



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## KOMPENZACE HORIZONTÁLNÍHO POHYBU LANA PŘI NAVÍJENÍ NA DRÁŽKOVANÝ LANOVÝ BUBEN

COMPENSATION OF HORIZONTAL MOVEMENT OF THE ROPE DURING THE WINDING  
ON THE CABLE DRUM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

ROBERT NOS

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc.Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Robert Nos

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Kompenzace horizontálního pohybu lana při navíjení na drážkovaný lanový buben**

v anglickém jazyce:

### **Compensation of horizontal movement of the rope during the winding on the cable drum**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh řešení kompenzace horizontálního pohybu lana při navíjení na lanový buben. Zařízení koncipujte jako jevištní manipulační techniku.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující zejména:

- kritickou rešerši stávajících řešení
- návrh vlastního řešení
- kapacitní a pevnostní výpočty v rozsahu dle pokynů vedoucího BP

Výkresová dokumentace:

- sestava navijáku s kompenzačním zařízením,
- podsestavy a dílenské výkresu dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5
3. FEYRER, K.; MATTHIAS, K.; SCHEFFLER, M.: Fördermaschinen. Fördertechnik und Baumaschinen, Band 1, ed. Vieweg, 1998, p:476, ISBN-10:3-528-06626-1, ISBN-13:978-3-528-06626-0

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 8.11.2010



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

## **ABSTRAKT**

Úkolem této bakalářské práce je popsat stávající systémy horizontální kompenzace pohybu lana při navíjení na lanový buben a navrhnout vlastní řešení, které bude souborem svých vlastností vyhovovat především v oblasti divadelních technologií. Součástí řešení jsou základní výpočty a návrhová sestava.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kompenzace pohybu lana, lanový naviják, lanový vrátek, lanový buben, divadelní technologie

## **ABSTRACT**

The objective of this bachelor thesis is to describe the existing systems of compensation of horizontal movement of the rope during winding on the cable drum and to propose own solution providing characteristics complying especially with the requirements of the theatre technology branch. The design solution includes basic calculations and design assembly plan.

## **KEY WORDS**

Compensation of the rope movement, cable drum, rope winch, stage technology

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

NOS, R. *Kompenzace horizontálního pohybu lana při navíjení na drážkovaný lanový buben*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 34 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..

## **PODĚKOVÁNÍ**

Za účinnou podporu, obětavou pomoc a cenné rady a připomínky při zpracování bakalářské práce chci touto cestou poděkovat především vedoucímu této práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc.

**Obsah:**

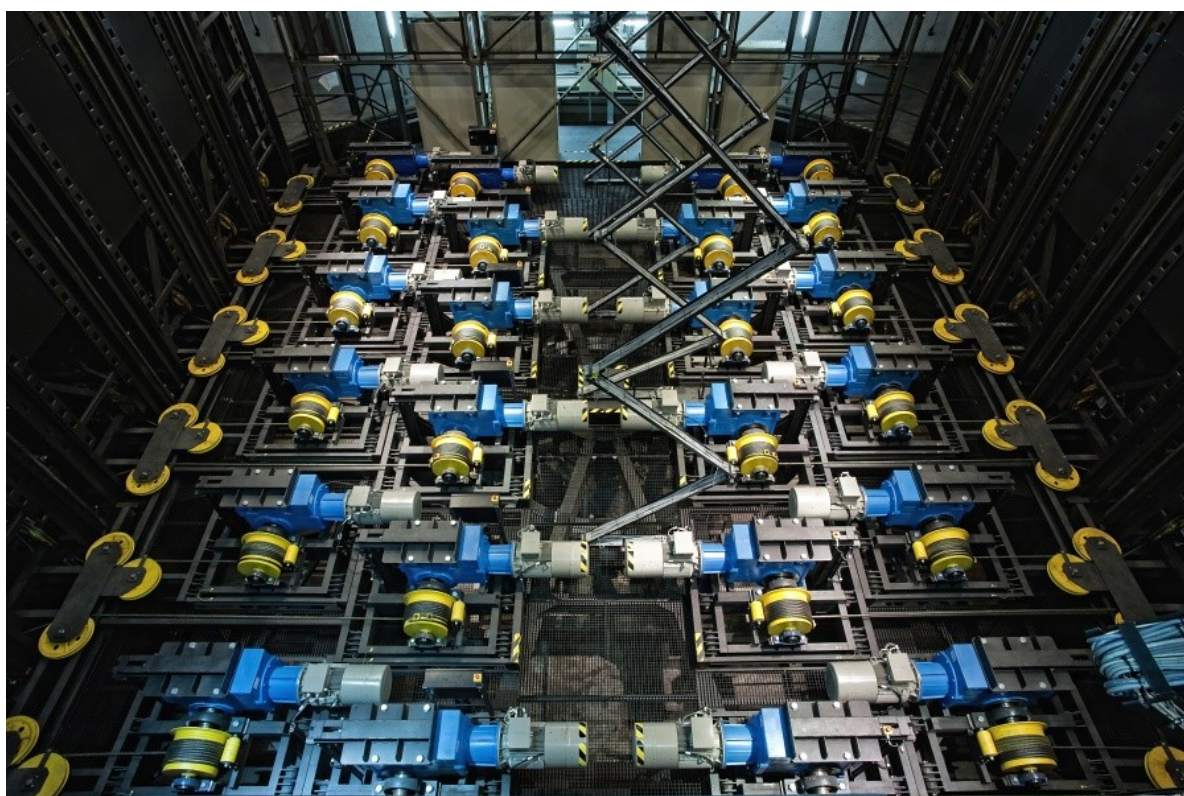
<b>1</b>	<b>Úvod .....</b>	<b>7</b>
<b>2</b>	<b>Oblasti použití lanových navijáků .....</b>	<b>8</b>
<b>3</b>	<b>Lanové navijáky v divadelní technologii.....</b>	<b>10</b>
3.1	Typy scénických zařízení s lanovými navijáky .....	11
3.1.1	Prospektové tahy .....	11
3.1.2	Bodové tahy.....	12
3.1.3	Osvětlovací baterie .....	13
3.1.4	Jevištní stoly .....	14
3.1.5	Osobní propadla .....	15
3.1.6	Ostatní typy scénických zařízení s lanovým navijákem.....	15
<b>4</b>	<b>Popis konstrukčních součástí lanového navijáku.....</b>	<b>16</b>
<b>5</b>	<b>Znamé způsoby řešení kompenzace a jejich výhody a nevýhody.....</b>	<b>20</b>
5.1	Posuvný naviják.....	20
5.1.1	Náhon pomocí trapézového pohybového šroubu umístěného v ose bubnu .....	20
5.1.2	Náhon pomocí trapézového šroubu umístěného mimo osu bubnu .....	21
5.1.3	Náhon pomocí matice z kluzného plastu.....	21
5.2	Systém s posuvnými převáděcími kladkami .....	23
5.3	Otočné rameno s kladkou .....	24
<b>6</b>	<b>Návrh vlastního řešení.....</b>	<b>25</b>
6.1	Zadané technické parametry .....	25
6.2	Schéma a technický popis.....	26
6.3	Výpočty .....	27
<b>8.</b>	<b>Závěr práce.....</b>	<b>31</b>
	<b>Citovaná literatura .....</b>	<b>32</b>
	<b>Seznam použitých symbolů a zkratk .....</b>	<b>33</b>
	<b>Přílohy .....</b>	<b>34</b>

## 1 ÚVOD

V mnoha oblastech manipulačních technologií, jako je např. jeřábová, výtahová nebo divadelní technologie jsou hojně využívány lanové navijáky s drážkovaným lanovým bubnem. Na buben s normalizovaným profilem a stoupáním drážky ve tvaru šroubovice se navijí obvykle ocelové lano v jedné vrstvě. Důvodem navíjení lana do šroubovicové drážky je výrazné snížení deformace lana a tím výrazné zvýšení jeho životnosti. Průvodním jevem je však pohyb výstupu lana rovnoběžně s osou bubnu, což ve spoustě případů výrazně zvyšuje složitost a prostorové nároky zařízení, protože je nutné dodatečnými technickými prostředky garantovat maximální úhel náběhu lana na drážkovaný buben a to do  $4^\circ$ .

Proto si tato bakalářská práce klade za cíl zmapovat používané systémy kompenzace horizontálního pohybu lana při navíjení na drážkovaný lanový buben, vybrat ekonomicky nejvýhodnější technické řešení a navrhnout vlastní systém, ve kterém se uplatní zjištěné poznatky ze stávajících řešení.

Tato práce bude detailněji zaměřena na oblast divadelní technologie, protože je to odvětví, ve kterém již 15 let pracuji a výsledky práce mohou přímo uplatnit v praxi.



*Obr. 1 Navijáky jevištních stolů S1-S6 v Janáčkově divadle Brno*

## 2 OBLASTI POUŽITÍ LANOVÝCH NAVIJÁKŮ

Vzhledem k tomu, že téma mojí bakalářské práce – kompenzace horizontálního pohybu lana se bezprostředně týká lanových navijáků, uvádím stručný výčet průmyslových oblastí, kde jsou lanové navijáky nejčastěji využívány.

