

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Spouštěcí jeviště

Dropping Down Stage

Student:

Bc. Jan Vávra

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Vávra**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Spouštěcí jeviště
Droping Down Stage
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete mechanickou část pro spouštěcí jeviště:

1. Rozměry stolu podle podkladů SNP a M Hradce Králové
 2. Zdvih 2 830 mm
 3. Minimální rychlost zdvihu 0,02 m/s
 4. Požadavky na provedení spouštěcího jeviště podle ČSN 91 8112
- Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

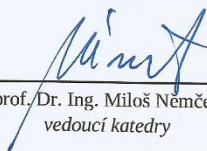
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KRÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s.
ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jirí Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné 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 Ostravě15.5.2017.....

..........

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 nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v 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 oprávněná 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 Ostravě15.5.2017.....

..........
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jan Vávra

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Stiborova 7, Olomouc

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VÁVRA, J. *Spouštěcí jeviště*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, X48 s. Vedoucí práce: Doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.

Diplomová práce se zaměřuje na návrh mechanického zařízení spouštěcího jeviště Filharmonie Hradec Králové. V úvodu práce je popis stávajícího řešení. V další kapitole je popsána úprava stávajícího řešení tak, aby byl zajištěn bezproblémový chod a náklady byly co nejmenší. Součástí práce je i návrh zcela nového řešení včetně potřebných výpočtů. V rámci práce byl vytvořen 3D model obou řešení. Výstupem jsou sestavné výkresy obou zařízení.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

VÁVRA, J. *Dropping Down Stage*: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, X48 p. Thesis head: Doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.

This Master Thesis is focused on a draft of mechanical apparatus that moves down the stage of the Philharmonic building in Hradec Králové. The introduction of this thesis describes the current solution of the equipment. The adjustment of the current solution is stated in the following chapter. Alternation is designed to keep its function in order and its cost low. The draft of the new solution, including all necessary calculation, is a part of this paper. The 3D model of both solutions were created in regard to this project. The result is a draft of each of apparatuses.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	9
1 Úvod.....	11
2 Způsoby zvedání objektů (jevišť)	12
2.1 Hydraulické nůžkové zvedáky.....	12
2.2 Šroubové zvedáky (zdvižné převodovky).....	13
2.3 Tlačné řetězy (SERAPID)	14
3 Stávající řešení zvedání jeviště	15
3.1 Nosná konstrukce.....	15
3.2 Mechanismus zvedání.....	16
3.3 Příčiny vadného chodu.....	17
4 Odstranění závad chodu	18
4.1 Nové zařízení	18
4.2 Úprava stávajícího	18
4.3 Norma ČSN 91 8112.....	19
5 Úprava stávajícího řešení	20
5.1 Návrh zdvižných převodovek	21
5.2 Systém propojení jednotlivých zdvižných převodovek	23
5.3 Návrh motoru.....	25
5.4 Návrh vedení.....	28
5.5 Senzory, dorazy a bezpečnost.....	29
6 Návrh nového řešení	30
6.1 Nosný systém jeviště	31
6.2 Návrh tlačných řetězů LinkLift SERAPID.....	34
6.3 Způsob propojení modulů.....	37
6.4 Návrh motoru.....	39

6.5	Popis vedení.....	42
6.6	Bezpečnostní prvky.....	43
7	Porovnání návrhů řešení.....	44
8	Závěr	45
9	Seznam literatury a dalších zdrojů	46
10	Seznam příloh.....	48

Seznam použitých značek a symbolů

značka	popis	jednotka
c_t	Délka řetězu	mm
d	Malý průměr závitu	mm
E	Modul pružnosti ocele	MPa
F	Zatížení na jeden zvedák	N
F_{dyn}	Dynamické zatížení	N
F_{max}	Maximální zatížení	N
F_{celk}	Celkové zatížení	N
F_s	Statická síla	N
F_d	Dynamická síla	N
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
I	Plošný moment	mm^4
i	Převodový poměr	-
L	Volná délka šroubu	mm
M	Maximální krouticí moment	Nm
M_l	Krouticí moment na prázdno	Nm
M_{Ge}	Vstupní krouticí moment	Nm
m	Hmotnost konstrukce	kg
n	Otáčky motoru	$ot \cdot min^{-1}$
nKu	Počet spojek	ks
nKe	Počet kuželových převodovek	ks
nV	Počet spojovacích hřídelí	ks
nPL	Počet planetových převodovek	ks

značka	popis	jednotka
P	Výkon	kW
P_{sp}	Stoupání šroubu	mm
P_c	Hmotnost řetězu	kg
P_{sk}	Skutečný výkon motor	kW
S	Plocha	m ²
s	Koeficient bezpečnosti	-
v_{skut}	Skutečná rychlost	m·s ⁻¹
μ_{Ge}	Účinnost zdvižné převodovky	-
μ_{sp}	Účinnost šroubu	-
μ_{Ku}	Účinnost spojek	-
μ_{Ke}	Účinnost kuželové převodovky	-
μ_V	Účinnost spojovací hřídele	-
μ_{PL}	Účinnost planetové převodovky	-

1 Úvod

Toto téma jsem si vybral z důvodu zájmu o zvedací mechanismy. Když mi bylo nabídnuto téma „spouštěcí jeviště“ rozhodl jsem se ho zpracovat. Téma zadalo škole Statutární město Hradec Králové. Jedná se o spouštěcí jeviště v sále Filharmonie Hradec Králové.

Požadavek zadavatele byl posoudit současný stav mechanického zařízení spouštěcího jeviště a následně doporučit potřebné úpravy tak, aby byl zajištěn bezproblémový chod zařízení.

Cílem mé diplomové práce je navrhnout úpravu stávajícího řešení tak, aby při co nejmenších nákladech byl zajištěn bezproblémový chod zařízení. Dále provedu kompletně nový návrh celého zařízení tak, aby co nejvíce vyhovoval daným podmínkám. Oba návrhy budou obsahovat potřebné výpočty, případně simulace. Při návrhu se budu řídit normou ČSN 91 8112 „Jevištní technologická zařízení“. Následně zhotovím 3D model obou návrhů v programu Autodesk Inventor 2016. Výstupem práce budou sestavné výkresy obou zařízení.

Na začátku práce uvedu nejznámější způsoby zvedání objektů a plošin. Následně popíši stávající řešení mechanické části spouštěcího jeviště ve filharmonii Hradec Králové. V hlavní části práce se budu nejprve zabývat úpravou stávajícího řešení včetně návrhů a výpočtů jednotlivých prvků. V další části provedu kompletně nový návrh mechanické části, a to včetně návrhu a následné simulace zatížení nosné konstrukce. Nakonec porovnáám obě navržená řešení.

Cíle diplomové práce:

- seznámení se, se stávajícím řešením
- upravení stávajícího řešení spouštěcího jeviště tak, aby bylo zachováno co nejvíce současných prvků
- návrh kompletně nového řešení, které bude nejvíce vyhovovat daným podmínkám
- provedení nezbytných výpočtů a simulací
- vytvoření výkresů sestav

2 Způsoby zvedání objektů (jevišť)

Existuje celá řada způsobů zvedání, jak jevišť, tak různých pódíí či ploch. Lze se s nimi setkat prakticky kdekoliv. Hojně jsou používány v divadlech, na koncertech, velkých významných akcích jako je zahájení olympiád a mnoho dalších. Tyto mechanismy najdeme i v jiných odvětvích jako automobilové zvedáky, nákladní výtahy atd. Nejčastěji používané způsoby si rozebereme níže.

2.1 Hydraulické nůžkové zvedáky

Velice rozšířený způsob zvedání těžkých břemen. Hlavní nosná část, se označuje jako „nůžky“. Jedná se většinou o dvě traverzy spojeny kloubem ve svém středu a upevněny na spodní pevný a horní pohyblivý díl. Tyto traverzy slouží zároveň jako nosný i vodící prvek. Na těchto traverzách je upevněn hydraulický válec. Kapalina je z hydraulického agregátu tlačena pomocí čerpadla hadicemi do válce. Při vysouvání válce se plošina zvedá, při jeho zatlačování se spouští (obr. 2.1). [1]



Obrázek 2.1 – nůžkový hydraulický zvedák [2]

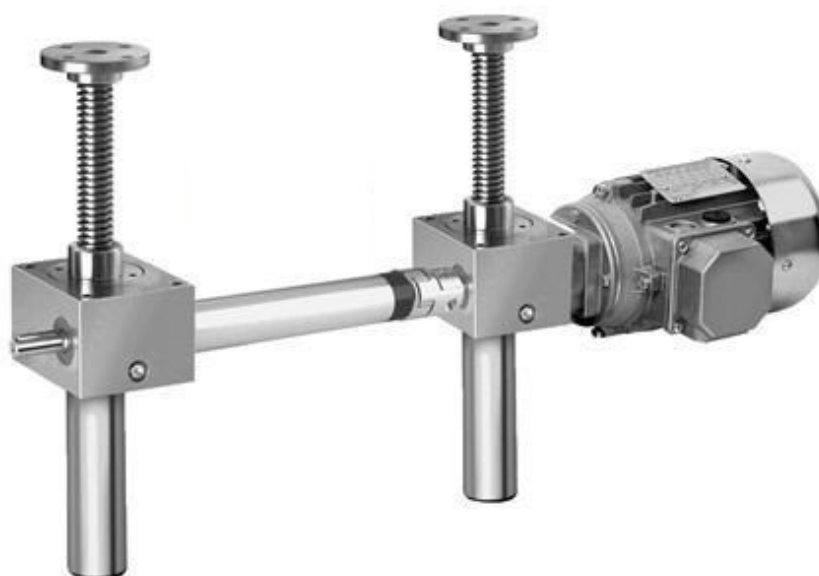
Velká výhoda je možnost zvedání velice těžkých břemen. Při použití více stupňových nůžkových mechanismů i do velkých výšek. Nevýhoda je nutnost mít hydraulické rozvody a hydraulický agregát, který je hlučný. [1]

Použití tohoto typu zvedáku můžeme najít například ve Stavovském divadle v Praze.

