

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Lineární elektrohydraulické pohony zvedaných
pódiových stolů 2x12 m.**

*Linear Electro-Hydraulic Drive of Lifted Platform
Tables 2 x 12 m*

Student:

Bc. Viktor Hlubinka

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevydělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst.3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....

Plné jméno studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Hlubinka, V. Lineární elektrohydraulické pohony zvedaných pódiových stolů 2 x 12 m. Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. 48 s.

Diplomová práce, vedoucí: Doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ve své diplomové práci navrhuji lineární elektrohydraulický pohon zvedaných pódiových stolů o rozměru 2 x 12 metrů. V úvodu své práce seznamuji čtenáře se strojními zařízeními v divadelní technice. Dále se podrobně zabývám návrhem zdvihu čtyř divadelních pódiových stolů, kde každé pódium je zvedáno dvěma přímočarými hydromotory. Počítám základní statické a dynamické parametry systému a navrhuji funkční schéma obvodu pro řízení stolu. Dále navrhuji zdroj tlaku a energetické srovnání čerpadlového a kombinovaného pohonu čerpadla s akumulátory s jejich jednotlivými výhodami a nevýhodami. V závěru jsem návrh základní regulační obvod synchronizace hydraulických válců pro zadané parametry.

ANNOTATION DER DIPLOMARBEIT

Hlubinka, V. Linearen elektrohydraulischen Antrieb von Hebepodiumtischen der Abmessungen 2 x 12 m. Ostrava: Das Kateder die Hydromechanik und hydraulische Anlagen, Die Maschine Fakultät VSB-Technische Universität Ostrava, 2009. 49 s. Der Leiter die Diplomarbeit: Doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

In meiner Diplomarbeit schlage ich den linearen elektrohydraulischen Antrieb von Hebepodiumtischen der Abmessungen 2 x 12 Meter vor. In der Einleitung meiner Arbeit mache ich die Leser mit den Maschineneinrichtungen in der Theatertechnik bekannt. Ich beschäftige mich weiter bis ins Details mit dem Vorschlag vom Hub der vier Theaterpodiumtische, wo jedes Podium von zwei Geradheitshydromotoren aufgehebt wird. Ich berechne die grundstatisch dynamischen Parameter des Systems vor und schlage einen funktionellen Steuerkreis für die Steuerung des Tisches. Ferner schlage ich ein Pressgerät und energrtische Vergleichung von Pumpen und kombinierten Pumpenantrieb mit dem Akkulatoren mit den einzelnen Vorteilen und Nachteilen vor. Zum Schluß habe ich die Basisregelungssteuerkreise der Synchronisierung von hydraulischen Walzen für die eingegebenen Parameter vorgeschlagen.

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Bohuslavu Pavlokoví CSc. a konzultantovi Ing. Přemyslu Jasiokovi za konzultace, cenné rady, informace a čas strávený konzultacemi potřebnými pro vypracování tohoto zajímavého tématu mé diplomové práce.

Obsah

OBSAH	7
SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ, VELIČIN A JEDNOTEK	8
1. ÚVOD.....	10
1.1 POŽADAVKY PRO JEVIŠTNÍ ZAŘÍZENÍ	11
1.2 POŽADAVKY PRO HORNÍ ZAŘÍZENÍ	12
2. ALTERNATIVNÍ ŘEŠENÍ	14
2.1 NŮŽKOVÝ TYP PÓDIA	14
2.1.1 Další varianty pódia:	15
2.1.2 Příklad hydraulického obvodu pro pohon nůžkového typu pódia	18
2.1 DIVADELNÍ PÓDIA	19
3. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ HYDRAULICKÉHO ODVODU. 23	
3.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO ZATÍŽENÍ STOLU PŘI JÍZDĚ	23
3.2 VÝPOČET A VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU	24
3.3 KONTROLA PÍSTNICE NA VZPĚR DLE ČSN 731401	25
3.4 ZÁKLADNÍ DYNAMICKÉ PARAMETRY POHONU	27
3.5 NÁVRH RYCHLOSTI PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU NA ČASE	28
3.6 NÁVRH PROPORCIONÁLNÍHO VENTILU	29
4. ENERGETICKÉ SROVNÁNÍ ČERPADLOVÉHO POHONU A KOMBINOVANÉHO POHONU ČERPADLA S AKUMULÁTORY	30
4.1 ČERPADLOVÝ POHON	30
4.2 KOMBINOVANÝ POHON ČERPADLA S AKUMULÁTORY	32
4.2.1 Návrh zjednodušeného odběrového diagramu a akumulátoru	33
4.3 CENOVÉ SROVNÁNÍ ČERPADLOVÉHO POHONU A KOMBINOVANÉHO ČERPADLA S AKUMULÁTORY	37
4.4 ENERGETICKÉ SROVNÁNÍ ČERPADLOVÉHO POHONU A KOMBINOVANÉHO ČERPADLA S AKUMULÁTORY	38
4.5 NÁVRH VELIKOSTI NÁDRŽE	39
4.6 TEPelný VÝPOČET NAVRŽENÉHO HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU	39
5. NÁVRH MINIMALIZACE HLUKOVÝCH EMISÍ.....	41
5.1 CELKOVÝ VÝPOČET HLADINY HLUKU PŘI SPOLEČNÉM CHODU OBOU ELEKTROMOTORŮ A HYDROGENERÁTORŮ	42
5.2 NÁVRH SNÍŽENÍ HLUKOVÝCH EMISÍ	43
5.3 VÝPOČET HLUKU V HLEDIŠTI PRO NAVRHNUTÝ STAV	43
6. ZÁKLADNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO OBVODU PRO POLOHOVOU SYNCHRONIZACI HYDRAULICKÝCH VÁLČŮ	45
7. SEZNAM PŘÍLOH.....	46
8. ZÁVĚR	47
9. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURA.....	48

Seznam použitých označení, veličin a jednotek

značka	název veličiny	rozměr
A	průřez pístnice	[m ²]
C _a	korekční faktor	[1]
D	průměr pístu	[m]
D _n	navrhovaný průměr pístu	[m]
F _{PO}	pasivní odpory	[N]
I	poloměr setrvačnost	[m]
J	kvadratický moment	[cm ⁴]
F _{max}	maximální zatěžující síla	[N]
F _{vz}	max. zatěžující síla na vzpěr	[F]
K	modul stlačitelnosti oleje	[Pa]
Q	průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
L _{celk}	celková hladina hluku	[dB]
L _{cr}	vzpěrná délka	[mm]
L _H	hluk v hledišti	[dB]
P	příkon elektromotoru	[W]
P _{EL}	výkon elektromotoru	[W]
R _d	odpor proti deformaci	[kg·m ⁴ ·s ⁻²]
R _W	vzduchová neprůzvučnost	[dB]
S _m	plocha mezikruží	[m ²]
S _{HM}	plocha pístu	[m ²]
S _N	teplosměnná plocha nádrže	[m ³]
T	časová konstanta	[s]
V _{HM}	objem hydromotoru	[m ³]
V _N	objem nádrže	[m ³]
V _{Osk}	objem dusíku	[m ³]
V _{1,2}	objem přenosových kanálků	[m ³]
ΔV _{aku}	potřebný objem dodaný z akumulátoru	[m ³]
d	průměr pístnice	[m]
f	vlastní frekvence	[Hz]
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]

h	zdvih hydromotorů	[m]
k_h	statická tuhost	[kg·m ⁻² ·s ⁻²]
k_N	koeficient prostupu tepla	[kW·K ⁻¹ ·m ⁻²]
k_v	koeficient bezpečnosti	[1]
m_{st}	hmotnost zvedané části stolu	[kg]
m_{dovst}	dovolené zatížení stolu při pohybu	[kg·m ⁻²]
m_{max}	max. hmotnost stolu	[kg]
n	polytropický exponent	[1]
n_c	počet pracovních hodin	[s]
n_{st}	počet stolů	[1]
n_{HM}	počet hydromotorů	[1]
p	pracovní tlak	[Pa]
p_{HG}	tlak na hydrogenerátoru	[Pa]
p_{sk}	skutečný tlak hydromotoru	[Pa]
p_0	plnicí tlak akumulátoru	[Pa]
p_1	minimální tlak akumulátoru	[Pa]
p_2	maximální tlak akumulátoru	[Pa]
t_d	doba doběhu	[s]
t_r	doba rozběhu	[s]
v_{max}	max. rychlost jízdy stolu	[m·s ⁻¹]
Δp_{odleh}	tlaková ztráta na odlehčovacím ventilu	[Pa]
Δp_{pr}	tlaková ztráta na proporčním rozvaděči	[Pa]
Φ	součinitel vzpěrnosti	[1]
η_Q	průtoková účinnost přímočarých hydromotorů	[%]
η_{el}	účinnost elektromotoru	[%]
η_s	účinnost spojky	[%]
λ	štíhlost prutu	[1]
π	Ludolfovo číslo	[1]
ω_b	budící úhlová frekvence	[rad·s ⁻¹]
ω_n	vlastní úhlová frekvence	[rad·s ⁻¹]

1. ÚVOD

Jeviště je dílna i ateliér, který musí umožňovat režisérům, dirigentům, choreografům i scénografům co nejlepší místo pro realizaci jejich uměleckých plánů. Úkolem architekta je proto navrhnout prostor, který neumí, jako píšťala zapískat jen jeden tón, ale umí, jako varhany několik oktáv. Na rozdíl od veřejných prostor divadla je jeviště od rána do noci vytíženo prací všech složek divadelního souboru. Pokud toto srdce dobře nefunguje, není důvod divadlo navštěvovat. Sebekrásnější foyer s křišťálovými lustry nepřiláká diváka, když je z jeviště špatně slyšet, na jeviště špatně vidět a hraje se v jediné scéně, protože chybí kinetika pro rychlou změnu dekorací.

V pravý čas a na správném místě je podmínkou pro úspěch na každém jevišti. To umožňuje pohyb jevištních stolů, pohybující se kulisy a zvedání a spouštění opony – s přesností a tichostí. Jevištní zařízení musí nabízet maximum umělecké svobody, flexibility a musí být jednoduše použitelná a jednoduše dostupná. Bezpečnost musí být vždy ve všech zařízeních na prvním místě.

Během divadelního představení je vzhled jeviště změněn někdy i několikrát. Veškerý pohyb musí být vykonáván bezpečně, v rychlých sekvencích a bez rušivého hluku. Realizace těchto požadavků je úkolem jevištních zařízení. Jevištní zařízení obsahuje části technického zařízení, které se skládají ze stacionárních nebo nepohyblivých systémů a obsahují:

- přípravné stroje,
- hrací stroje,
- bezpečnostní zařízení.

1.1 Požadavky pro jevištní zařízení

Hlavní úkol jevištních strojů v divadlech je doprava jevištních scén a osob. Divadelními žánry jsou určeny požadavky pro jevištní zařízení. Parametry jevištních strojů v divadlech a veřejných míst musí zvládnout požadavky stanovenými scénickými výtvarníky a režiséry. Náročné technické prostředky hrají důležitou roli v scénickém uspořádání výkonů.

Horní a dolní zařízení

Norma DIN 56920, definuje rozdělení jevištních prostor a klasifikuje jevištní stroje do horních zařízení (zařízení nad nulovou hladinou) a dolních zařízení (zařízení pod nulovou hladinou). Další rozdělení jevištních strojů je založené na pohledu, zda zařízení jsou používána při divadelním představení nebo ne. Zde, rozlišujeme:

- zařízení při divadelním představení (scénické použití),
- přípravné zařízení (zařízení při přípravě scén).

Dolní zařízení

U dolních zařízení se v oblibě používá hydraulických přímočarých pohonů. Hlavní výhodou hydraulických pohonů u dolního zařízení je možnost rychlého zvedání velkých hmotností a tichost přímočarých hydraulických pohonů.

