



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**

---



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh transportního zařízení pro přepravu sportovních lodí na  
přehradě Orlík**

**Design of Transport Device for Sports Boat  
on the Orlik Dam**

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika  
Vedoucí práce: Ing. Pavel Malý

**Lukáš Mráz**

---

Praha 2015

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh transportního zařízení pro přepravu sportovních lodí na přehradě Orlík“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Malého, s použitím materiálů, uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze, dne 14. května 2015

.....  
podpis



## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Pavlu Malému za jeho rady a připomínky při řešení konstrukčních a funkčních problémů celého zařízení během zpracovávání mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Melicharovi za poskytnuté informace týkající se provozu lodního zdvihadla a v neposlední řadě své rodině, za jejich trpělivost, pochopení a umožnění studia.



## ANOTAČNÍ LIST

**Jméno autora:** Lukáš MRÁZ

**Název DP:** Návrh transportního zařízení pro přepravu sportovních lodí na přehradě Orlík

**Anglický název:** Design of Transport Device for Sports Boats on the Orlik Dam

**Rok:** 2015

**Obor studia:** Dopravní, letadlová a transportní technika

**Ústav:** Ústav konstruování a částí strojů

**Vedoucí BP:** Ing. Pavel Malý

**Bibliografické údaje:** počet stran ..... 79  
počet obrázků ..... 44  
počet tabulek ..... 8  
počet příloh ..... 4

**Klíčová slova:** loď, zdvihadlo, přehrada, transport lodí, Orlík

**Keywords:** boat, lift, dam, transport of boat, Orlik

### **Anotace:**

Diplomová práce je zaměřena na návrh plošinového vozíku a pohonu lodního zdvihadla na přehradě Orlík. Její obsah tvoří jak řada teoretických, tak i kontrolních výpočtů vztahující se k danému zařízení. Součástí je též dynamická analýza popisující chování soustavy ve stanovených režimech chodu.

### **Abstract:**

The purpose of this thesis is to design of transport device and drive unit the ship lift on the Orlik dam. It consists of an array of theoretical and verificatory calculations concerning the components. A comprehensive dynamic analysis which describes the behavior of the system in specified operating modes is included.



## OBSAH

<b>1. Úvod .....</b>	<b>3</b>
1.1 Požadavky a cíle .....	4
<b>2. Základní charakteristika .....</b>	<b>5</b>
2.1 Význam vodní dopravy .....	5
2.2 Objekty na vodních cestách .....	5
<b>3. Lodní zdvihadla .....</b>	<b>6</b>
3.1 Popis zařízení.....	6
3.2 Svislá lodní zdvihadla .....	9
3.3 Šikmá lodní zdvihadla .....	13
<b>4. Malé lodní zdvihadlo na přehradě Orlík.....</b>	<b>16</b>
4.1 Všeobecná charakteristika zařízení.....	16
4.2 Popis konstrukce zařízení .....	17
4.3 Typy přepravovaných lodí .....	18
<b>5. Návrh konstrukce plošiny .....</b>	<b>20</b>
5.1 Volba typu spoje.....	20
5.2 Volba typu profilu.....	21
5.3 Koncepční návrh .....	23
<b>6. Mechanismus uchycení lodí.....</b>	<b>25</b>
6.1 Současné provedení .....	25
6.2 Nové řešení .....	29
<b>7. Návrh elektrické pohonné jednotky.....</b>	<b>36</b>
7.1 Uspořádání pohonné soustavy.....	38
7.2 Síla v laně.....	39
7.3 Návrh motoru.....	41
7.4 Redukování pohonné soustavy .....	41
7.5 Nestacionární stavy .....	43
7.6 Kontrola momentové přetížitelnosti .....	46
<b>8. Dynamická analýza .....</b>	<b>48</b>
8.1 Metodika výpočtu .....	49
8.2 Charakteristika nosného elementu .....	50
8.3 Dynamický výpočtový model .....	54
8.4 Vlastní frekvence soustavy.....	55
8.5 Vlastní tvary soustavy .....	58
8.6 Netlumený systém .....	60
8.7 Tlumený systém .....	64
<b>9. Závěr.....</b>	<b>69</b>



