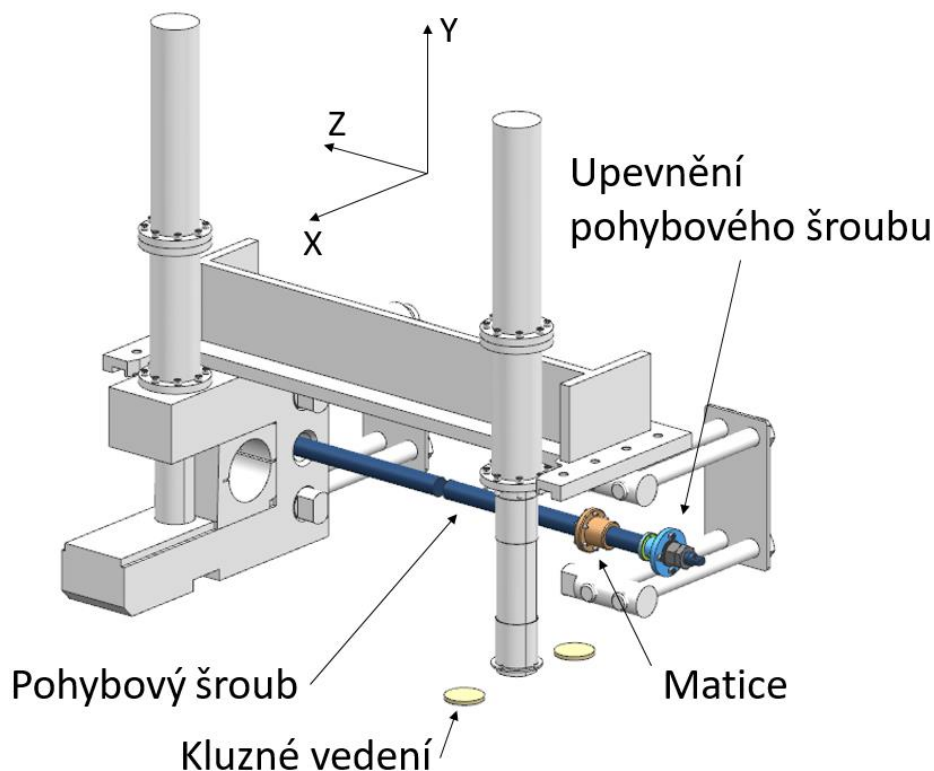


Obr. 62 - Objímka s vložkou

Tabulka 5 – Parametry objímek a vložek

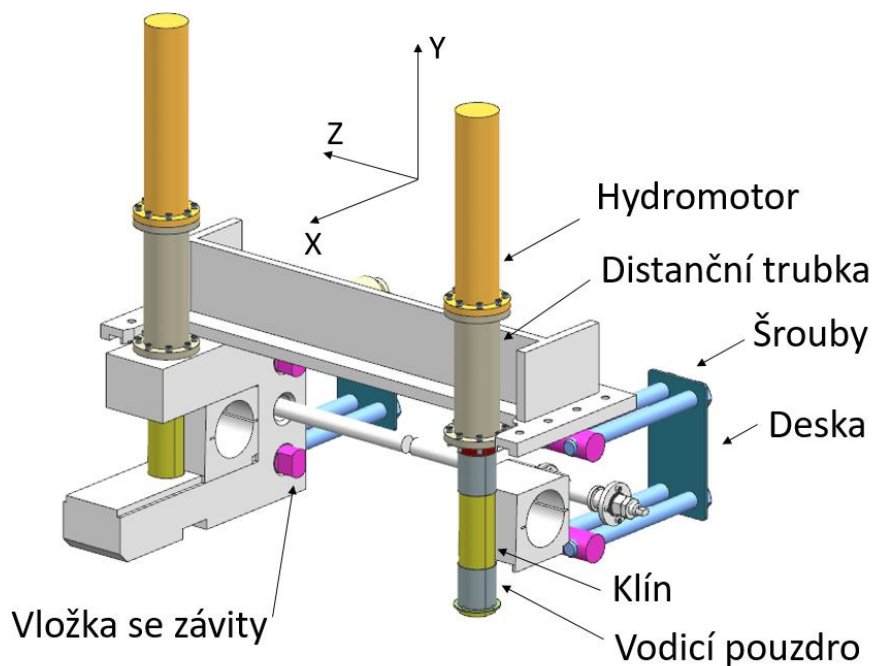
Testovaný HM	Vnitřní \varnothing objímky [mm]	Vložka / vnitřní \varnothing [mm]
350/220 – 680	160	NE
320/180 – 1035	140	NE
280/180 (140) – 500	120	NE
220/120 – 460	120	NE
200/110 – 1230	120	ANO / 100
140/80 – 1084	120	ANO / 70
110/90 (55) – 1000 (310)	65 (excentrická)	ANO / 45

Druhý uzel slouží k posouvání konzol ve směru osy Z (Obr. 63). Tím je nastavena pozice konzol pro hydromotory s různě širokým okem pro čep. Pohyb zajišťuje pohybový šroub, který je upevněn k rámu. Matice je upevněna ke konzole. Konzola obsahuje zahloubení, do kterých jsou umístěna kluzná vedení pro snížení tření mezi stykovými plochami. Dva vodící elementy jsou umístěny vespod a jeden shora konzoly.



Obr. 63 – Uzel 2

Poslední uzel slouží k upevnění testovaných hydromotorů pro režim „stlačování“ rámu testovací stolice. Bylo nutné navrhnout systém, který bude při tomto zatěžování vést silový tok do rámu. Výsledný systém se skládá ze součástí popsanych na následujícím obrázku (Obr. 64). Objímka je v uvažovaném režimu zatěžování opřena o klín (Obr. 65). Klín je tvořen válcovou tyčí, která obsahuje rovinnou plochu pod úhlem 2° od osy klínu. Pod stejným úhlem je zkosena styková plocha objímky. Klín je veden ve vodících pouzdrech, které jsou umístěny v konzole. Pohyb klínu ve směru osy Y zajišťuje hydromotor. Aby nedošlo k rotaci klínu kolem své osy, je klín vybaven tvarovým zajištěním v podobě rovinné drážky. Silový tok je dále veden tělesem konzoly do vložek se závity, které jsou do konzoly nasunuty z boku. Do těchto vložek jsou dále namontovány šrouby M48. Mezi konzolou a hlavou šroubu jsou žebra rámu. Tyto žebra obsahují otvory, kterými lze šroub protáhnout a spojit se závitem ve vložce. Otvory jsou vytvořeny tak, aby při změně pozice konzoly nemusel být šroub vymontován, ale pouze povolen. Nevýhodou těchto otvorů je zmenšení plochy pod hlavou šroubu, což by způsobilo zvýšení kontaktního tlaku v tomto místě. Proto je mezi hlavu šroubu a žebro rámu umístěna deska, která je společná pro všechny čtyři šrouby.



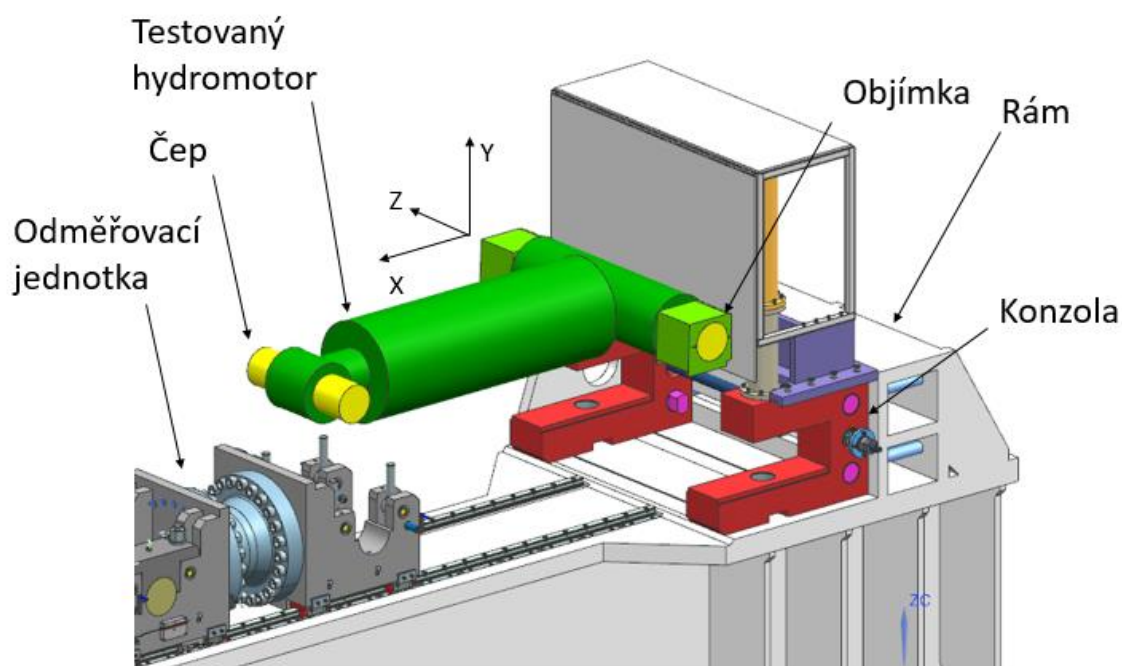
Obr. 64 – Uzel 3



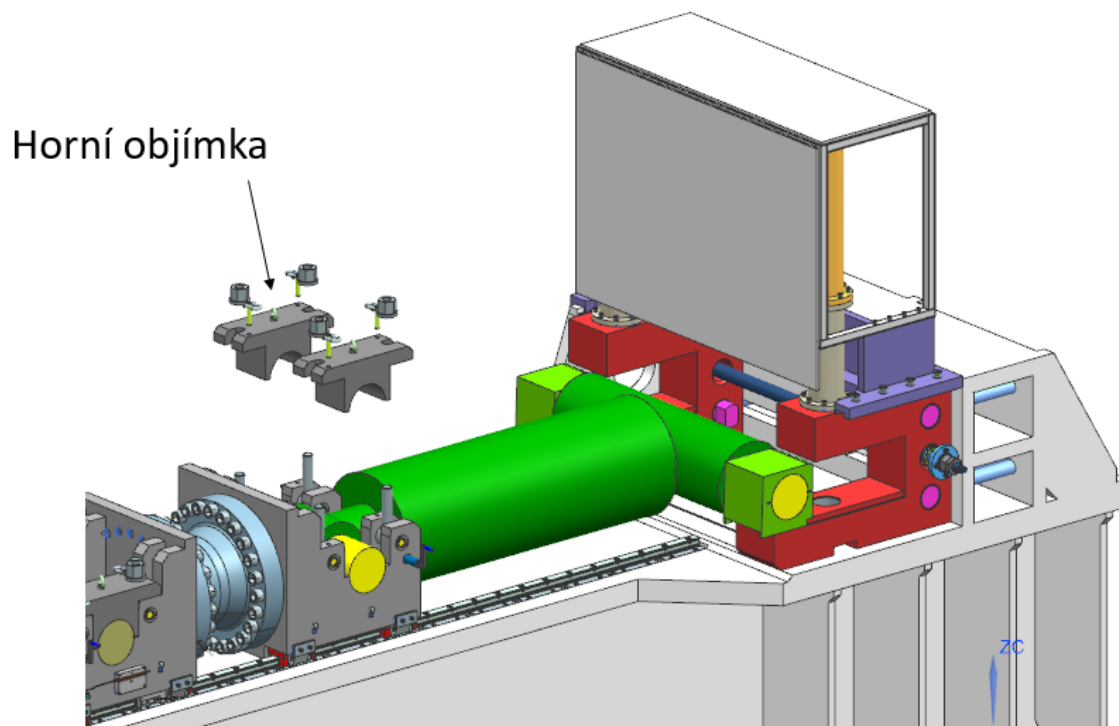
Obr. 65 – Klín

Postup upevnění testovaného hydromotoru zachycují následující obrázky. Čepy hydromotoru a objímka pro čep tělesa hydromotoru jsou namontovány již mimo testovací stolicí. Nejprve je hydromotor pomocí jeřábu dopraven nad testovací stolicí (Obr. 66).