1.2 Požadavky pro horní zařízení

Vysoké požadavky jsou, aby divadelní zařízení konaly pohyb s ohledem k parametrům a prováděným pohybům jako celek. Nejdůležitější požadavky jsou:

- vysoká rychlost,
- plynule měnitelná rychlost,
- programování postupných pohybů,
- nezávislý chod při zatížení,
- nízký provozní hluk,
- rychlá a jednoduchá kontrola,
- spolehlivost,
- vysoká dostupnost.

Technicko-legislativní požadavky pro strojní divadelní zařízení

Technicko-legislativní požadavky pro technologická zařízení podléhají stále přísnějším nárokům.

- Snižování hlučnosti dle zákona číslo 258/200 Sb., a nařízení vlády číslo 502/2000 o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací ve vazbě na ČSN ISO 73 05 27.
- Zjištění ekologické bezpečnosti v souladu s předpisy IPPC dle směrnice EU-96/61EC.
- Zajištění vyššího komfortu obsluhy a zvýšení provozní bezpečnosti zařízení při analýze rizik včetně omezení jejich vzniku dle ČSN EN 1050 ve vazbě na ČSN EN 292 - Bezpečnost strojních zařízení.

- Zvyšování přesnosti řízení jednotlivých pohonů zaváděním digitální regulační techniky při zajištění kategorie SIL3 (Safety Integrity Level) dle IEC/EN 61 508 a IEC/EN 61 508 - Bezpečnost řídicích elektronických systémů.

Členství České republiky v EU přináší nová nařízení ukládající zaměstnavateli nahrazovat fyzicky namáhavé práce novými technologickými a pracovními postupy.

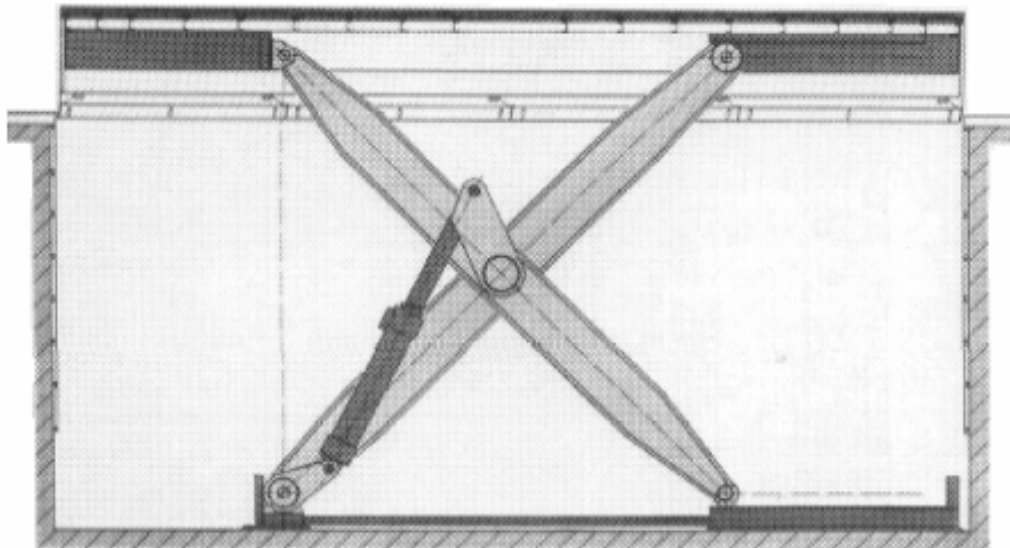
- Minimální požadavky na bezpečnost a ochranu zdraví při ruční manipulaci s břemeny spojené s rizikem poškození páteře definuje čl. 16 odst. 1 směrnic 89/391 EHS a 90/269 EHS.

Zavádění výše uvedených požadavků vztahených k ochraně zdraví zaměstnanců je nutností a v oblasti divadelní techniky je cílovou modernizační aktivitou - nahrazení ručních bodových tahů pro zvedání lineárními mechatronickými tahy.

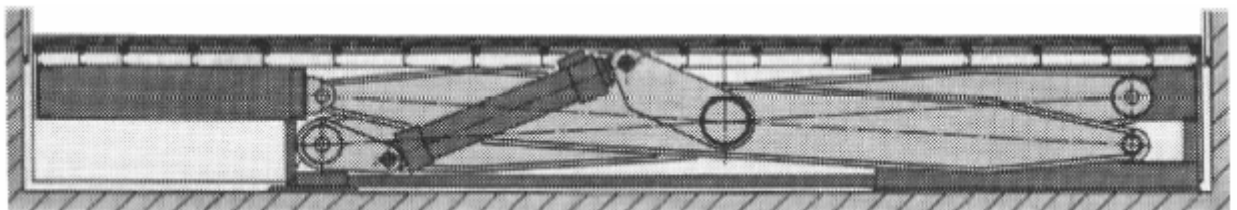
2. ALTERNATIVNÍ ŘEŠENÍ

2.1 Nůžkový typ pódia

Častý a oblíbený systém zvedání stolů pódia je nůžková konstrukce. Použití této konstrukce umožňuje jevištní pódia umísťovat více v přední části jeviště jako vyrovnávací nebo jako přestavitelné hledištní pódium. Nejdůležitější charakteristické rysy designu nůžkového pódia (obr. 2.1.1 a 2.1.2).



Obr. 2.1.1 Zvednuté nůžkové pódium [5]



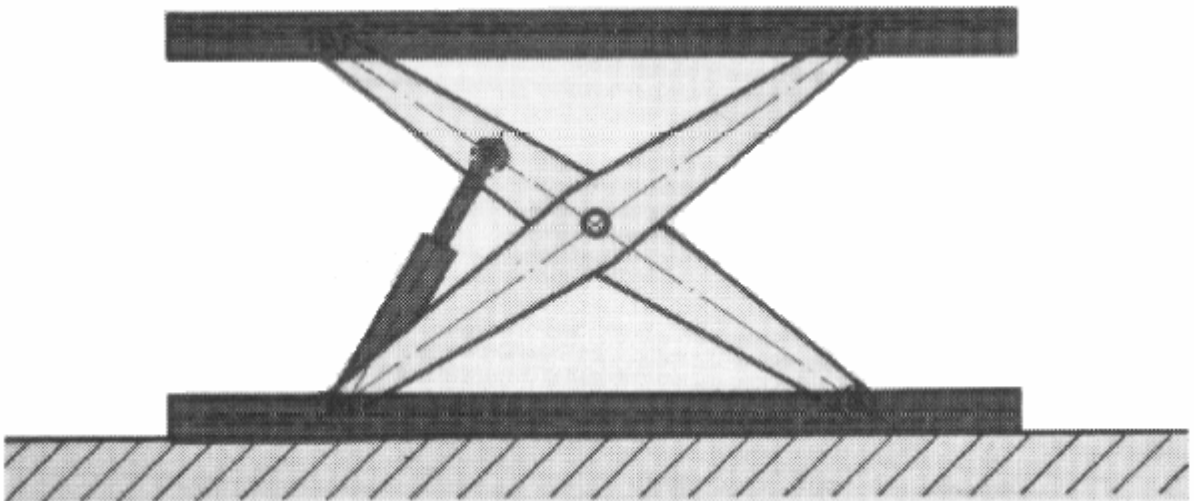
Obr. 2.1.2 Zasunutě nůžkové pódium [5]

Na obrázku 2.1.1 vidíme dva páry nůžek, které jsou upevněny k základu samotného pódia a dvě pohyblivá místa podepření, která jsou vybavena důležitými válečky. Obvykle bývá maximum výšky zdvihu tohoto typu nůžkového pódia 3 až max. 4 metry a rychlost bývá mezi $0,15 - 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

2.1.1 Další varianty pódia:

Jednoduché nůžkové pódium (obr. 2.1.1.1)

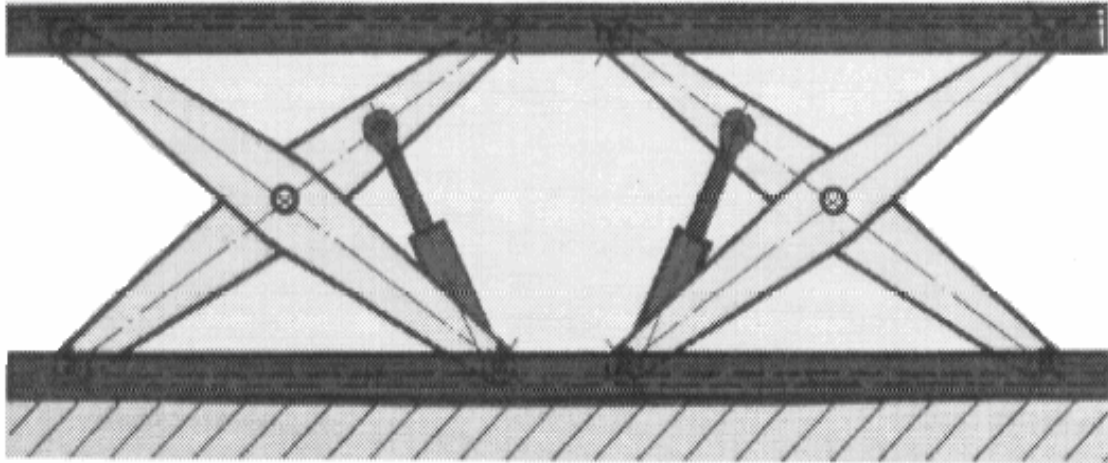
Použití tohoto typu konstrukce je nejběžnější a nejčastější z důvodu jednoduchosti celé konstrukce.



Obr. 2.1.1.1 Jednoduché nůžkové pódium [5]

Tandemová nůžková konstrukce (obr. 2.1.1.2)

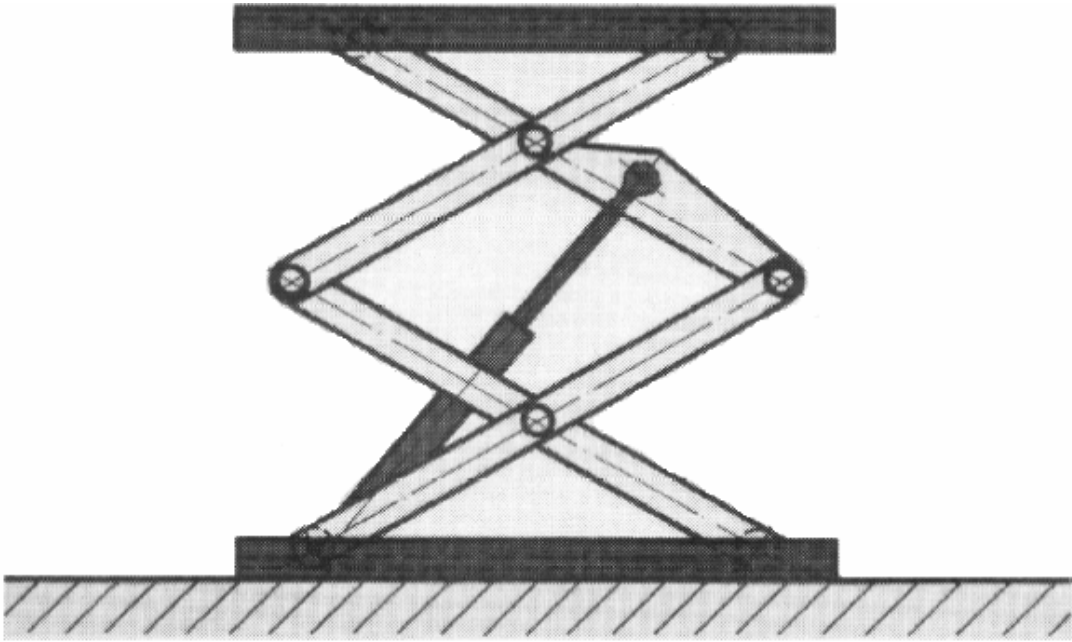
Tato konstrukce se používá pro dlouhé stoly pódia. Jednotlivé nůžky se umísťují vedle sebe a tvoří tzv. tandem.