---

<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>70</b>
<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>74</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>75</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>75</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>76</b>



# 1. Úvod

Vznik a vývoj dopravy je bezprostředně spojen s rozvojem samotné lidské společnosti. Už v dávných letech se stala nezbytnou součástí každodenního života. Nejprve byla využívána za účelem obživy, později zásadní mírou ovlivnila osídlování dalších území. Jedinými dopravními cestami byly již od doby kamenné vodní toky, a proto se vodní doprava řadí mezi nejstarší druhy kontinentálních přeprav. Prostřednictvím těchto cest bylo možné realizovat přepravu objemných nákladů, se kterými by se za jiných okolností nedalo manipulovat. [21]

Základním stavebním materiálem bylo dřevo, jehož vlastnosti poskytovaly optimální řešení konstrukce vodních plavidel. Pro svou velmi vysokou vlhkost se nejrozšířenějšími druhy staly dub, teak a mahagon. Tato skutečnost zaručovala poměrně dobrou odolnost proti jejich degradaci.

Nejjednodušší a zároveň nejstarší plavidla se vyráběla svazováním kmenů či otepí, popřípadě se využívalo kožených měchů naplněných trávou nebo vzduchem. Existovaly u všech národů a podle přírodních podmínek se lišily pouze použitým materiálem a konstrukcí. Přemístění přes překážky se uskutečňovalo přenášením nebo přetahováním. S rostoucí vyspělostí společnosti rostla i úroveň zpracování, proto se z opracovaných dřevěných segmentů vytvářely kostry, které sloužily jako nosné prvky a tvořily základ trupu lodí. [22]

Hlavním zdrojem energie pro pohyb se stal proud řeky. Samozřejmě na řadu přišly i jiné alternativní pohony jako vesla, pádla či plachty. Tento způsob nabízel možnost ovládat jak směr, tak i rychlost jízdy, což do té doby nebylo obvyklé. K zásadní změně došlo až vynálezem parního stroje, jehož vznik znamenal převrat nejen ve vodní dopravě.

V současné době tvoří tato doprava důležitou součást dopravní infrastruktury průmyslově vyspělých států. Již v 18. a 19. století vznikla v mnoha evropských zemích poměrně hustá síť splavněných toků spojující významná centra výroby a spotřeby. Při výstavbě této sítě bylo realizováno mnoho pozoruhodně řešených technických objektů jako přístavy, plavební komory a lodní zdvihadla. Svou jedinečností se staly dominantou v dané oblasti a po několika modernizačních úpravách slouží až dodnes. [1]



## 1.1 Požadavky a cíle

Malé lodní zdvihadlo na přehradě Orlík je již několik desítek let v provozu. V průběhu své existence došlo k některým změnám v konstrukci, které se velmi osvědčily a zpřístupnily zařízení i pro další typy lodí.

V tomto trendu se chce dále pokračovat a z toho důvodu je hlavním záměrem této diplomové práce přepracovat do určité míry původní koncepci spočívající v navýšení nosnosti plošinového vozíku na hodnotu 6600 kg, kde hmotnost lodě zaujímá 6000 kg a zbývající část je vyhrazena pro posádku. Z toho vyplývá, že bude nutné navrhnout jeho konstrukci s ohledem na ustavení lodi a pohonnou jednotku. Zpětnou analýzou se následně určí chování navržených částí při přepravě plavidla.





## 2. Základní charakteristika

### 2.1 Význam vodní dopravy

Dopravu je možné označit jako významné hospodářské odvětví každého vyspělého státu. Jejím úkolem je efektivně zabezpečit hospodářské i společenské potřeby, jako například přepravu zboží a osob. Dále realizuje propojení míst výroby a spotřeby, což výrazně ovlivňuje cenu zboží. Ekonomický a společenský rozvoj je podmíněn správnou funkcí dopravního systému země. Spolehlivost dopravy závisí na technické vyspělosti a kapacitní infrastruktuře dopravních cest.