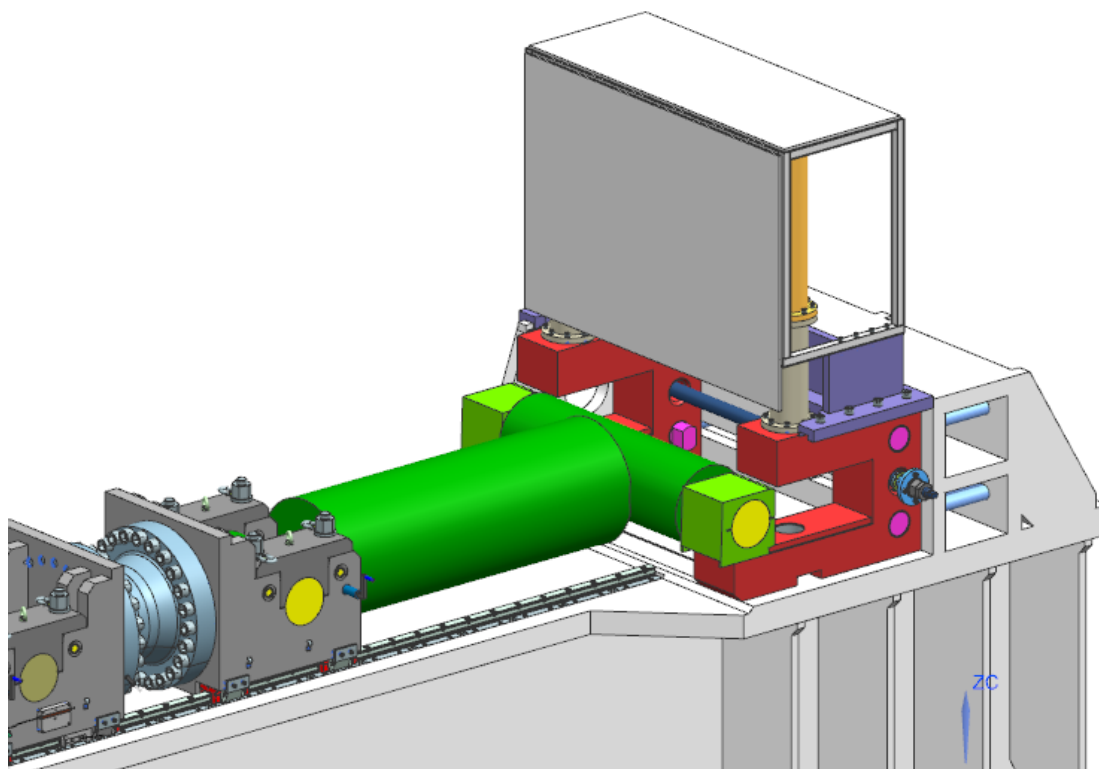
V tuto chvíli je již připravena odměřovací jednotka v definované poloze pro daný testovaný hydromotor. Následně je hydromotor posuvnými pohyby ve směru os Y a X položen čepem v pístnici do objímkové části konzoly odměřovací jednotky. Současně je položen druhý konec hydromotoru na pokládací část konzoly (Obr. 67). Následuje upevnění čepu pístnice ke konzole odměřovací jednotky (Obr. 68). Je zde použit stejný způsob upevnění jako pro upevnění tělesa zatěžujícího hydromotoru k rámu s výjimkou, že spodní objímka je součástí konzoly. V tuto chvíli už lze ve směru osy X pohybovat testovaným hydromotorem jen za pomoci zatěžujícího hydromotoru. Vysunutím zatěžujícího hydromotoru dojde k zasunutí objímek testovaného hydromotoru do dorazové pozice (Obr. 69). Nakonec jsou pomocí svisle umístěných hydromotorů vysunuty klíny, které brání posuvu testovaného hydromotoru v kladném smyslu směru osy X (Obr. 70).



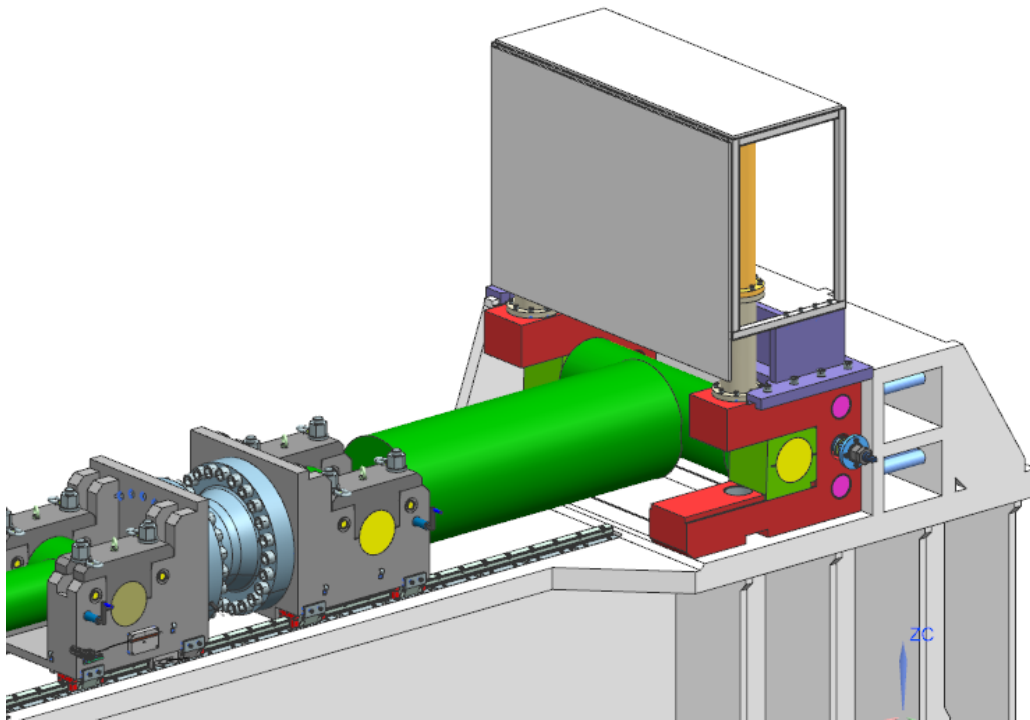
Obr. 66 – Upevnění testovaného HM – dopravení hydromotoru



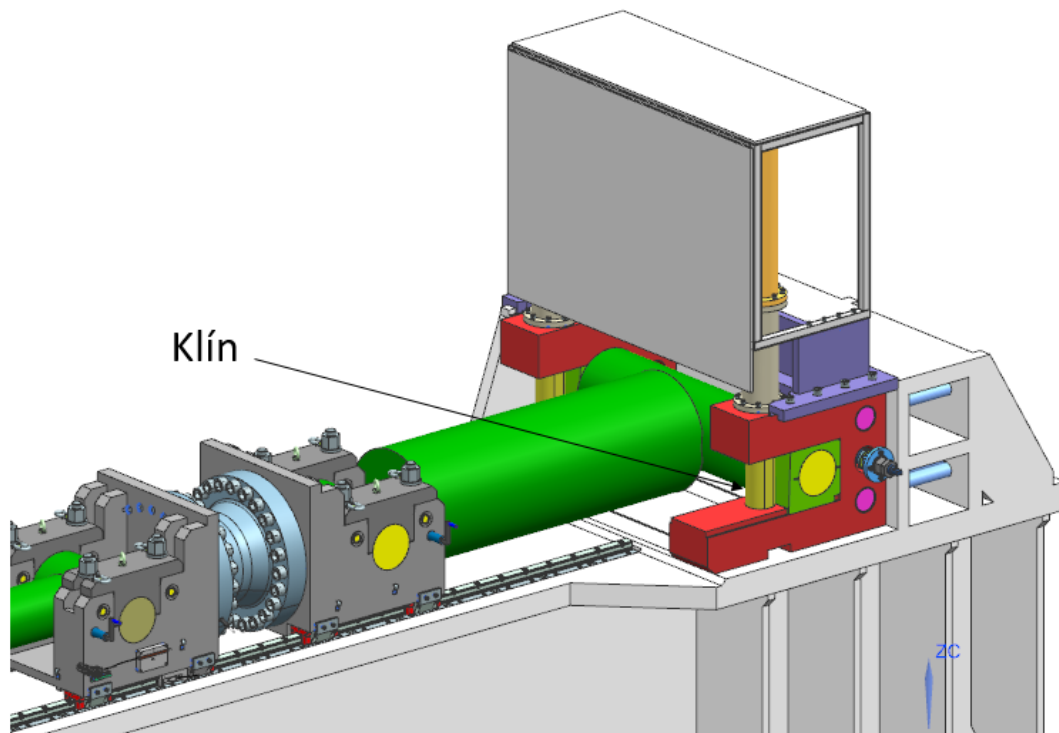
Obr. 67 – Upevnění testovaného HM – položení hydromotoru



Obr. 68 – Upevnění testovaného HM – upevnění pístnice

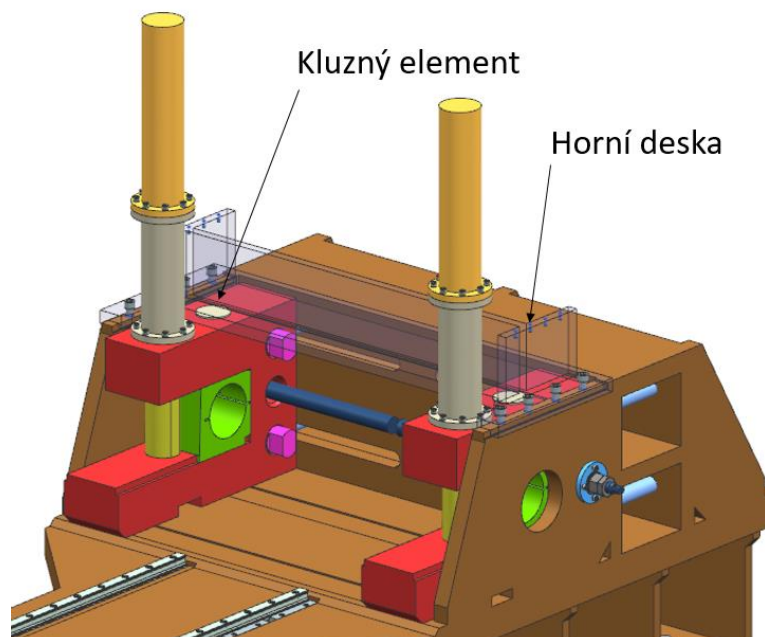


Obr. 69 – Upevnění testovaného HM – zasunutí objímek do konzol



Obr. 70 – Upevnění testovaného HM – vysunutí klínů

Umístění kluzného vedení zobrazuje následující obrázek (Obr. 71).



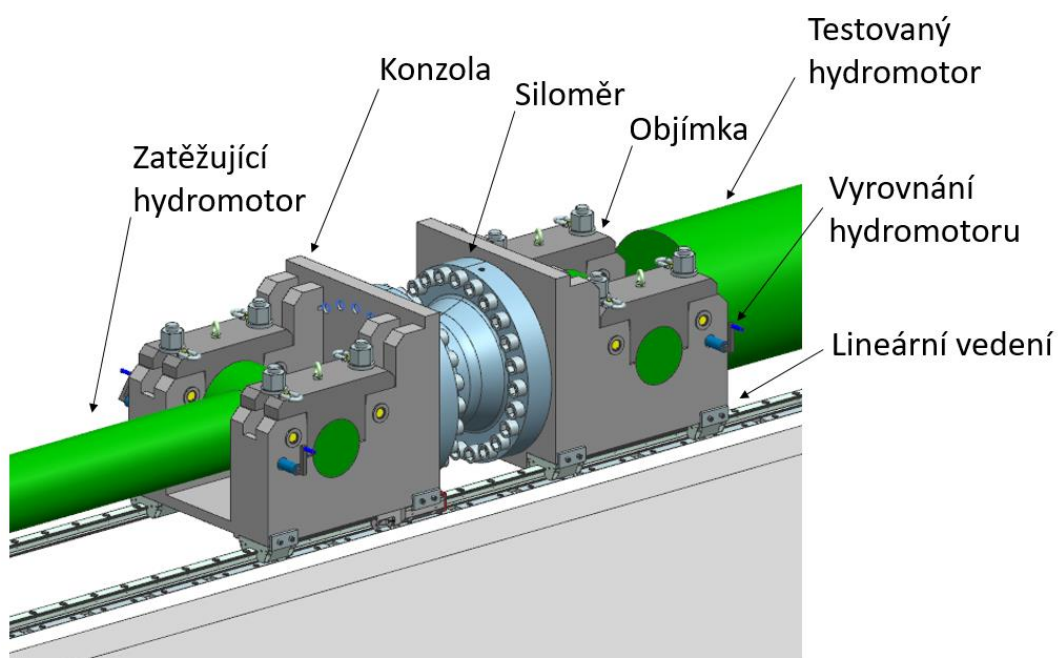
Obr. 71 – Kluzné vedení

Konzola a objímka byly také podrobeny MKP výpočtům, jejichž výsledky jsou uvedeny v textové příloze (Příloha 3 a 4).