2.2 Šroubové zvedáky (zdvižné převodovky)

Nejznámější způsob zvedání břemen. Základem je změna rotačního pohybu na pohyb posuvný. Nejčastěji se používá lichoběžníkový závit. Použití tohoto mechanismus najdeme například u heveru pro zvedání auta, šroubových lisů, šoupátek a ventilů (obr. 2.2). Existuje celá řada kombinací: [3]

- otočná matice s posuvným šroubem (šroubový zvedák)
- otočný šroub a posuvná matice (posuvy u obráběcích strojů)
- otočný šroub a pevná matice (šroubové lisy)
- posuvná matice a otočný šroub (zvedáky)



Obrázek 2.2 – zdvižné převodovky [4]

U zvedání plošin (jevišť) není tak často používaný, ale dají se najít takové případy. Výhoda je přesnost, jednoduchá výroba a možnost centralizace pohonu, tak aby zvedání bylo rovnoměrné. Za nevýhodu se dá považovat velké tření při relativně malé účinnosti. Při použití je nutno zajistit další vedení plošiny například nůžkovým mechanismem, tak aby šrouby nebyly příliš namáhané na ohyb. [3]

2.3 Tlačné řetězy (SERAPID)

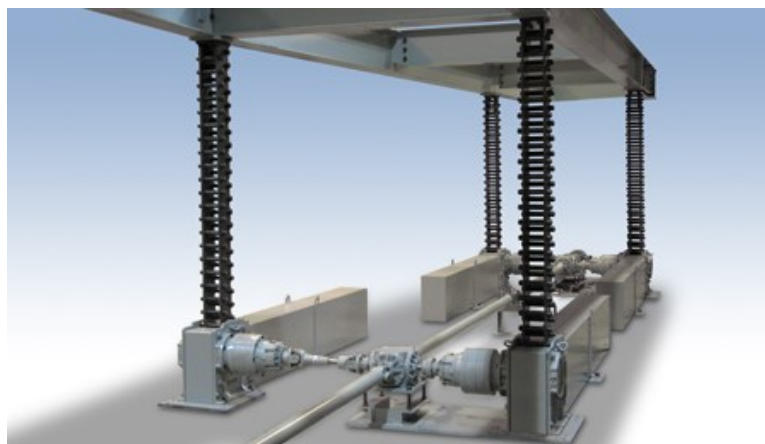
Velice moderní a ve světě hojně využívaný zvedací a posuvný systém. Jádrem této technologie je speciální tlačný řetěz, který je za pomoci řetězového kola posunován z horizontálního směru do směru vertikálního. Kde přebírá funkci nosného prvku (obr. 2.3). [5]



Obrázek 2.3 – řez Serapid [5]

Tento systém můžeme najít v divadlech a dalších místech po celém světě. Technologie *SERAPID* byla použita i při Olympijských hrách v Pekingu v roce 2008.

Výhoda je velká únosnost ve vertikálním směru, a přitom výborná skladnost pod zvedanou konstrukcí. Celý systém je velice tichý. Při použití více modulů, lze provést centralizaci pohonu, tak aby bylo zajištěno rovnoměrné zvedání konstrukce. Ve většině případů je nutno zajistit dodatečné vedení zvedané konstrukce. [5]



Obrázek 2.4 – Serapid [5]

3 Stávající řešení zvedání jeviště

Dřevěná podlaha jeviště je umístěna na příhradové konstrukci. V každém rohu je umístěn trapézový šroub. Konce vazníků jsou opatřeny domky s kuličkovými maticemi umístěnými na trapézových šroubech. Matice se otáčejí za pomoci převodů a motorů. Tímto způsobem se celá konstrukce pohybuje ve svislém směru. Každý z motorů je řízen vlastním frekvenčním měničem. [6]

3.1 Nosná konstrukce

Je tvořena dvěma vazníky z L profilů, které jsou na koncích uloženy ve čtyřech bodech. Na jejich horní straně jsou v příčném směru uloženy ocelové stropnice. Hrubou podlahu pódia tvoří OSB desky. Nášlapná podlahová vrstva je tvořena z parket. Prostorová tuhost konstrukce je zajištěna zavětrováním, jak v horní, tak svislé rovině konstrukce (obr. 3.1). [6]



Obrázek 3.1 – nosná konstrukce pódia [6]

3.2 Mechanismus zvedání

Zvedání je zajištěno pomocí čtyř trapézových šroubů *TR 100x10* délky *4,2 m*, které nejsou normalizované. Tyto šrouby jsou kotveny dole v šachtě a nahoře ve stropě. Na těchto šroubech jsou umístěny domky s kuličkovými maticemi. Tyto matice jsou následně poháněny pomocí převodů a motorů (obr. 3.2). U ozubeného převodu nelze zjistit jeho geometrické, materiálové provedení a tepelné zpracování. [6]

Zdvih zařízení je *2830 mm* a rychlost zdvihu *0,017 m/s*. Současný mechanismus je dimenzován na normou stanovenou statickou zátěží *500 kg/m²*. [6]



Obrázek 3.2 – mechanismus zvedání [6]

U trapézových šroubů není dostupná žádná dokumentace, z které by bylo možno zjistit jeho geometrické, materiálové a tepelné zpracování. [6]

- **Způsob pohonu**

Pohon zařízení je řešen pomocí čtyř elektromotorů s převodovkami *NORD* umístěných na konci každého vazníku. Každý motor pohání kuličkové matice umístěné na trapézovém šroubu. [6]

Výkon každého motoru je $5,5 \text{ kW}$ a otáčky 1445 min^{-1} . Každý elektromotor je řízen vlastním frekvenčním měničem. [6]

- **Doba provozu**

Předpokládaná doba provozu je 300 dnů v roce. Za období od roku 2006 do roku 2014 bylo zařízení v provozu 7,5 let. Podle zkoušek bylo zařízení každý den v provozu maximálně 3x. [6]

3.3 Příčiny vadného chodu

Při provozu zařízení vzniká nepřiměřený hluk a vibrace. Systém elektronické synchronizace nefunguje spolehlivě, a proto dochází k nerovnoměrnému zvedání každého rohu jeviště. Vodorovná poloha jeviště se musí zajistit rozpojením synchronizace a individuálním chodem jednotlivých pohonů. [6]

- nevhodné uložení převodu čelními koly s přímým ozubením
- je použita kombinace kuličkové matice a trapézového šroubu (nezvyklá kombinace)
- každý elektromotor je řízen zvlášť, není dobře provedena synchronizace
- není dostupná výkresová dokumentace, takže nelze určit geometrii, tepelné zpracování ani materiál šroubů a matic

4 Odstranění závad chodu

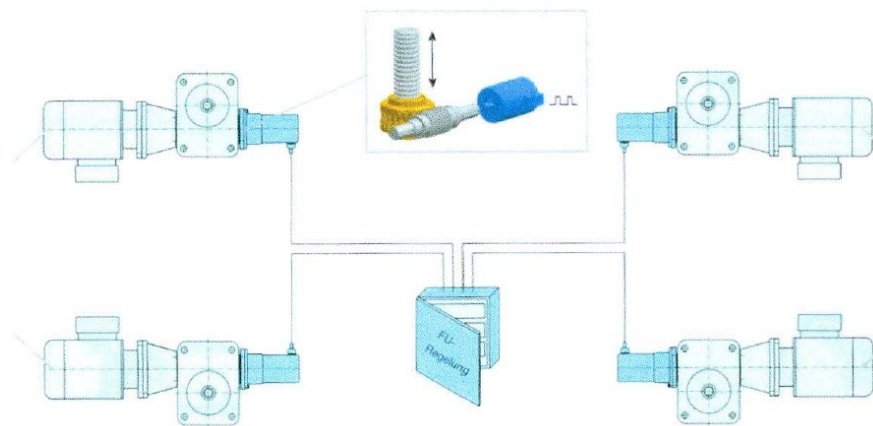
Pro odstranění závadného chodu jeviště se nám naskytují dvě řešení:

- stávající zařízení odstranit a nechat vyrobit nové
- pokusit se zachovat určité části a nahradit jen ty nutné

4.1 Nové zařízení

Při tomto způsobu náhrady by bylo možno zachovat stávající dřevěnou podlahu. Nosná část nemusí být tak masivní a rozměrná. Jako zvedací mechanismus lze použít různé systémy viz kapitola 2. [6]

Ovládání může být řešeno například jedním elektromotorem, nebo pomocí synchronizace elektrickým mostem (obr. 4.1). To by zajistilo plynulé zvedání celé konstrukce. [6]



Obrázek 4.1 – Zvedací systém se synchronizací pohonu elektrickým mostem [6]

4.2 Úprava stávajícího

Použití běžně vyráběné sériové převodovky s pohybovým šroubem. Tento způsob je prakticky stejný jako dosavadní, liší se pouze použitím normalizovaných zdvižných převodovek. Synchronizaci lze zařídit elektronicky, (obr. 4.1) nebo mechanicky pomocí svázání pohonů. [6]

Tento systém lze umístit buď na příhradovou konstrukci (šroub stojí), nebo přímo dolů do šachty (šroub se otáčí). [6]

4.3 Norma ČSN 91 8112

Jedná se o českou státní normu „Jevištní technologická zařízení a bezpečnostně technické požadavky“, která byla vydaná v roce 1993. Obsahem této normy, je projektování, zřizování, rekonstrukce a provoz jevištních a technologických zařízení umístěných v divadlech, kulturních domech, školách atd. [7]

Hlavním účelem této normy je stanovit pravidla bezpečnosti pro jevištní technologická zařízení s cílem ochránit osoby a majetek před nebezpečím, které může vzniknout při jejich provozu. [7]



Obrázek 4.2 – Filharmonie Hradec Králové [8]

Pro náš návrh zvedacího zařízení nás nejvíce zajímá požadovaná statická a dynamická únosnost konstrukce jeviště. Norma předepisuje maximální statické zatížení 5000 N/m^2 . To se dá zjednodušeně představit jako 500 kg/m^2 . Maximální dynamické zatížení je 1000 N/m^2 což odpovídá zhruba 100 kg/m^2 . [7]

Jelikož cílem práce je navrhnout zvedací mechanismus, jsou pro nás tyto hodnoty klíčové a s ohledem na ně bude mechanismus navržen. Pokud bychom řešili jeviště jako celek, bylo by nutné se dále zabývat bezpečnostními prvky, které norma předepisuje. [7]

V práci představím pouze nástin možných bezpečnostních opatření, které se týkají především zvedacího mechanismu. [7]