### - Jeřábová technika



Obr. 2 Příklad jeřábového navijáku (ABUS 5t) [1]

### - Výtahy



Obr. 3 Příklad výtahového stroje (BOW 320/063) [2]

### - Stavební vrátky



Obr. 4 Příklad stavebního vrátku (CAMAC Minor P200) [3]

- **Divadelní technologie**



*Obr. 5 Příklad jevištních navijáků (SBS, projekt Kulturní centrum Taškent)*

Jak jsem uvedl již v úvodu, budu se podrobněji věnovat kompenzací horizontálního pohybu lana především u navijáků užívaných v divadelní technologii.

- **Automobilní vyprošťovací navijáky**

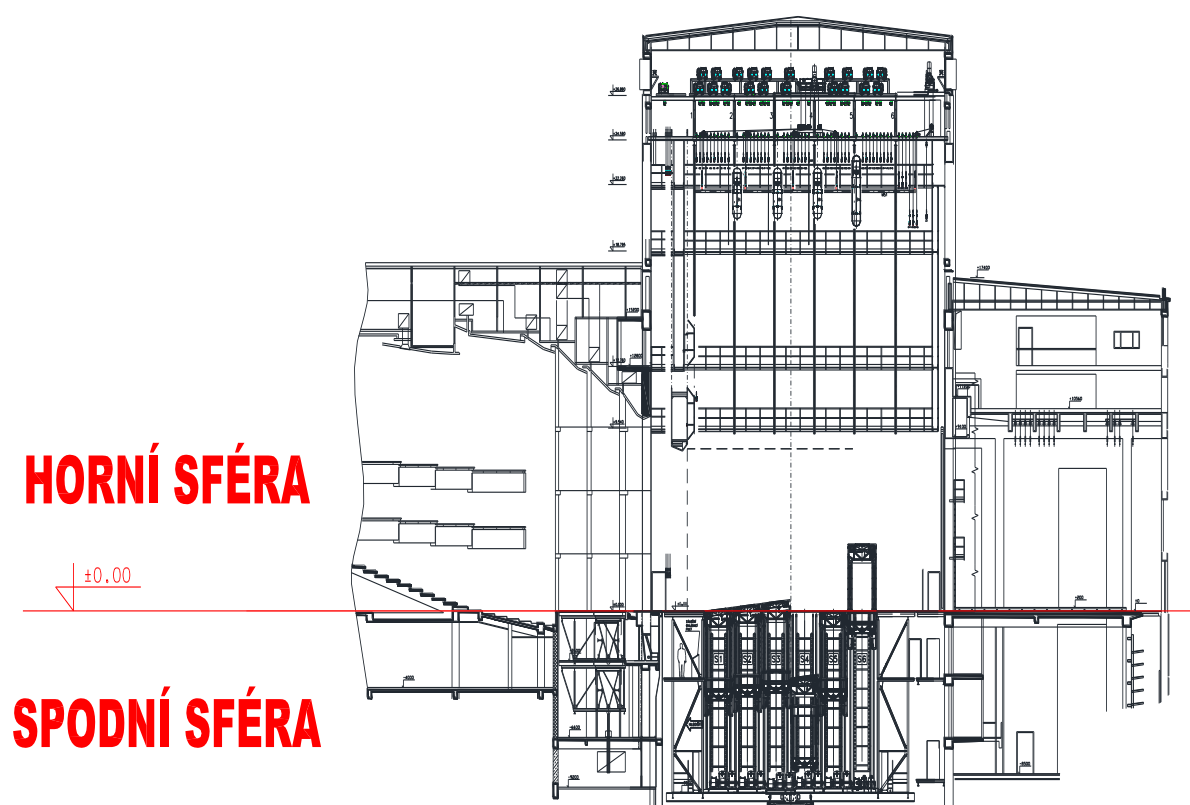


*Obr. 6 Příklad vyprošťovacího navijáku (ATV XD 9000i) [4]*

### 3 LANOVÉ NAVIJÁKY V DIVADELNÍ TECHNOLOGII

V divadelní technologii je využití lanových navijáků dominantním technickým řešením zvedacích mechanismů **horní sféry** (mechanizace provaziště). Alternativně se používají řetězové navijáky, nebo lanové s využitím lanáče (lanovnice), výjimečně se používá jako nosný prostředek pásková ocel.

Ve **spodní sféře** (zpravidla prostor pod jevištní podlahou) se také objevují aplikace s lanovým navijákem pro zvedání jevištních stolů a osobních propadel, ovšem ne v tak hojné míře, zde se často využívá i jiných principů, jako např. hydraulický nůžkový pohon, pohon pomocí trapézových šroubů nebo stále častěji pomocí řetězových zvedáků (systém Serapid).



Obr. 7 Podélný řez Janáčkova divadla Brno

### 3.1 TYPY SCÉNICKÝCH ZAŘÍZENÍ S LANOVÝMI NAVIJÁKY

#### 3.1.1 PROSPEKTOVÉ TAHY

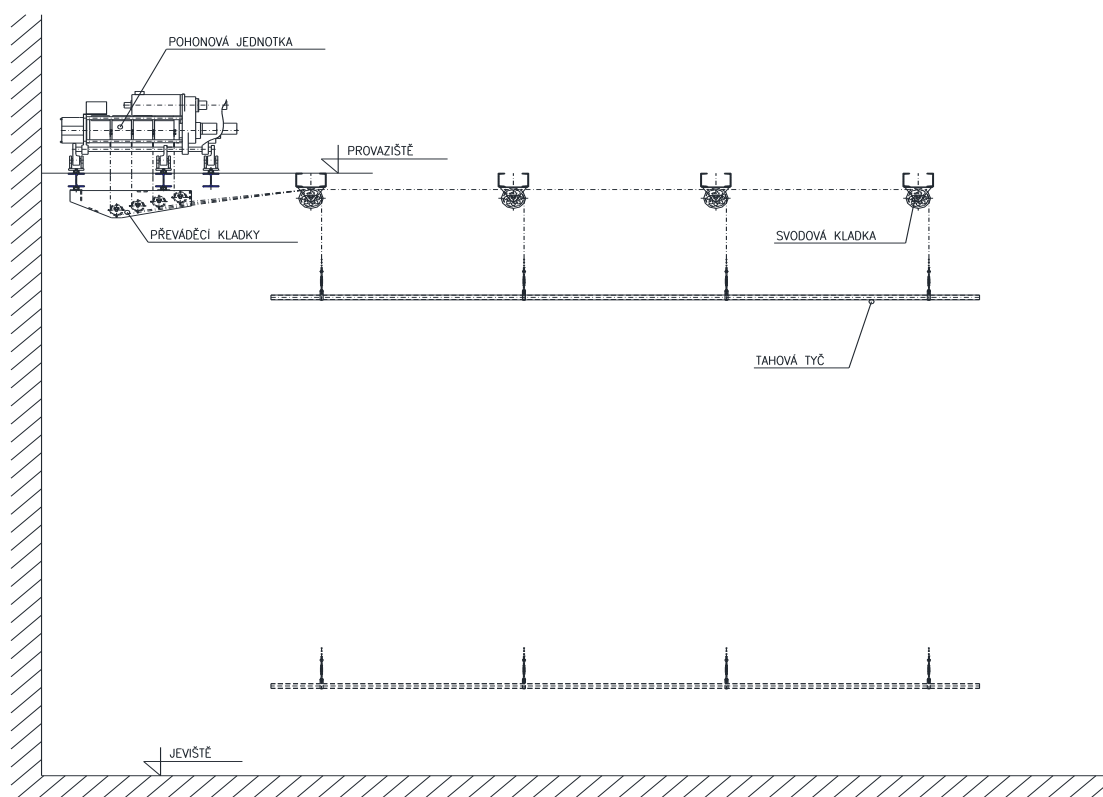
Zařízení, sloužící ke zvedání plošných dekorací. V principu se nejčastěji jedná o vícelanový naviják, ze kterého jsou lana převedena přes soustavu kladek na tzv. tahovou tyč, na kterou se již zavěsí břemeno-dekorace. Alternativně se používají i jiné systémy zalanování, např. prospektový tah vyvážený, což je jednolanový naviják zvedající protizávaží, ze kterého jsou lana přes soustavu kladek převedena na tahovou tyč.