Obr. 2.1.1.2 Tandemová nůžková konstrukce [5]

Dvojité nůžky (obr. 2.1.1.3)

Pro relativně krátké stoly pódia mohou být použity dvojité nůžky. Tato konstrukce umožňuje delší výšky zdvihu. Při použití dvojité nůžkové konstrukce musíme brát v úvahu množství kloubů, které mají za následek snížení tuhosti celé konstrukce. Dvojitá nůžková pódia jsou používána např. pro propadla a podobné konstrukce s relativně malou ložnou plochou, ale velkou výškou zdvihu.

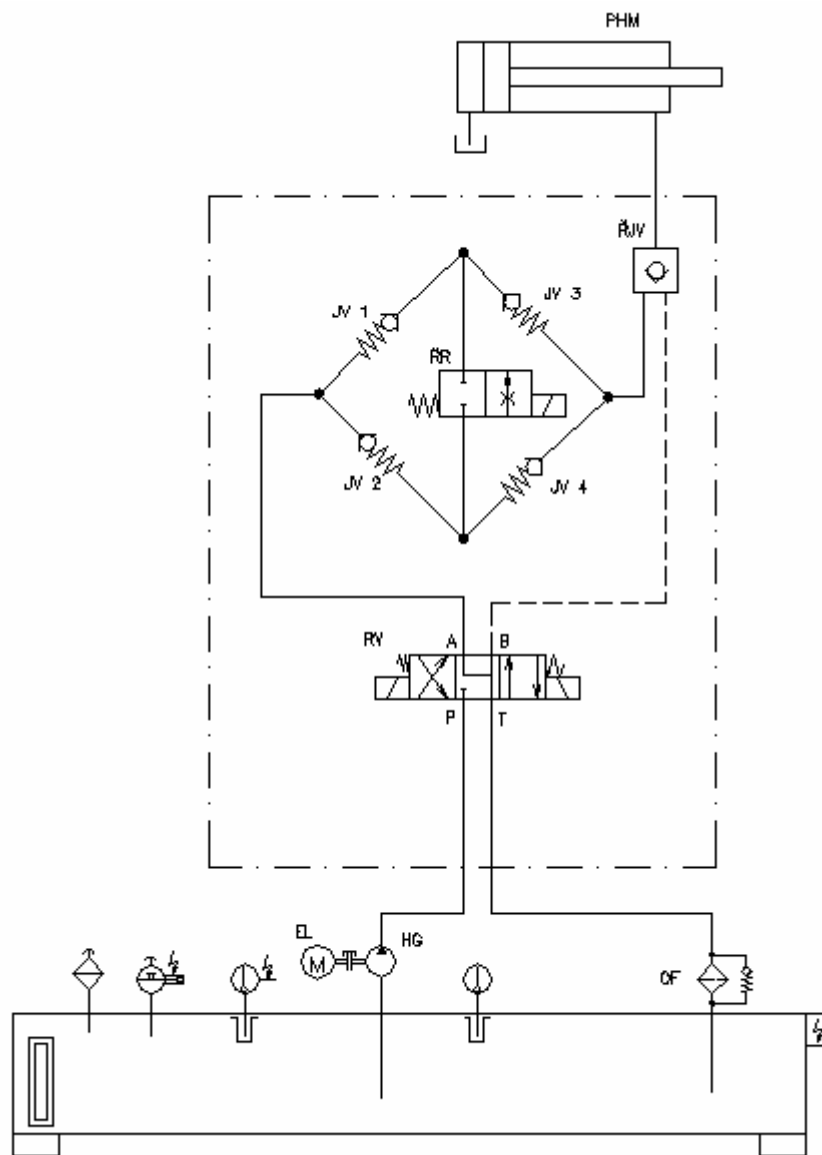


Obr. 2.1.1.3 Konstrukce dvojitých nůžek pódia [5]

Pohon

Nůžková pódia jsou poháněna hydraulickými válci, které jsou umístěny mezi dvěma nůžkami. Nejčastěji je systém řízen proporcionální technikou pro plynule měnitelnou rychlost zvedání a spouštění a rampové funkce pro zrychlení a snížení rychlosti.

2.1.2 Příklad hydraulického obvodu pro pohon nůžkového typu pódia



Obr. 2.1.1.4 Hydraulický obvod pro pohon nůžkového pódia

HG – hydrogenerátor, EL – elektromotor, PHM – přímočarý hydromotor, RV – šoupátkový rozvaděč 3/4, JV 1-4 – jednosměrné ventily, ŘR – řídicí rozvaděč, ŘJV – řízený jednosměrný ventil. OF – Odpadní filtr.

Zvedání a spouštění divadelního nůžkového pódia realizuje jednočinný přímočarý hydromotor **PHM**. Spouštění se realizuje vlastní tíhou. Řízení rychlosti zvedání přímočarého hydromotoru realizuje řídicí rozvaděč **ŘV**, který je v můstkovém zapojení (jednosměrné ventily **JV1** až **JV 4**). Rozvaděč **RV** realizuje řízení směru

proudu. Řízený jednosměrný ventil **ŘJV** jistí stůl pódia před nečekaným spadnutím v důsledku např. velkého poklesu tlaku nebo výpadku elektrické energie.

2.1 Divadelní pódia

Divadelní pódia rozlišujeme podle konstrukce na:

- jednoduchá pódia,
- dvoupatrová pódia,
- osobní zvedací plošiny,
- propadla,
- a šachovnicová pódia.

Obvykle se konstrukce divadelního pódia skládá z jednotlivých menších, vedle sebe naskládaných stolů pódia. Rozměry pódíí bývají:

- šířka: 12 až 20 m,
- hloubka: 2 až 6m.

Zajímavostí jsou šachovnicová pódia (obr. 2.1.1), jehož stoly jsou čtvercového nebo obdélníkového tvaru a jsou uspořádány ve formě šachovnice. Uspořádání bývá 3 až 5 stolů v řadě a 4 až 5 stolů směrem do hloubky. Typický příklad této konstrukce je v Semper Oper v Drážďanech nebo v Moskvě v divadle Maxim Gorky.



Obr. 2.1.1 Šachovnicový typ konstrukce pódia [11]

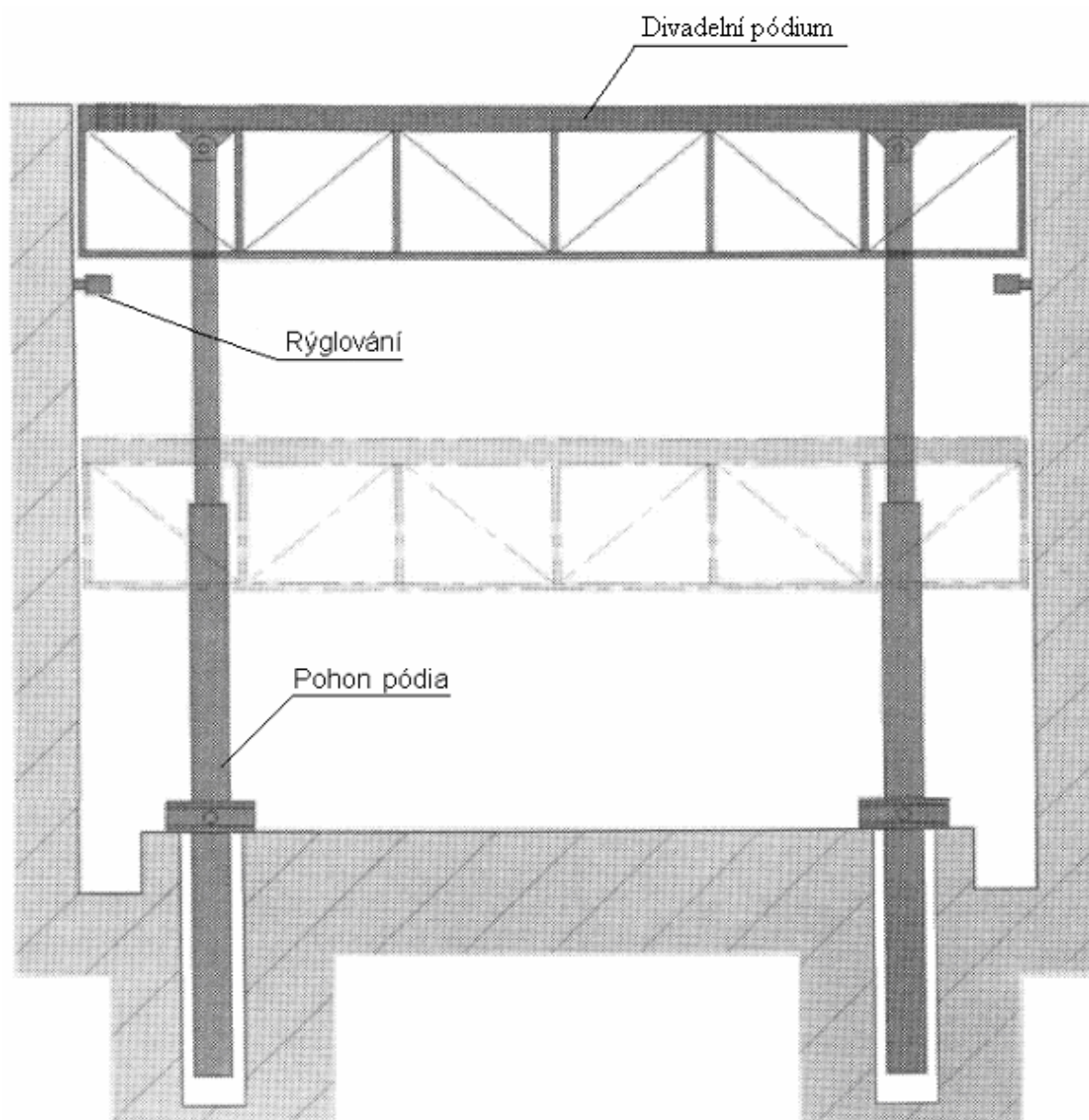
Výběr hnacího pohonu pro stoly pódia je určen hlavně prostorem a strukturou divadla, zvláště jedná-li se o starší divadla.

Pohon pódia

Pro tento typ pódia se používá pohon přímočarými hydromotory. Hydraulické válce jsou umístěny svisle pod pódiiem a uchyceny do základové desky šachty pódia. Tam, kde není možné uchycení jednočinného hydromotoru do základové desky, používají se teleskopické hydromotory. Realizace tohoto případu můžeme vidět např. v divadle v Prešově.