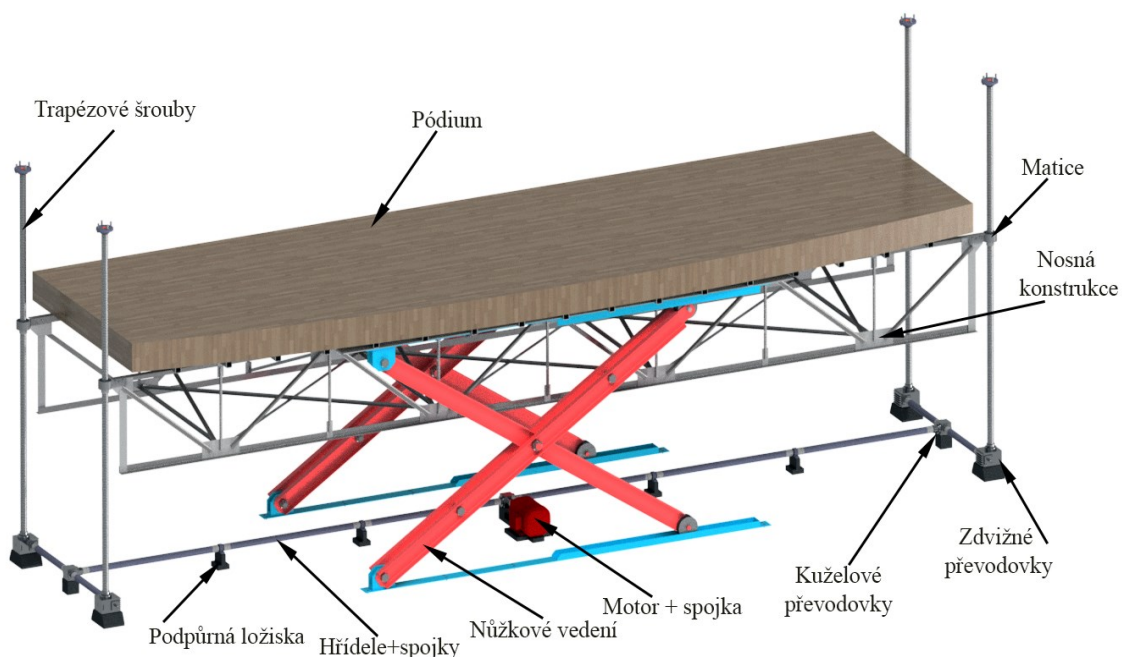
5 Úprava stávajícího řešení

Pro úpravu řešení tak, aby bylo co nejekonomičtější, jsem se rozhodl zachovat koncept zvedání pomocí šroubových mechanismů. Ponechám příhradovou nosnou konstrukci a nášlapnou konstrukci jeviště. Tyto díly jsou již navrženy vyrobeny a byly v provozu. Filharmonie k nim má statický výpočet, dokládající jejich únosnost.

Konce příhradových nosníků, budou osazeny přírubami, které se nasadí na pohybující se matice. Nenormalizované trapézové šrouby budou nahrazeny normalizovanými zdvižnými převodovkami. Tyto převodovky budou poháněny z jednoho místa elektromotorem.

Celý pohonný a rozvodový systém bude umístěn na dně šachty. V každém rohu, bude umístěna zdvižná převodovka. Horní část trapézových šroubů bude uložena kloubově ve stropě.

Vedení celého výsuvného jeviště je zajištěno pomocí dvou nůžkových mechanismů, které se v dolní poloze celé skryjí pod jevištěm (obr. 5.1).



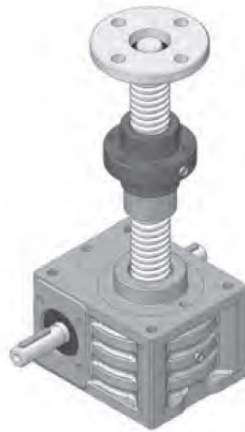
Obrázek 5.1 – popis návrhu se zdvižnými převodovkami

V další části popíši použité jednotlivé prvky, včetně návrhových výpočtů.

5.1 Návrh zdvižných převodovek

Jak jsem již uvedl, celá konstrukce výsuvného jeviště je zvedána a spouštěna pomocí čtyř zdvižných převodovek. Jedná se o zdvižné převodovky typ *TSE s rotujícím šroubem* (obr. 5.2).

U těchto převodovek je trapézový šroub pevně spojen v dolní části se šnekovým kolem. Jakmile se šnekové kolo začne otáčet, otáčí se spolu s ním. Matice se následně pohybuje nahoru a dolů. [9]



Obrázek 5.2 – zdvižná převodovka [9]

Kritická vzpěrná síla zdvihového šroubu:

Výpočet je proveden podle vzorců uvedených výrobcem zdvižné převodovky. [9]

- *Plocha pódia: $S = 32,8m^2$*
- *Maximální statické zatížení dle normy: $F_{st} = 5000 N/m^2$*

Maximální zatížení na celé ploše:

$$F_{max} = F_{st} \cdot S = 5000 \cdot 32,8 = 163\,850\,N \quad (5.1)$$

- *Hmotnost pohybujících se částí: $m = 4800\,kg$*

Celkové maximální zatížení všech zvedáků:

$$F_{celk} = F_{max} + m \cdot g = 163\,850 + 4800 \cdot 9,81 = 211\,850 \text{ N} \quad (5.2)$$

Zatížení na jeden zvedák:

$$F = \frac{F_{celk}}{4} = \frac{211\,850}{4} = 52\,963 \text{ N} \quad (5.3)$$

Plošný moment 2.stupně (mm⁴):

$$I = \frac{F \cdot s \cdot (L \cdot 0,7)^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{52963 \cdot 3 \cdot (4020 \cdot 0,7)^2}{\pi^2 \cdot 210000} = 607\,042 \text{ mm}^4 \quad (5.4)$$

s – koeficient bezpečnosti (standartně 3)

L – volná délka šroubu

E – modul pružnosti pro ocel

Minimální malý průměr závitu šroubu:

$$d = \sqrt[4]{\frac{I \cdot 64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{607042 \cdot 64}{\pi}} = 59,3 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Na základě minimálního malého průměru volím zdvižnou převodovku TSE 250 – RN s délkou šroubu 4020 mm a těmito parametry: (obr. 5.3). [9]

Typ	Max. zdvižná síla	i	TR	malý Ø
TSE 250-RN	250 kN	10:1	80x16	62mm

Obrázek 5.3 – parametry zdvižné převodovky [9]

5.2 Systém propojení jednotlivých zdvižných převodovek

Všechny čtyři zdvižné převodovky jsou propojeny systémem hřídelů, spojek a kuželových převodovek. Díky tomuto propojení je možné ovládat všechny převodovky jedním motorem. To nám umožňuje perfektní synchronizaci, takže už nebude docházet k nerovnoměrnému zvedání částí konstrukce. V následujících podkapitolách popíši jednotlivé prvky.

- **Spojovací hřídele**

Pro propojení jednotlivých převodovek jsou použity spojovací hřídele *TW 90*. Jedná se o hřídele s dělenými svěrnými náboji (obr. 5.4).



Obrázek 5.4 – spojovací hřídele [9]

Tyto hřídele jsou vyrobeny z vysoce pevného hliníku. Vynikají svou přesností, malým hmotnostním momentem setrvačnosti a schopností tlumit vibrace. Díky dělenému náboji umožňují velice rychlou a jednoduchou montáž a demontáž. [9]

Náboj je se zbytkem hřídele spojen pomocí pružného členu (podobně jakou u pružných spojek). Pružný střed je tvořen teplotně stálou, umělou hmotou, která je odolná proti opotřebení. Toto spojení umožňuje vyosení až 1° .

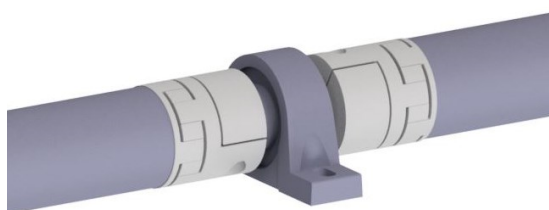
Tyto hřídele jsou vyráběny na zakázku na požadovanou délku. V tomto konkrétním případě jsou použity dvě délky hřídelů a to: *1800 mm a 900 mm*.

Svěrný spoj je zajištěn dvěma šrouby *M12* utahené na utahovací moment *120 Nm*. Tento svěrný spoj zvládne maximálně přenést až *1060 Nm*. [9]

- **Podpurná ložiska**

Jakmile překročí spojovací hřídel určitou délku či otáčky, v našem případě délku 2000 mm je nutno použít podpurný ložiskový domek. V tomto případě je použit domek *TTL G2*. Díky velké vzdálenosti zdvižných převodovek jsou zde na každé straně použity dva ložiskové domky (obr. 5.5). [9]

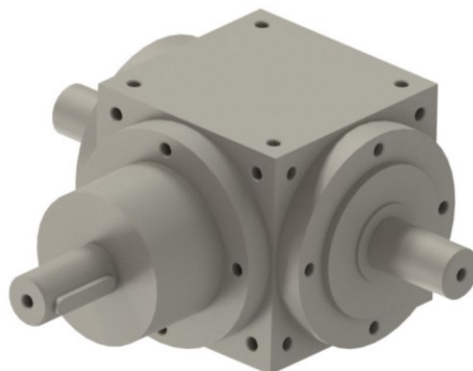
Do tohoto domku se vloží ložiskový čep, na který se z každé strany upevní spojovací hřídel.



Obrázek 5.5 – ložiskový domek

- **Kuželové převodovky**

Spojení dvou hřídelů do pravého úhlu je řešeno pomocí kuželových převodovek. Tyto převodovky mají převodový poměr 1:1. V zařízení jsou použity tři shodné převodovky *BG32* od firmy *T.E.A. Technik* (obr. 5.6).