#### Obvyklé technické parametry:

Užitečná nosnost – 200 až 1000 kg

Rychlost – 0 až 1,5 m/s (regulovaná)

Zdvih – až 30 m



Obr. 8 Schéma prospektového tahu

### 3.1.2 BODOVÉ TAHY

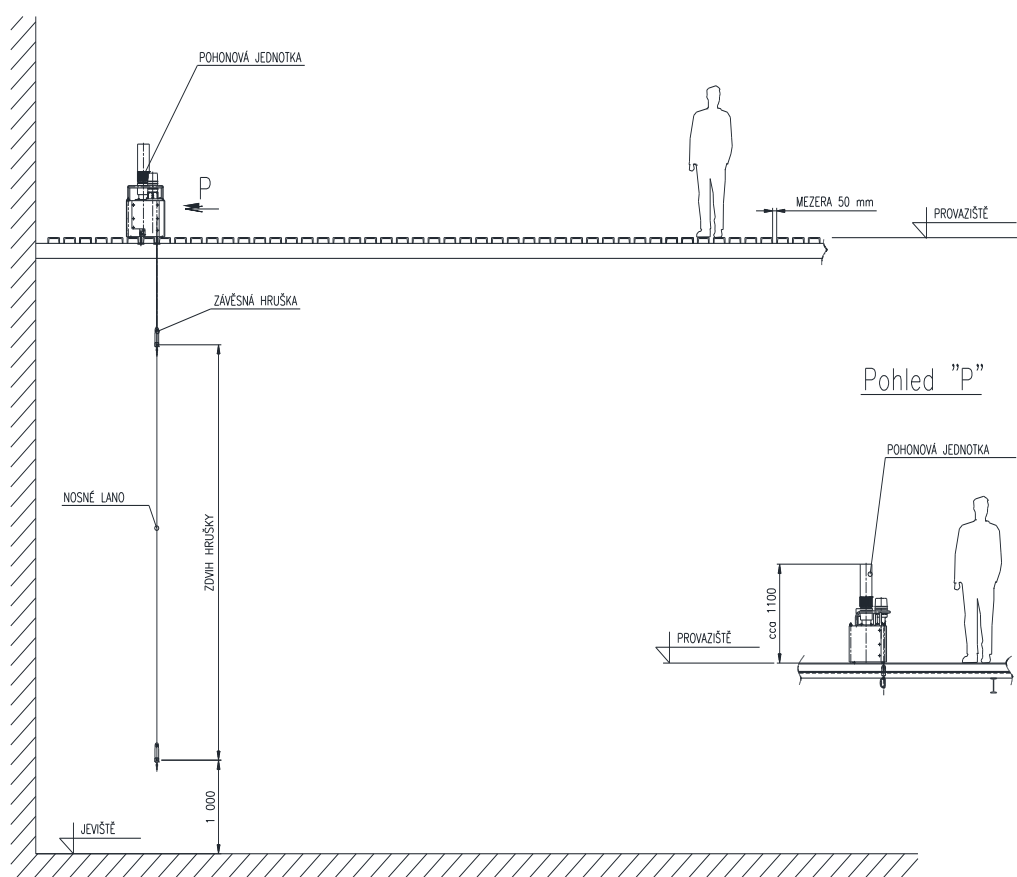
Zařízení, sloužící ke zvedání dekorací jedním závěsným bodem, v případě elektronické synchronizace více bodových tahů je možné zvedat i prostorové dekorace. Konstrukce tohoto typu tahu bývá nejčastěji v provedení jednolanového navijáku umístěného na pojízdném podvozku, aby byla umožněna maximální prostorová variabilita.

#### Obvyklé technické parametry:

Užitečná nosnost – 200 až 500 kg

Rychlost – 0 až 1,5 m/s (regulovaná)

Zdvih – až 30 m



Obr. 9 Schéma bodového tahu

### 3.1.3 OSVĚTLOVACÍ BATERIE

Jednoúčelové zařízení sloužící k zavěšení a zvedání reflektorů scénického a efektového osvětlení, koncepce zalanování je shodná jako u prospektových tahů. Častěji se využívá vyvážení pomocí protizávaží, protože zvedané břemeno – osvětlovací baterie má obvykle vlastní hmotnost přesahující jednu tunu, zde je především z pohledu dimenzování elektropohonu koncepce s vyvážením ekonomičtějším řešením.

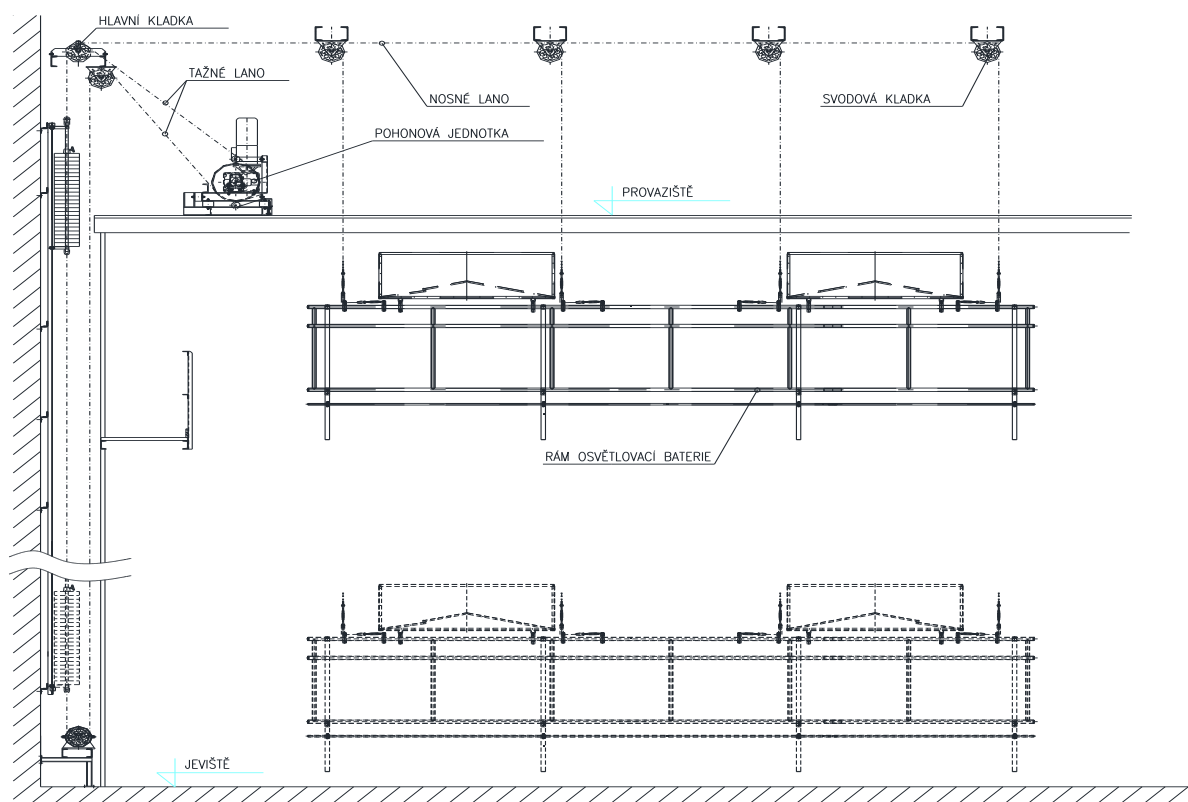
#### Obvyklé technické parametry:

Užitečná nosnost – 500 až 2000 kg

Vlastní hmotnost zvedaného nosného rámu – 300 až 2000 kg

Rychlost – 0 až 0,3 m/s (neregulovaná)

Zdvih – až 20 m



Obr. 10 Schéma osvětlovací baterie

### 3.1.4 JEVIŠTNÍ STOLY

V profesionálních divadlech a především v operních domech se jedná o velice důležitý scénický prvek, umožňující variabilní a rychlou transformaci reliéfu jeviště a to v průběhu představení. Tyto požadavky velice dobře plní stoly s pohonem lanovým navijákem díky jejich nízké hlučnosti a schopnosti dosáhnout vysokých rychlostí zdvihu. I u jevištních stolů se často využívá systému protizávaží, aby se snížil nárok na instalovaný výkon elektropohonů, nejčastěji se pro zdvih jednoho stolu používá více lanových navijáků (2 až 4 ks), které jsou vzájemně elektronicky synchronizované.

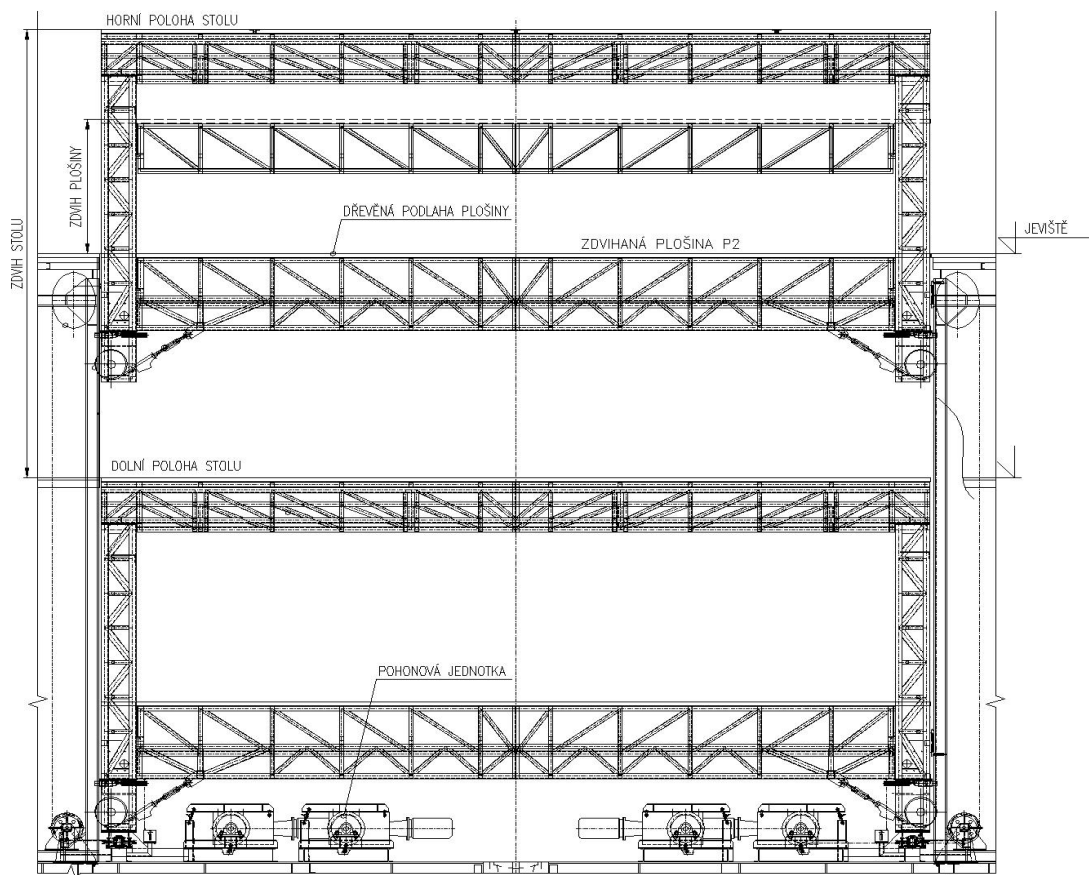
#### Obvyklé technické parametry:

Užitečná nosnost – 2000 – 8000 kg

Vlastní hmotnost zvedaného nosného rámu – 3000 až 20000 kg

Rychlost – 0 až 0,5 m/s (regulovaná)

Zdvih – až 8 m



Obr. 11 Schéma jevištního stolu s lanovým pohonem

### 3.1.5 OSOBNÍ PROPADLA

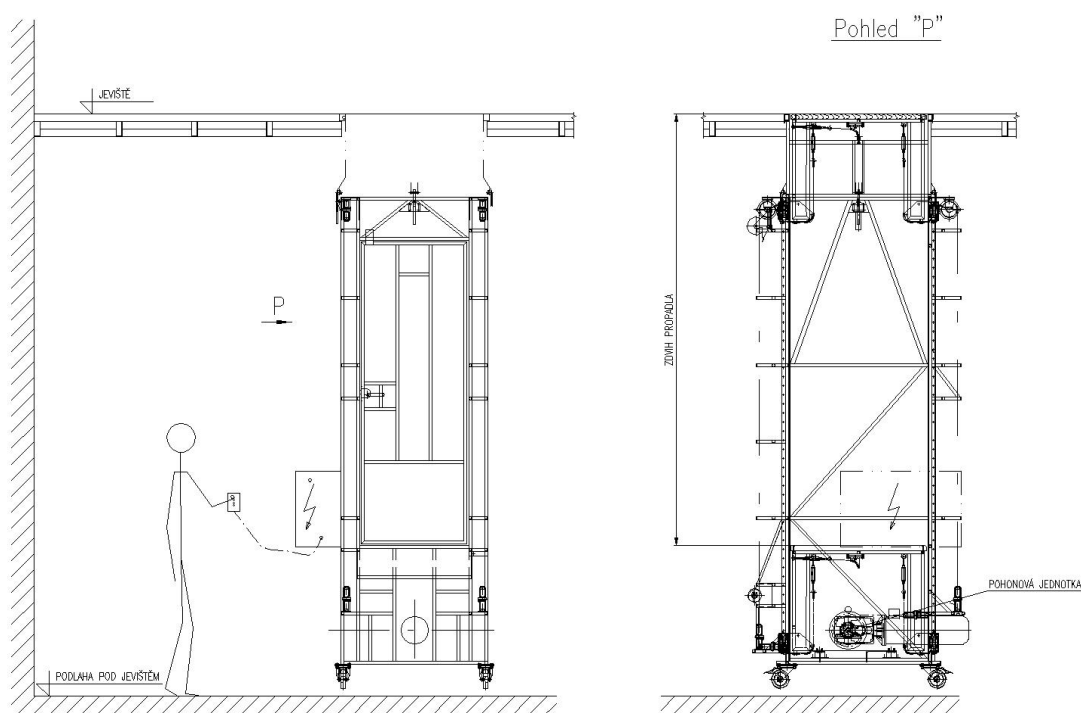
Osobní propadla jsou určena pro rychlý „nástup“ účinkujících na jeviště z podjevištního prostoru, nejčastěji se jedná o zvedanou plošinu rozměru 1x1 m, zdvih zajišťuje lanový naviják umístěný ve spodní části konstrukce propadla.

#### Obvyklé technické parametry:

Užitečná nosnost – 100 – 250 kg

Rychlost – 0 až 0,8 m/s (regulovaná)

Zdvih – až 3 m



Obr. 12 Schéma osobního propadla

### 3.1.6 OSTATNÍ TYPY SCÉNICKÝCH ZAŘÍZENÍ S LANOVÝM NAVIJÁKEM

Jedná se o různé varianty výše uvedených zařízení, rozdíl bývá v zavěšeném břemenu, ať se jedná o různé látkové výkryty a předěly (opony, horizonty, šalové výkryty, sufity apod.), nebo zvedané požární uzávěry (tzv. železná opona) a jiné speciální zpravidla scénické prostředky.

#### 4 POPIS KONSTRUKČNÍCH SOUČÁSTÍ LANOVÉHO NAVIJÁKU

Lanový naviják pro jevištní technologii musí splnit požadavky na tichý, spolehlivý a především bezpečný provoz, při jeho návrhu je nutno dodržet požadavky vycházející z nařízení vlády č. 176/2008, o technických požadavcích na strojní zařízení, dále z normy ČSN 91 8112 „Jevištní technologická zařízení. Bezpečnostně technické požadavky“ a v dnešní době se velice často využívá norma DIN 56 950 „Strojní technická zařízení Bezpečnostně technické požadavky a zkoušky“ která se stává v oboru jevištních technologií celoevropsky uznávaným standardem.

Lanový naviják pro jevištní technologii se obvykle skládá z:

- **elektromotoru** – nejčastěji se jedná o 4 nebo 6-ti pólový asynchronní elektromotor ve výkonovém rozpětí od 0,55 až do 30 kW.



*Obr. 13 Asynchronní elektromotor SIEMENS [5]*

- **brzdy** – z důvodu zajištění vysoké bezpečnosti se používá dvojitá brzda ve speciálním tichém provedení ovládaná elektromagnetem, výjimečně hydraulicky ovládaná brzda.



*Obr. 14 Dvojitá divadelní brzda MAYR Roba-stop-silenzio [6]*

- **převodovky** – nejčastěji se jedná o převodovku s čelním nebo kuželovým ozubením v jedno i vícestupňovém provedení, s rozsahem převodového čísla od 10 až do 200. Především pro jevištní stoly jsou využívány převodovky s výstupním kroutícím momentem v řádu 10000 Nm.



Obr. 15 Čelní převodovka TRAMEC ZA [7]

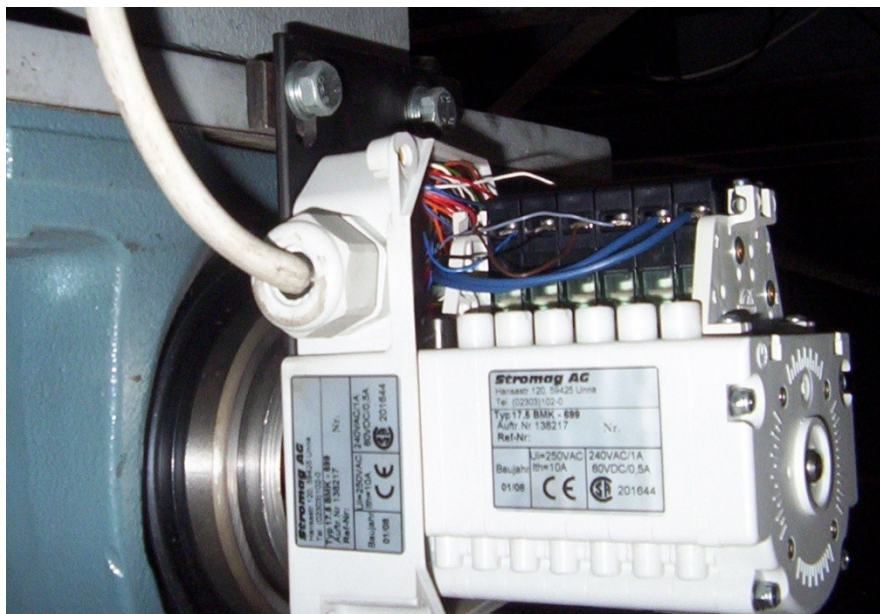
- **lanového bubnu** – drážkovaný buben s profilem drážky dle ČSN 27 1820 (nebo dle ekvivalentních norem platných v zemi odběratele), navíjení je výhradně jednovrstvé, buben je opatřen čelem bránící vymotání lana z bubnu, lano je uchyceno pomocí lanových příložek, počet lan navíjených na jeden buben je závislý na typu navijáku.