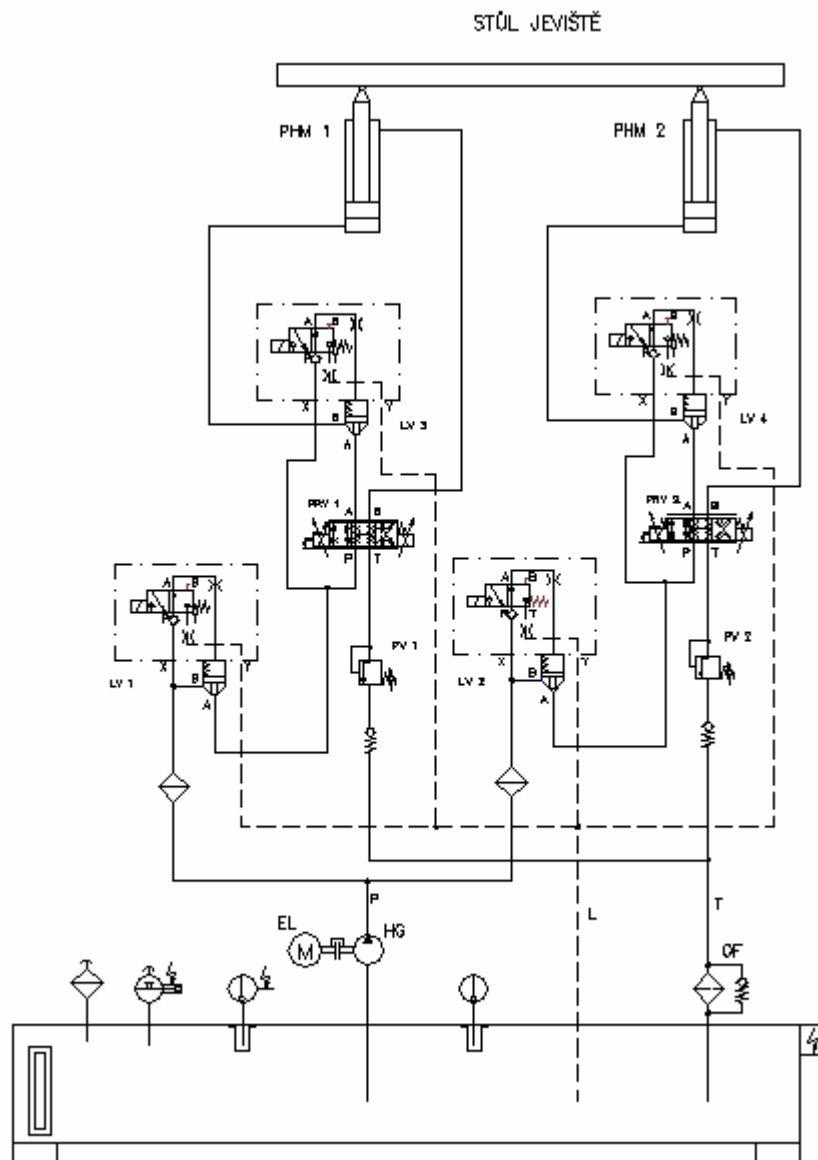
Pohon s jedním hydromotorem se používá pro malá pódia, např. osobní zdvihačí plošiny či propadla. Větší pódia jsou vybavena dvěma hydraulickými válci (obr. 2.1.2), které jsou umístěny na stranách stolu pódia. Nejčastěji bývají jednočinného typu, s délkou zdvihu až 14 metrů.

Konstrukce se čtyřmi hydraulickými válci je ojedinělá a používá se pro velmi velká pódia víceúčelových hal a podobných budov.



Obr. 2.1.2 Pohled na divadelní pódium [5]

Příklad hydraulického obvodu pro pohyb divadelního jevištního stolu



Obr. 2.1.3 Hydraulický obvod pro pohon divadelního stolu

HG – hydrogenerátor, EL – elektromotor, PHM 1,2 – přímočarý hydromotor, LV 1,2,3,4 – logický ventil, PRV 1,2 – proporcionální rozvaděč, PV 1,2 – přepouštěcí ventil, OF – odpadní filtr.

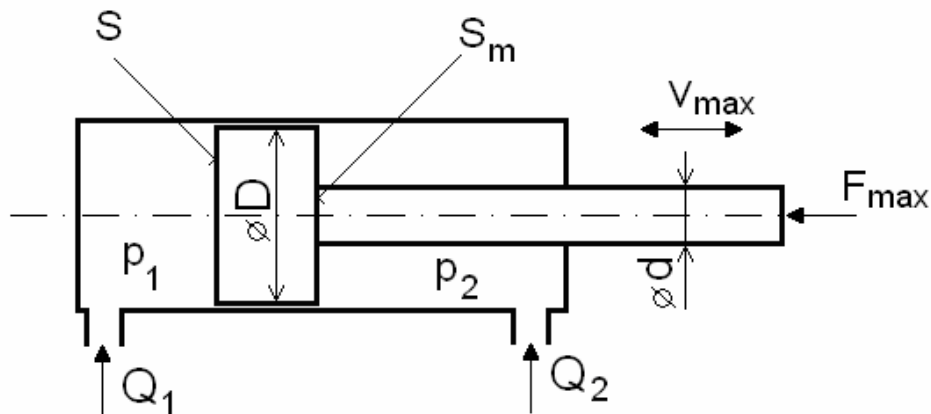
Zvedání a spouštění divadelního pódia realizují dvojitě přímočaré hydromotory **PHM 1,2**. Logické ventily **LV 1,2,3,4** mají v obvodu funkci hlavně bezpečnostní při nečekaném spadnutí stolu. Rychlost zvedání a spouštění realizuje proporcionální rozvaděč **PRV 1,2**. Přepouštěcí ventily **PV 1,2** slouží k předepnutí systému z důvodu lepších dynamických vlastností.

3. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ HYDRAULICKÉHO ODVODU

Navrhuji a počítám hydraulický obvod (obr. 2.1.3) s dvěma přímočarými hydromotory na jedno divadelní pódium.

3.1 Výpočet maximálního zatížení stolu při jízdě

Ze zadané zvedané hmotnosti části stolu a zadaného maximálního dovoleného zatížení stolu při pohybu jsem si spočítal maximální zatěžující sílu, kterou musí přímočaré hydromotory zvedat a spouštět.



Obr. 3.1.1 Silové poměry přímočarého hydromotoru pro pohon stolu

Dáno:

Počet stolů $n = 4$

Zdvih stolů $h = 4,8 \text{ m}$

Hmotnost zvedané části stolu $m_{st} = 12 \text{ t}$

Dovolené zatížení stolu při pohybu $m_{dovst} = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

Max. rychlost jízdy stolu $v_{max} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Hmotnost stolu a jeho zatížení z dovoleného zatížení stolu m_{\max}

$$m_{\max} = m_{st} + S_{st} \cdot m_{dovst} = 12000 + 24 \cdot 200 = 16800 \text{ kg} \quad (3.1.1)$$

Max. zatěžující síla F_{\max}

$$F_{\max} = m_{\max} \cdot g + F_{PO} = 16800 \cdot 9,81 + 5000 = 169808 \text{ N} \quad (3.1.2)$$

Volím $F_{PO} = 5000 \text{ N}$ pasivní odpory při vedení stolu

Pracovní tlak v obvodu volím $p = 10 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

3.2 Výpočet a volba přímočarého hydromotoru**Výpočet plochy pístu (navrhovaná) přímočarého hydromotoru**

$$p = \frac{F_{\max} / 2}{S_{HMn}} \Rightarrow S_{HMn} = \frac{F_{\max} / 2}{p} = \frac{84904}{10 \cdot 10^6} = 84,904 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.2.1)$$

Výpočet průměru pístu pro volbu přímočarého hydromotoru

$$S_{HMn} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \Rightarrow D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{HMn}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 84,904 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 103,99 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (3.2.2)$$

Z vypočítaného průměru hydromotoru jsem volil z katalogu přímočarý hydromotor s nejbližším vyšším průměrem pístu. Zvolil jsem hydromotor CDH2 od firmy Bosch Rexroth s parametry:

- průměr pístu $D = 125 \cdot 10^{-3} \text{ m}$,
- průměr pístnice $d = 90 \cdot 10^{-3} \text{ m}$,
- plocha pístu $S_{HM} = 122,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$,
- plocha mezikruží $S_m = 59,10 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$,
- průtoková účinnost $\eta_Q = 0,95$.

Plocha pístu zvoleného hydromotoru

$$S_{HM} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} = 12,265 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.2.3)$$

Plocha mezikruží zvoleného hydromotoru

$$S_m = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,125^2 - 0,09^2)}{4} = 59,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.2.4)$$

Objem hydromotoru

$$V_{HM} = S_{HM} \cdot h = 12,265 \cdot 10^{-3} \cdot 4,8 = 58,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 58,8 \text{ dm}^3 \quad (3.2.5)$$

Skutečný tlak jednoho hydromotoru pro zvednutí stolu pódia p_{sk}

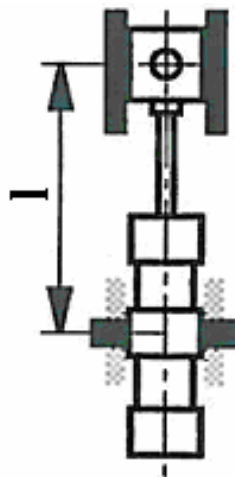
$$p_{sk} = \frac{F_{\max} / 2}{S_{HM}} = \frac{84904}{12,265 \cdot 10^{-3}} = 6,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.6)$$

Tlak na hydrogenerátoru

$$p_{HG \min} = 1,3 \cdot p_{sk} = 1,3 \cdot 6,9 \cdot 10^6 = 8,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.7)$$

Potřebný průtok pro jeden hydromotor pro rychlost vysouvání $v = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$\begin{aligned} Q_{HM} &= S_{HM} \cdot v_{HM} \cdot \frac{1}{\eta_Q} = \\ &= 12,265 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{0,95} = 2,58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 155 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (3.2.8)$$

3.3 Kontrola pístnice na vzpěr dle ČSN 731401Obr. 3.3.1 Způsob uchycení pístu a určení koeficientu β [12]

Já jsem zvolil pro svůj výpočet kontroly pístnice na vzpěr s konstrukcí uložení na obr. 3.3.1 pro její lepší výsledek bezpečnosti a také jednoduššího upevnění samotného přímočarého hydromotoru.

1) Vzpěrná délka

$$L_{cr} = \beta \cdot l = 1 \cdot 5000 = 5000 \text{ mm} \quad (3.3.1)$$

2) Kvadratický moment plochy pístnice

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 90^4}{64} = 321,899 \text{ cm}^4 \quad (3.3.2)$$

3) Průřez pístnice

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = 6358,5 \text{ mm}^2 \quad (3.3.3)$$

4) Poloměr setrvačnosti

$$I = \sqrt{\frac{J}{A}} = \sqrt{\frac{321,899 \cdot 10^4}{6358,5}} = 22,5 \text{ mm} \quad (3.3.4)$$

5) Štíhlost prutu

$$\lambda = \frac{L_{cr}}{I} = \frac{5000}{22,5} = 222,22 \quad (3.3.5)$$

6) Srovnávací štíhlost

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{E}{f_y}} = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{335}} = 78,6 \quad f_y \text{ pro materiál 11523} = 335 \quad (3.3.6)$$

7) Poměrná štíhlost prutu

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_1} \cdot \sqrt{\beta} = \frac{222,22}{78,6} \cdot \sqrt{1} = 2,82 \quad (3.3.7)$$

8) Součinitel vzpěrnosti

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha_1 (\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2] = 0,5 \cdot [1 + 0,49(2,82 - 0,2) + 2,82^2] = 5,11 \quad (3.3.8)$$

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}} = \frac{1}{5,11 + \sqrt{5,11^2 - 2,82^2}} = 0,106 \quad (3.3.9)$$

9) Maximální zatěžující síla na vzpěr

$$F_{VZ} = \frac{\chi \cdot \beta_A \cdot A \cdot f_y}{yM1} = \frac{0,106 \cdot 1 \cdot 6358,5 \cdot 335}{1,15} = 196339,42 \text{ N} \quad (3.3.10)$$

10) Koeficient bezpečnosti

$$k_v = \frac{F_{VZ}}{F_{\max} / 2} = \frac{196339,42}{84904} = 2,3 \quad (3.3.11)$$

Z maximální zatěžující síly na vzpěr a z maximální síly působící na pístnici (3.3.11) jsem vypočetl bezpečnost hydraulického systému 2,3 což odpovídá bezpečnému hydraulickému systému.