5.5. Návrh odměřování síly a polohy

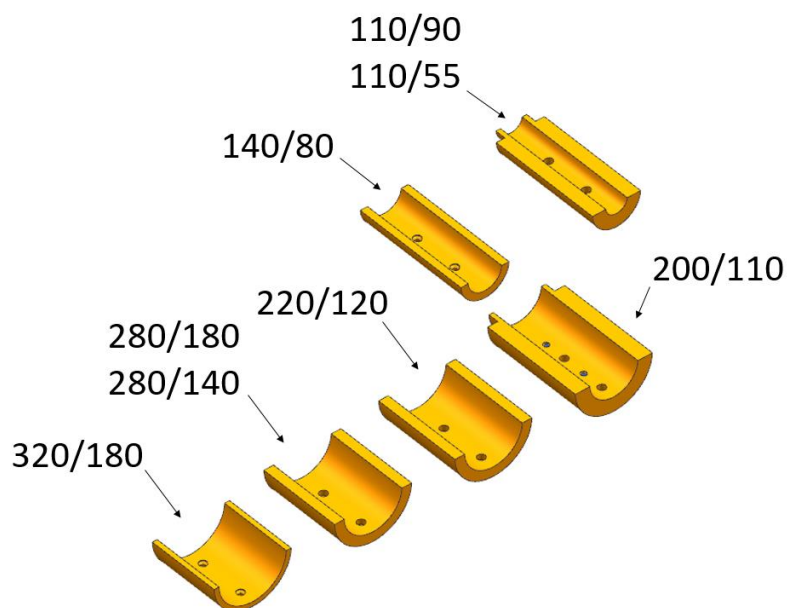
Jednou z vlastností, která je zkoušena na testovací stoličce, je kvalita těsnění pístnicových a pístových těsnících prvků. Při zatěžování může docházet k prosakování kapaliny z části, která je pod tlakem, ven z hydromotoru nebo do z části, která pod tlakem není. Tato netěsnost se projeví na vyvozované síle a na poloze pístnice. Obě tyto veličiny je tedy za potřeby měřit v průběhu testování. K tomu slouží odměřovací jednotka. Odměřovací jednotka se pohybuje na lineárním vedení. Hydromotory jsou k odměřovací jednotce upevněny pomocí pístnicových čepů. Způsob a konstrukce upevnění je totožná jako u upevnění tělesa zatěžovacího hydromotoru.

Na následujícím obrázku (Obr. 72) je vidět sestava odměřovací jednotky. Mezi její součásti patří konzola, ke které je pomocí objímky upevněn čep hydromotoru, siloměr a lineární vedení, které umožňuje pohyb odměřovací jednotky ve směru osy X. Odměřovací jednotka také obsahuje mechanismus, pomocí kterého je možné při montáži vyrovnat hydromotor do testovací pozice.



Obr. 72 – Odměřovací jednotka

Pro kompenzaci velikosti čepů a současně tloušťky pístnicového oka čepu byla vytvořena řada vložek (Obr. 73). Vložky pro průměry pístů hydromotoru od 320 do 200mm mají stejný vnější průměr. Pokud je testován hydromotor menšího průměru pístu, je použita vložka pro průměr pístu 200mm a do ní je dále vložena příslušná vložka buďto pro průměr 140 nebo 110mm. Vložky jsou upevněny pomocí šroubů.



Obr. 73 – Řada vložek

V následující tabulce (Tabulka 6) jsou uvedeny parametry vložek pro příslušné testované hydromotory.

Tabulka 6 – Parametry vložek

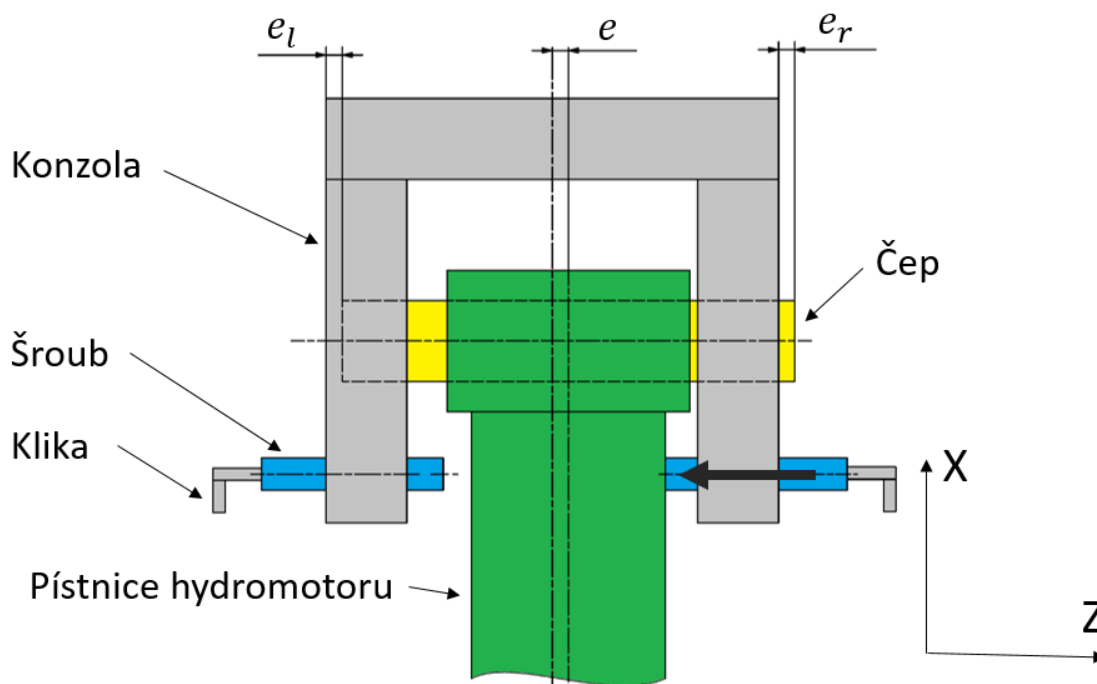
Testovaný HM	Vnější \varnothing [mm]	Vnitřní \varnothing [mm]	Délka [mm]
320/180	160	140	153
280/140 a 280/180	160	120	175
220/120	160	120	189
200/110	160	100	239
140/80	100	70	249
110/55 a 110/90	100	45	260,5

Pro odměřování síly byl na základě rešerše vybrán siloměr firmy GTM řady RF jmenovité síly 4kN. Siloměr je upevněn ke konzole odměřovací jednotky pomocí 24 šroubů na každé straně. Technické parametry siloměru jsou uvedeny v Příloze 1.

Pro odměřování polohy byl vybrán snímač firmy Schneeberger. Systém snímání polohy je integrován v jednom z vozíků lineárního vedení. Byla zvolena velikost lineárního vedení 45.

5.5.1. Vyrovnání hydromotoru

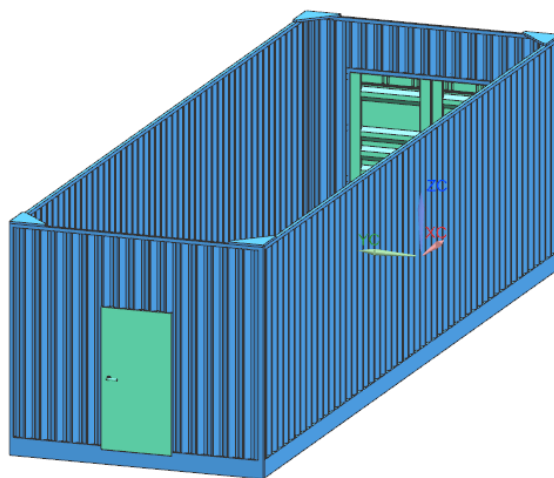
Odměřovací jednotka je vybavena vyrovnávacím mechanismem (Obr. 74). Tento mechanismus slouží k vyrovnání hydromotorů do testovací pozice. V bočnicích konzoly odměřovací jednotky jsou vytvořeny díry se závity, do kterých je namontován šroub. Šroub obsahuje koncovku z materiálu, kterým lze dotlačit pístnici do požadované pozice, aniž by došlo k jejímu poškození. Předpokladem přesného vyrovnání je správná montáž čepů do hydromotoru. Poté je možné posuvným měřítkem zkontrolovat vzdálenosti čelních ploch čepů od vnějších ploch bočnic. Druhou možností je kontrolovat vzdálenost bočních ploch oka pístnice od vnitřních ploch bočnic konzol resp. vložek. Pokud je vzdálenost na obou stranách konzoly stejná, je hydromotor vyrovnán pro testování. Klika je nasazena na šroub pomocí čtyřhranu.



Obr. 74 – Vyrovnání hydromotorů

5.6. Krytování testovací stolice

Zakrytování pracoviště je navrženo způsobem odděleného pracoviště. Stěny krytu budou tvořeny speciálně upraveným kontejnerem od firmy Kovar, a.s. Kryt se skládá ze čtyř stěn (Obr. 75). Na jedné z čelních stěn jsou umístěna dvoukřídlá vrata. Protější čelní stěna je vybavena dveřmi. Vzhledem ke způsobu zakládání hydromotorů do příslušných pozic, není testovací stolice nijak krytovaná shora.

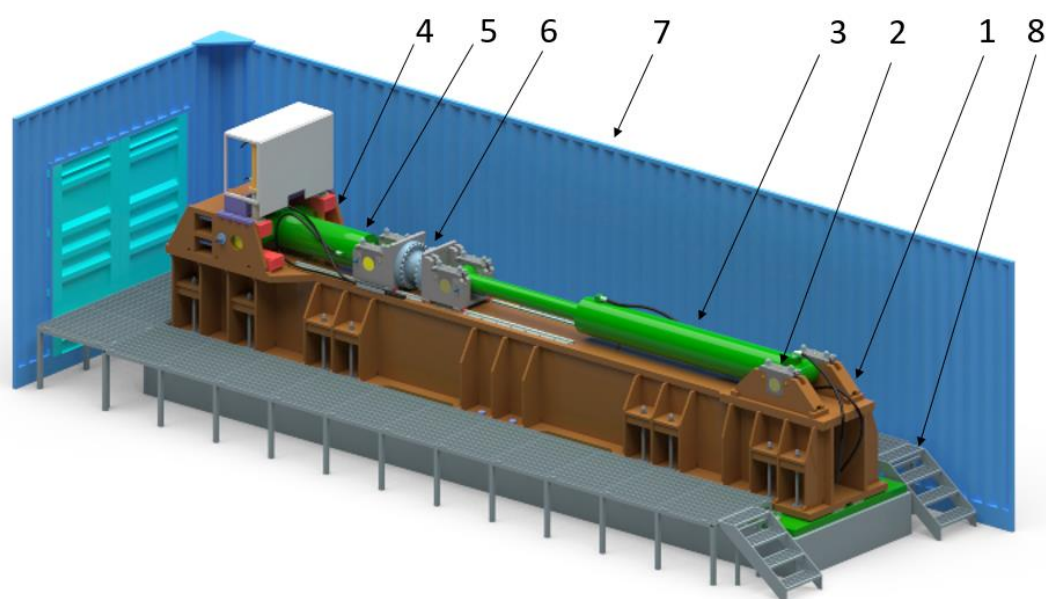


Obr. 75 – Krytování

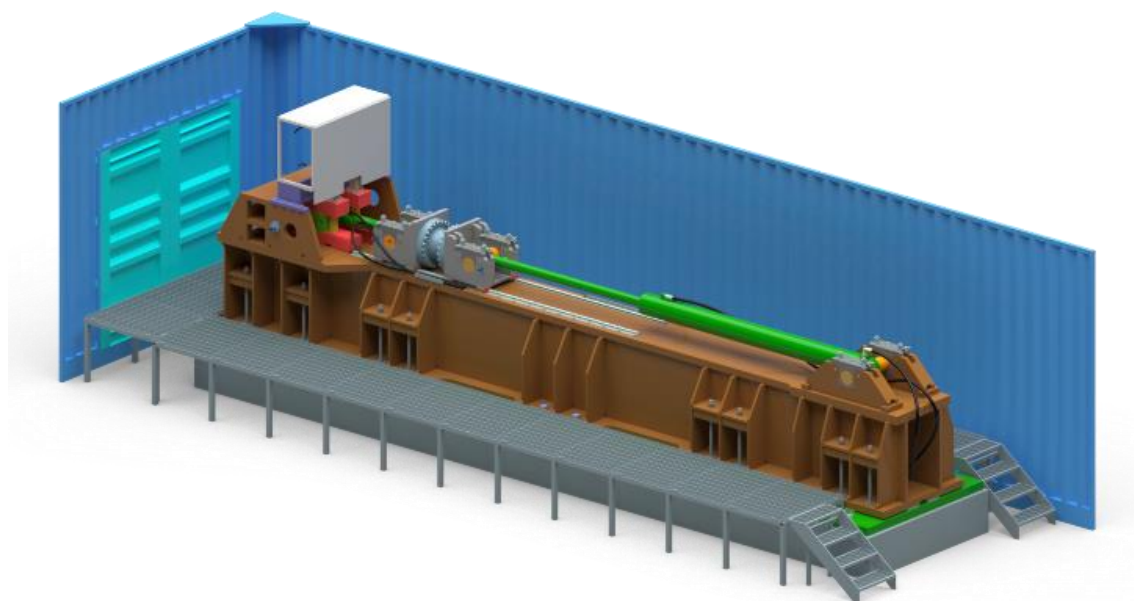
5.7. Zobrazení testovací stolice

Na Obr. 76 zobrazen pohled na kompletní testovací stolici. Obr. 77 znázorňuje sestavu s namontovaným zatěžujícím hydromotorem o průměru pístu 200mm.