Obr. 16 Lanové bubny prospektových tahů divadla Fomenko Moskva

- **opěrného ložiska** – standardní ložiskový domek s naklápěcím kuličkovým ložiskem.
- **základového rámu** – ocelový nebo duralový rám z válcovaných nebo čtvercových uzavřených profilů. Funkční dosedací plochy bývají opracovány pro zajištění souososti jednotlivých prvků navijáku.

- **koncového vypínače** – nejčastěji rotační vačkový vypínač s nuceně odpínanými kontakty, v některých případech se používá diskretní vypínač umístěný na dráze břemena.



*Obr. 17 Rotační koncový spínač STROMAG TYP 51*

- **rotačního čidla** – hybridní víceotáčkové absolutní a inkrementální čidlo umístěné na hřídeli motoru. Pro polohovou zpětnou vazbu se využívá absolutní stopa, obsahuje i inkrementální stopu pro vazbu rychlostní regulace polohy a rychlosti.



*Obr. 18 Absolutní rotační čidlo TR Electronic CEH 58 SSI/EtherCAT [8]*

V některých případech bývá naviják vybaven:

- **tenzometrickým čepem** – konstrukce navijáku musí být upravena tak, aby bylo možné přenést kroutící moment motoru a převodovky do měřícího tenzometrického čepu, ze kterého je odměřována skutečná hmotnost břemene, řídicí systém vyhodnocuje větší zatížení jak 125 % užitečného jako nedovolené, a zařízení je bezpečně zastaveno. Tento systém se používá především u tahů s třídou integrity bezpečnosti SIL 3 (safety integrity level).



*Obr. 19 Tenzometrický měřící čep TECSIS F5308 [9]*

- **systemem kompenzace horizontálního pohybu lana** – tento systém je hlavním tématem této bakalářské práce a budu se jím podrobně zabývat v následujících kapitolách.

## 5 ZNÁMÉ ZPŮSOBY ŘEŠENÍ KOMPENZACE A JEJICH VÝHODY A NEVÝHODY

U lanových navijáků je nutno použít kompenzaci horizontálního pohybu lana tam, kde není možné např. z prostorových důvodů umístit od navijáku v dostatečné vzdálenosti převáděcí kladky tak, aby úhel výběhu lana z bubnu nebyl větší než dovolené  $4^\circ$ .

Znamé způsoby kompenzace jsou relativně složitá a nákladná technická řešení, navíc často zvyšují nároky na pravidelný servis a údržbu. Proto je žádoucí nalézt co nejjednodušší technické řešení, které se uvedením do výroby stane významnou konkurenční výhodou.

Výrobci divadelních navijáků používají následující principy kompenzace:

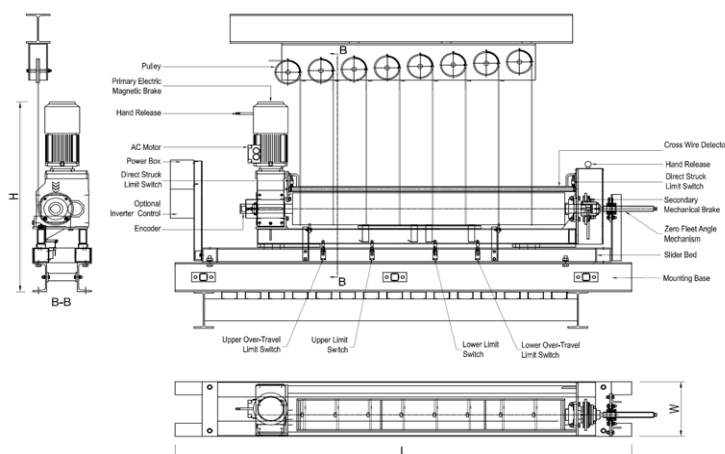
### 5.1 POSUVNÝ NAVIJÁK

Hnací část navijáku je posuvně uložena na kruhových vodících tyčích (toto řešení používá např. firma STATEC), nebo v profilovaných kolejnicích s vodičem z plastu popř. s kuličkami (např. firma NORDEC). Horizontální posuv navijáku má rychlost synchronizovanou s rychlostí horizontálního pohybu odvíjeného lana, tato rychlost je daná stoupáním lanové drážky na bubnu a rychlosti jeho otáčení.

Nejčastější způsoby pohonu horizontálního pohybu navijáku:

#### 5.1.1 NÁHON POMOCÍ TRAPÉZOVÉHO POHYBOVÉHO ŠROUBU UMÍSTĚNÉHO V OSE BUBNU

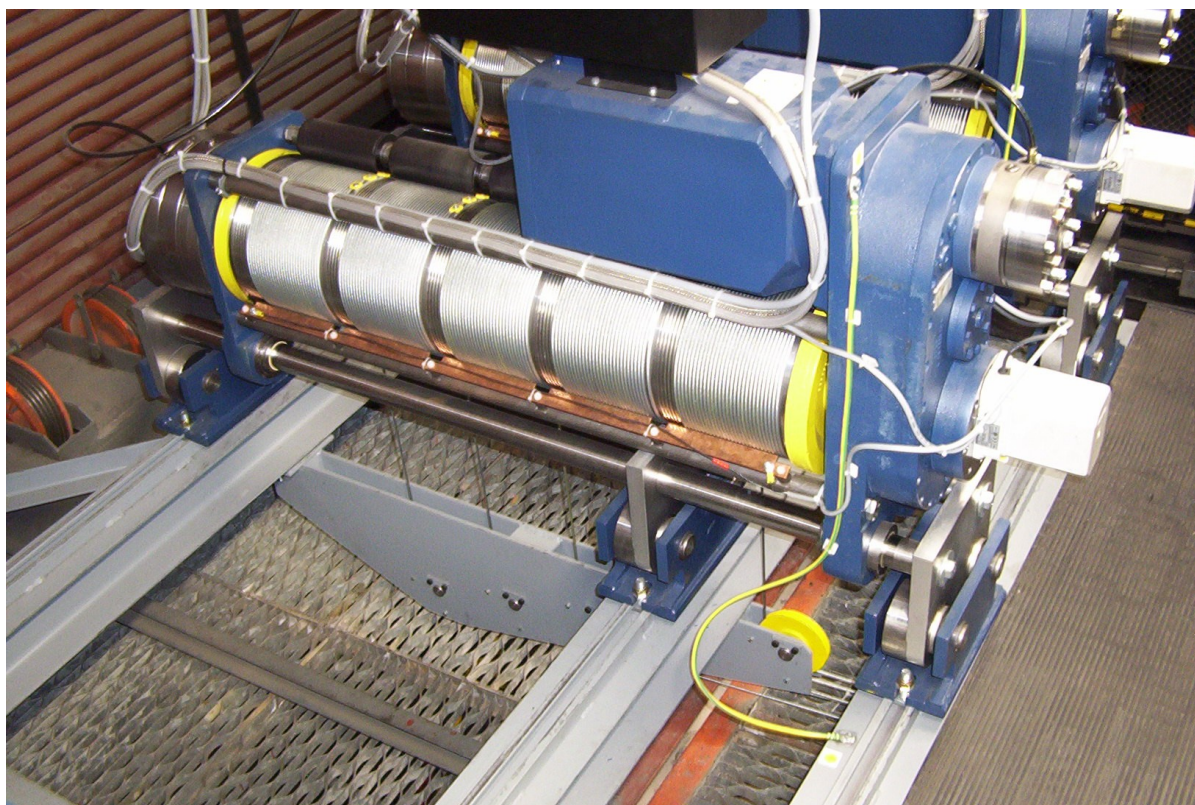
Buben je uložen jednak na hřídeli převodovky, na druhém konci v radiálním ložisku, za tímto uložením je trapézový šroub, procházející přes hnací matici napevno ukotvenou k rámu navijáku. Při zachování podmínky stejného stoupání lanové drážky bubnu a stoupání trapézového šroubu je zajištěn synchronní pohyb bez nutnosti dalších převodů.