3.4 Základní dynamické parametry pohonu**Dáno:**

Modul stlačitelnosti oleje $K = 1,2 \cdot 10^9 \text{ Pa}$

Plocha pístu hydromotoru $S_{HM} = 122,65 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Objemy přenosových kanálů $V_{1,2} = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

Odpor proti deformaci R_d

$$R_d = \frac{K}{V_{HM} + V_{1,2}} = \frac{K}{S_{HM} \cdot h + V_{1,2}} = \frac{1,2 \cdot 10^9}{122,65 \cdot 10^{-3} \cdot 4,8 + 1,57 \cdot 10^{-3}} = 0,98 \cdot 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^{-2} \quad (3.4.1)$$

Statická tuhost k_h

$$k_h = S_{HM}^2 \cdot R_d = (122,65 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,98 \cdot 10^{10} = 29,78 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^2 \quad (3.4.2)$$

Vlastní úhlová frekvence hydromotoru

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_h}{m_{\max} / 2}} = \sqrt{\frac{29,78 \cdot 10^{-5}}{16800 / 2}} = 18,8 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4.3)$$

Vlastní frekvence hydromotoru

$$f = \frac{\omega_n}{2 \cdot \pi} = \frac{18,8}{2 \cdot \pi} = 3 \text{ Hz} \quad (3.4.4)$$

Maximální budící úhlová frekvence

$$\omega_b = \frac{1}{3} \cdot \omega_n = \frac{1}{3} \cdot 18,8 = 6,26 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4.5)$$

Odpovídající časová konstanta

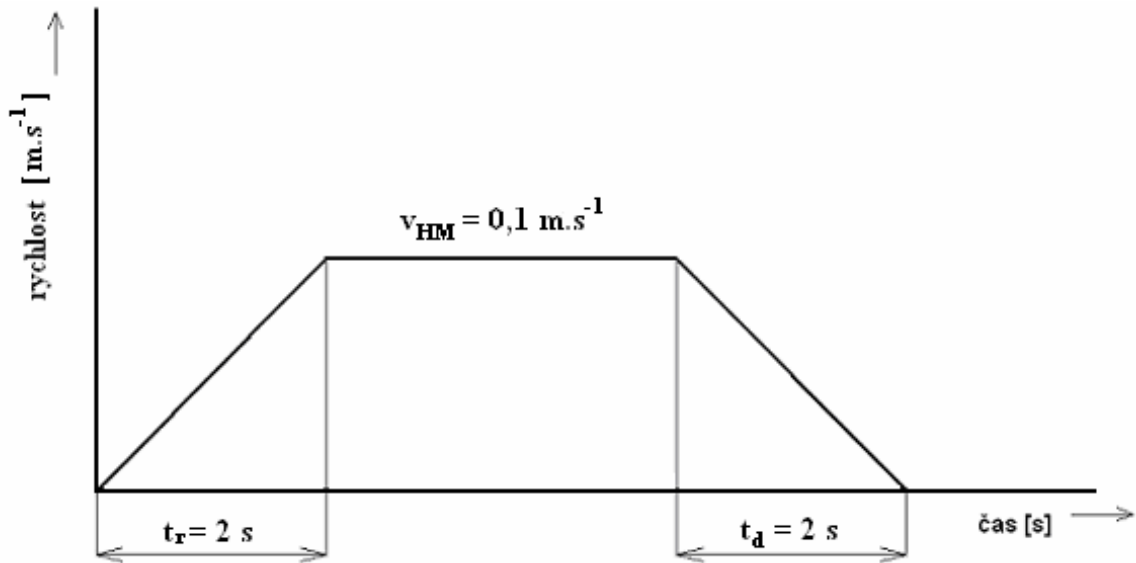
$$T = \frac{1}{\omega_b} = \frac{1}{6,26} = 0,16 \text{ s} \quad (3.4.6)$$

Doba rozběhu

$$t_i \geq 5 \cdot T \geq 5 \cdot 0,16 \geq 0,8 \text{ s} \quad (3.4.7)$$

3.5 Návrh rychlosti přímočarého hydromotoru na čase

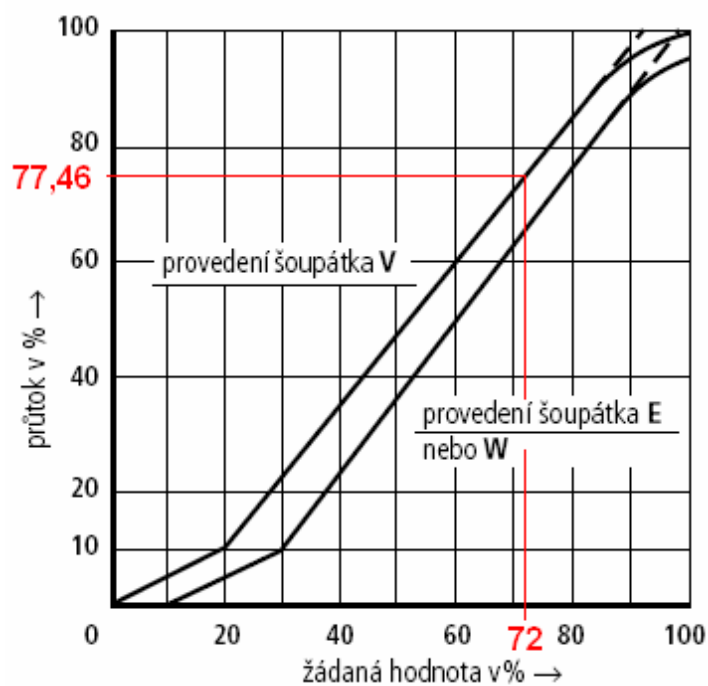
Ve výpočtu (3.4.7), jsem vypočítal hodnoty rozběhu a doběhu, která musí být větší nebo rovna 0,8 s při vlastní frekvenci 3 Hz. Pro zlepšení dynamických vlastností hydraulického systému navrhuji dobu rozběhu a doběhu přímočarého hydromotoru 2 s.



Obr. 3.5.1 Rampová funkce přímočarého hydromotoru

3.6 Návrh proporcionálního ventilu

Z vypočítaného průtoku pro jeden hydromotor jsem volil z katalogu proporcionální rozvaděč s co nejmenším tlakovým spádem a co nejvyšší žádanou hodnotou. Zvolil jsem proporcionální rozvaděč s integrovanou řídicí elektronikou od firmy Bosch Rexroth typ 4WRDE 10.



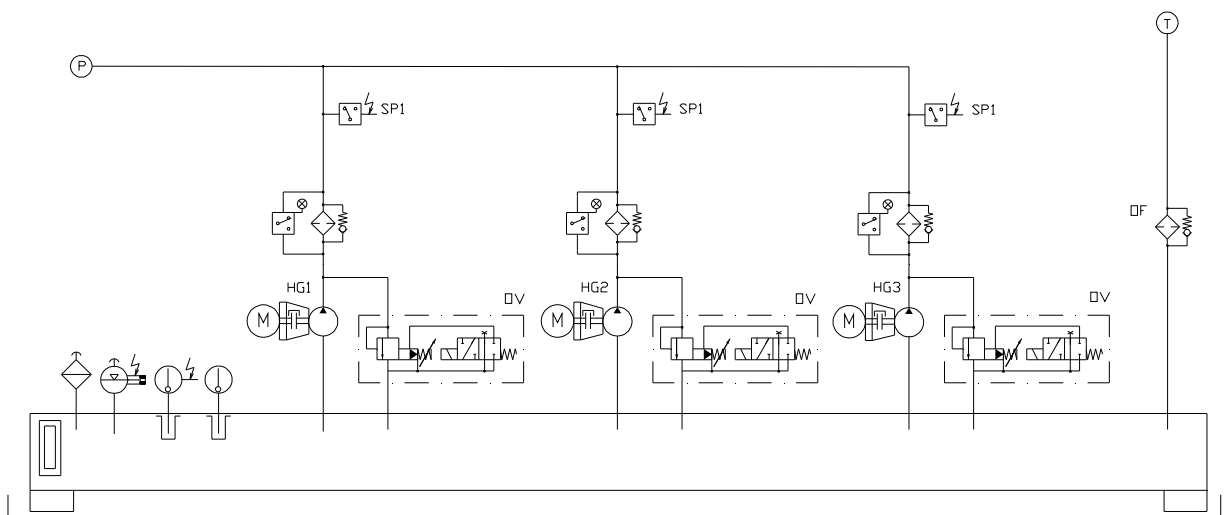
Obr. 3.6.1 Řídicí rozsah zvoleného proporcionálního rozvaděče [12]

4. ENERGETICKÉ SROVNÁNÍ ČERPADLOVÉHO POHONU A KOMBINOVANÉHO POHONU ČERPADLA S AKUMULÁTORY

Srovnávám čerpadlový pohon s kombinovaným pohonem čerpadla s akumulátory. V této kapitole se zabývám srovnáním jak cenovým na pořízení jednotlivých druhů pohonů, tak i energetickým s cenovou kalkulací za energie a dobou návratnosti investovaných peněz do kombinovaného pohonu čerpadla s akumulátory.

4.1 Čerpadlový pohon

U čerpadlového pohonu (obr. 4.1.1) jsem použil jako zdroj tlakové energie tři zubové hydrogenerátory s vnitřním ozubením **HG1,2,3** z důvodu nižšího hluku. Používat se budou jen dva hlavní a třetí jsem navrhl jako záložní z důvodu poruchy některého hlavního. Všechny tři hydrogenerátory mají odlehčovací ventil **OV** z důvodu, aby se nemuselo po každém vysunutí pódiových stolů vypínat a znovu opětovně zapínat elektromotory, při kterém dochází k velkému odběru elektrické energie při rozběhu. Odlehčovací ventily slouží pro volné proudění kapaliny do nádrže, při dosažení tlaku na hodnotu nastavenou na **SP1**.



Obr. 4.1.1 Zdroj tlaku čerpadlový pohon

HG1,2,3 – hydrogenerátor, OV – odlehčovací ventil, OF – odpadní filtr

Pro zdvih stolů počítám potřebný průtok a volím vhodné zubové čerpadlo s vnitřním ozubením z důvodu minimalizaci hlukových emisí a vhodný typ elektromotoru pro pohon hydrogenerátoru.

Výpočet potřebného průtoku pro vysouvání pro jeden přímočarý hydromotor

$$\begin{aligned} Q_{HM_v} &= S_{HM} \cdot v_{HM} \cdot \frac{1}{\eta_Q} = \\ &= 12,265 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot \frac{1}{0,95} = 12,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 77,46 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (4.1.1)$$

Výpočet potřebného průtoku pro vysouvání osmi přímočarých hydromotorů

$$Q_{celkv} = 8 \cdot Q_{HM_v} = 8 \cdot 12,9 \cdot 10^{-4} = 10,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 619,68 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.1.2)$$

Výpočet průtoku pro zasouvání pro jeden přímočarý hydromotor

$$Q_{HM_z} = S_{HM} \cdot v_{HM} \cdot \frac{1}{\eta_Q} = 59,10 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1 \cdot \frac{1}{0,95} = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1.3)$$

Výpočet průtoku pro zasouvání pro osm přímočarých hydromotorů

$$Q_{celkz} = 8 \cdot Q_{HM_z} = 8 \cdot 6,2 \cdot 10^{-4} = 4,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 298,61 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.1.4)$$

Zvolil jsem zubové čerpadlo s vnitřním ozubením od firmy Bosch Rexroth, které má geometrický objem $V_g = 250,50 \text{ cm}^3$. Hydrogenerátor bude poháněn elektromotorem s 1450 ot/min^{-1} .