- | | |
|---------------------------------------|--------------------------|
| 1 – Rám | 5 – Testovaný hydromotor |
| 2 – Upevnění zatěžujícího hydromotoru | 6 – Odměřovací jednotka |
| 3 – Zatěžující hydromotor | 7 – Krytování |
| 4 – Upevnění testovaného hydromotoru | 8 – Pochozí lávka |



Obr. 76 – Zobrazení testovací stolice – velký zatěžující hydromotor



Obr. 77 - Zobrazení testovací stolice – malý zatěžující hydromotor

6. Kontrolní výpočty

V průběhu návrhu testovací stolice byly prováděny návrhové výpočty namáhaných uzlů, jejichž parametry byly ovlivněny také konstrukcí. Kontrolní výpočty se soustředí na namáhané části v hlavních konstrukčních uzlech. Mezi tyto uzly patří uložení rámu, uložení hydromotoru a odměřovací jednotka. Minimální bezpečnost byla uvažována 1,2.

6.1. Uložení rámu

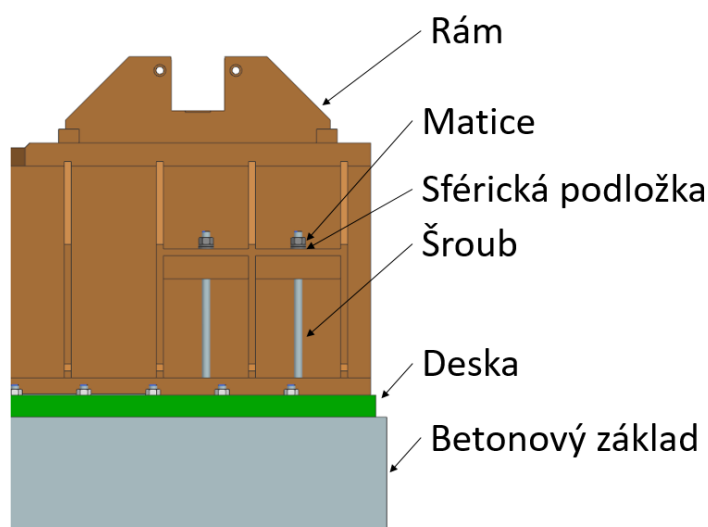
Rám je uložen na desce pomocí dlouhých předepnutých kotevních šroubů (Obr. 78). Tyto šrouby zabraňují horní a spodní desce rámu v prohnutí při zatěžování. Postup návrhu spočíval v optimalizaci velikosti předepnutí ve šroubech umístěných tak, aby docházelo k co nejvyšší eliminaci ohybu. Dostatečné předepnutí odpovídalo hodnotě 300kN. Velikost šroubů byla zvolena M36. Tento návrh byl ověřen analytickým výpočtem, který stanovil napětí v dřívku šroubu. Dovolené napětí v dřívku šroubu je 990 MPa, což odpovídá hodnotě 0,9 mezi kluzu.

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{300000}{\pi \cdot \frac{31,093^2}{4}} = 395 \text{ MPa} \quad (6.1)$$

Bezpečnost šroubu M36 12.9:

$$k_{\xi} = \frac{\sigma_{D\check{s}}}{\sigma_{\xi}} = \frac{990}{395} = 2,5 \quad (6.2)$$

Výsledná bezpečnost je 2,5.



Obr. 78 – Kotevní šroub

Mezi spodní plochou rámu a deskou, na které je rám uložen, jsou umístěna pera. Na obou krajích jsou umístěna podélně jako vodící (ve směru osy X) a uprostřed jedno příčně (ve směru osy Z). To z důvodu zabránění deformace rámu v tomto místě ve směru osy X. Prostřední pero (Obr. 79) je navrženo pro zatížení maximální testovací silou. Kontrolní výpočty byly provedeny pro zatížení na stříh a otláčení. Boční plochy pera jsou kalené a dovolená hodnota tlaku při otláčení je 200MPa. Jako dovolená hodnota napětí pro smykové namáhání pera byla uvažována hodnota 80MPa. Rozměry pera jsou 600x100x80mm. Zaoblené části pera jsou ve výpočtech zanedbány.

$$\tau_p = \frac{F_{HM}}{S_{sp}} = \frac{4000000}{600 \cdot 100} = 66MPa \quad (6.3)$$

Bezpečnost pera ve smyku:

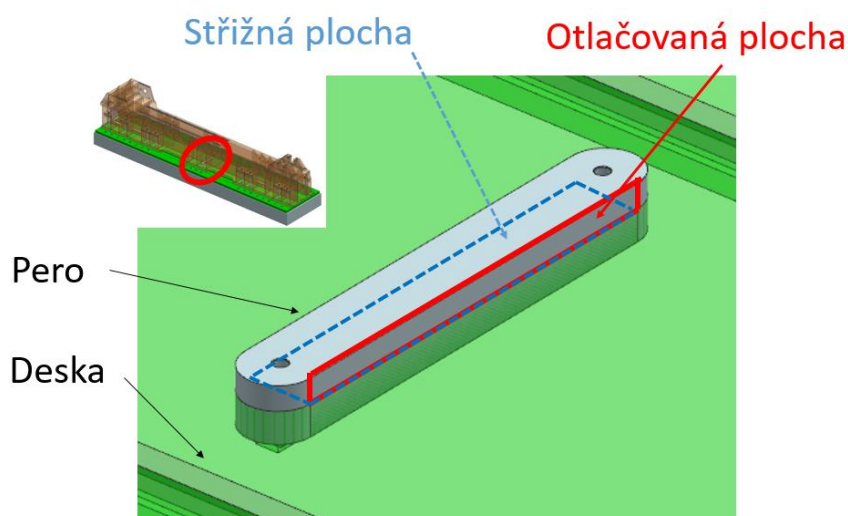
$$k_{ps} = \frac{\tau_D}{\tau_p} = \frac{80}{66} = 1,2 \quad (6.4)$$

$$p_p = \frac{F_{HM}}{S_{op}} = \frac{4000000}{600 \cdot 40} = 167MPa \quad (6.5)$$

Bezpečnost pera na otláčení:

$$k_{po} = \frac{p_{DO}}{p_p} = \frac{200}{167} = 1,2 \quad (6.6)$$

Hodnoty obou bezpečností vyšly 1,2, což je minimální dovolená hodnota bezpečnosti.



Obr. 79 – Pero

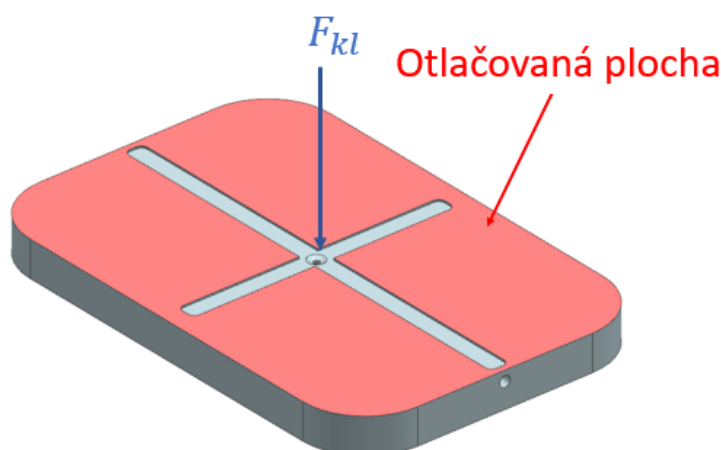
Poslední kontrolní výpočet tohoto konstrukčního uzlu se věnuje otláčení kluzných lišt. Tyto lišty jsou umístěny mezi rámem a deskou. Otláčovaná plocha byla odečtena z prostředí NX. Zatěžující síla odpovídá síle předepnutí dvou kotevního šroubu, mezi kterými je lišta umístěna. Dovolené napětí při otláčení bylo uvažováno 40 MPa. Schéma výpočtu je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 80).

$$p_{okl} = \frac{F_{kl}}{S_{kl}} = \frac{600000}{76122} = 7,9MPa \quad (6.7)$$

Bezpečnost kluzné lišty na otláčení:

$$k_{kl} = \frac{p_{dokl}}{p_{okl}} = \frac{40}{7,9} = 5,1 \quad (6.8)$$

Výsledná bezpečnost na otláčení kluzné lišty je dostačující.



Obr. 80 – Otláčení kluzné lišty

6.2. Uložení hydromotorů

Čepy hydromotorů jsou uloženy v objímkách (Obr. 81). Návrh šířky objímky vycházel z předpokladu, že dostatečná hodnota je taková, která odpovídá šířce oka, ve kterém je čep v hydromotoru upevněn. Jinými slovy je nutné zaručit, že plocha čepu, která je opřena o plochy objímek je alespoň stejně veliká jako styková plocha čepu a oka v hydromotoru. Šířka objímky je také z konstrukčních důvodů 153mm. Šířka oka pístnice hydromotoru, který vyvozuje největší sílu, je 240mm. Následujícím výpočtem byl stanoven tlak při otláčení čepu. Dovolný tlak při otláčení čepu byl stanoven pomocí šířky oka hydromotoru a maximální síly.

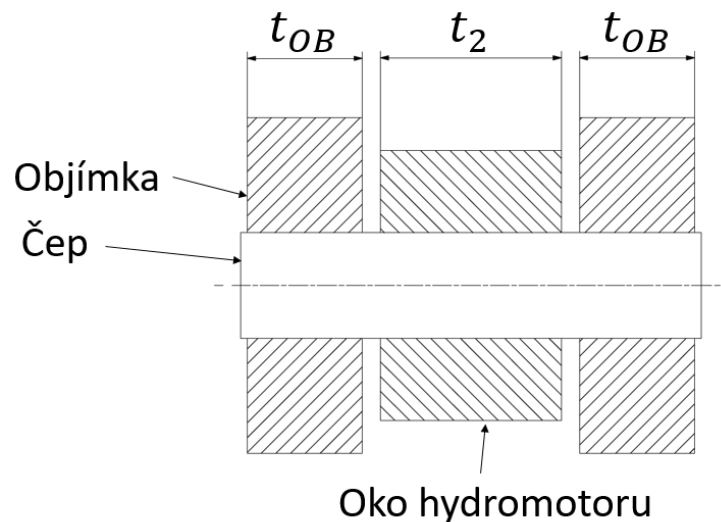
$$p_{d\check{c}ep} = \frac{F_{HM}}{\frac{\pi \cdot d_2}{2} \cdot t_2} = \frac{4000000}{\frac{\pi \cdot 160}{2} \cdot 240} = 66,3 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

$$p_{\check{c}ep} = \frac{F_{HM}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d_2}{2} \cdot t_{OB}} = \frac{4000000}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 160}{2} \cdot 153} = 52 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

Bezpečnost objímky na otláčení:

$$k_{ob} = \frac{p_{d\check{c}ep}}{p_{\check{c}ep}} = \frac{66,3}{52} = 1,28 \quad (6.11)$$

Výsledná bezpečnost dosahuje hodnoty 1,28, splňuje tedy podmínku minimální bezpečnosti.



Obr. 81 – Šířka objímky čepu

Horní objímky jsou upevněny pomocí šroubů s oky. Z návrhového výpočtu vyšla hodnota průměru čepu 32mm. Tato hodnota byla dále zkontrolována zatížením na smyk. Dovolené napětí ve smyku bylo uvažováno 80MPa.

$$\tau_c = \frac{\frac{F_Y}{4}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_C}{4}} \cdot 10^{-6} = \frac{\frac{69800}{4}}{\pi \cdot \frac{0,032^2}{2}} \cdot 10^{-6} = 10,8 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

Bezpečnost čepu ve smyku:

$$k_{\check{c}s} = \frac{\tau_D}{\tau_c} = \frac{80}{10,8} = 7,4 \quad (6.13)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti čepu při smykovém namáhání je 7,4.