### 2.2 Objekty na vodních cestách

Používání lodí v rámci dopravy je spojeno s úpravou vodních cest. Pro usnadnění a zabezpečení správného provozu je zde budována celá řada objektů. Podle literatury [2] se rozdělují do následujících skupin:

#### a) Stavby zajišťující propojení s jinou komunikací

- Mosty
- Tunely
- Přívozy

#### b) Stavby zajišťující propojení vodní cesty

- Akvadukty

#### c) Zařízení pro překonávání spádu

- Lodní zdvihadla
- Plavební komory

#### d) Ostatní zařízení a stavby

- Přístavy a překladiště



## 3. Lodní zdvihadla

### 3.1 Popis zařízení

Stejně jako plavební komory, tak i lodní zdvihadla jsou specializovaná technická zařízení umožňující překonávání spádu mezi dvěma různě položenými úseky vodní cesty. Uplatňují se především tam, kde by klasická plavební komora byla technicky a stavebně velmi náročná. Rozhodujícím faktorem je velikost převýšení a množství vody potřebné na proplutí. Vlivem technického pokroku se hranice výškového rozdílu, pro který je výhodnější použít lodního zdvihadla namísto plavební komory, neustále zvětšovala. V současnosti se stanovuje na 30 m. [1]

#### 3.1.1 Srovnání vlastností

Realizace plavební komory či lodního zdvihadla vyžaduje podrobný a kvalifikovaný technicko - ekonomický rozbor. Z rozměrových důvodů jsou zdvihadla určena obzvláště na průplavy s provozem motorových lodí. Pro větší lodní soupravy by byl návrh obtížně řešitelný a neekonomický. [1]

##### a) Výhody

- Možnost překonávání velkých spádů
- Minimální spotřeba vody
- Velká dopravní výkonnost
- Vysoká rychlost
- Objemová stálost kapaliny v přilehlých zdržích

##### b) Nevýhody

- Vysoké počáteční investice na zhotovení
- Technická a konstrukční složitost zařízení
- Vyšší nároky na údržbu
- Menší rozměry žlabu
- Možnost proplavování pouze jednotlivých lodí

I když se lodní zdvihadla řadí mezi nejstarší zařízení na přepravu lodí přes plavební stupně a terénní překážky, tak uvedené okolnosti zřejmě vedly k tomu, že je jejich počet relativně velmi malý, a to jen v rámci technicky a ekonomicky



nejvyspělejších zemích. K realizaci těch nejvýznamnějších staveb docházelo v Anglii, Belgii, Francii a USA, zejména v období 18. a 19. století. Přehled některých vybudovaných lodních zdvihadel s jednotlivými parametry je uveden v tab. 1. [2]

Rok	Stát	Místo	Typ zdvihadla	Spád	Nosnost
1788	Anglie	Kentley	Šikmé	21,3 m	5 t
1825	USA	Philipsburg	Šikmé s dopravou na sucho	30,4 m	70 t
1875	Anglie	Anderton	Svislé s protizávažím	15,4 m	100 t
1900	Anglie	Foxton	Šikmé se žlabem napříč	22 m	70 t
1962	SRN	Henrichenburg	Svislé	13,7 m	1350 t
1968	SSSR	Krasnojarsk	Šikmé	101 m	1500 t
1970	Francie	Arzwiller	Šikmé se žlaby napříč	44,5 m	350 t
1976	ČR	přehrada Orlík	Šikmé	71 m	3,5 t
1987	Belgie	Strépy - Thieu	Svislé s protizávažím	73 m	1350 t
2002	Skotsko	Falkirk	Rotační	34,5 m	500 t

tab. 1.: Přehled vybudovaných lodních zdvihadel [2]

### 3.1.2 Princip lodních zdvihadel

Konstrukce lodního zdvihadla je tvořena mnoha prvky zajišťující správnou funkci zařízení. Mezi hlavní části patří:

- Transportní zařízení
- Vodící konstrukce
- Pohybový mechanismus
- Vyvažovací mechanismus



Transportní zařízení tvoří uzavíratelný ocelový žlab naplněný vodou nebo vodorovná plošina pro dopravu lodí na sucho.