Obr. 20 Naviják NORDEC s posuvem pomocí trapézového šroubu [10]

### 5.1.2 NÁHON POMOCÍ TRAPÉZOVÉHO ŠROUBU UMÍSTĚNÉHO MIMO OSU BUBNU

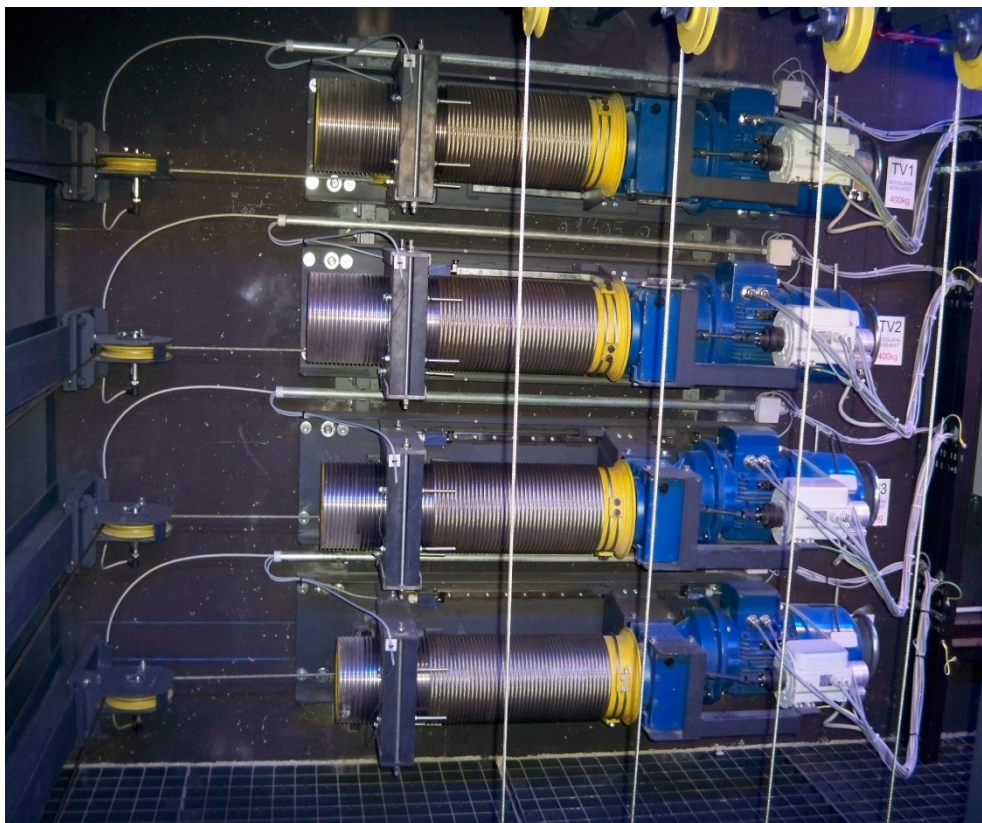
Nejčastěji je šroub umístěn pod lanovým bubnem, k jeho náhonu je nutný převod z hnací převodovky. Výhodou je jistá volnost volby stoupání trapézového šroubu, ta nemusí být shodná se stoupáním lanové drážky a vzniklou diferencí je možné kompenzovat v dodatečném převodu. Toto řešení, používané např. firmou STATEC má výhodu v menších zástavbových nárocích navijáku, je však podstatně složitější a logicky i dražší.



*Obr. 21 Naviják STATEC s s posuvem pomocí trapézového šroubu mimo osu v ND Praha*

### 5.1.3 NÁHON POMOCÍ MATICE Z KLUZNÉHO PLASTU

Toto řešení spočívá v použití matice z kluzného plastu (např. Murtfeldt), v které je přímo uložen lanový buben a tudíž má vnitřní závit odpovídající profilu lanové drážky. Toto řešení je výhodné z prostorových důvodů, buben je v matici uložen tak, že již není potřeba dalšího ložiskového uložení, ale problémem je zvýšený nárok na výrobní přesnost jak bubnu, tak matice, jinak dochází k přehřívání a zadírání matice.



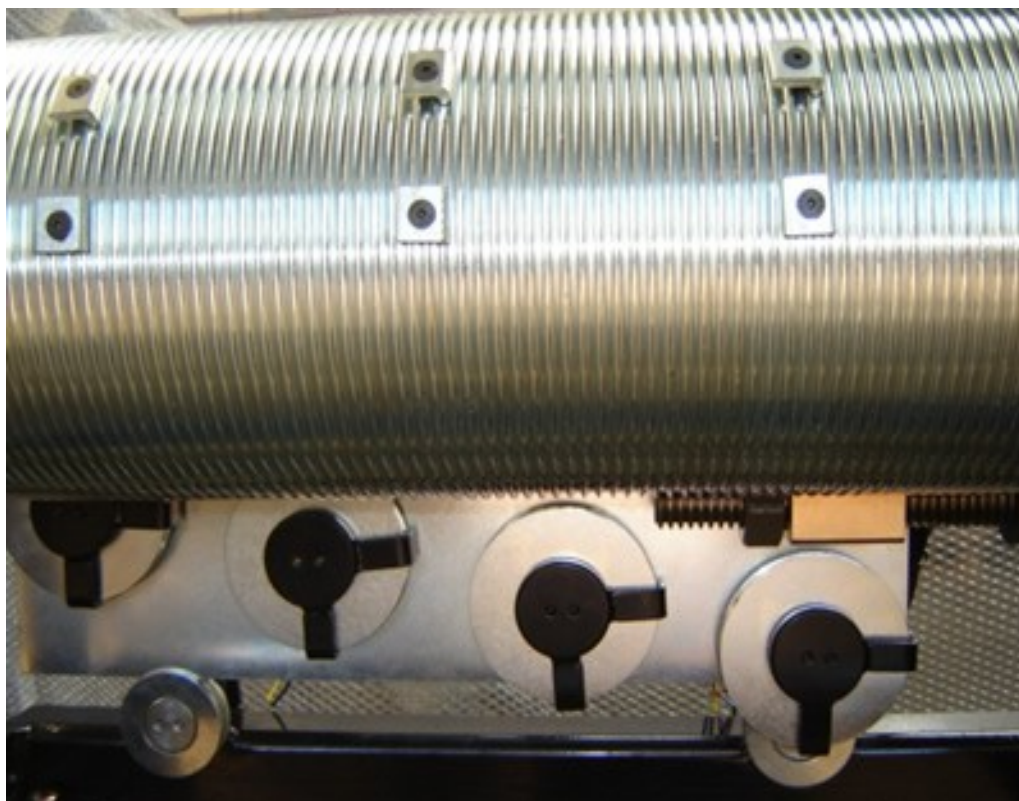
*Obr. 22 Naviják GRADIOR s posuvem pomocí matice v Loutkovém divadle Maribor*

### **VÝHODY A NEVÝHODY TĚCHTO ŘEŠENÍ**

Výhodou je, že kompenzace nepřekonává žádné síly vyvozené tahem v lanu, další výhodou je relativně jednoduchá konstrukce, naopak nevýhodou je především v případě umístění navijáku na svislo nutnost překonávat gravitační zrychlení vyvozené celou hmotností navijáku. Další nevýhodou je nutnost použití pohyblivého přívodu ke všem elektrickým komponentám (motor, brzdy, čidla apod.)

## 5.2 SYSTÉM S POSUVNÝMI PŘEVÁDĚCÍMI KLADKAMI

V tomto případě je kompenzace realizována pomocí pohybu převáděcích kladek souběžně s pohybem lana. Kladky jsou umístěny na společném rámu na vodících tyčích nebo jinak řešených kolejnicích uložených v rámu pohonu. Systém náhonu je obdobně jako v předchozím případě trapézovým šroubem s různými systémy náhonu.



*Obr. 23 Naviják s kompenzací pomocí systému posuvných kladek*

### VÝHODY A NEVÝHODY TOHOTO ŘEŠENÍ

Výhodou je, že kompenzace nepřekonává především v případě umístění navijáku na svislo gravitační zrychlení vyvozené celou hmotností navijáku, ale naopak musí překonávat síly vyvozené tahem v lanu, v neposlední řadě je nevýhodou nutná kompenzace podílu pohybu kladek na celkovém zdvihu břemene, toto je v případě umístění odměřování polohy z hřídele motoru nutno řešit opravným koeficientem v řídicím systému.

### 5.3 OTOČNÉ RAMENO S KLADKOU

Principiálně velice jednoduché řešení založené na použití převáděcí kladky uložené na otočném rameni. Otočné rameno je umístěno v polovině trasy pohybu odvíjeného lana a koná kývavý pohyb. Lano, které při odvíjení putuje horizontálně s osou bubnu sebou unáší i převáděcí kladku na otočném rameni a přes druhou svodovou kladku je lano směřováno do jednoho místa, které leží v ose nosné trubky otočného ramene.



*Obr. 24 Naviják GRADIOR s kompenzací pomocí otočného ramene s kladkou v O2 Aréně Praha*

#### VÝHODY A NEVÝHODY TOHOTO ŘEŠENÍ

Výhodou je především jednoduchost konstrukce, spolehlivý a bezúdržbový provoz. Nevýhodou omezení použití – toto řešení je vhodné především pro jednolanové navijáky (nejčastěji bodové tahy), dalším omezením je poloha navijáku, ta musí být vždy horizontální, protože síly působící na otáčení ramene nejsou schopny překonat vlastní hmotnost ramene v případě jeho vertikálního uložení. Pro správnou funkci je nutné zajistit dostatečné zatížení lana, v případě odlehčení je systém nefunkční.

## 6 NÁVRH VLASTNÍHO ŘEŠENÍ

Při hledání optimální obecně použitelné varianty vždy narážím na některé z výše popsanych nevýhod známých technických řešení kompenzace. Ať je to příliš složitá konstrukce a tím vysoká cena, nebo překonávání nežádoucích odporů (např. zvedání vlastní hmotnosti elektropřevodovky), dále v některých případech nutnost použití pohyblivých elektrických přívodů nebo omezení polohová (řešení umožňující využití jen pro horizontální polohu).