Nejmenší šroub, jehož oko má průměr 32mm je šroub M36. Dovolené napětí v dříku je 594 MPa (90% meze kluzu). Následující výpočet stanovuje hodnotu napětí v dříku šroubu.

$$\sigma_{\xi} = \frac{\frac{F_Y}{4}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{\frac{69800}{4}}{\pi \cdot \frac{31,093^2}{4}} = 23, MPa \quad (6.14)$$

Bezpečnost šroubu M36 DIN444:

$$k_{\xi} = \frac{\sigma_{D\check{s}}}{\sigma_{\xi}} = \frac{594}{23} = 25,8 \quad (6.15)$$

Bezpečnost napětí v dříku šroubu M36 DIN444 dosahuje hodnoty 25,8.

Byly provedeny kontrolní výpočty zatížení klínu. Jako první byl proveden výpočet tlaku při otláčení. Velikost zatěžované plochy byla odečtena z 3D modelu a její hodnota je $8517mm^2$. Výpočet uvažuje s rovnoměrným rozdělením zatěžující síly od hydromotoru, jejíž hodnota odpovídá pro daný režim zatížení 2,4MN. Dovolená hodnota tlaku při otláčení klínu je uvažována 160MPa.

$$p_k = \frac{\frac{F_{HM}}{2}}{A_k} = \frac{\frac{2,4 \cdot 10^6}{2}}{8517} = 141MPa \quad (6.16)$$

Bezpečnost klínu na otláčení:

$$k_{ko} = \frac{p_{Dk}}{p_k} = \frac{180}{141} = 1,28 \quad (6.17)$$

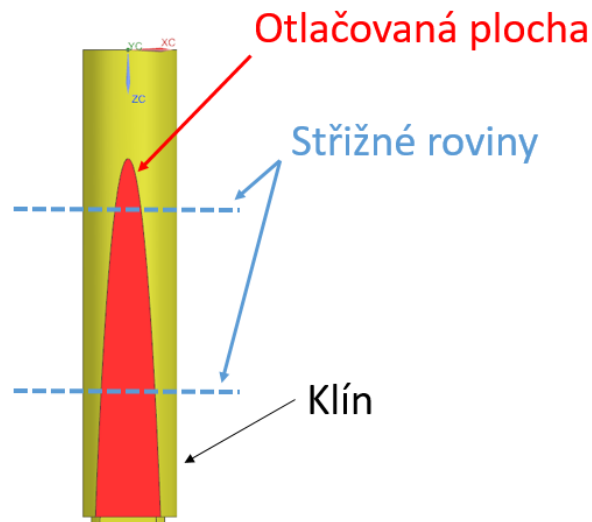
Výsledná hodnota bezpečnosti je 1,28, splňuje tedy podmínku minimální bezpečnosti 1,2.

Druhým výpočtem bylo stanoveno smykového napětí ve střižných rovinách klínu. Vzhledem ke konstrukci klínu nejsou střižné plochy stejné. Průřez blíže k hydromotoru je větší než druhý průřez. Z 3D modelu byla odečtena hodnota menšího průřezu a pro tuto hodnotu byl výpočet proveden. Odečtená hodnota činila $7426mm^2$. Následujícím výpočtem bylo stanoveno smykové napětí. Dovolená hodnota smykového napětí je uvažována 100MPa.

$$\tau_k = \frac{F_{HM}}{2 \cdot 2} = \frac{2,4 \cdot 10^6}{7426} = 80,8 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

Bezpečnost klínu na smyk:

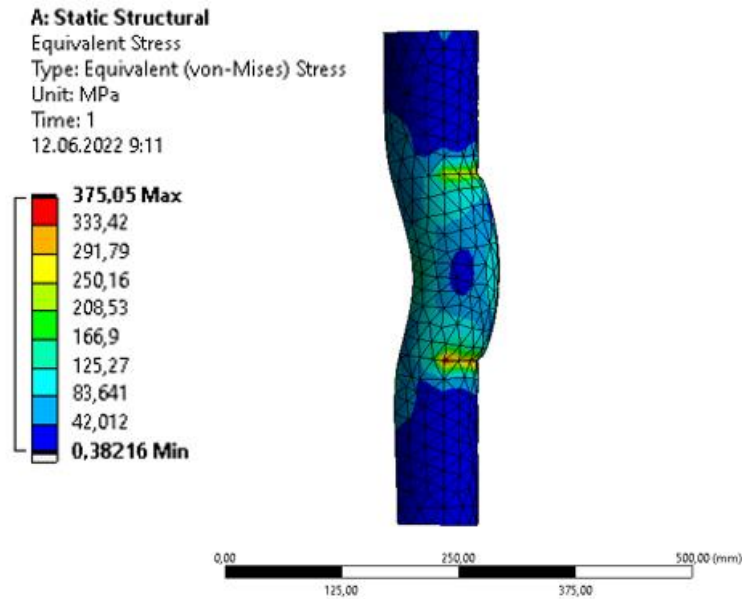
$$k_{ks} = \frac{\tau_D}{\tau_k} = \frac{100}{80,8} = 1,24 \quad (6.19)$$



Obr. 82 – Namáhané části klínu

Klín byl podroben také MKP výpočtu v prostředí Ansys (Obr. 83). Výsledkem výpočtu bylo ekvivalentní napětí v klínu při daném zatížení. Maximální hodnoty dosahovalo napětí v místech, kde se měnily okrajové podmínky. Tato místa odpovídala střižným rovinám, kde již byla hodnota napětí stanovena analyticky. Sledováno bylo tedy napětí v ostatních místech klínu. Tyto hodnoty nepřekračovaly hodnotu 130MPa.

Z těchto tří výpočtů vyplynul požadavek na materiál klínu. Byla zvolena ocel 15 230. Z důvodu vysokého kontaktního tlaku ve stykových plochách je nutné provést povrchové kalení.



Obr. 83 – MKP výpočet klínu

Pohyb klínů ve směru osy Y zajišťují přímočaré hydromotory. Průměr pístu je 100mm a průměr pístnice 55mm. Kontrolním výpočtem byla stanovena síla, kterou je možné vysunout klín a tím odjistit objímku testovaného hydromotoru. Pro vysunutí hydromotoru se uvažuje s pracovním tlakem 35MPa. Kritická třecí síla, kterou je nutné překonat je stanovena z maximální testovací síly při příslušném režimu zatížení (1,2MN) a součinitelem tření mezi klínem a olejově mazanými kalenými pouzdry (0,12).

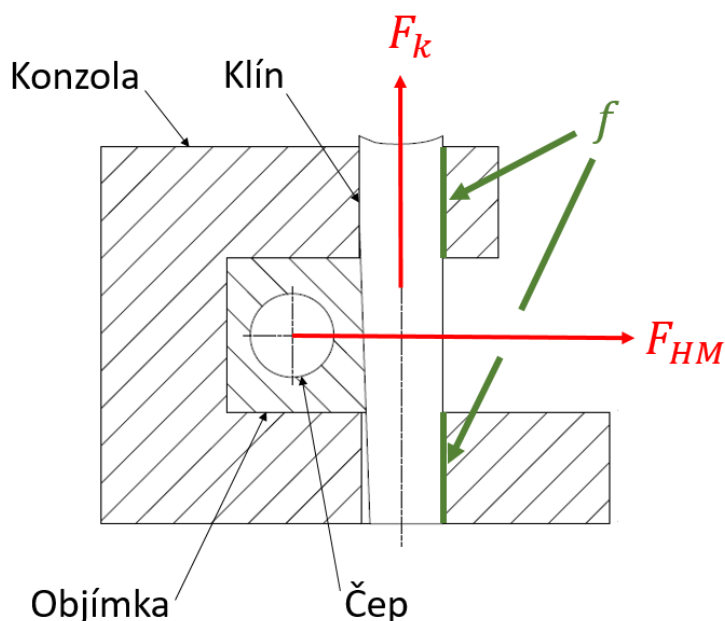
$$F_{kmin} = F_{HM} \cdot f = 1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,12 = 144000N \quad (6.20)$$

$$F_k = p_{HM} \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_{ps}^2) = 35 \frac{\pi}{4} (100^2 - 55^2) = 192000N \quad (6.21)$$

Bezpečnost síly vysunutí klínu:

$$k_{vk} = \frac{F_k}{F_{kmin}} = \frac{192000}{144000} = 1,3 \quad (6.22)$$

Výsledná síla je dostačující pro vysunutí klínu. Schéma tohoto výpočtu zachycuje následující obrázek (Obr. 84).



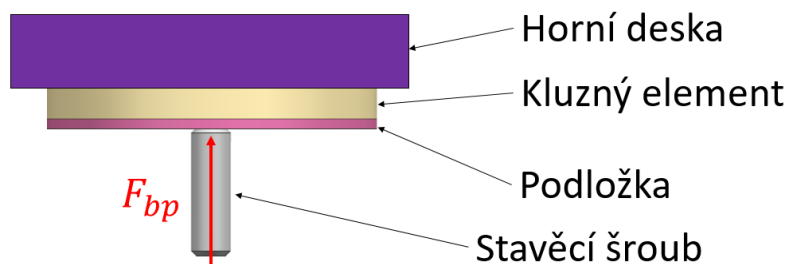
Obr. 84 - Schéma vysunutí klínu

Konzola je ve směru osy Z vedena pomocí kluzných elementů typu Zedex 530. Toto vedení slouží ke snížení tření při přestavování konzoly pomocí pohybového šroubu. Horní kluzné elementy jsou předepnuty pomocí stavěcích šroubů M12. Hodnota předpětí vychází z maximálního dovoleného průhybu horní desky a jeho hodnota je 11000N (Příloha 5). Z této hodnoty vychází výpočet napětí při otlacení kluzných elementů. Dovolená hodnota tlaku je 30MPa.

$$p_{zed} = \frac{F_{bp}}{\frac{\pi \cdot D_{zed}^2}{4}} = \frac{11000}{\pi \cdot \frac{100^2}{4}} = 1,4 \text{ MPa} \quad (6.23)$$

Bezpečnost při otlacení kluzného elementu:

$$k_{zed} = \frac{30}{1,4} = 21 \quad (6.24)$$



Obr. 85 - Zatížení kluzného elementu Zedex

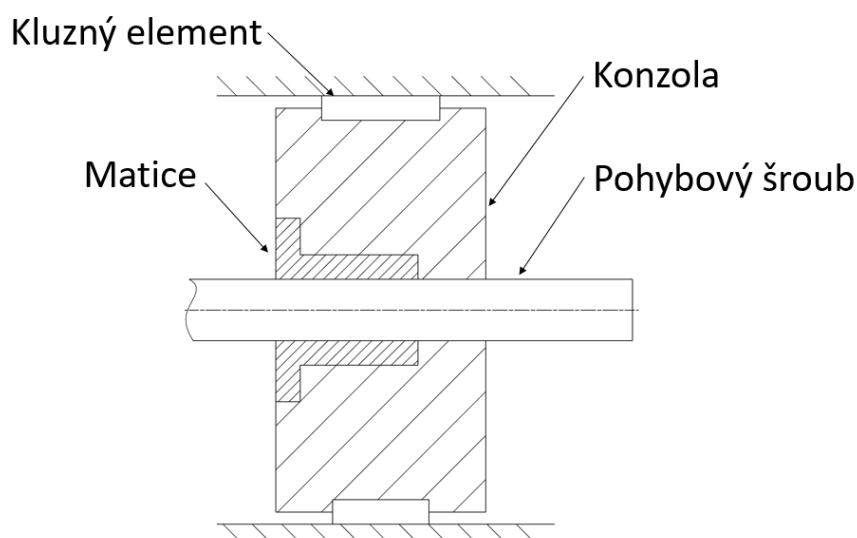
Ze znalosti hodnoty předepnutí kluzných elementů a hmotnosti pohyblivé soustavy konzoly ve směru osy Z lze stanovit posuvovou sílu, kterou překonává pohybový šroub. Pohybový šroub byl navržen s ohledem na to, že je součástí soustavy, kterou prochází silový tok při testování. Z toho důvodu byl zvolen lichoběžníkový závit Tr50x8. Hmotnost pohybové soustavy je 517 kg, součinitel tření na stykových plochách kluzných elementů je dle výrobce 0,18 a dovolený tlak v závitech je uvažován 50MPa.