Obrázek 5.6 – kuželová převodovka

5.3 Návrh motoru

Celé zařízení je poháněno jedním elektromotorem. Výpočet potřebných parametrů proběhl pomocí vzorců z katalogu *T.E.A. Technik*. [9]

Zdvihové dynamické zatížení:

$$F_{dyn} = \frac{(S \cdot F_n) + (m \cdot g)}{4} = \frac{(32,77 \cdot 1000) + (4800 \cdot 9,81)}{4} = 19,5 \text{ kN} \quad (5.6)$$

- Maximální dynamické zatížení dle normy: $F_n = 1000 \text{ N/m}^2$

S – plocha pódia

m – hmotnost pohybujících se částí

Vstupní krouticí moment na jedno zdvižné zařízení:

$$M_{Ge} = \frac{F_{dyn} \cdot P_{sp}}{2 \cdot \pi \cdot \mu_{Ge} \cdot \mu_{sp} \cdot i} + M_L = \frac{19,5 \cdot 16}{2 \cdot \pi \cdot 0,87 \cdot 0,4 \cdot 10} + 1,68 = 16 \text{ Nm} \quad (5.7)$$

P_{sp} – stoupání šroubu

μ_{Ge} – účinnost zdvižné převodovky (bez šroubu)

μ_{sp} – účinnost šroubu

i – převodový poměr

M_L – krouticí moment na prázdno [9]

Výkon motoru:

$$P_{GE} = n_{tse} \cdot \frac{M_{Ge} \cdot n}{9550} = 4 \cdot \frac{45395 \cdot 1478}{9550} = 9,9 \text{ kW} \quad (5.8)$$

n_{tse} – počet zdvižných převodovek

n – otáčky motoru

Přepočet skutečného výkonu se ztrátami:

$$P = \frac{P_{GE}}{\mu_{Ku}^{nKu} \cdot \mu_{Ke}^{nKe} \cdot \mu_V^{nV}} \cdot k = \frac{9,87}{0,991 \cdot 0,973 \cdot 0,9810} \cdot 1,3 = 17,4 \text{ kW} \quad (5.9)$$

μ_{Ku} – účinnost spojek, nKu – počet spojek

μ_{Ke} – účinnost kuželové převodovky, nKe – počet kuželových převodovek

μ_V – účinnost spojovací hřídele, nV – počet spojovacích hřídelí

Volím motor *SEW 180 M4* s výkonem *18,5 kW* a otáčkami *1478 ot/min* [12]

Určení teoretických otáček posuvu pro zadanou rychlost:

Výrobce zdvižné převodovky uvádí, že při jednom otočení hřídele se matice posune ve svislém směru o *1 mm*. Při dvaceti otočeních hřídele za sekundu (*1200 ot/min*) dostaneme rychlost posuvu *0,02 m/s*. [9]

Určení skutečné rychlosti posuvu na základě otáček elektromotoru:

$$v_{skut} = \frac{n_{skut}}{60} = \frac{1478}{60} = 24,6 \text{ mm/s} = 0,025 \text{ m/s} \quad (5.10)$$

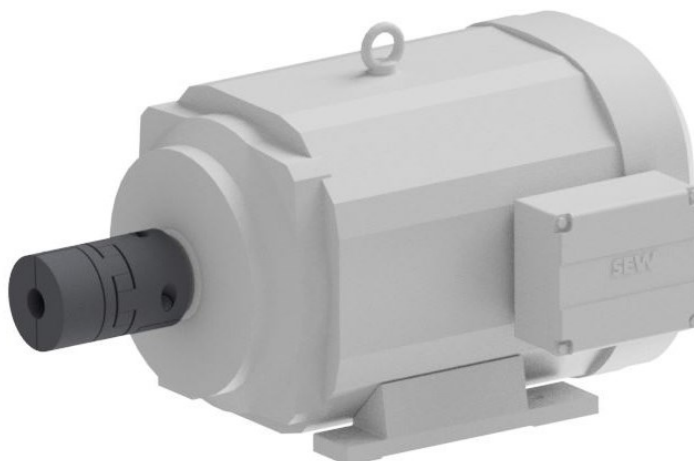
Podmínka minimální rychlosti zdvihu *0,02 m/s* je splněna.

Připojení motoru do systému:

Připojení motoru je řešeno pomocí pružné spojky se svěrným nábojem *TNK 45*. Tento typ spojky je velice výhodný v tom, že se dá jednoduše namontovat, a to bez posouvání motorů či jiných montovaných součástí. I přesto však dokáže přenášet velké kroucí momenty.

Tato spojka dokáže přenést kroucí moment až 1060 Nm v závislosti na použitém pružném středu. Tlumí vibrace a má malou házivost.

Náboj je vyroben z vysoce pevného hliníku. Šrouby použité pro svěrný spoj *M12* jsou dotaženy utahovacím momentem 120 Nm . [9]



Obrázek 5.7 – motor se spojkou

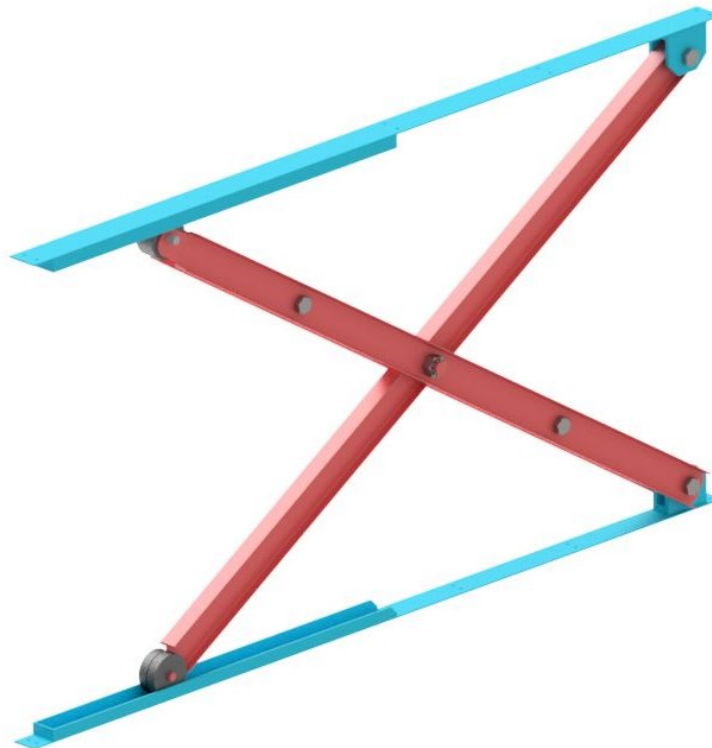
Stejný systém je používán i pro spojovací hřídele, které jsou na svých koncích opatřeny svěrným náboj s pružným středem.

5.4 Návrh vedení

Vedení pódia je zajištěno pomocí dvou nůžkových mechanismů, které jsou umístěny na stranách konstrukce. Jedná se o klasický nůžkový mechanismus, který se používá u nůžkových zvedáků.

V tomto případě slouží pouze k vedení, takže zabraňuje posunutí konstrukce v příčném a vodorovném směru. Tento mechanismus je navržen z jednoho centrálního I profilu a dvou bočních U profilů. K podlaze a ke konstrukci je připevněn pomocí šroubů, a to vždy na jedné straně kloubově otočně a na druhé posuvně.

Pokud by se toto vedení realizovalo, bylo by nutné detailněji rozkreslit jeho konstrukci. Případně zvážit jeho nákup u externí firmy, která má s těmito mechanismy zkušenosti. (obr. 5.8).



Obrázek 5.8 – nůžkový mechanismus

5.5 Senzory, dorazy a bezpečnost

Celkově by zařízení mělo být osazeno koncovými senzory v nejvyšší a nejnižší poloze. Případně bezpečnostními dorazy ve spodní části tak, aby nemohlo dojít k poškození pohonného systému, umístěného na dně šachty.

Když je pódium v nejvyšší poloze, dochází k odkrytí šachty. V tuto chvíli by mohlo dojít k pádu člověka. Této situaci by šlo zabránit například použitím sítě, která by se vytahovala spolu s pódium.

Dále by šlo šrouby opatřit ochrannými měchy, které by zamezily přístupu nečistot. A zlepšili bezpečnost.



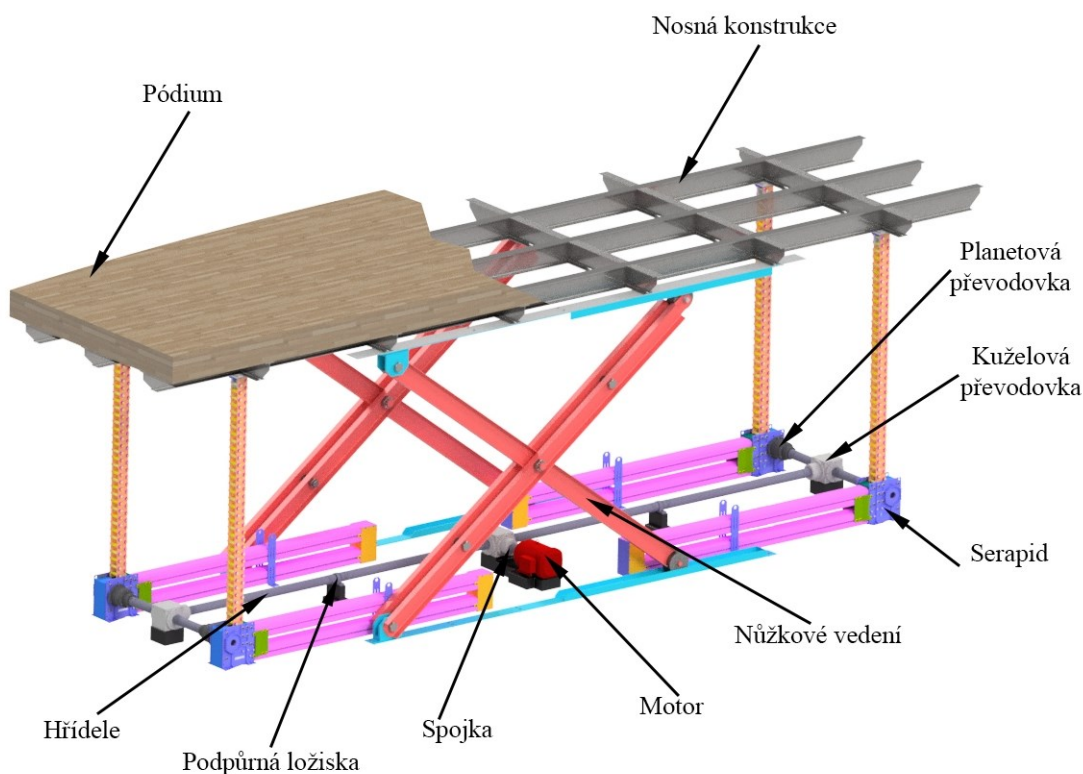
Obrázek 5.9 – ochranný měch FB [9]

6 Návrh nového řešení

V této části práce provedu úplně nový návrh systému zvedání jeviště. Použiji velice moderní systém tlačných řetězů *SERAPID*. Budu se zabývat návrhem nové nosné konstrukce, včetně simulace zatížení v programu Ansys. Tato konstrukce bude tvořena válcovanými I profily.