V prvním případě bývá rychlost pohybu žlabu v rozmezí 0,12 až 0,24 m/s. Jeho hmotnost včetně náplně dosahuje několika stovek až tisíců tun, což se musí kompenzovat buď druhým žlabem, plováky nebo protizávažím. Důležité pro navrhování vyvažovacího mechanismu je to, že celková hmotnost žlabu s lodí nebo bez ní je vždy stejná. Tato skutečnost je dána platností Archimédova zákona. Při vplouvání lodi do žlabu dochází k vytlačení takového objemu vody, který odpovídá jejímu výtlačku a při vyplutí se tento objem opět vrátí. Pohybový mechanismus se s výhodou dimenzuje pouze na překonání odporů třením. Z bezpečnostních důvodů bývají však značně předimenzovány, aby nedošlo ke ztrátě stability soustavy vlivem úniku vody nebo dynamických účinků vzniklých pohybem vodní hladiny. [1]

Ve druhém případě se poměr hmotnosti dopravovaného nákladu k celkové hmotnosti břemena značně liší od dopravy využívající žlab s naplněnou vodou. Tato hodnota je podstatně nižší, takže spotřeba energie na přepravu je menší. Naopak malá bezpečnost a delší doba přepravy související s technickými problémy při vyvažování různě velkých lodí se řadí mezi faktory, které nepříznivě ovlivňují provoz tohoto zařízení. [1]

Z těchto důvodů se v dnešní době pro lodě větších nosností (1000 t a více) navrhují převážně zdvihadla se žlabem naplněným vodou, zatímco zdvihadla s dopravou na sucho jsou určena pro osobní a sportovní lodě.

V závislosti na způsobu přemísťování lodního žlabu z jedné zdrže do druhé je možné rozlišovat:

#### a) Svislá lodní zdvihadla

- Pístová
- Plováková
- S protizávažím
- Speciální

#### b) Šikmá lodní zdvihadla

- S příčně uloženým žlabem
- S podélně uloženým žlabem



## 3.2 Svislá lodní zdvihadla

Jedná se o lodní zdvihadla, kde výškový rozdíl hladin je překonáván dopravním žlabem prostřednictvím svislé vodící dráhy. V závislosti na způsobu vyvážení žlabu se dělí do následujících kategorií.

### 3.2.1 Zdvihadla pístová

Jejich konstrukce vychází z konstrukce hydraulického lisu. Základem zdvihadla jsou dvě identické části, z nichž každá má svůj lodní žlab, který je vždy podepřen

jedním pístem. Pohyb pístů se realizuje ve svislých vodotěsných válcových šachtách naplněných vodou. Ty jsou propojeny spojovacím potrubím s uzávěrem regulujícím rychlost pohybu jednotlivých žlabů. Zařízení se dá do pohybu až v té chvíli, kdy dojde k porušení rovnováhy mezi oběma žlabu. To znamená, že se do horního žlabu



obr. 1.: Andertonské lodní zdvihadlo [23]

připustí z horní zdrže malá vrstva vody, která vyvodí přídavnou sílu k pohybu směrem dolů. [2]

Pístová zdvihadla patří k nejstarším typům, kdy k jejich výstavbě docházelo zvláště v letech 1875 až 1917. Některá z nich, jako například Andertonské lodní zdvihadlo na obr. 1, jsou dodnes v provozu a plně zastávají svou funkci.

#### a) Výhody

- Jednoduchá regulace rychlosti
- Minimální spotřeba energie a vody

#### b) Nevýhody

- Vysoká přesnost provedení
- Nároky na únosnost podloží
- Použití pro menší spády a menší rozměry žlabu



### 3.2.2 Zdvihadla plováková

Tento typ zdvihadel funguje na principu Archimédova zákona. V hlubokých rozměrných šachtách pod zdvihadlem jsou umístěny velké plováky. Ty slouží k vyvážení lodního žlabu a k jeho nesení prostřednictvím svislých ocelových podpěr, jejichž výška odpovídá překonávanému spádu. Plováky jsou rozměrově uzpůsobeny tak, aby v každé výškové poloze byly vždy ponořené a vyvolávaly konstantní vztlak, schopný vyvážit tíhu žlabu naplněného vodou. Pohyb se následně uskutečňuje působením relativně malé síly, která slouží pouze k překonání odporů proti pohybu.