Výpočet průtoku hydrogenerátoru při zvolených otáčkách

$$Q_{HG} = V_g \cdot n = 250,50 \cdot 1450 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 363,22 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.1.5)$$

Při volbě dvou hydrogenerátoru bude průtok

$$Q_{HG_{celk}} = 2 \cdot Q_{HG} = 2 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 12,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 726,44 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.1.6)$$

Výkon elektromotoru pro vypočítaný průtok a tlak bude

$$P_{EL} = Q_{HG_{celk}} \cdot p_{HG} \cdot \frac{1}{\eta_s} = 363,22 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{60} \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,98} = 55,6 \text{ kW} \quad (4.1.7)$$

Z katalogu elektromotorů od firmy Elprim jsem volil vhodný elektromotor podle vypočítaného výkonu. Zvolil jsem elektromotor typ 1L250M1-4, který má jmenovitý výkon 55 kW a účinnost při 100 % zatížení 93 %. Zvolený elektromotor má hladinu hluku 81 dB(A) při měření hlučnosti jednoho metru od elektromotoru. Tuto hodnotu potřebuji při výpočtu celkové hlučnosti obou elektromotorů a návrhu snížení minimalizace.

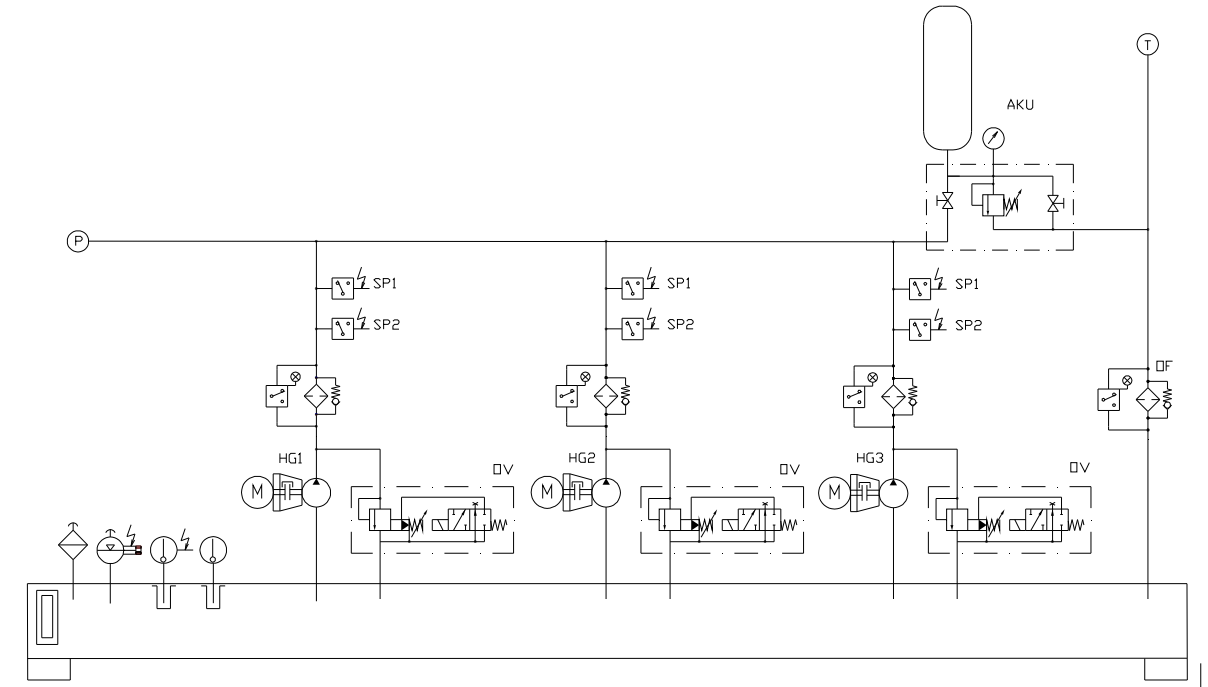
Příkon elektromotoru

$$P = \frac{P_{EL}}{\eta_{el}} = \frac{55,6}{0,93} = 59,7 \text{ kW} \quad (4.1.8)$$

4.2 Kombinovaný pohon čerpadla s akumulátory

Z vypočítaného celkového průtoku (4.1.2) potřebného pro zvednutí všech 4 pódiových stolů, nebo-li 8 přímočarých hydromotorů, navrhuji kombinovaný pohon čerpadla s akumulátory (obr. 4.2.1). Volím tři menší zubové hydrogenerátory s vnitřním ozubením **HG1,2,3**, z důvodu menší ceny a nižší hlučnosti, než jednoho velkého hydrogenerátoru a budu dopočítávat vhodný akumulátor **AKU**. V provozu budou vždy jen dva hlavní hydrogenerátory a třetí bude jen jako záložní. Volím hydrogenerátory s geometrickým objemem 80,30 cm³. Pokud budou akumulátory naplněny, průtok půjde

přes odlehčovací ventily **OV** volně do nádrže. Při poklesu tlaku v akumulátoru hydrogenerátory sepnou a budou opět plnit akumulátory.

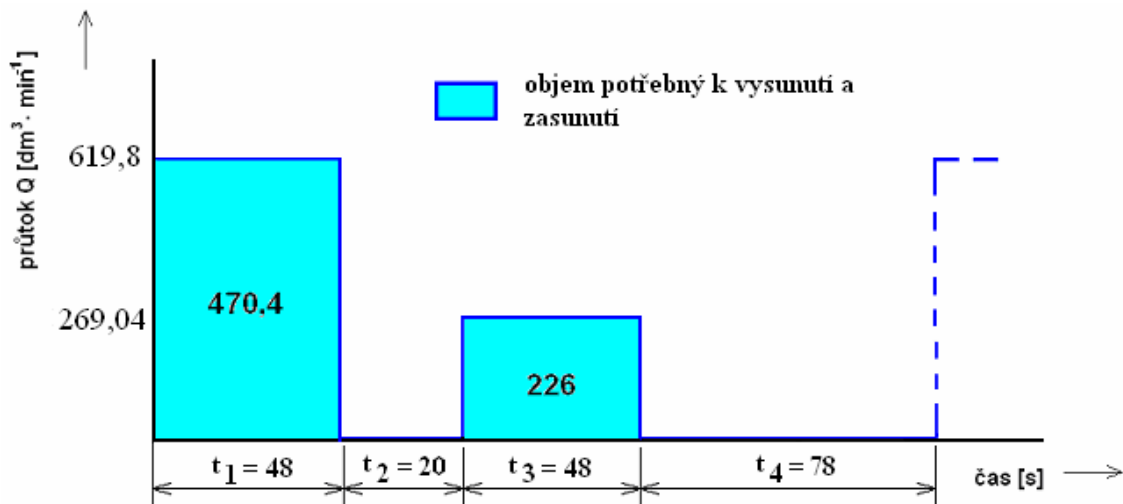


Obr. 4.2.1 Zdroj tlaku kombinovaný pohon

HG1,2,3 – hydrogenerátor, OV – odlehčovací ventil, AKU – akumulátor, OF – odpadní filtr

4.2.1 Návrh zjednodušeného odběrového diagramu a akumulátoru

Navrhuji odběrový diagram pro nejnepříznivější variantu, kdy se budou zvedat všechny čtyři divadelní pódia současně. Při tomto pohybu je potřeba největší průtok. Po vysunutí do nejvyšší pozice se pódium začne opět zasunovat po krátké technické přestávce, kdy se doplňují akumulátory pro potřebný průtok pro zasunutí pódiových stolů.



Obr. 4.2.1.1 Odběrový diagram

 t_1 – zvedání stolu t_3 – spouštění stolu t_2 – technická přestávka t_4 – technická přestávka

Průtok dodaný hydrogenerátorem do systému

$$Q_{HG} = 80,30 \cdot 10^{-6} \cdot 1450 = 116 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 116 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.2.1.1)$$

Celkový průtok dodaný zvolenými hydrogenerátory

$$Q_{HG_{\text{celk}}} = 2 \cdot 116 \cdot 10^{-3} = 232 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 232 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.2.1.2)$$

Z obou navržených hydrogenerátorů bude průtok $232 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Pódium se zvedá 48 sekund. Z toho vyplývá, že z obou hydrogenerátorů za dobu 48 sekund se dostane do obvodu $185,3 \text{ dm}^3$.

$$Q_{2HG} = 232 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 3,86 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$V_{2HG} = Q_{2HG} \cdot t_{zd} = 3,86 \cdot 48 = 185,3 \text{ dm}^3 \quad (4.2.1.3)$$

Výpočet potřebného objemu dodaného z akumulátoru do systému

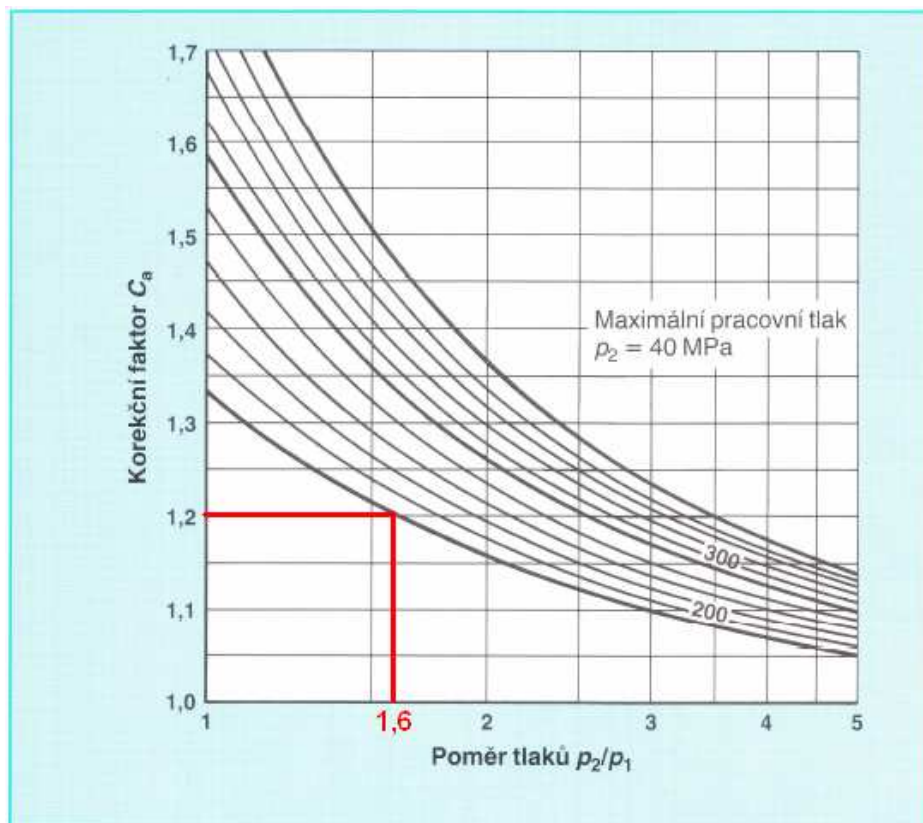
$$\Delta V_{aku} = (8 \cdot V_{HM}) - V_{2HG} = (8 \cdot 58,8) - 185,3 = 285,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 285,1 \text{ dm}^3 \quad (4.2.1.4)$$

Určení plnicího tlaku

$$p_0 = 0,9 \cdot p_1 = 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ MPa} \quad (4.2.1.5)$$

Výpočet nutného objemu plynu (počítám s použitím dusíku)

$$V_{Oid} = \frac{\Delta V_{aku}}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}} = \frac{0,285}{\left(\frac{9}{9}\right)^{\frac{1}{1,35}} - \left(\frac{9}{11}\right)^{\frac{1}{1,35}}} = 2,063 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 2063 \text{ dm}^3 \quad (4.2.1.6)$$

Obr. 4.2.1.2 Graf pro určení korekčního faktoru C_a [3]

Výpočet skutečného objemu plynu

Z poměru tlaků $p_2 / p_1 = 1,6$ volím z grafu (4.2.1.2) korekční faktor $C_a = 1,2$.

$$V_{Osk} = C_a \cdot V_{Oid} = 1,2 \cdot 2,063 \cdot 10^{-3} = 2,4 \text{ m}^3 = 2400 \text{ l} \quad (4.2.1.7)$$

Z výpočtu potřebného objemu dodaného z akumulátoru (4.2.1.4) jsem zvolil pístový akumulátor od firmy Olear o objemu 2 x 150l a z vypočítaného skutečného objemu plynu (4.2.1.7) jsem navrhl 48 tlakových lahví dusíku o objemu 50 dm³ od firmy Olear typ GFL 50 – 220 / 90.