Dále provedu návrh tlačných řetězů, na požadované zatížení. Zařízení budou zvedat čtyři moduly *SERAPID*, které budou umístěny na dně šachty. Všechny čtyři moduly budou opatřeny výrobcem dodávanou planetovou převodovkou, která na míru redukuje otáčky a krouticí moment.

Pohon bude zajišťovat jeden elektromotor, který bude propojen s moduly pomocí hřídelů a kuželových převodovek, tak jak jsme to mohli vidět v minulé kapitole. Díky centralizaci pohonu bude konstrukce rovnoměrně zvedána a nebude docházet k nerovnoměrnému zdvihu. Vedení bude zajištěno nůžkovým mechanismem umístěným na dvou stranách konstrukce (obr. 6.1).



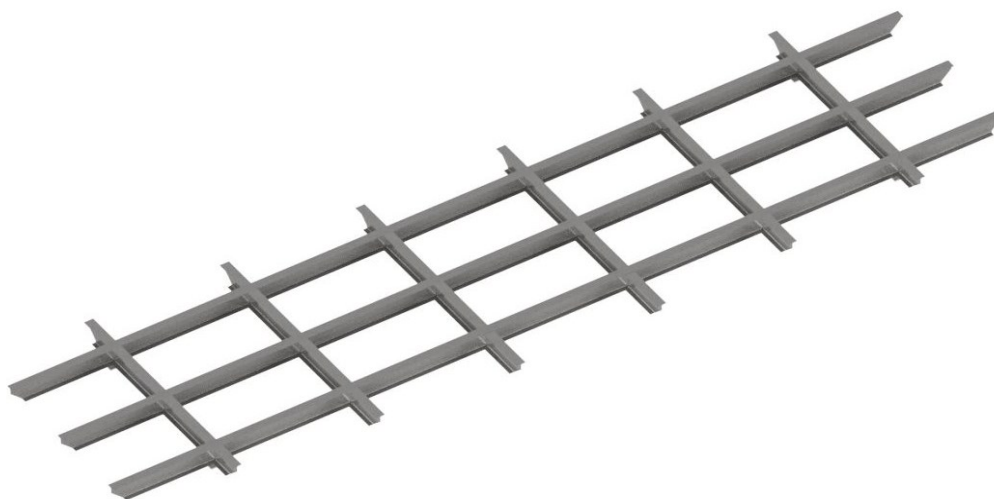
Obrázek 6.1 – popis nového řešení

6.1 Nosný systém jeviště

Kvůli použití nového systému zvedání, který vyžaduje prostor pod zvedanou konstrukcí, bylo nutné navrhnout novou nosnou část pódia. Horní část zůstává stejná a je tvořena dřevěnou konstrukcí z OSB desek hranolů a horní nášlapné vrstvy z parket. Nosná část je tvořena ocelovými profily.

- **Prvky nosného systému**

Hlavní nosná část konstrukce je nově tvořena třemi dlouhými profily *I 240* (obr. 6.2). K nim jsou napříč přivařeny kratší profily, které tvoří nosnou mříž. $11.2\text{ m} \times 3.2\text{ m}$. Konstrukce je z materiálu *II 523*. V bodech kde se budou dotýkat moduly *SERAPID* konstrukce je navařen plech, který zajistí lepší přenos napětí do konstrukce.



Obrázek 6.2 – nosná konstrukce

- **Simulace zatížení**

Kontrola konstrukce byla provedena v programu *ANSYS R17*. Jako zatížení bylo použito největší přípustné statické zatížení. $F = F_{st} \cdot S = 5000 \cdot 32,77 = 163\,850\text{ N}$

Protože je velice těžké a nepřesné definovat v metodách MKP dřevo, odstranil jsem horní vrstvu pódia a napětí rozložil jako spojité po celé horní straně I profilů. Jako podpory jsem zvolil čtyři místa, kde jsou přichyceny tlačné řetězy. Dvě z nich jsou nastaveny jako vazby pevné, zbylé dvě jsou posuvné.

Uložení a nastavení zatížení:

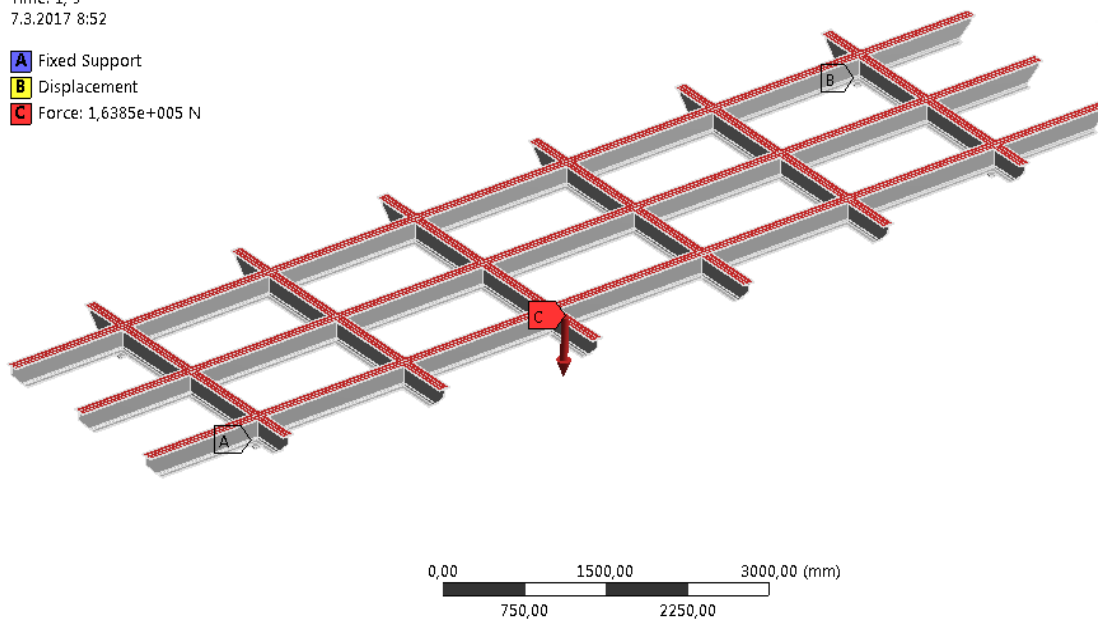
A: Static Structural

Static Structural

Time: 1, s

7.3.2017 8:52

- A** Fixed Support
- B** Displacement
- C** Force: 1,6385e+005 N



Obrázek 6.3 – uložení a zatížení konstrukce

Napětí:

A: Static Structural

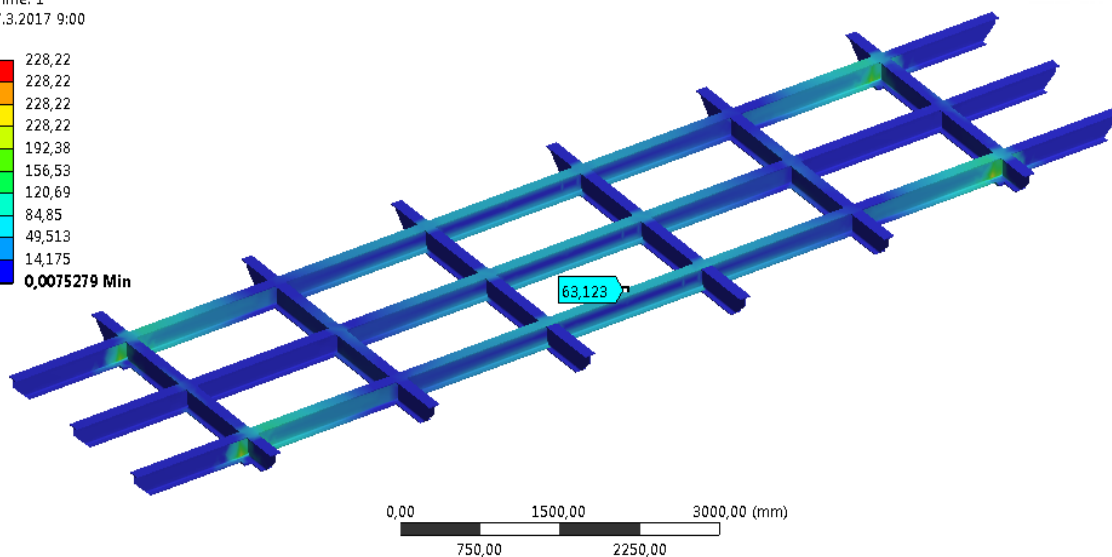
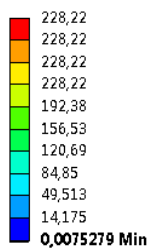
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

7.3.2017 9:00

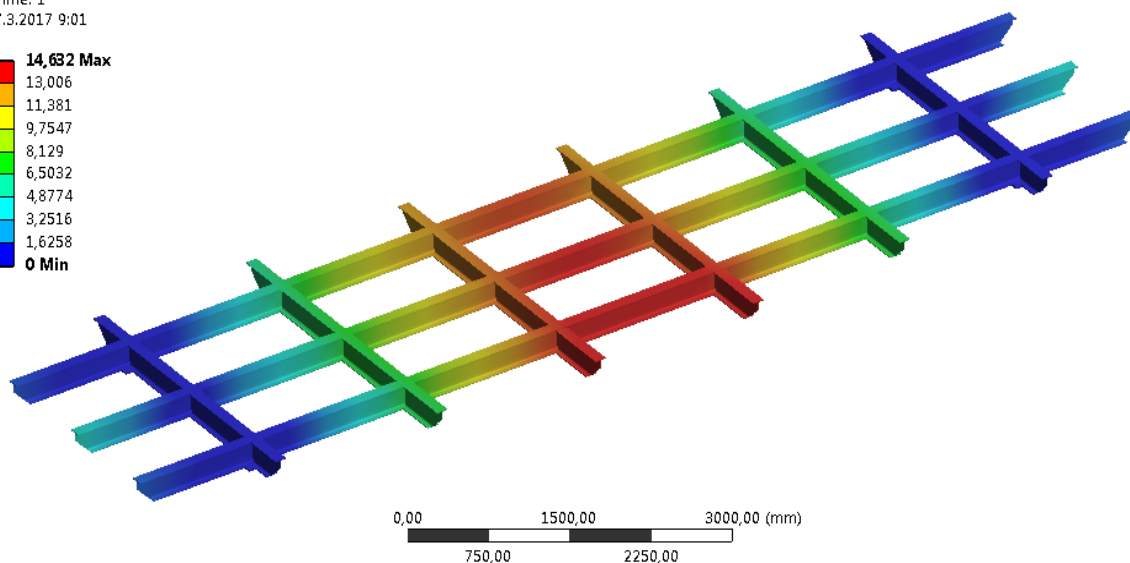
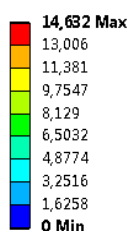


Obrázek 6.3 – napětí při maximálním zatížení

Na obrázku 6.3 můžeme vidět, že špičky napětí vycházejí do podpor. Jelikož se jedná o souměrný nosník zatížený spojitým zatížením, největší reálné napětí je v jeho středu. V tomto místě je napětí cca. 63 MPa . To při mezi kluzu $Re = 333 \text{ MPa}$ materiálu *I 523* vyhovuje.