Pohon plovákových zdvihadel je vždy mechanický. Jeho základ tvoří pevné vřetenové tyče, na nichž se otáčejí matice poháněné elektromotory. [1]

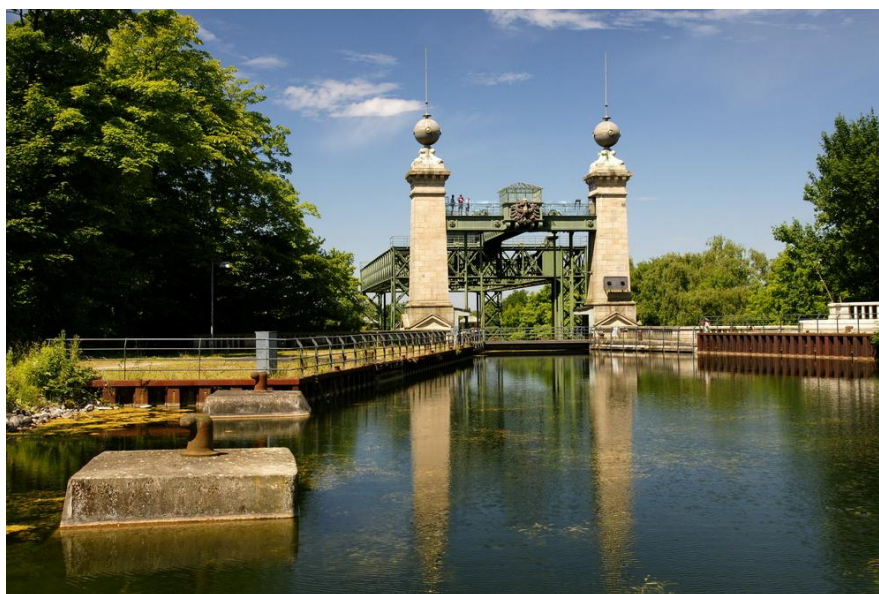
Zástupcem této skupiny je zařízení na obr. 2, jež na první pohled zaujme zdobnou architekturou a fortelností ocelové konstrukce.

#### a) Výhody

- Nezávislost jednotlivých žlabů
- Použití žlabů s velkými rozměry

#### b) Nevýhody

- Hluboké plovákové šachty
- Použití pro menší spády



obr. 2.: Lodní zdvihadlo Henrichenburg - Waltrop [24]



### 3.2.3 Zdvihadla s protizávažím

Lodní zdvihadla s protizávažím jsou konstruována tak, aby tíha žlabu s vodní náplní byla vyvážena železobetonovými protizávažími zavěšenými na lanech, která jsou vedena přes velké kladky uložené v horní části vodící konstrukce žlabu. Toto uspořádání hraje velkou roli při dimenzování zařízení jako celku, jelikož se do celé konstrukce přenáší nejen váha lodního žlabu s vodou, ale i váha protizávaží. [2]



obr. 3.: Lodní zdvihadlo Strépy - Thieu [25]

Pohon je zajištěn buď pomocí hřídelí zapadajících do ozubnic v bočních pilířích, nebo pomocí vřetenových tyčí, po nichž se pohybují vřetenové matice. V prvním případě jsou elektromotory umístěny na žlabu, v případě druhém na vodící konstrukci. [2]

Svémi přednostmi se stal tento typ lodních zdvihadel oblíbený a v poslední době je velmi preferován. Mezi hlavní představitele se řadí belgické lodní zdvihadlo vybudované mezi městy Strépy a Thieu na obr. 3.

#### a) Výhody

- Jednoduchá konstrukce
- Provozní spolehlivost
- Použití pro velké spády

#### b) Nevýhody

- Vysoká hmotnost

Na našem území se s výstavbou svislého lodního zdvihadla uvažovalo na vodním díle Slapy na řece Vltavě, kde je maximální spád 56 m. Avšak v průběhu stavby byly práce na tomto plavebním zařízení zrušeny a dodnes čeká na své dokončení.