Výpočet výkonu pro volbu elektromotoru

$$P_{EL} = Q_{HG_{celk}} \cdot p_{HG} \cdot \frac{1}{\eta_s} = 116 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{60} \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,9} = 19,33 \text{ kW} \quad (4.2.1.8)$$

Z katalogu firmy Elprim jsem volil nejbližší vyšší elektromotor podle vypočítaného výkonu (4.2.1.8). Zvolil jsem elektromotor typ 1L180L-4, který má jmenovitý výkon 22 kW a účinnost při 100 % zatížení 91,3 %. Zvolený elektromotor má hladinu hluku 72 dB(A) při měření hlučnosti jednoho metru od elektromotoru. Tuto hodnotu potřebuji při výpočtu celkové hlučnosti obou elektromotorů a návrhu snížení minimalizace.

Příkon elektromotoru

$$P = \frac{P_{EL}}{\eta_{el}} = \frac{22}{0,91} = 24 \text{ kW} \quad (4.2.1.9)$$

4.3 Cenové srovnání čerpadlového pohonu a kombinovaného čerpadla s akumulátory

V této kapitole porovnávám pořizovací ceny jednotlivých obvodů. Provoz může být velice odlišný v jednotlivých dnech. Například před divadelní premiérou se může zkoušet i dvanáct hodin denně a někdy může nastat období, kdy se nemusí hrát ani zkoušet několik dní. Proto počítám s průměrnou pracovní dobou 6 hodin s provozem 280 dní v roce.

Cenové srovnání jednotlivých pohonů na pořízení

Tabulka 1 Cenové srovnání

	ČERPADOVÝ POHON - cena	POHON ČERPADLA S AKUMULÁTORY - cena
Elektromotory	2x55 kW - 130 000 Kč	2x22kW - 44 000 Kč
Hydrogenerátory	2x250,50 cm ³ - 330 000 Kč	2x80,30 cm ³ - 150 000 Kč
Akumulátory	0 Kč	2x150dm ³ - 930 000 Kč
Pojistný blok akumulátoru	0 Kč	2 ks - 35 000 Kč
Dusíkové láhve	0 Kč	48x50dm ³ - 620 000 Kč
Bezp. ventil dusíkových lahví	0 Kč	48 ks - 210 000 Kč
Rám dusík. lahví a aku.	0 Kč	230 000 Kč
CELKEM	460 000 Kč	2 219 000 Kč

Při porovnání celkových nákladů na pořízení je vidět, že čerpadlový pohon je značně levnější, i když potřebuje větší čerpadlo i elektromotor. Provoz bude ale mnohem dražší, z důvodu větších elektromotorů a tím pádem většího příkonu elektrické energie. Akumulátorová stanice potřebná pro můj navržený hydraulický systém stojí přibližně 2 219 000 Kč.

4.4 Energetické srovnání čerpadlového pohonu a kombinovaného čerpadla s akumulátory

Jak je uvedeno v kapitole 4.3, počítám s provozem 280 dní v roce s pracovní dobou 6 hodin denně. Můžeme očekávat, že tento čerpadlový pohon bude mít značnou nevýhodu z důvodu větších hydrogenerátorů a tím pádem větších elektromotorů tzn. větších nákladů na spotřebu energie. Budu počítat dobu vratnosti investice do kombinovaného čerpadla s akumulátory. Počítám s cenou 5 Kč za kW/hod.

Dáno:

$P_{\text{čerp}}$... příkon elektromotoru čerpadlového pohonu

P_{komb} ... příkon elektromotoru kombinovaného pohonu čerpadla s akumulátory

T_c ... počet dní provozu elektromotoru

n_c ... počet pracovních hodin za jeden den

k_c ... cena elektrické energie za jednu kW/hod

R ... rozdíl pořizovací ceny čerpadlového a kombinovaného pohonu

Čerpadlový pohon

$$C_{\text{čerp}} = P_{\text{čerp}} \cdot T_c \cdot n_c \cdot k_c = 59,7 \cdot 280 \cdot 6 \cdot 5 = 501480 \text{ Kč} \quad (4.4.1)$$

Kombinovaný pohon čerpadla s akumulátory

$$C_{\text{komb}} = P_{\text{komb}} \cdot T_c \cdot n_c \cdot k_c = 24 \cdot 280 \cdot 6 \cdot 5 = 201600 \text{ Kč} \quad (4.4.2)$$

Jak je vidět z výpočtů, čerpadlový pohon má obrovské náklady provozu za elektrickou energii. Rozdíl mezi čerpadlovým a kombinovaným pohonem je značných 299 880 Kč za rok.

Návratnost investice do kombinovaného pohonu

$$C = \frac{R}{C_{\text{čerp}} - C_{\text{komb}}} = \frac{2219000}{501480 - 201600} = 7 \text{ roků} \quad (4.4.3)$$

Ze vzorce (4.4.3) vidíme, že návratnost nákladů na pořízení kombinovaného pohonu se nám vrátí přibližně za 7 roků při stálé ceně elektrické energie. Tato doba návratu se určitě zkrátí z důvodu stále vyšších cen za elektrickou energii. Když si spočítáme, že hydraulický systém nám vydrží několik let jen s občasnými revizemi, investice do kombinovaného pohonu se vyplatí. Tím pádem se ve své diplomové práci budu dále počítat s kombinovaným pohonem čerpadla s akumulátory.

4.5 Návrh velikosti nádrže

Nádrž počítám s koeficientem 4 násobek Q_{HG} .

Výpočet velikosti nádrže

$$V_N = 4 \cdot Q_{HG} = 4 \cdot 619,6 = 2478 \text{ dm}^3 \quad (4.5.1)$$

Z katalogu Bosch Rexroth volím nádrž DN 3000 s okrajem průsakového oleje. Teploměrná plocha nádrže $S_N = 11,77 \text{ m}^2$.

4.6 Tepelný výpočet navrženého hydraulického systému

Při přenosu tlakové energie a při řízení vznikají ztráty. V důsledku ztrát dochází ke vzniku tepla. Samotná účinnost hydraulických systémů závisí i na provozní teplotě. Vysoké provozní teploty zvyšují leakáže, a tím objemové ztráty a zvětšuje se opotřebení. Proto provádím tepelný výpočet pro navržený hydraulický systém. Pro navržený hydraulický systém jsem stanovil odběrový diagram, kdy během hodiny se může divadelní pódium zvednout maximálně 10 krát za hodinu. Počítám s pracovní směnou, kdy se může před divadelní premiérou zkoušet až dvanáct hodin denně nepřetržitě. Hydraulický agregát bude umístěn ve spodní části divadla v uzavřené místnosti z důvodu lepšího odhlučnění, proto počítám s nejhorší variantou, kde okolní vzduch má nulovou rychlost proudění. Proto volím $k_N = 0,012 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$.

Dáno:

Koeficient prostupu tepla $k_N = 0,012 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$

Teploměrná plocha nádrže $S_N = 11,77 \text{ m}^2$

Požadovaná teplota oleje $t_{Po} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Teplota okolí $t_O = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Výpočet tepla odvedené nádrží

$$\Phi_N = k_N \cdot S_N \cdot (t_{Po} - t_O) = 0,012 \cdot 11,77 \cdot (50 - 25) = 3,5 \text{ kW} \quad (4.6.1)$$

Zvedání stolu pódia

Výpočet provádím při maximální zatěžující síle

$$P_{ZT1} = n \cdot Q_{HMv} \cdot (\Delta p_{pr} \cdot \Delta p_{pvk}) = 8 \cdot \frac{77,46}{1000 \cdot 60} \cdot (1 + 0,5) \cdot 10^6 = 15,5 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (4.6.2)$$

Spouštění stolu pódia

Výpočet počítám při maximální zatěžující síle

$$P_{ZT2} = n \cdot Q_{HMz} P_{ZT1} \cdot (\Delta p_{pr} \cdot \Delta p_{pvk}) = 8 \cdot \frac{37,32}{1000 \cdot 60} \cdot (1 + 0,5) \cdot 10^6 = 7,5 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (4.6.3)$$

Průtok přes odlehčovací ventil

$$P_{ZT3} = 2 \cdot Q_{HG} \cdot \Delta p_{odleh} = 2 \cdot \frac{116}{1000 \cdot 60} \cdot 0,2 \cdot 10^6 = 0,8 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (4.6.4)$$

Ekvivalentní teplo vznikající v hydraulickém systému

$$P_{EQ} = \frac{n_c \cdot (P_{ZT1} \cdot t_1 + P_{ZT2} \cdot t_2 + P_{ZT3} \cdot t_{odleh})}{t_c} = \quad (4.6.5)$$

$$= \frac{15 \cdot (15,5 \cdot 48 + 7,5 \cdot 48 + 0,8 \cdot 690)}{3600} = 6,9 \text{ kW}$$

Teplo, které musí odvést chladič

$$P_{CH} = P_{EQ} - \Phi_N = 6,9 - 3,5 = 3,4 \text{ kW} \quad (4.6.6)$$

Podle výpočtu (4.6.6) jsem navrhl filtrační a chladič jednotku od firmy Bosch Rexroth typ ABUGK -07-3X s chladičím výkonem 7,5 kW.

5. NÁVRH MINIMALIZACE HLUKOVÝCH EMISÍ

Výpočet hluku obou elektromotorů.

Počítám celkovou hlučnost obou elektromotorů, které budou vždy pracovat společně. Ze známé hladiny hluku jednoho elektromotoru musím spočítat celkovou hladinu hluku obou elektromotorů pracujících současně. Hladiny v dB však nelze přímo aritmeticky sečítat, ale hledaný součet je možno určit na základě monogramu.

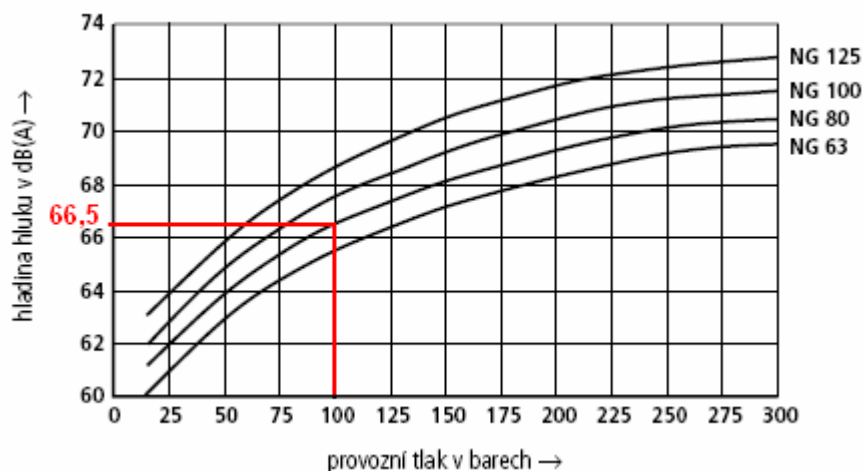
Hladina hluku 1. elektromotoru	$L_1 = 72 \text{ dB}$
Hladina hluku 2. elektromotoru	$L_2 = 72 \text{ dB}$
Rozdíl hladin	$L_2 - L_1 = 72 - 72 = 0 \text{ dB}$

Při vynešení rozdílu hladin do monogramu a odečtení hodnoty ΔL mi vyjde hodnota, která se bude přičítat k hladině hluku elektromotoru $\Delta L = 3 \text{ dB}$.

Výsledná hladina hluku obou elektromotorů = 72 + 3 = 75 dB.