$$F_{pš} = f \cdot (F_{bp} + m_k \cdot g) = 0,18 \cdot (11000 + 517 \cdot 9,81) = 2890N \quad (6.25)$$

$$p = \frac{4 \cdot F_{pš}}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 2890}{\frac{75}{8} \cdot \pi \cdot (50^2 - 46^2)} = 3MPa \quad (6.26)$$

Bezpečnost při otlacení závitu pohybového šroubu:

$$k_s = \frac{50}{3} = 16,7 \quad (6.27)$$



Obr. 86 - Pohybová soustava konzoly

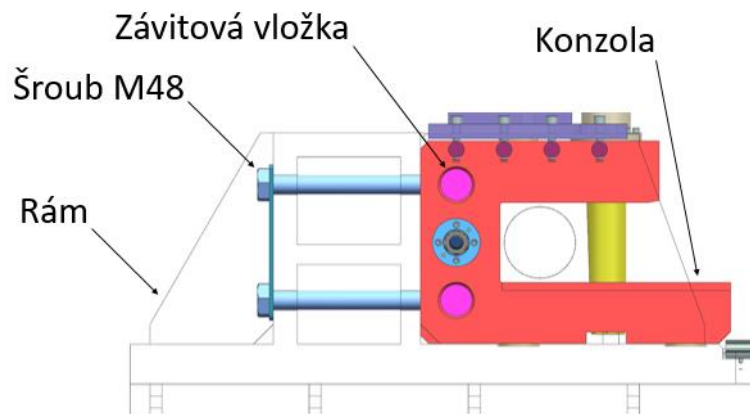
Poslední výpočet v tomto konstrukčním uzlu se týká dlouhých předepnutých šroubů (Obr. 87). Jejich velikost byla stanovena pomocí prostředí MITCalc. Navržená velikost závitu šroubu je M48. Požadovaná třída pevnosti je 12.9. Následně byla tato velikost šroubu ověřena analytickým výpočtem napětí v dřívku šroubu při tahovém zatížení bez uvažování předpětí. Dovolené napětí bylo uvažováno jako 90% meze kluzu materiálu šroubu. Tato hodnota odpovídá 990MPa. Průměr dřívku šroubu závitu M48 s hrubou roztečí je 41,866mm. Celkový počet šroubů je 8.

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{HM}}{8 \cdot \frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{2400000}{2 \cdot \pi \cdot 41,866^2} = 218 \text{ MPa} \quad (6.28)$$

Bezpečnost šroubu M48 pevnosti 12.9:

$$k_{\xi} = \frac{\sigma_{D\check{s}}}{\sigma_{\xi}} = \frac{990}{218} = 4,5 \quad (6.29)$$

Bezpečnost analytického výpočtu vyšla 4,5. Výsledná dynamická bezpečnost v tahu z prostředí MITCalc, které uvažuje mimo jiné také montážní předpětí, je 3,1 (Příloha 6). Šrouby velikosti M48 třídy pevnosti 12.9 byly použity pro upevnění konzol k rámu.



Obr. 87 - Šroub M48 v sestavě

6.3. Lineární vedení odměřovací jednotky

Prvním stanovenou hodnotou je statická bezpečnost lineárního vedení. Statická únosnost udávaná výrobcem je u zvoleného typu a velikosti lineárního vedení 134800N. Statické zatížení je uvažováno jako svislá složka maximální testovací síly při naklopení hydromotoru o 1° a tíhová síla hmotnosti působící na lineární vedení. Tato hmotnost odpovídá součtu poloviny hmotnosti odměřovací jednotky (587kg) a polovině hmotnosti uloženého hydromotoru (1500kg). Její hodnota je 2087 kg. Hodnota svislé složky maximální testovací síly již byla stanovena v kapitole Návrh upevnění zatěžujícího hydromotoru a její hodnota je 69 800N. Počet vozíků lineárního vedení, na který tato síla působí, jsou 4.

Statická bezpečnost lineárního vedení:

$$k_{st} = \frac{C_0}{\frac{F_Y + m_{lv} \cdot g}{4}} = \frac{134800}{\frac{69800 + 2087 \cdot 9,81}{4}} = 4,6 \quad (6.30)$$

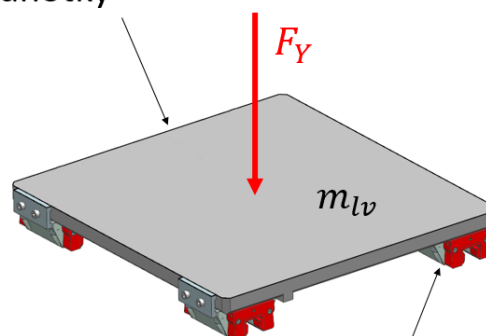
Z výsledku je patrné, že typ a velikost lineárního vedení vyhovuje z hlediska statické únosnosti. Dále byla stanovena životnost lineárního vedení. Ekvivalentní zatížení vychází z hodnoty svislé složky testovací síly, hmotnosti působící na lineární vedení a počtu vozíků lineárního vedení. Dynamická únosnost zvoleného typu a velikosti lineárního vedení je 61900N.

$$P_{ekv} = \frac{F_Y + m_{lv} \cdot g}{4} = \frac{69800 + 2087 \cdot 9,81}{4} = 22570N \quad (6.31)$$

$$L_{nom} = \frac{C_{100}^3}{P_{ekv}^3} \cdot 100 = \frac{61900^3}{22570^3} \cdot 100 = 2063km \quad (6.32)$$

Výsledná životnost lineárního odpovídá provedení 3034 vysunutí hydromotoru se zdvihem 680mm. Pokud by úhlové vychýlení bylo zcela potlačeno a lineární vedení bylo zatěžováno pouze hmotností, výsledná životnost by dosahovala hodnoty 14750km, což odpovídá pro zdvih 680mm provedení 21700 vysunutí. Výpočet obsahuje Příloha 5.

Konzola odměřovací
jednotky



Vozík lineárního vedení

Obr. 88 - Výpočetní model lineárního vedení

7. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout testovací stolicí pro dynamické zkoušky přímočarých hydromotorů pro firmu Slovácké strojírny, a.s. Účel vzniku této stolice je modernizování zkušebny pro přímočaré hydromotory. Zadavatel vytypoval devět typů hydromotorů k testování (Tabulka 3). Mezi nejvýznamnější parametry, kterými se tyto hydromotory odlišují, patří průměr pístu, zdvih, průměr čepů a šířka ok pro čepy. Z těchto rozdílů vyplývají požadavky na variabilitu testovací stolice z hlediska testovacích sil, délky testovací stolice, rozměrů zatěžujícího hydromotoru a způsobu upevnění hydromotoru na testovací stolicí.

Rešeršní část práce obsahuje testovací a montážní stolice pro hydromotory. Dále jsou rozebrány jednotlivé konstrukční uzly, jako jsou rámy, způsoby upevnění a způsoby vystředění. Dále jsou uvedeny snímače síly, polohy a tlaku. V poslední části rešerše jsou uvedeny způsoby bezpečnostního krytování. Z rešerše vyplynul způsob zatěžování, který používá u své testovací stolice firma Hengli. Dva hydromotory jsou upevněny na společném nosném rámu pístnicemi proti sobě. Jeden z hydromotorů je zatěžován a druhý vyvozuje zatížení. Tato stolice je určena pro poloviční zatížení, než je požadavek pro navrhovanou testovací stolicí a současně neumožňuje testování zadaného rozsahu hydromotorů. Na této stolicí není patrný způsob odměřování síly, kterým bude navrhovaná stolice vybavena. Z rešerše dále vyplynul jako vhodný způsob krytování speciálně upravený kontejner od firmy Kovar a.s.

Návrh nosného rámu se odvíjel od požadavku na minimální deformaci v místě pohybu odměřovací jednotky a v místech upevnění hydromotorů. Byla navržena otevřená konstrukce typu C. Bylo navrženo ustavení rámu. Rám je upevněn pomocí kotevních šroubů k ocelové desce, která je upevněna k betonovému základu. Mezi rám a desku byla umístěna podélná pera pro zabránění deformace rámu ve směru osy Z. Toto upevnění slouží jako posuvná vazba. Uprostřed je rám upevněn k desce pomocí šroubů a příčně umístěného pera. Toto upevnění slouží jako pevná vazba. Na krajích horní části rámu jsou platformy pro upevnění zatěžujícího a testovaného hydromotoru. Prostřední část slouží pro pohyb odměřovací jednotky.

Upevnění zatěžujícího hydromotoru je řešeno pomocí objímek. Spodní pár objímek je uložen v určeném prostoru v rámu. Po uložení čepu hydromotoru do objímky je namontována horní sada objímek a tím je zatěžující hydromotor upevněn k rámu. Pístnice hydromotoru je dále upevněna k odměřovací jednotce. Tento způsob je stejný jako způsob

upevnění hydromotoru k rámu s rozdílem, že spodní objímka je součástí konzoly odměřovací jednotky. Montáž čepů do hydromotoru probíhá před upevněním na testovací stolici.

Upevnění testovaného hydromotoru k odměřovací jednotce je řešeno podobným způsobem jako u hydromotoru zatěžujícího. U těchto hydromotorů je navíc nutné vkládat mezi objímky a čepy kompenzační vložky, které kompenzují průměr čepu a šířku oka pro čep na pístnici. Byla vytvořena řada vložek tak, aby bylo možné upevnit každý zadaný testovaný hydromotor. Druhá strana hydromotoru obsahuje čepy, na které jsou namontovány objímky. Všechny tyto objímky mají společné vnější rozměry. Liší se průměrem díry pro čep a pro nejmenší testovaný hydromotor i její polohou ve směru osy X. Při zasunutí testovaného hydromotoru do testovací polohy, je objímky zasunuta do konzoly ve tvaru vidlice. Tuto konzolu je možné přestavovat ve směru osy Z dle typu hydromotoru. Přestavování konzoly probíhá pomocí ručního nastavování pohybového šroubu. Vzhledem ke způsobu zatěžování musí být objímka zajištěna proti pohybu z obou stran ve směru osy X. Proto byl navržen mechanismus obsahující klín, při jehož plném vysunutí je pozice objímky zajištěna. Klín je vysouván pomocí hydromotoru.

Z bezpečnostních důvodů je kolem testovací stolice umístěno krytování. Stěny krytu jsou tvořeny speciálně upraveným kontejnerem od firmy Kovar. Kolem testovací stolice je umístěna pochozí lávka. Výška osy hydromotorů nad pochozí lávkou je 1210mm. Bude za potřebí provést analýzu rizik a doplnit konstrukci o připomínky vycházející z této analýzy. Tato analýza není předmětem diplomové práce.

Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] *AF-Automation* [online]. [vid. 2021-10-19]. Dostupné z: <https://www.afautomazione.it/series-bat-h-35-40/>
- [2] *Hengli* [online]. [vid. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.hengliamerica.com/product2/Hydraulic-Cylinder-Test-Bench/Hydraulic-Cylinder-2P2F-Test-Bench>
- [3] *Machinery service design* [online]. [vid. 2021-11-26]. Dostupné z: <https://www.ms-d.com/disassemblyTable.html>
- [4] *lchdraulics* [online]. [vid. 2021-11-20]. Dostupné z: <https://www.lchdraulics.co.uk/our-services/testing/>
- [5] *ecplaza* [online]. [vid. 2021-11-26]. Dostupné z: https://www.ecplaza.net/products/high-density-heavy-casting-grades-cast_4404102
- [6] *Totaltest* [online]. [vid. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://en.totaltest.net/copia-di-mpc-4-1>
- [7] *sdelanounas* [online]. [vid. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://sdelanounas.ru/blogs/79342/>
- [8] *Mircron technologies - Brand_ts_mbc_sales_brochure*. nedatováno.
- [9] *mobilehydraulicstips* [online]. [vid. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.mobilehydraulicstips.com/hydraulic-cylinder-mounting-options/>
- [10] *k-and-s* [online]. [vid. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.k-and-s.cz/mechanicky/hydraulic-cylinder-repair>
- [11] *pneumax russia* [online]. [vid. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=XLn5lw2wwPY>
- [12] *Weaver hydraulics repair* [online]. [vid. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=TkaJu0YOx18>