### 3.2.4 Speciální zdvihadla

O této kategorii lodních zdvihadel lze říci, že vynikají svou jedinečností a netypickým řešením vymykající se všem zavedeným zvyklostem. Účel zůstává pořád stejný, avšak konstrukční provedení je značně odlišné od ostatních. Nedávno realizovaným příkladem může být tzv. Falkirské kolo, viz obr. 4. Jedná se o rotační lodní zdvihadlo, jehož dva lodní žlaby jsou umístěny na otočných ramenech. Při pohybu musí být zajištěna vodorovná poloha obou žlabů, což je uskutečněno mechanickou cestou pomocí systému ozubených kol a vodících kolejnic. Samozřejmě nechybí ani důmyslný software pro řízení celého vodního režimu ve zdvihadle. [1]

Svou výjimečností se řadí mezi unikátní stavby a je považován za technickou pamětihodnost Skotska.

#### a) Výhody

- Výjimečnost
- Rychlost přepravy

#### b) Nevýhody

- Náročná realizace
- Cena



obr. 4.: Rotační lodní zdvihadlo Falkirk [26]





### 3.3 Šikmá lodní zdvihadla

Tento druh lodních zdvihadel, označován také jako lodní železnice, je schopen překonávat velmi velké spády. Pro splnění této podmínky je nutné klást důraz na stabilitu a konstantní sklon terénu.

Základním přepravním prvkem je buď žlab naplněný vodou, nebo speciálně upravený plošinový vozík pro dopravu na sucho. Pohyb se následně realizuje prostřednictvím kolových podvozků po kolejové dráze. Žlaby s vodní náplní jsou mechanicky vyvážené betonovým protizávažím, proto v pohybovém mechanismu dochází k překonávání pouze ztrát v převodech a valivého i čepového tření v podvozcích. [2]

Jiná situace nastává při použití plošinových vozíků potýkající se s problémem nedostatečného vyvážení mechanismu. Při přepravě vzniká také nebezpečí poškození trupu lodí. Z toho důvodu jsou konstruovány pro určité typy lodí, které svými parametry odpovídají zamýšlenému technickému řešení.

Podle umístění žlabu nebo plošiny vzhledem k ose kolejové dráhy se rozlišují dva následující typy šikmých zdvihadel.

#### 3.3.1 Zdvihadla s příčně uloženým žlabem

V tomto případě bývá trasa vodní cesty vedena po vrstevnicích a spád vzniklý



obr. 5.: Lodní zdvihadlo Arzviller [27]

mezi nimi se překonává příčně situovanou kolejovou dráhou kolmou na osu plavební cesty. Dráha, po které se lodní žlab pohybuje, má zpravidla relativně velký sklon a její šířka je podstatně větší než délka. Tímto uspořádáním lze dosáhnout poměrně malých rozkyvů hladiny ve žlabu při jeho rozjezdu a brzdění, s čímž je spojeno i působení velmi malých sil v lanech upevňující přepravované loď. Součástí pohonné jednotky jsou tažná lana vedoucí přes bubny až k protizávaží, kde dochází ke spojení. Tato protizávaží se pohybují po zvláštních kolejích vyskytující se mezi kolejemi žlabu. [1]

mezi nimi se překonává příčně situovanou kolejovou dráhou kolmou na osu plavební cesty. Dráha, po které se lodní žlab pohybuje, má zpravidla relativně velký sklon a její šířka je podstatně větší než délka. Tímto uspořádáním lze dosáhnout poměrně malých rozkyvů hladiny ve žlabu při jeho



Dimenzování motorů opět probíhá pouze na překonání odporů třením, jelikož je žlab plně vyvážen.

Všechny jmenované vlastnosti jsou typickými znaky pro zdvihadlo na obr. 5, postavené ve francouzském městě Saint - Louis Arzwiller.