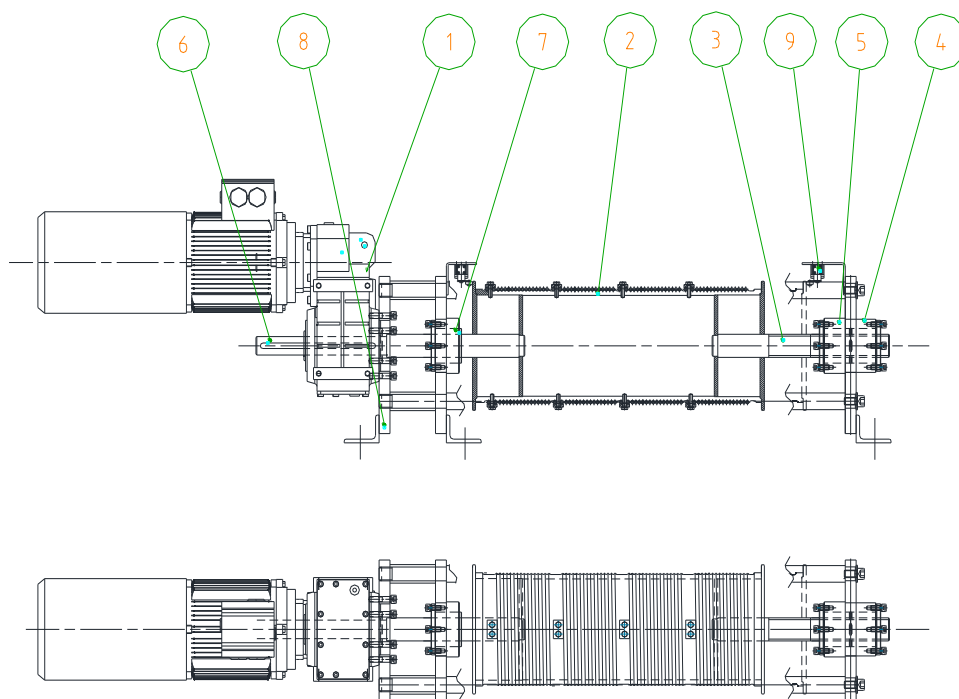
Toto mě vedlo k návrhu technického řešení, které se snaží popsané negativa odstranit nebo alespoň výrazně omezit, základní myšlenkou je posuv lanového bubnu pomocí trapézového šroubu umístěného v jeho ose.

### 6.1 ZADANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY

Návrh je zpracován na typickém příkladu aplikace prospektového jevištního tahu s následujícími požadovanými technickými parametry:

Nosnost pohonu.....	3 kN
Rychlost zdvihu.....	0 – 0,8 m/s (regulovaná)
Zdvih.....	12 m
Počet nosných lan.....	4 ks
Pracovní poloha.....	horizontální
Průměr lana.....	6,3 mm
Odměrování polohy.....	ARC/IRC TR Electronic CEH 58 SSI
Bezp. polohové vypínače.....	2 ks
Výpočtová životnost zařízení.....	400 hodin
Napětí elektromotoru.....	400/690 V 50 Hz
Maximální hlučnost.....	68 dBa 1m od navijáku

## 6.2 SCHÉMA A TECHNICKÝ POPIS



*Obr. 25 Schéma navijáku s vlastním řešením kompenzace*

Lanový buben (poz.2) je vybaven drážkou pro lano průměru 6,3 mm s roztečí 8mm. Každé lano typu HERKULES (dle ČSN EN 02 4370) je připevněno dvojicí lanových příložek s dvojicí šroubů M8, lanové příložky jsou vůči sobě pootočený o 90°. Na jedné straně je buben uložen přes trapézový šroub Tr 50x8 (poz.3) v bronzové matici (poz.4) a pro zachycení radiálních sil také v kluzném bronzovém ložisku (poz.5). Otáčením bubnu pomocí elektropřevodovky (poz.1) dochází současně k horizontálnímu pohybu bubnu a to o stejnou vzdálenost na jednu otáčku, o jakou se pohybuje výstup lana vůči bubnu. Tím je zajištěna kompenzace horizontálního pohybu lana. Buben je v převodovce s dutinou uložen suvně pomocí hřídele (poz. 6), kroutící moment je přenášen výměnným perem 12x8, které je pojištěno dvojicí zapuštěných šroubů. Pro snížení tření mezi perem a drážkou uvažují použít mazivo, např. Moliko.

Pro zachycení radiálních sil na straně převodovky je naviják vybaven druhým bronzovým ložiskem (poz.7). Celá sestava je uložena v jednoduchém rámu (poz.8) složeném z čtveřice spojovacích tyčí a trojice lícních desek. Lící desky jsou opatřeny upevňovacími L-profilý s otvory pro šroub M12.

Elektropřevodovka (poz.1) je složena z převodovky s čelním ozubením SIEMENS MOTOX

FZ 68B-LA 112 MB4 a čtyřpólového elektromotoru SIEMENS 112 M, 4 kW. Na hřídeli motoru je integrována dvojitá tichá divadelní brzda PRECIMA FDD 15 (2x35 Nm), za ní je umístěno hybridní absolutní a inkrementální čidlo TR Electronic CEH 58, jímž jsou snímány koncové polohy zvedaného břemene. Bezpečnostní koncové polohy snímají spínače Telemecanique XCK (poz.9), ovládané přímo pohybem bubnu.

### 6.3 VÝPOČTY

#### Volba lana

Zadané hodnoty:

$F_{\text{lana}} = 3000 \text{ N}$       -zadané zatížení do jednoho lana  
 $k = 8$                       -bezpečnostní koeficient dle ČSN 91 8112

$$F_{\text{lteor}} = F_{\text{lana}} \cdot k = 3000 \text{ N} \cdot 8 = 24000 \text{ N} \quad (1)$$

Kde:

$F_{\text{lteor}}$  N                      -maximální teoretické zatížení do jednoho lana

$F_{\text{ldov}} = 24850 \text{ N}$       -jmenovitá únosnost navrženého lana HERKULES  $\varnothing$  6,3 mm, 18 x 7 drátů, 1570 MPa

$F_{\text{ldov}} > F_{\text{lteor}} \rightarrow$  lano vyhovuje

#### Drážka lana

Parametry lanové drážky dle ČSN 27 1820 pro lano  $\varnothing$  6,3 mm:

$r = 3,5 \text{ mm}$                       -poloměr drážky  
 $a = 2,5 \text{ mm}$                       -hloubka drážky  
 $t = 7,5 \text{ mm}$                       -minimální rozteč drážek, volím 8 mm

#### Průměr lanového bubnu

$$D_B = d \cdot \alpha = 6,3 \text{ mm} \cdot 20 = 126 \text{ mm} \quad (2)$$

Kde:

$D_B$  mm                      -minimální jmenovitý průměr bubnu  
 $d$  mm                      -průměr lana  
 $\alpha$                       -součinitel dle ČSN 27 1820

Z konstrukčních důvodů volím průměr bubnu  $D = 244 \text{ mm}$

### Výpočet výkonu motoru

$$P_{\text{teor}} = F \cdot k_{\text{zk}} \cdot v = 3000 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 3000 \text{ W} \quad (3)$$

Kde:

$P_{\text{teor}}$	W	-teoretický potřebný výkon motoru
$F$	N	-maximální zatížení od břemene
$k_{\text{zk}}$		-koeficient přetížení při zkouškách (dle ČSN 91 8112)
$v$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	-maximální rychlost zdvihu břemene

$$P_{\text{skut}} = \frac{P_{\text{teor}}}{\eta} = \frac{3000}{0,85} = 3529,4 \text{ W} \rightarrow \text{volím motor 4 kW} \quad (4)$$

Kde:

$P_{\text{skut}}$	W	-skutečný potřebný výkon motoru
$\eta$		-celková účinnost

### Výběr převodovky

Z důvodu výborných zkušeností v divadelních technologiích s výrobky SIEMENS MOTOX volím z typové řady tohoto výrobce

Výstupní otáčky převodovky:

$$n_2 = \frac{v}{D \cdot \pi} = \frac{0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{0,244 \text{ m} \cdot 3,14} = 1,04 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 62,62 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5)$$

Kde:

$n_2$	$\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$	-požadované výstupní otáčky převodovky
$v$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	-maximální rychlost zdvihu břemene
$D$	mm	-jmenovitý průměr bubnu

$$M_{\text{k2}} = F \cdot r_b = 3000 \text{ N} \cdot 0,122 \text{ m} = 366 \text{ Nm} \quad (6)$$

Kde:

$M_{\text{k2}}$	Nm	-minimální kroutící moment na výstupu převodovky
$F$	N	-maximální zatížení od břemene
$r_b$	mm	-poloměr bubnu

Pro vypočítané hodnoty volím převodovku SIEMENS MOTOX FZ 68 B, která má parametry:  $n_2 = 64 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  a  $M_{\text{k2}} = 601 \text{ Nm}$  se servisním faktorem  $f_B = 1,7$

## Kontrola trapézové matice

Úvaha:

Trapézová matice je zatížena součtem odporů v ložiskách a odporem proti pohybu hřídele resp. pera v dutině převodovky.