- [13] *Marlin-sh* [online]. [vid. 2021-12-31]. Dostupné z: <http://www.marlin-sh.com/en/list/96/724.htm>
- [14] *GTM* [online]. [vid. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.gtm-gmbh.com/en/products/force-transducers/force-transducer-series-dr>
- [15] *GTM* [online]. [vid. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.gtm-gmbh.com/en/products/force-transducers/force-transducers-series-k>
- [16] *GTM* [online]. [vid. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.gtm-gmbh.com/en/products/force-transducers/force-transducers-series-rf>
- [17] *GTM* [online]. [vid. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.gtm-gmbh.com/en/products/force-transducers/force-transducers-series-ub>
- [18] *Emsyst* [online]. [vid. 2021-11-10]. Dostupné z: <https://www.emsyst.sk/sk/products/force-sensors-load-cells/standard/EMS130>
- [19] *HBM* [online]. [vid. 2021-11-10]. Dostupné z: <https://www.hbm.com/en/2921/c18-compact-force-transducer-measuring-large-forces-precisely/>
- [20] *fluidpowerworld* [online]. [vid. 2021-12-11]. Dostupné z: <https://www.fluidpowerworld.com/improving-the-reliability-of-hydraulic-cylinder-sensors/>
- [21] *ASM posichron-easymount-magnetostrictive-sensors @ www.asm-sensor.com* [online]. Dostupné z: <https://www.asm-sensor.com/en/posichron-easymount-magnetostrictive-sensors.html>
- [22] *g428958 @ www.sick.com* [online]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/encodery/linearni-encoder/max/c/g428958#selection>
- [23] *Siko-global* [online]. [vid. 2021-12-23]. Dostupné z: <https://www.siko-global.com/en-vn/products/linearline-draw-wire-encoders/position-sensors-for-hydraulic-cylinders/sgh25>

- [24] *Rexroth - Ceramax Integrated Measuring System* [online]. [vid. 2021-11-18].
Dostupné
z: https://dcru.resource.bosch.com/media/ru/documents_181/brochures/ra17029_1002.pdf
- [25] *Schneeberger - Profiled linear guideways with absolute measuring system for long axes*. 2021.
- [26] *Renishaw* [online]. [vid. 2021-11-18]. Dostupné
z: <https://www.renishaw.cz/cs/uzavrene-opticke-snimace--45273>
- [27] *Renishaw* [online]. [vid. 2021-11-18]. Dostupné
z: <https://www.renishaw.cz/cs/otevrene-opticke-snimace--6433>
- [28] TORRI, Anni, Thomas FOKEN a Jens BANGE. *Pressure Sensors*. Springer Handbooks [online]. 2021, 273–296. ISSN 25228706. Dostupné
z: doi:10.1007/978-3-030-52171-4_10
- [29] *SICK - univerzální tlakový snímač*. 2022.
- [30] *Sensata Technologies* [online]. [vid. 2021-11-06]. Dostupné
z: <https://www.sensata.com/products/pressure-sensors-switches/pte7100-series>
- [31] *Stgtrade* [online]. [vid. 2021-12-06]. Dostupné
z: <http://www.stgtrade.cz/technologicke-kontejnery/>
- [32] *kovar* [online]. [vid. 2021-12-06]. Dostupné
z: <https://www.kovar.eu/cz/produkty/specialni-kontejnery/>
- [33] *Lasertherm* [online]. [vid. 2021-11-06]. Dostupné
z: <https://www.lasertherm.cz/reference/integrace-systemu-robotu>
- [34] KOPECKÝ, Miloslav a Jaromír HOUŠA, *Základy stavby výrobních strojů*. Praha: České vysoké učení technické, 1986
- [35] KAMELANDR, Ivan. *Tvářecí stroje I*. Brno: VUT Fakulta strojní, 1989
- [36] HÝSEK, R. *Tvářecí stroje*. SNTL Praha, 1980, Katalog tvářecích strojů (CS)

Seznam obrázků

Obr. 1 – Testovací stolice BAT-H-5-4 [1].....	15
Obr. 2 – Testovací stolice BAT-H-40 [1].....	16
Obr. 3 – Testovací stolice BAT-H-45 [1].....	16
Obr. 4 – Testovací stolice 2P2F [2].....	17
Obr. 5 – Základní schéma stolic hydromotorů	18
Obr. 6 – Rám svařenec [3].....	19
Obr. 7 – Rám plechy [4].....	19
Obr. 8 – Odlévaný rám [5].....	20
Obr. 9 – AF Automation - ustavení válce [1].....	20
Obr. 10 – Vidlice Totaltest [6].....	21
Obr. 11 – Systém vystředění [7].....	21
Obr. 12 – Micron Technologies – vystředění [8].....	22
Obr. 13 – Způsoby upevnění [9].....	22
Obr. 14 – Hydromotor s oky [10].....	23
Obr. 15 – Upevnění Pneumax [11].....	24
Obr. 16 – Montážní stolice Pneumax [11].....	24
Obr. 17 – Konzola Micron technologies [8].....	25
Obr. 18 – Upevnění hydromotoru na otočném stole [12].....	25
Obr. 19 – Testovací stolice Marlin [13].....	26
Obr. 20 – Rozsah testovacích sil.....	27
Obr. 21 – Siloměr řady DR-F [14].....	28
Obr. 22 – Siloměr řady K [15].....	28
Obr. 23 – Siloměr řady RF [16].....	29
Obr. 24 – Siloměr řady UB [17].....	29
Obr. 25 – Siloměr Emsyst [18].....	30
Obr. 26 – Siloměr HBM [19].....	30
Obr. 27 – Princip snímače Balluf [20].....	32
Obr. 28 – Snímač polohy ASM 1 [21].....	33
Obr. 29 – Snímač polohy ASM 2 [21].....	33
Obr. 30 – Snímač polohy SICK [22].....	34
Obr. 31 – Snímač polohy SIKO - global [23].....	34
Obr. 32 – Snímač polohy Bosch – Rexroth [24].....	35

Obr. 33 – Systém odměřování Schneeberger [25]	36
Obr. 34 – Snímač polohy Renishaw [26].....	36
Obr. 35 – Tlakový převodník SICK [29].....	37
Obr. 36 – Interiér kontejneru firmy STG trade [31]	38
Obr. 37 - Kontejner sloužící jako měřicí stanoviště [32].....	38
Obr. 38 – Kontejner sloužící jako rozvodna [32]	39
Obr. 39 – Bezpečnostní krytování Lasertherm [33]	39
Obr. 40 – Schéma upevnění zatěžujícího a testovaného hydromotoru.....	41
Obr. 41 – Schéma pro výpočet testovacích pozic	42
Obr. 42 – Pozice pro upevnění testovaných hydromotorů.....	44
Obr. 43 – Čtyřsloupový rám	45
Obr. 44 – Konfigurace sloupů 1.....	46
Obr. 45 – Konfigurace sloupů 2.....	47
Obr. 46 – 3D model pro MKP výpočet.....	48
Obr. 47 – MKP rámu bez upevnění	48
Obr. 48 - Výpočtový model rámu s ustavením	49
Obr. 49 – Deformace rámu ve svislém směru	49
Obr. 50 - Parametry testovaných hydromotorů	50
Obr. 51 - Porovnání rozměrů hydromotorů	51
Obr. 52 – Režimy zatěžování.....	52
Obr. 53 – Testovací stolice Hengli 2P2F [2]	53
Obr. 54 – Postup montáže zatěžujícího hydromotoru.....	54
Obr. 55 – Postup montáže testovaného hydromotoru.....	55
Obr. 56 – Upevnění zatěžujícího hydromotoru – rozpad.....	57
Obr. 57 - Upevnění zatěžujícího hydromotoru	58
Obr. 58 - Schéma výpočtu ohybu čepu.....	59
Obr. 59 – Upevnění testovaných hydromotorů – přední pohled.....	60
Obr. 60 – Upevnění testovaných hydromotorů – zadní pohled	60
Obr. 61 – Uzel 1.....	61
Obr. 62 - Objímka s vložkou	62
Obr. 63 – Uzel 2.....	63
Obr. 64 – Uzel 3.....	64
Obr. 65 – Klín	64

Obr. 66 – Upevnění testovaného HM – dopravení hydromotoru	65
Obr. 67 – Upevnění testovaného HM – položení hydromotoru	66
Obr. 68 – Upevnění testovaného HM – upevnění pístnice	66
Obr. 69 – Upevnění testovaného HM – zasunutí objímek do konzol.....	67
Obr. 70 – Upevnění testovaného HM – vysunutí klínů	67
Obr. 71 – Kluzné vedení	68
Obr. 72 – Odměřovací jednotka.....	69
Obr. 73 – Řada vložek	69
Obr. 74 – Vyrovnání hydromotorů	71
Obr. 75 – Krytování	71
Obr. 76 – Zobrazení testovací stolice – velký zatěžující hydromotor	72
Obr. 77 - Zobrazení testovací stolice – malý zatěžující hydromotor.....	72
Obr. 78 – Kotevní šroub	73
Obr. 79 – Pero.....	74
Obr. 80 – Otláčení kluzné lišty	75
Obr. 81 – Šířka objímky čepu.....	76
Obr. 82 – Namáhané části klínu.....	78
Obr. 83 – MKP výpočet klínu.....	79
Obr. 84 - Schéma vysunutí klínu	80
Obr. 85 - Zatížení kluzného elementu Zedex	80
Obr. 86 - Pohybová soustava konzoly	81
Obr. 87 - Šroub M48 v sestavě	82
Obr. 88 - Výpočetní model lineárního vedení	83

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Porovnání siloměrů.....	30
Tabulka 2 – Senzory tlaku [28],[29],[30]	37
Tabulka 3 – Parametry testovaných hydromotorů.....	50
Tabulka 4 – Průtokové poměry.....	56
Tabulka 5 – Parametry objímek a vložek	62
Tabulka 6 – Parametry vložek	70

Seznam použitého softwaru

Siemens NX 12

Autodesk Inventor Professional 2022

MATLAB R2020b

ANSYS 2021 R1

Microsoft Word 2013

Microsoft Excel 2013

Seznam příloh

Textové přílohy

Příloha 1 – Technické parametry siloměrů řady RF

Příloha 2 – Výsledky MKP výpočtů rámu

Příloha 3 – Výsledky MKP výpočtů konzoly

Příloha 4 – Výsledky MKP výpočtů objímky

Výkresová dokumentace

TS – 1815 – 01 – Výkres sestavy ustavení rámu

TS – 1815 – 01K – Kusovník sestavy TS – 1815 – 01

TS – 1815 – 02 – Výkres sestavy upevnění zatěžujícího hydromotoru

TS – 1815 – 02K – Kusovník sestavy TS – 1815 – 02

TS – 1815 – 03 – Výkres sestavy odměřovací jednotky

TS – 1815 – 03K – Kusovník sestavy TS – 1815 – 03

TS – 1815 – 04 – Výkres sestavy upevnění testovaných hydromotorů

TS – 1815 – 04K – Kusovník sestavy TS – 1815 – 04

TS – 1815 – 05 – Výkres sestavy pohonu klínu

TS – 1815 – 05K – Kusovník sestavy TS – 1815 – 05

TS – 1815 – 06 – Výkres sestavy pravé konzoly

TS – 1815 – 06K – Kusovník sestavy TS – 1815 – 06

TS – 1815 – 07 – Výkres sestavy levé konzoly

TS – 1815 – 07K – Kusovník sestavy TS - 1815 – 07

TS – 1815 – 08 – Koncepční návrh krytování a pochozí lávky

Elektronické přílohy (CD)

Text diplomové práce (.pdf)

Textové přílohy (.pdf)

Výkresová dokumentace (.pdf)

3D model sestavy testovací stolice (.step)

Příloha 5 – Výpočty testovací stolice (.xls)

Příloha 6 – Výpočet šroubů upevnění konzoly (.xls)

Příloha 7 – Zdrojový kód stanovení pozice testování (.m)

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Testovací stolice pro přímočaré hydromotory

TEXTOVÉ PŘÍLOHY

Příloha 1 – Technické parametry siloměru řady RF
Technical data
1 MN up to 10 MN

Nominal force compression/tension		$\pm F_{nom}$	MN	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7,5	10
Metrological Data	Accuracy class			0,05										
	Force measurement range		%	1 - 100										
	Linearity error	d_{lin}	%	0,05										
	Interpolation error	f_c	%	0,4				0,5						
	Hysteresis	h	%	0,1										
	Reversibility error	v	%	0,5										
	Repeatability (f.s.)		%	0,005										
	Creep		%	0,025										
	Temperature effect on characteristic value per 10 K	TK_c	%/10 K	0,05										
	Temperature effect on zero signal per 10 K	TK_0	%/10 K	0,05										
	Eccentricity effect		%/mm	0,02										
	Lateral force effect		%/(0,1·F _{nom})	0,2										
	Torque effect		%/(mm·F _{nom})	0,005										
	Characteristic value difference, tension/compression force	d_{zd}	%	1										
Electrical Data	Rated characteristic value ³⁾	C_{nom}	mV/V	2										
	Characteristic value tolerance	d_c	%	0,2				0,4						
	Zero signal deviation	$d_{s,0}$	%	0,5				1						
	Input resistance	R_e	Ω	ca. 750										
	Output resistance	R_a	Ω	ca. 750										
	Insulation resistance	R_{iz}	Ω	>10 ⁹										
	Operating range of excitation voltage	$B_{U,G}$	V	5 - 12										
Protection (DIN EN 60529)				IP 50 ¹⁾ , IP 68 ²⁾										



1 MN up to 10 MN

Mechanical Data	Nominal force compression/tension	$\pm F_{nom}$	MN	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7,5	10	
	Rated Displacement	s_{nom}	mm	0,2		0,3		0,4		0,6		0,7			
	Spring rigidity	c_{ax}	MN/mm	5	6	5	6,7	8	7,5	10	8,3	10	12,5	14	
	Mass	m	kg	19		46		81		207		285		490	
	Proportionate moving mass	m_{mezz}	kg	9,5		23		40,5		104		143		245	
	Fundamental resonant frequency	f_G	kHz	>3		>2		>1		~1					
	Permissible oscillation stress ³⁾		%	± 80											
Limits	Force limit		%	150											
	Breaking force		%	300											
	Lateral force limit		%	100											
	Permissible eccentricity	e_G	mm	50					75		100				
	Bending moment limit	M_{bzul}	kN·m	92	112	140	200	240	520	1000	1250	1500	1850	3000	
	Rated temperature range	$B_{T,nom}$	°C	+10 - +60											
	Operating temperature range	$B_{T,G}$	°C	- 10 - +80											

1) Plug-in connection

2) Permanent connection

3) Rated characteristic value 18 mV/V with permissible oscillation stress ± 100 % available on request.