#### a) Výhody

- Použití pro velké spády a strmosti s hodnotou 1:8 až 1:2
- Malý rozkyv hladiny při přepravě

#### b) Nevýhody

- Prostorová náročnost
- Rozsáhlé úpravy terénu

### 3.3.2 Zdvihadla s podélně uloženým žlabem

Tato zařízení mají kolejovou dráhu nasměrovanou ve směru osy plavební dráhy. Lodní žlab je součástí masivního podvozku disponující velkým počtem nosných kol, jejichž úkolem je rozložení velké hmotnosti žlabu na dráhu. Pohyb zajišťují tažná lana s protizávažím nebo vlastní pohon, který přenáší výkon na ozubená kola pohybující se po ozubnicové dráze. Další možností je použití elektrické lokomotivy připojené přímo ke žlabu. Směrem nahoru se elektrická energie spotřebovává a směrem dolů rekuperuje. Stav rekuperace obstarávají motory pracující v generátorickém režimu, což v důsledku zároveň žlab brzdí. Fyzickým ztvárněním je unikátní hydrotechnické dílo na obr. 6 umožňující překonat hráz Krasnojarské přehrady na řece Jenisej. [1]



obr. 6.: Krasnojarské lodní zdvihadlo [28]

V České Republice je tento typ lodního zdvihadla také zastoupen. Nachází se na přehradě Orlík, jež je součástí řeky Vltavy. Při výstavbě přehrady byla vybudována jeho celá stavební část a ze strojní části byly nainstalovány pouze kolejové a ozubnicové dráhy, takže zdvihadlo je do dnešní doby nedokončené. Dle



návrhu je určeno pro lodě o hmotnosti až 300 t. Má překonávat spád max. 71 m se sklonem drah  $22^\circ$ . Dopravní žlab s vodou je tažen elektrickou ozubnicovou lokomotivou s 24 pohonnými jednotkami o celkovém výkonu 1200 kW. [2]

V současnosti se na vodním díle provozuje malé lodní zdvihadlo pro sportovní lodě, jehož inovace bude předmětem řešení v dalších kapitolách.

#### a) Výhody

- Jednoduchá konstrukce
- Malá šířka kolejové dráhy
- Nezávislost na kolísání hladiny

#### b) Nevýhody

- Malý sklon terénu v rozmezí hodnot 1:10 až 1:50
- Dlouhá doba přepravy



## 4. Malé lodní zdvihadlo na přehradě Orlík

### 4.1 Všeobecná charakteristika zařízení

Splavnost řeky Vltavy v úseku mezi Prahou a Týnem nad Vltavou zajišťuje několik transportních zařízení, mezi které bezpochybně patří i malé lodní zdvihadlo na přehradě Orlík. To se už od roku 1976 stará o přepravu sportovních lodí o rozměrech 8,5 x 3 m přes korunu hráze z dolní do horní úrovně a naopak.

Doprava se realizuje plošinovým vozíkem taženým lanovým soustrojím prostřednictvím dvou lan po kolejové dráze. Průběh přemístění je takový, že nejprve vozík s řidičem částečně sjede pod hladinu v dolní nebo horní části přehrady. Poté dojde k nalodění a připoutání lodi, která po vynoření z vody zaujme v prostoru relativně stabilní polohu. Celý náklad se pohybuje po šikmé dráze směrem k točně otáčející se v rámci úhlu o velikosti 180°. Následně dojde ke spuštění na opačné straně hráze a to tak, aby loď mohla po odpoutání volně odplout.

Při přepravě lodí jsou využívány dva jízdní režimy. První z nich určuje jízdu při rozjezdu a dojezdu a druhý definuje rychlost samotného pohybu po dráze. Ovládání celého zařízení je možné uskutečnit přímo z vozíku nebo z točny. Rychlost se nastavuje polohovací pákou.



obr. 7.: Dvojice lodních zdvihadel na přehradě Orlík [29]

Od doby, kdy bylo zdvihadlo poprvé zprovozněno, uplynula řada let, během nichž došlo k několika jeho inovacím týkající se zejména zvětšení plošinového



vozíku. Přestože měla tato úprava svá technická omezení, došlo ke zvýšení přepravní kapacity o 700 registrovaných lodí. [20]