Deformace:

A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
7.3.2017 9:01



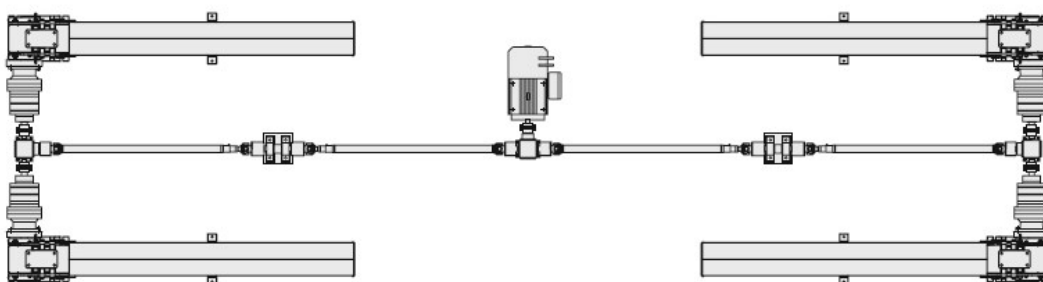
Obrázek 6.4 – deformace při maximálním zatížení

Předpoklad největší deformace se potvrdil a je ve středu nosníku. V tomto místě se konstrukce při největším zatížení prohne o 14 mm (obr. 6.4). Tento průhyb je spíše teoretický, protože celou konstrukci zpevní ještě horní nášlapná vrstva. Zatížení pódia nebude nikdy takto rozloženo, a proto bude skutečný průhyb menší.

6.2 Návrh tlačných řetězů LinkLift SERAPID

Celkový návrh velikosti a typu modulů *SERAPID* jsem provedl pomocí návodu a vzorců uvedených v katalogu firmy. Pro správné navržení modulů je potřeba znát statické a dynamické zatížení a hmotnost zvedané konstrukce. Dále je nutné znát rozměry místa, kde bude zařízení umístěno, tak aby se dala spočítat potřebná délka řetězů (obr. 6.5). [10]

Pro náš případ jsem se rozhodl použít čtyři moduly, které budou umístěny souměrně pod zvedanou konstrukcí viz. Obr. 6.5. Z toho jsem vycházel při samotném návrhu a výpočtu. [10]



Obrázek 6.5 – schéma zapojení modulů [10]

Požadavky na statickou a dynamickou únosnost vychází z normy ČSN 91 8112 jevištní technologická zařízení.

V normě je předepsán požadavek na statickou únosnost 5000 N/m^2 a dynamickou únosnost 1000 N/m^2 . V reálu si to můžeme představit jako 500 Kg na m^2 a to po celé ploše. Toto zatížení je poměrně velké a při používání se této hranice bude dosahovat minimálně. Nicméně ve výpočtu se budu řídit těmito předpisy.

Výpočet maximální statické síly na všechny moduly:

$$F_{s_{cel}} = (S \cdot F_{Sp}) + (m \cdot g) \quad (6.1)$$

$$F_{s_{cel}} = (32,77 \cdot 5000) + (5000 \cdot 9,81) = 213\,850\,N$$

- Maximální statické zatížení dle normy: $F_{Sp} = 5000\,N/m^2$

S – plocha pódia

m – hmotnost zvedaných částí

Přepočet statické síly na jeden modul:

$$F_s = \frac{F_{s_{cel}}}{4} = 53\,460\,N = 53,5\,kN \quad (6.2)$$

Výpočet maximální dynamické síly na všechny moduly:

$$F_{d_{cel}} = (S \cdot F_n) + (m \cdot g) \quad (6.3)$$

$$F_{d_{cel}} = (32,77 \cdot 1000) + (5000 \cdot 9,81) = 82\,770\,N$$

- Maximální dynamické zatížení dle normy: $F_n = 1000\,N/m^2$

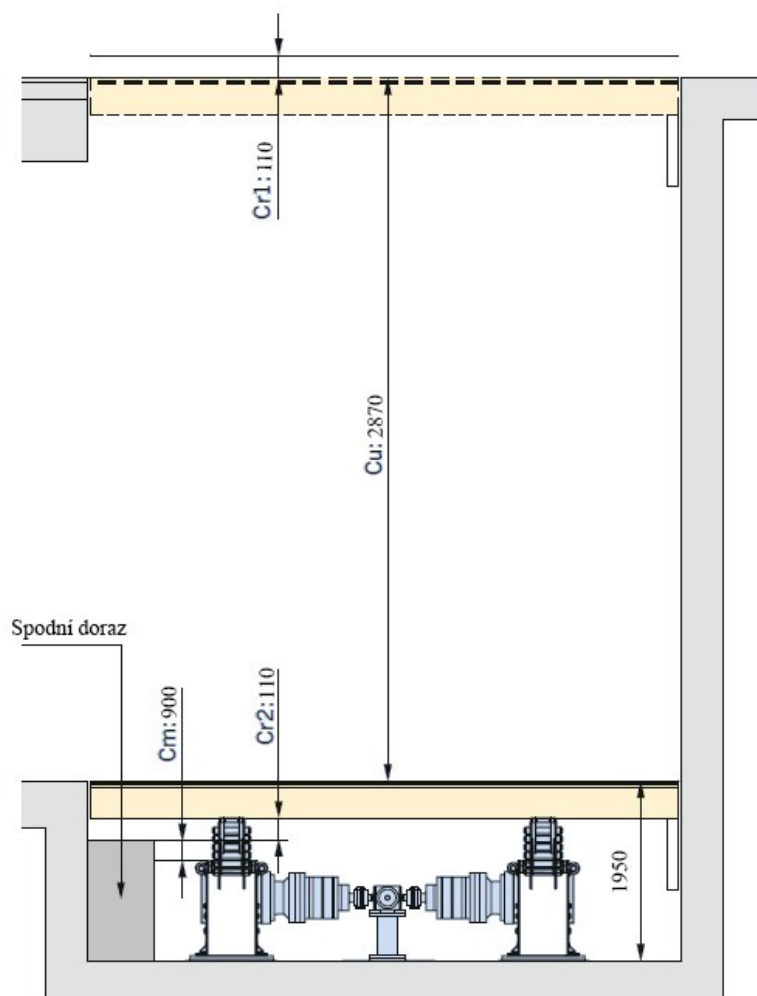
S – plocha pódia

m – hmotnost zvedaných částí

Přepočet dynamické síly na jeden modul:

$$F_d = \frac{F_{d_{cel}}}{4} = 20\,692\,N = 20,7\,kN \quad (6.2)$$

Výpočet potřebné délky tlačného řetězu:



Obrázek 6.6 – schéma potřebných rozměrů [10]

$$c_t = c_u + c_m + c_{r1} + c_{r2} \quad (6.3)$$

$$c_t = 2870 + 900 + 110 + 110 = 3990 \text{ mm} \cong 4 \text{ m}$$

Na základě těchto výpočtů volím čtyři moduly *LinkLift LL80*.

Tento modul má maximální statickou únosnost 100 kN při délce řetězu $3,5 \text{ m}$. Dynamická únosnost je stanovena na 50 kN na 6 m . Tyto parametry našemu řešení vyhovují. [10]

6.3 Způsob propojení modulů

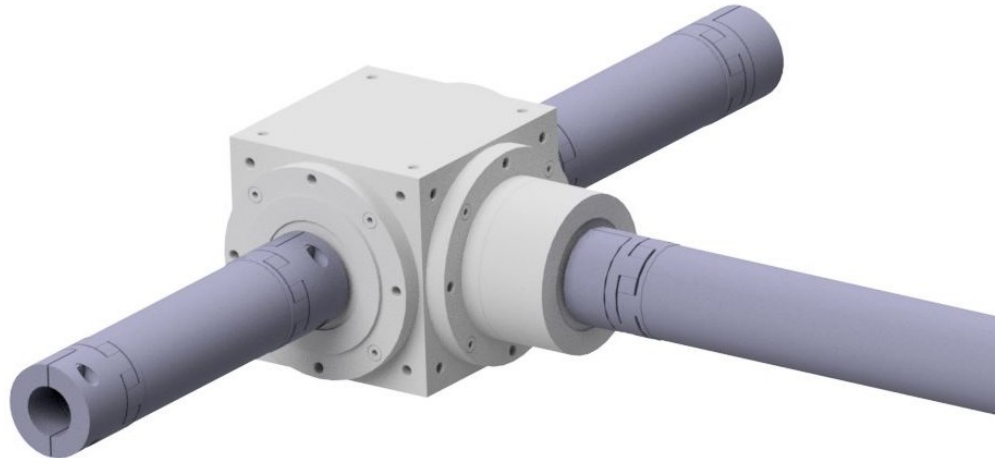
Stejně jako u minulého řešení, jsou všechny čtyři moduly propojeny s motorem pomocí hřídelů, spojek a kuželových převodovek. Díky mechanické synchronizaci je zajištěno rovnoměrné a plynulé zvedání celé konstrukce

- **Spojovací hřídele**

Pro spojení jednotlivých prvků jsou použity stejné hřídele jako u minulého řešení. Konkrétně typ *TW 90*. Jedná se o hřídele s dělenými svěrnými náboji.