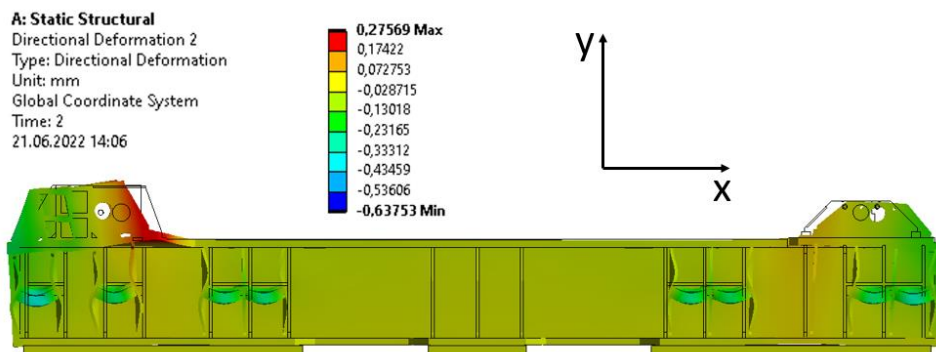
Příloha 2 – Výsledky MKP výpočtu rámu

1. Zatížení tahem

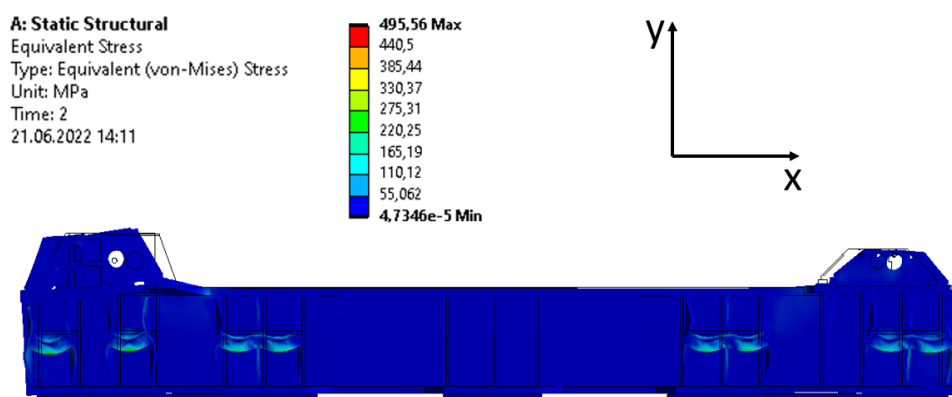
Deformace v ose X



Deformace v ose Y

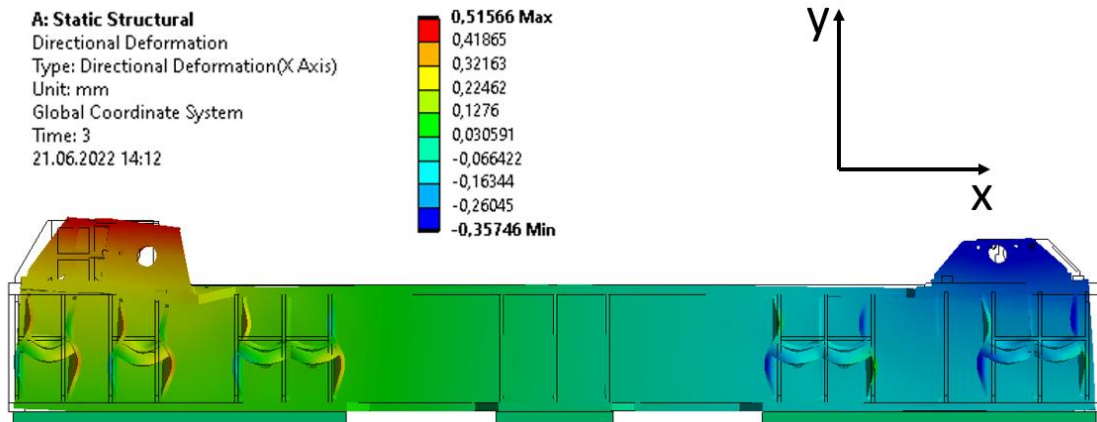


Napětí



2. Zatížení tlakem

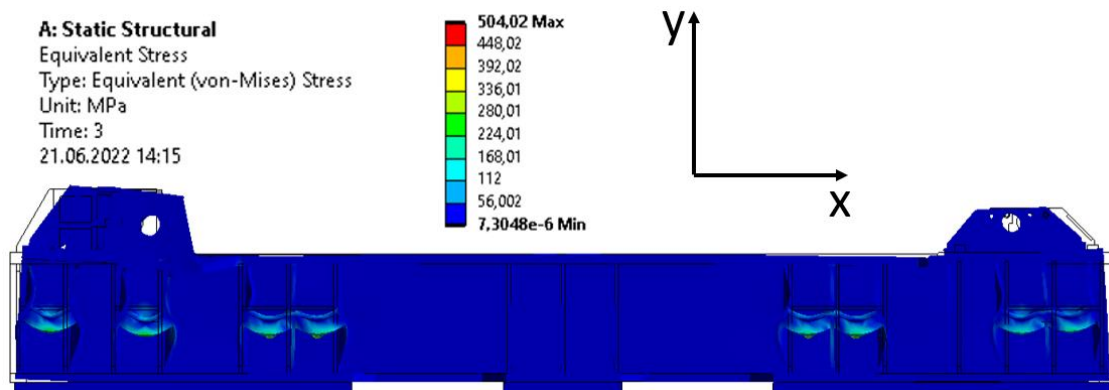
Deformace v ose X



Deformace v ose Y



Napětí



Příloha 3 – Výsledky MKP výpočtu konzoly

1. Zatížení tahem - napětí

A: Static Structural

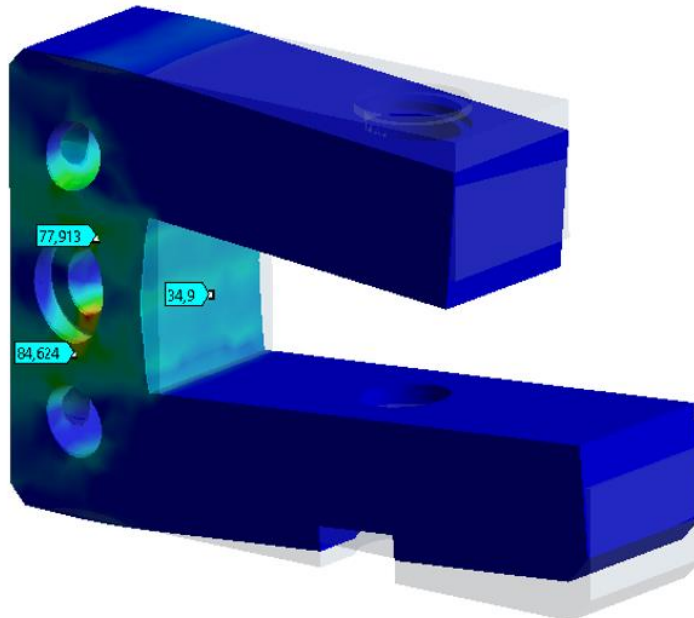
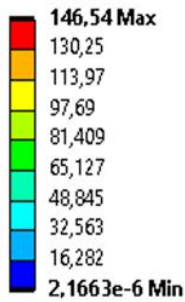
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

19.07.2022 15:13



2. Zatížení tlakem - napětí

A: Static Structural

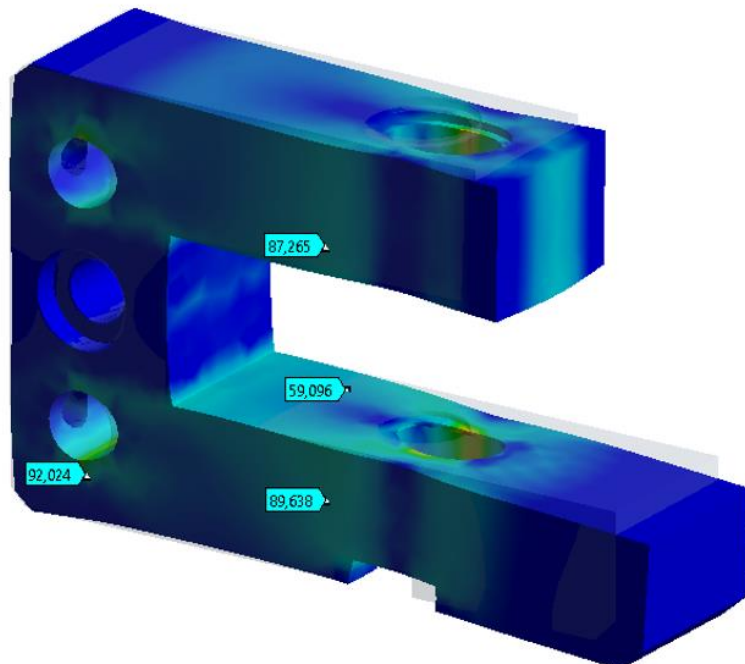
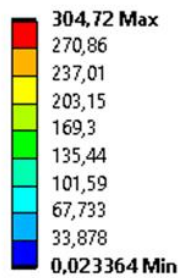
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

19.07.2022 15:09



Příloha 4 – Výsledky MKP výpočtu objímky

1. Zatížení tahem - napětí

C: Static Structural

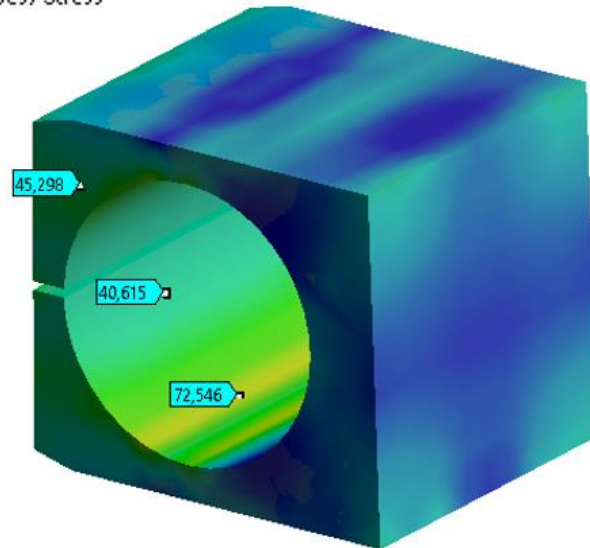
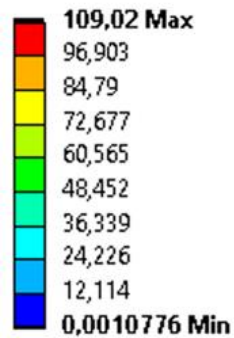
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

09.07.2022 10:11



2. Zatížení tlakem - napětí

C: Static Structural

Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

09.07.2022 10:13