Tření v ložiskách:

$$F_{tl} = F_N \cdot \mu_1 = (F + G_B \cdot g) \cdot \mu = (3000 \text{ N} + 81 \text{ kg} \cdot 9,81) \cdot 0,15 = 569,19 \text{ N} \quad (7)$$

Kde:

$F_{tl}$	N	-třecí síla v ložiskách
$F_N$	N	-normálová síla
$\mu_1$		-koeficient smykového tření pro ocel-bronz za klidu
$F$	N	-maximální zatížení od břemene
$G_B$	kg	-hmotnost bubnu
$g$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	-tíhové zrychlení

Tření na peru v převodovce:

$$F_p = \frac{M_{k2}}{r_p} = \frac{366 \text{ Nm}}{0,02155 \text{ m}} = 16983,76 \text{ N} \quad (8)$$

Kde:

$F_p$	N	-síla působící na pero v jeho ose
$M_{k2}$	Nm	-kroutící moment na výstupu převodovky
$r_p$	m	-rameno působíště síly $F_p$

$$F_{tp} = F_p \cdot \mu_2 = 16983,76 \cdot 0,1 = 1698,38 \text{ N} \quad (9)$$

Kde:

$F_{tp}$	N	-třecí síla v převodovce
$F_p$	N	-síla působící na pero v jeho ose
$\mu_2$		-koeficient smykového tření pro ocel-ocel za klidu

Kontrola matice na otláčení:

$$p = \frac{F_{tl} + F_{tp}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{569,19 \text{ N} + 1698,38 \text{ N}}{\pi \cdot 46 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 8,75 \text{ mm}} = 0,4483 \text{ MPa} \quad (10)$$

Kde:

$p$	MPa	-tlak na trapézovou matici
$F_{tl}$	N	-třecí síla v ložiskách
$F_{tp}$	N	-třecí síla v převodovce
$d_2$	mm	-střední průměr závitu
$H_1$	mm	-nosná hloubka závitu
$z$	mm	-nosná délka závitu

Z tabulek:

$p_{Dmatice}$  MPa -dovolený tlak na bronzovou matici 5-15 MPa

$p < p_{Dmatice} \rightarrow$  matice vyhovuje

### Kontrola pera na otláčení

$$P_{pera} = \frac{F_p}{a \cdot b} = \frac{16983,76 \text{ N}}{3,1 \text{ mm} \cdot 170 \text{ mm}} = 32,23 \text{ MPa} \quad (11)$$

Kde:

$P_{pera}$  MPa -tlak na pero

Z tabulek:

$p_{Dpera}$  MPa -dovolený tlak na pero 80 MPa

$P_{pera} < p_{Dpera} \rightarrow$  pero vyhovuje

## 8. ZÁVĚR PRÁCE

Lanové navijáky jsou velice často používaným technologickým prvkem v mnoha průmyslových oborech, v mnohém z těchto případů je nutné řešit kompenzaci horizontálního pohybu lana. Z rešeršní části této práce vyplývá, že sice existuje řada způsobů a provedení tohoto prvku, ale všechny známé řešení jsou zatíženy menší či větší řadou nevýhod a omezení. Proto je v konstrukční části práce navrženo vlastní řešení, konkrétně zaměřené na použití v divadelní technologii, které do značné míry eliminuje většinu nevýhod a jeví se jako vhodné řešení pro nasazení v praxi. Toto potvrzuje i cenové srovnání s konkurenčními výrobky. Proto bude firmou GRADIOR TECH a.s., ve které jsem zaměstnán, zpracována výrobní dokumentace prototypu, který bude následně vyroben a budou na něm provedeny zkušební testy (maximální nosnost, účinnost celého systému, životnost, hlučnost). V případě pozitivních výsledků testů bude tento způsob kompenzace nasazován v praxi.

## CITOVANÁ LITERATURA

- [1] **Iteco.** Elektrické lanové kladkostroje. [Online] 2011. [Citace: 10. 05 2011.] <http://www.iteco.cz/kladkostroje/elektricke-lanove-kladkostroje/>.
- [2] **VYKOW.** Produkty. *VYKOW*. [Online] 2011. [Citace: 10. 05 2011.] <http://www.wykov.cz/produkty.html>.
- [3] **ARNB, s.r.o.** Stavební vrátky. *CAMAC*. [Online] 2011. [Citace: 10. 05 2011.] <http://www.camac.cz/stavebni-vratky/zavesne/p200>.
- [4] **Hyva CS, s.r.o.** Ostatní produkty. *Hyva*. [Online] 2005. [Citace: 10. 05 2011.] [http://www.hyva.cz/index.php?lang=cz&sec=adv\\_redaction&r\\_cat=11&s\\_cat=164&title\\_string=Vypro%C5%A1%C5%A5ovac%C3%AD+navij%C3%A1ky](http://www.hyva.cz/index.php?lang=cz&sec=adv_redaction&r_cat=11&s_cat=164&title_string=Vypro%C5%A1%C5%A5ovac%C3%AD+navij%C3%A1ky).
- [5] **SIEMENS.** Produkty. *SIEMENS*. [Online] 2010. [Citace: 23. 04 2011.] <http://www.siemens.cz/siemjet/cz/home/elektromotory-mohelnice/produkty/Main/index.jet>.
- [6] **KG, Chr. Mayr GmbH & Co.** ROBA-stop-silenzio. *MAYR*. [Online] 2009. [Citace: 23. 04 2011.] <http://www.mayr.com/en/products/safety-brakes/roba-stop-silenzio/>.
- [7] **MOTOR-GEAR.** Převodovky. *MotorGear*. [Online] 2009. [Citace: 20. 04 2011.] <http://www.motorgear.cz/prevodovky-patralelni-za-zf>.
- [8] **Tr-electronic.** Compact Encoder. *Tr-electronic*. [Online] 2011. [Citace: 20. 04 2011.] <http://www.tr-electronic.de/trgroup/Produkte/sensors/Drehgeber/DrehgeberAbsolut/CompactEncoder.html>.
- [9] **Tecsis.** Force. *Tecsis*. [Online] 2011. [Citace: 20. 04 2011.] <http://www.tecsis.de/en/kraft.html>.
- [10] **Ltd, Stage Engineers Pte.** Specialized stage systems. *Stage Engineers Pte Ltd*. [Online] 2011. [Citace: 12. 03 2011.] <http://www.se.com.sg/product03.htm>.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$F_{\text{lana}}$	[N]	zadané zatížení do jednoho lana
$k$	[-]	bezpečnostní koeficient dle ČSN 91 8112
$F_{\text{lteor}}$	[N]	maximální teoretické zatížení do jednoho lana
$F_{\text{ldov}}$	[N]	jmenovitá únosnost navrženého lana
$r$	[mm]	poloměr drážky bubnu
$a$	[mm]	hloubka drážky bubnu
$t$	[mm]	minimální rozteč drážek bubnu
$D_B$	[mm]	minimální jmenovitý průměr bubnu
$d$	[mm]	průměr lana
$\alpha$	[-]	součinitel dle ČSN 27 1820
$D$	[mm]	jmenovitý průměr bubnu
$P_{\text{teor}}$	[W]	teoretický potřebný výkon motoru
$F$	[N]	maximální zatížení od břemene
$k_{\text{zk}}$	[-]	koeficient přetížení při zkouškách (dle ČSN 91 8112)
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost zdvihu břemene
$P_{\text{skut}}$	[W]	skutečný potřebný výkon motoru
$\eta$	[-]	celková účinnost
$n_2$	[ot · s <sup>-1</sup> ]	požadované výstupní otáčky převodovky
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost zdvihu břemene
$M_{\text{k2}}$	[Nm]	minimální kroutící moment na výstupu převodovky
$F$	[N]	maximální zatížení od břemene
$r_b$	[mm]	poloměr bubnu
$f_B$	[-]	provozní faktor převodovky
$F_{\text{tl}}$	[N]	třecí síla v ložiskách
$F_N$	[N]	normálová síla
$\mu_1$	[-]	koeficient smykového tření pro ocel-bronz za klidu
$G_B$	[kg]	hmotnost bubnu
$g$	[m · s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$F_p$	[N]	síla působící na pero v jeho ose
$r_p$	[m]	rameno působíště síly $F_p$
$F_{\text{tp}}$	[N]	třecí síla v převodovce
$\mu_2$	[-]	koeficient smykového tření pro ocel-ocel za klidu
$p$	[MPa]	tlak na trapézovou matici
$F_{\text{tl}}$	[N]	třecí síla v ložiskách
$F_{\text{tp}}$	[N]	třecí síla v převodovce
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$H_1$	[mm]	nosná hloubka závitu
$z$	[mm]	nosná délka závitu
$p_{\text{Dmatice}}$	[MPa]	dovolený tlak na bronzovou matici
$p_{\text{pera}}$	[MPa]	tlak na pero
$p_{\text{Dpera}}$	[MPa]	dovolený tlak na pero

## **PŘÍLOHY**

- 0-3K2-001 Návrhová sestava pohonu s kompenzací
- 0-3K2-002 Návrhová sestava pohonu s kompenzací - kusovník