Tyto hřídele jsou vyráběny na zakázku na požadovanou délku. V tomto konkrétním případě jsou použity dvě délky hřídelů a to: *1980 mm a 450 mm*.

Svěrný spoj je zajištěn dvěma šrouby *M12* utažené na utahovací moment *120 Nm*. Tento svěrný spoj zvládne maximálně přenést až *1060 Nm*.



Obrázek 6.7 – kuželová převodovka s hřídeli

- **Ložiskové domky**

Protože vzdálenost modulů od sebe je na každé straně větší než 2000 mm, bylo nutné opět použít podpůrný ložiskový domek. V našem případě domek *TTL G2*. [9]

Protože vzdálenost modulů od motoru je nižší než u minulého řešení, stačí použít jeden ložiskový domek na každé straně zařízení.

- **Kuželové převodovky**

Převod krouticího momentu od motoru a mezi moduly je řešen pomocí kuželových převodovek. Tyto převodovky mají převodový poměr 1:1. Slouží proto jen jako nástroj na převedení momentu do pravého úhlu.

V zařízení jsou použity tři shodné převodovky *BG32* od firmy *T.E.A. Technik*. [9]

- **Připojení motoru**

Motor je s rozvodovou soustavou propojen pomocí pružné spojky se svěrným nábojem *TNK 45* (obr. 6.8).

Tato spojka dokáže přenést krouticí moment až *1060 Nm* v závislosti na použitém pružném středu. Tlumí vibrace a má malou házivost. Náboj je vyroben z vysoce pevného hliníku. Šrouby použité pro svěrný spoj *M12* jsou dotaženy utahovacím momentem *120 Nm*. [9]



Obrázek 6.8 – spojka se svěrným nábojem [9]

6.4 Návrh motoru

Všechny čtyři moduly jsou poháněné jedním elektromotorem. Potřebné výpočtové vztahy pro jeho návrh jsou uvedeny v katalogu výrobce *SERAPID LinkLift*. [10]

Statické zatížení na jeden modul:

$$F_s = \frac{S \cdot F_{sp} + P_s}{Nc} = \frac{32,77 \cdot 5000 + 50000}{4} = 53462,5 \text{ N} \quad (6.4)$$

- Maximální statické zatížení dle normy: $F_{sp} = 5000 \text{ N/m}^2$

S – plocha pódia

P_s – hmotnost platformy v newtonech

Nc – počet zvedáků

Dynamické zatížení na jeden modul:

$$F_d = \frac{S \cdot F_n + P_s}{Nc} = \frac{32,77 \cdot 1000 + 50000}{4} = 20692,5 \text{ N} \quad (6.5)$$

- Maximální dynamické zatížení dle normy: $F_n = 1000 \text{ N/m}^2$

S – plocha pódia

P_s – hmotnost platformy v newtonech

Nc – počet zvedáků

Pro další výpočty použiji větší z těchto dvou sil. Z výpočtu je vidět, že větší je síla statická. V dalším výpočtu tedy budu počítat se statickou silou na jeden zvedák $F_s = 53\,462,5 \text{ N}$.

Hmotnost řetězu:

$$P_C = C_t \cdot m = 4 \cdot 46 = 184 \text{ Kg} \quad (6.6)$$

C_t – délka řetězu

m – hmotnost jednoho metru řetězu

Maximální krouticí moment na jeden modul:

$$M = \frac{(F_S + P_C) \cdot p \cdot 10^{-3}}{\mu} = \frac{(53462,5 + 1840) \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 5530 \text{ Nm} \quad (6.7)$$

p – rozteč řetězu

μ – účinnost systému

Potřebné otáčky pro dosažení požadované rychlosti zdvihu:

$$N = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot p \cdot 10^{-3}} = \frac{1,2}{2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3}} = 2,4 \text{ ot/min} \quad (6.8)$$

v – rychlost zvedání plošiny

Požadovaný výkon na jeden modul:

$$P_1 = \frac{M \cdot N \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{30} = \frac{5530 \cdot 2,3873 \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{30} = 1,4 \text{ kW} \quad (6.9)$$

Celkový potřebný výkon pro čtyři moduly:

$$P = P_1 \cdot 4 = 1,38 \cdot 4 = 5,5 \text{ kW} \quad (6.10)$$

Přepočítání skutečného výkonu se ztrátami:

$$P_{sk} = \frac{P}{\mu_{Ku}^{nKu} \cdot \mu_{Ke}^{nKe} \cdot \mu_V^{nV} \cdot \mu_{PL}^{nPL}} \cdot k \quad (6.11)$$

$$P_{sk} = \frac{5,5}{0,991 \cdot 0,973 \cdot 0,988 \cdot 0,974} \cdot 1,3 = 10,5 \text{ kW}$$

μ_{Ku} – účinnost spojek, nKu – počet spojek

μ_{Ke} – účinnost kuželové převodovky, nKe – počet kuželových převodovek

μ_V – účinnost spojovací hřídele, nV – počet spojovacích hřídelí

μ_{PL} – účinnost planetové převodovky, nPL – počet planetových převodovek

Jelikož krouticí moment je vysoký a bylo by náročné ho převádět přímo od motoru, dodává výrobce ke každému modulu SERAPID planetovou převodovku.

V katalogu je uvedeno, že výrobce dodá planetovou převodovku na míru tak, aby byl splněn požadavek na krouticí moment a otáčky. [10]

Po zaslání poptávky na zařízení, by výrobce navrhl potřebnou planetovou převodovku. Pro tento motor by to byla převodovka s převodovým poměrem $i = 600$ a maximálním krouticím momentem 5500 Nm. Pokud by se taková převodovka nedala vyrobit, musel by se upravit použitý motor. Proto by bylo vhodné před realizací kontaktovat výrobce a poradit se s ním. [12]

Pro pohon tedy na základě výpočtů výkonu volím: třífázový asynchronní motor s vnitřní brzdou *Siemens 1LE1002* s výkonem 11 kW a otáčkami 1460 ot/min Brzda motoru má brzdný moment při 1500 ot/min 195 Nm. Při jmenovitém momentu motoru

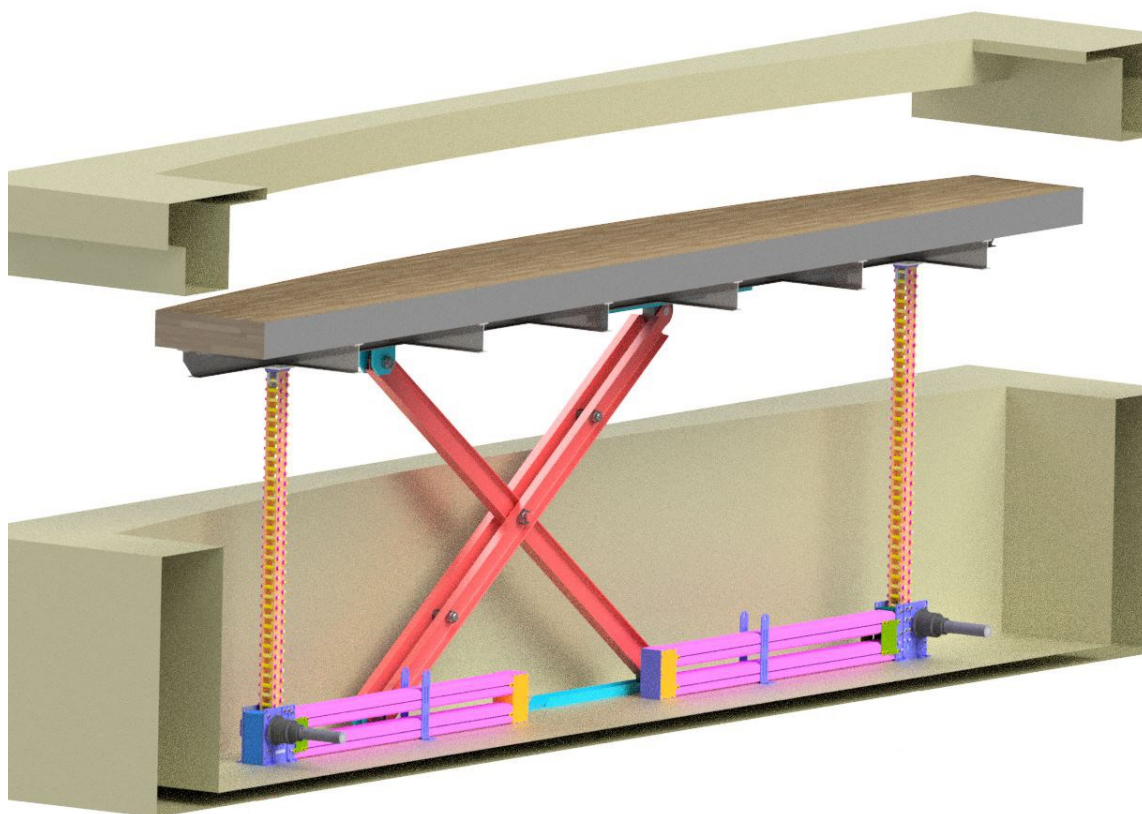
72 Nm je tato hodnota dostatečná. [18]

Skutečná rychlost zdvihu by byla spočítána z parametrů planetové převodovky.

6.5 Popis vedení

Při použití tlačných řetězů je nezbytně nutné zajistit dodatečné vedení celé zvedané konstrukce (obr. 6.9). Způsobů je několik, pomocí různých kluzných tyčí, až po třeba nůžkové mechanismy.

Pro tento případ jsem se rozhodl použít nůžkový zvedák, podobný jako u prvního návrhu. Tento způsob preferuje i výrobce tlačných řetězů SERAPID a často se používá u podobných realizací.