Výpočet hluku obou hydrogenerátorů

Výpočet provádím a postupuji tak, jak jsem počítal hluk u elektromotorů. Z katalogových podkladů jsem z grafu odečetl hodnotu pro hladinu hluku při provozním tlaku.



Obr 5.1 Hladina hluku hydrogenerátoru [12]

Hladina hluku 1. hydrogenerátoru	$L_1 = 66,5$ dB
Hladina hluku 2. hydrogenerátoru	$L_2 = 66,5$ dB
Rozdíl hladin	$L_2 - L_1 = 66,5 - 66,5 = 0$ dB

Tak jako u elektromotorů mi vyšlo při rozdílu hladin hydrogenerátoru 0 dB, tím pádem, jako u elektromotorů mi vyjde $\Delta L = 3$ dB.

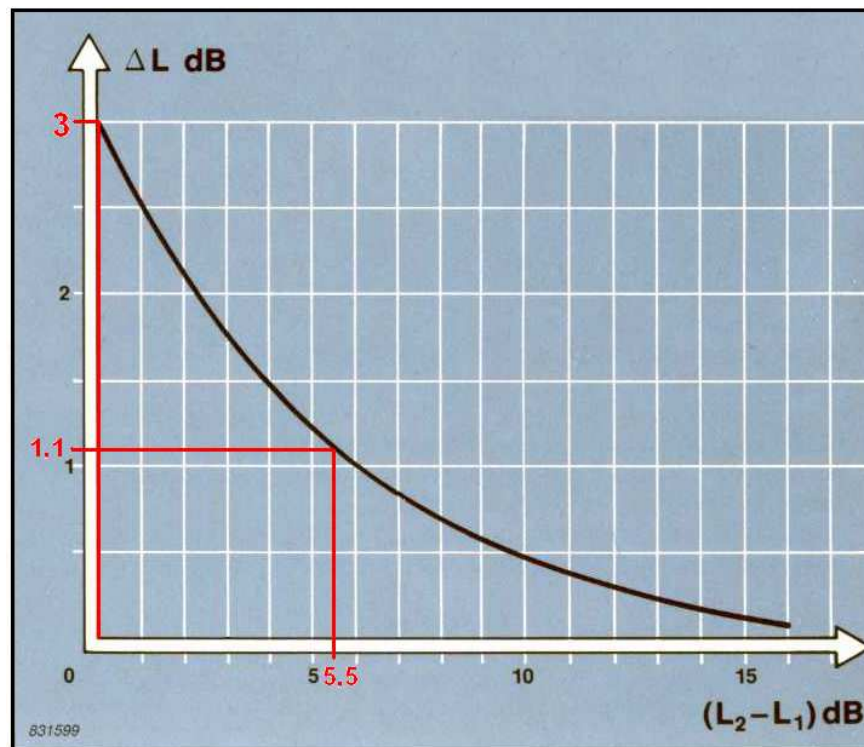
Výsledná hladina hluku obou hydrogenerátorů = 66,5 + 3 = 69,5 dB.

5.1 Celkový výpočet hladiny hluku při společném chodu obou elektromotorů a hydrogenerátorů

Hladina hluku obou hydrogenerátorů	$L_2 = 69,5$ dB
Hladina hluku obou elektromotorů	$L_1 = 75$ dB
Rozdíl hladin	$L_2 - L_1 = 75 - 69,5 = 5,5$ dB
Hodnota ΔL (monogram)	$\Delta L = 1,1$ dB

Výsledná hladina hluku obou elektromotorů a hydrogenerátorů

$L_{\text{celk}} = 75 + 1,1 = 76,1$ dB



Obr. 5.1.1 Závislost hluku při dvou zdrojích hluku [9]

5.2 Návrh snížení hlukových emisí

Strojovnu hydrauliky, ve které jsou umístěny 2 pohonné jednotky navrhuji pod jeviště z důvodů snadnějšího napojení tlakového a odpadního potrubí na hydraulické válce. Stěny strojovny, kde bude umístěn zdroj tlaku navrhuji z železo-betonových stěn (dále jen žb.) pro jejich vynikající vzduchovou neprůzvučnost R_w . Zvolil jsem 2 žb. stěny tloušťky 200 mm o rozměrech 10 x 3 metry a 2 žb. stěny o rozměrech 8 x 3 metry. Vstup do strojovny je přes ocelové dveře o složení: plech 1,5 mm – výplň 67 mm – 1,5 mm plech. Zastropení strojovny je železo-betonovou deskou tloušťky 200 mm.

Doporučené hodnoty pro hluk pozadí

Dle ČSN 730527 kapitola 4.1.2 (str. 6 normy) se doporučuje pro divadla nejvyšší přípustná hladina akustického tlaku A pozadí $L_{Aeq} = 25$ dB. Ekvivalentní hladina akustického tlaku je vhodná pro hodnocení hluku ustáleného charakteru (např. pro vzduchotechniku). Pro hluky proměnného charakteru je vhodnější použít maximální hladiny akustického tlaku. Limit lze pak zvýšit o 3 dB až o 5 dB, tj. na $L_{Amax} = 28$ dB až 30 dB.

5.3 Výpočet hluku v hledišti pro navržený stav

Pro výpočet hluku v hledišti L_H použiji následující vztah [8]:

$$L_H = L_{celk} - R_w + 10 \log \frac{S_p}{A_{ekv}} \quad (5.3.1)$$

Dáno:

Hluk ve strojovně $L_{celk} = 76,1$ dB

Vzduchová neprůzvučnost žb stěny $R_w = 58$ dB,

Plocha dělicího prvku S_p [m²]

Ekvivalentní pohltivost A_{ekv} [m²]

Objem přijímací místnosti

Rozměry jeviště: 12 x 8 x 10

$$V_m = 12 \cdot 8 \cdot 10 = 960 \text{ m}^3 \quad (5.3.2)$$

Ekvivalentní pohltivost

$$A_{ekv} = 0,16 \cdot \frac{V_m}{T_d} = 0,16 \cdot \frac{960}{3} = 51,2 \text{ m}^2 \quad (5.3.3)$$

Doba dozvuku $T_d =$ cca 3 s

Plochy dělících stěn: strop 80 m², žb stěna 30 m², žb. stěna 24 m², dveře cca 3 m²

Hluk ve strojovně

Příklad výpočtu pro strop

$$L_H = L_{celk} - R_w + 10 \log \frac{S_p}{A_{ekv}} = 76,1 - 58 + 10 \log \frac{80}{51,2} = 14,5 \text{ dB} \quad (5.3.4)$$

Dílčí příspěvky dělících prvků k hluku na začátku hlediště L_H (dB)

Strop: 14,5 dB, dveře: 42 dB, žb. stěny: 2 x 17,4 dB, žb. stěny: 2 x 17 dB.

Výsledný hluk

$$L_H = 10 \log \sum \frac{L_H}{10} = 10 \log \sum \frac{14,5 + 42 + 34,8 + 34}{10} = 28,8 \text{ dB} \quad (5.3.5)$$

Dle normy ČSN 730527 požadovanou hodnotu hluku splňují. Při případném dalším požadavku na další snížení hlučnosti lze použít různé materiály např. oblepení vnitřních stěn strojovny molitanem nebo připevnit na vnitřní stranu stěn strojovny cementotřískové desky nebo různé protihlukové kazetové systémy.

6. ZÁKLADNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO OBVODU PRO POLOHOVOU SYNCHRONIZACI HYDRAULICKÝCH VÁLČŮ

Navrhl jsem regulační obvod, který jsem vložil jako příloha č. 3. Obvod je sestaven ze snímače polohy, který je napojen na řídicí jednotku řízení os HNC100, která je napojena na řídicí programovatelný automat PLC.

PLC – programovatelný automat

HNC 100 - digitální řídicí jednotka HNC100 je programovatelné a konfigurovatelné pomocí PLC. Regulátor HNC100-2 v základním provedení (obr. 6.1) umožňuje řídit pohony jedné, dvou, tří nebo čtyř os. Každý regulátor HNC100-2 se skládá ze dvou částí:

- 1) Základní modul - označovaný jako CPU, zabezpečuje napájení a komunikaci s nadřazeným systémem (PLC, PC). Současně obsahuje rozhraní RS-232, které se využívá pro připojení PC se softwarem pro programování, vizualizaci a diagnostiku.
- 2) Jednotlivé moduly pro regulaci os, označované slot1 až slot4. Každý slot má rozhraní pro připojení digitálního odměřování (inkrementální nebo absolutní s výstupem SSI).

N regulátorech HNC100 lze realizovat polohovou realizaci v otevřené zpětné vazbě s řízením bržděním, tlakovou regulací, rychlostní regulací a synchronizací os. Uživatel má pro vytváření projektů k dispozici PC-program „WINPED“. Tento slouží pro programování, nastavování parametrů a diagnostiku jednotky HNC100.



Obr. 6.1 Digitální řídicí jednotka HN 100

7. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – SPECIFIKACE HYDRAULICKÝCH PRVKŮ

Příloha č. 2 – FUNKČNÍ SCHÉMA ZDROJE TLAKU 1 – DIP - 01

Příloha č. 3 – FUNKČNÍ SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU 1 – DIP – 02

Příloha č. 4 – ZÁKLADNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO OBVODU

8. ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout lineární elektrohydraulický pohon zvedaných pódiových stolů pro zadané parametry. V úvodu své diplomové práce seznamuji čtenáře s divadelní technikou, požadavky na jejich provoz a různé systémy, které se používají. V dalším bodě jsem navrhl funkční schéma hydraulického obvodu a navrhl zdroj tlaku pro společný chod všech čtyř stolů. Dále jsem počítal a navrhoval jednotlivé prvky a počítal základní statické parametry v ustáleném stavu. Podle výpočtů jsem navrhl hydromotor velikosti 125/90. Dále jsem počítal dynamické parametry systému, kde jsem napočítal vlastní frekvenci 3 Hz a dobu rozběhu a doběhu 0,8 s. Navrhl jsem čerpadlový pohon a kombinovaný pohon čerpadla s akumulátory, kde jsem srovnával náklady na pořízení jednotlivých zdrojů, kde mi vyšel rozdíl v pořizovacích nákladech 1 750 000 Kč v prospěch čerpadlového pohonu. Dále jsem srovnával energetickou bilanci na jejich provoz, kde jsem spočítal, že návratnost investic do kombinovaného pohonu se vrátí do sedmi let podle vývoje cen za energii. Dále jsem kombinovaný pohon navrhl s minimalizací hlukových emisí, aby vyhovovala normě ČSN 730527. Na závěr diplomové práce jsem navrhl základní regulační obvod pro polohovou synchronizaci hydraulických válců.

9. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURA

- [1] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [2] KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am main: Mannesmann Rexroth, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
- [3] KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mennesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664.
- [4] KOLEKTIV AUTORŮ: *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: Bosch Rexroth/CZ, 2007. 150 s.
- [5] KOLEKTIV AUTORŮ: *Hydraulice and Electronics in the stage technology*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1996. 184 s.
- [6] KOLEKTIV AUTORŮ: *Logické ventily*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1990. 150 s. ISBN 3-8023-0292-5.
- [7] SCHOLZ, D: *Proportional-hydraulik*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1997. ISBN 3-540-62088-5.
- [8] SMETANA, C., KOLEKTIV: *Hluk a vibrace*. Praha: Sdělovací technika, Praha 1998. 188 s. ISBN 80-901936-2-5.
- [9] KOLEKTIV AUTORŮ: *Měření zvuku*. Nærum: Brüel&Kjær, 1984. 42 s.
- [10] Projekční podklady firmy OCHI Inženýring.
- [11] Projekční podklady firmy Bosch Rexroth.
- [12] Katalogové podklady firmy Bosch Rexroth.
- [13] Katalogové podklady firmy Olaer.