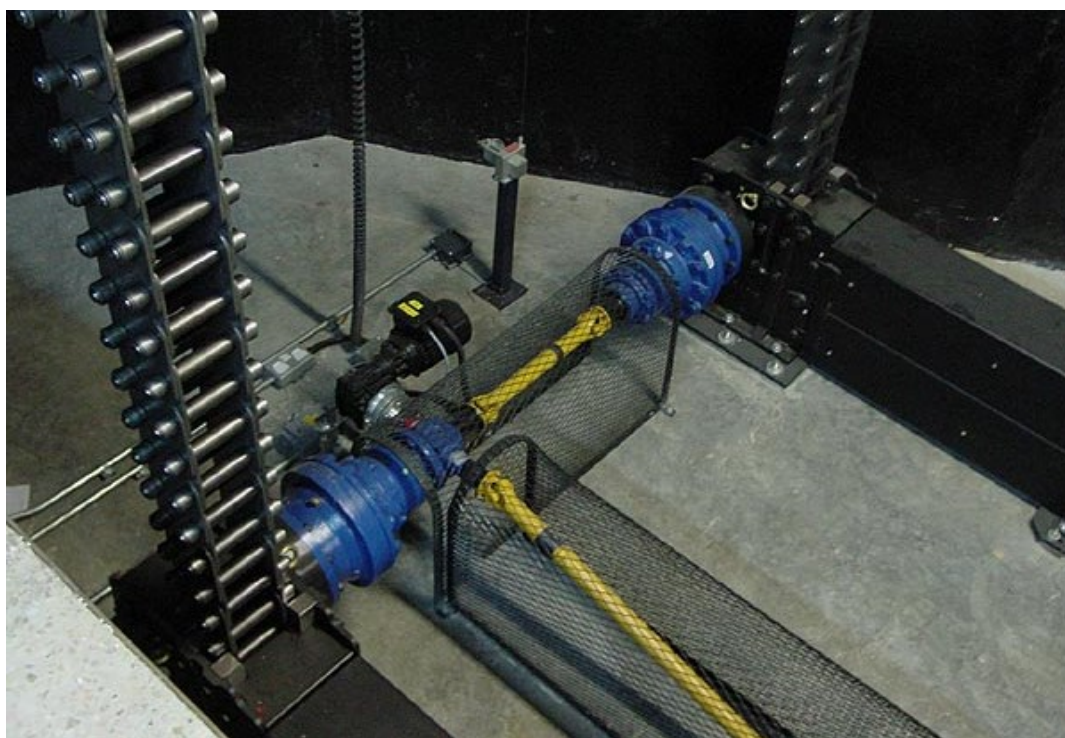
Obrázek 6.9 – řez zařízením

Jedná se o klasický nůžkový systém, který je připevněn k podlaze a ke spodní hraně nosné konstrukce pódia. Skládá se z jednoho centrálního I profilu a dvou bočních U profilů. Stejně jako v prvním případě, je mechanismus pouze naznačen. Bylo by nutné ho detailněji rozkreslit, nebo koupit od externího výrobce.

6.6 Bezpečnostní prvky

Zařízení by z důvodu bezpečnosti, jak pro osoby, tak pro delší životnost mělo být osazeno určitými bezpečnostními prvky.

Jednalo by se především o koncové senzory, které by měly být osazeny v nejvyšší a nejnižší poloze tak, aby se zařízení zastavilo v maximální a minimální výšce. Dále bude nutné v šachtě pod zařízením umístit pevný doraz. Tento doraz bude složit v případě poruchy, či montáže tak, že nosná konstrukce na něj může dosednout.



Obrázek 6.10 – ochranné klece [11]

Jelikož krouticí moment je rozváděn pomocí hřídelů, které rotují, bylo by vhodné doplnit tyto rotující prvky o ochranné drátěné klece (obr. 6.10). Toto opatření by zabránilo případnému nechtěnému zásahu do rotujících částí zařízení.

Jelikož při nejvyšším zdvihu dojde k odkrytí šachty, bylo by dobré opatřit zařízení ochrannými roletami, které by se vysouvali spolu se zařízením. Tyto rolety by zabránili možnému pádu osob do šachty pod zařízením.

7 Porovnání návrhů řešení

V práci jsem nastínil dvě možná řešení zvedání pódia. Níže rozeberu výhody a nevýhody obou řešení.

Úpravou stávajícího řešení, dosáhneme plynulého a spolehlivého chodu, za nižší cenu. Díky zachování nosné konstrukce pódia ušetříme finanční prostředky. Nevýhoda v podobě čtyř šroubů, které omezují manipulační prostor při umístování objektů na pódium, ovšem zůstává. Další nevýhoda může být vyšší hlučnost z důvodu tření v závitech šroubu. Tento způsob zvedání bude také náročnější na údržbu.

Druhým kompletně novým způsobem je použití tlačných řetězů *SERAPID*. Tento způsob vyžaduje přepracování celé nosné konstrukce. Cenově tedy vyjde nejspíše draž. Toto moderní řešení má velkou výhodu v podobě schování celého mechanismu pod pódium. To znamená, že v dolní poloze nepřekážejí při nakládání žádné části mechanismu. Další výhodou je poměrně tichý chod a relativně bezúdržbový provoz.

Oba tyto návrhy řeší problém, se kterým se nyní Filharmonie Hradec Králové potýká. Záleží především na rozhodnutí investora. V případě realizace by bylo vhodné konzultovat dané použití s výrobcem zvedacích mechanismů a doladit potřebné detaily. Cenovou kalkulaci je bez kompletní poptávky dílů u výrobců těžké určit. Nicméně předpokládám, že úprava stávajícího řešení bude finančně lepší. Výroba nového systému by byla dražší. Při realizaci bude také nutné provést určité stavební úpravy v místě instalace.

8 Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout úpravu stávajícího mechanického zařízení spouštěcího jeviště tak, aby byl zajištěn bezproblémový chod. Dalším cílem bylo navrhnout zařízení nové, které by nejvíc vyhovovalo zadaným požadavkům.

Na začátku práce jsem se seznámil s různými způsoby zvedání a spouštění objektů, tak abych následně mohl vybrat nejvhodnější způsob řešení. Rozhodl jsem se, pro úpravu řešení použít systém zdvižných převodovek s rotujícím šroubem a posuvnou maticí. Pro nové řešení jsem použil systém tlačných řetězů. Dále jsem provedl analýzu stávající situace a seznámil se s důvody špatného chodu zařízení.

V první praktické části jsem nastínil možnou úpravu stávajícího řešení. Rozhodl jsem se pro zachování nosné konstrukce pódia. Do každého rohu jsem umístil normalizovanou zdvižnou převodovku, která je kotvena dole v šachtě a nahoře ve stropě. Posuvné matice jsou připevněny k nosné konstrukci pod pódiem. Všechny převodovky jsou poháněny jedním motorem. S tímto motorem jsou spojeny pomocí soustavy hřídelů a zdvižných převodovek. To nám zajišťuje rovnoměrný zdvih. Návrh zdvižných převodovek a motoru jsem podložil potřebnými výpočty, tak aby splňovaly požadavky zadané jak zákazníkem, tak normou. K nosné konstrukci jsou dodány podklady, které deklarují její pevnost. Proto nebylo nutné ji přepočítávat.

V druhé části práce jsem přikročil ke kompletně novému systému zvedání. Rozhodl jsem se pro použití tlačných řetězů SERAPID, které se k tomuto účelu často používají. Kvůli novému systému, který bude pod pódiem, bylo nutné navrhnout novou nosnou konstrukci pódia. Tuto konstrukci jsem navrhl z ocelových I profilů svařených k sobě. Provedl jsem simulaci maximálního zatížení, tak abych zajistil, že její pevnost bude dostatečná. Volbu správného modulu SERAPID jsem provedl na základě výpočtů, které vycházejí z rovnic uvedených v katalogu výrobce. Jelikož na moduly působí velké krouticí momenty, výrobce dodává k modulům planetové převodovky. Tyto planetové převodovky určují konečnou rychlost zdvihu. Moduly jsou opět poháněny jedním elektromotorem, který je s nimi spojen pomocí soustavy hřídelů a převodovek.

Výstupem práce jsou dva sestavné výkresy obou řešení. V rámci diplomové práce jsem splnil všechny dané cíle. Pokud by došlo k použití některého řešení, bylo by vhodné kontaktovat výrobce zdvižných zařízení a konzultovat s ním konkrétní aplikaci.

9 Seznam literatury a dalších zdrojů

- [1] *Golemtech vybavení autoservisů* [online]. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.golemtech.cz/8-nuzkove-zvedaky-hydraulicke>
- [2] *Heavytech* [online]. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/IMGPRODUCT/bazarovy-nuzkovy-zvedak-hanttechnik-60025.jpg>
- [3] HLOŽANKA, Dušan. *Šroubové mechanismy* [online]. , 6 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.sps-vitkovice.cz/texty/texty/SPS/SPS%203%20%20Mechanismy%20obecn%C3%A9ho%20pohybu-%20%C5%A0roubov%C3%A9%20mechanismy-UT.pdf>
- [4] *Indiamart* [online]. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <https://2.imimg.com/data2/OR/RB/MY-2828248/electric-screw-jacks-250x250.jpg>
- [5] *Serapid - rigid chain technology* [online]. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/stage-equipment/stage-lifts/stage-lifts>
- [6] HAVLÍK, Jiří. *Posouzení mechanického zařízení spouštěcího jeviště HK*. Ostrava, 2015.
- [7] ČSN 91 8112. *Jevištní technologická zařízení. Bezpečnostně technické požadavky*. 3. 1993.
- [8] *Etna* [online]. In: . [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.etna.cz/cz/realizace/interiery/hradec-kralove-filharmonie&start=18>
- [9] *Zdvížené převodovky TSE* [online]. 2013 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: http://www.teatechnik.cz/doc/Zdvine_pevodovky_TSE.pdf
- [10] *LinkLift* [online]. 2014 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: http://www.serapid.com/sites/default/files/public/product-documentation/serapid_gb_linklift_techinc_3.pdf
- [11] *Power-lift* [online]. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: http://www.powerlift.co.uk/column_forming_serapid_chain.htm
- [12] *Sew-eurodrive* [online]. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>

- [13] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64, 5 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [14] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [15] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [16] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [17] *Bezpečnost jevištních technologických zařízení* [online]. In: KLABAN, Vladimír. 2014 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.bozpinfo.cz/bezpecnost-jevistnich-technologickyh-zarizeni>
- [18] Elektromotory Moravec. *Elektromotory Moravec SIEMENS* [online]. [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1le1.pdf

10 Seznam příloh

Příloha A	Sestavný výkres 1	VAV0116 - 1
Příloha B	Sestavný výkres 2	VAV0116 - 2
Příloha C	Výrobní výkres	VAV0116 - 2 – 2.7
Příloha D	CD nosič	VAV0116 - 3