Veličina	Hodnota
Délka dráhy	277 m
Překonávaný spád	70 m
Sklon dráhy v horní části	8°
Sklon dráhy v dolní části	22°
Jmenovitá nosnost	3500 kg
Hmotnost vozíku	5000 kg
Jmenovitý průměr lana	25 mm
Počet lan zařízení	2
Maximální rychlost	1,225 m/s
Doba přepravy	20 min

tab. 2.: Rozměry lodního zdvihadla na Orlíku

## 4.2 Popis konstrukce zařízení

Plošinový vozík je sestaven ze dvou hlavních částí, a to z nosné ocelové konstrukce a běhounu.

Nosnou ocelovou konstrukci tvoří celosvařovaný rám z ocelových profilů, po jehož levé straně je vymezený prostor pro řidiče a doprovodné osoby. Rám je opatřen ocelovými rošty a dřevěnými trámy pro uložení lodí. K němu jsou přivařeny čtyři plnostěnné svařované skříňové nohy, jejichž součástí jsou i pojezdová kuželová kola s oboustrannými odpruženými nákolky o průměru 400 mm. V průběhu jízdy dochází ke změně úhlu sklonu dráhy v důsledku najetí na zvýšené vnější kolejnice. Proto musela být zadní část podvozku opatřena zdvojenými koly, aby bylo možné zajistit vodorovnou polohu plošiny v každé části dráhy.

Běhoun sestává z rámu, pojezdových kol, klouzavých zachycovačů, ručního ovládání zachycovačů a vahadlového závěsu. Jeho zadní část je soustředně s osou předních pojezdových kol vozíku kyvně zavěšena na nohách nosné konstrukce.

Lze ho označit za bezpečnostní prvek, který je schopen zastavit celou soustavu v žádané poloze.



obr. 8.: Plošinový vozík na točně

### 4.3 Typy přepravovaných lodí

Na celém světě existuje velké množství podniků zabývajících se výrobou malých sportovních lodí. Stejně tak, jako ostatní druhy, i tyto lodě disponují velkou rozmanitostí, která však transportu prostřednictvím lodního zdvihadla na přehradě Orlík nebrání. V podstatě lze říci, že mezi hlavní typy patří kánoe, rafty, sportovní čluny, jachty a plachetnice. V tab. 3 jsou uvedeny jediné limitující faktory vztahující se na převážené lodě.

Veličina	Hodnota
Rozměr	8,5 x 3 m
Výtlak	3500 kg
Ponor	1,15 m

tab. 3.: Maximální parametry lodí



Ve výjimečných případech a za zvláštních bezpečnostních opatření mohou využít lodní zdvihadlo i plavidla s ponorem do maximální hloubky 1,65 m. Toto omezení je však dáno hlavně stavem hladiny v dolní části přehrady, jejíž náchylnost na její kolísání je značná.

Následující obrázky ilustrují nejčastější případy lodí, se kterými se manipulace provádí.



*obr. 9.: Saga 26 HT [30]*



*obr. 10.: Nauticat 25 [30]*



*obr. 11.: Hunter 306 Atea [31]*



*obr. 12.: Dehler Varianta 65 [32]*



## 5. Návrh konstrukce plošiny

U těchto zařízení je nosná ocelová konstrukce tvořená z opakujících se prvků, které jsou uspořádány do systému. Spojení se realizuje prostřednictvím svarů, nýtů, šroubů nebo čepů. Obecně lze říci, že se návrh konstrukce skládá z následujících etap:

- a) **Volba** technologického procesu pro vytvoření spoje mezi danými součástmi s podmínkou dostatečné únosnosti
- b) **Návrh** struktury nosné konstrukce spočívající ve správném výběru jednotlivých prvků se schopností zaručit požadované funkční vlastnosti zařízení
- c) **Stanovení** typu a velikosti namáhání v předem vybraných oblastech od různého vnějšího zatížení
- d) **Dimenzování** průřezů jednotlivých prvků konstrukce a jejich vzájemných styků

### 5.1 Volba typu spoje

Z hlediska propojení kontinuity s předchozím zařízením je optimálním řešením kompletace prostřednictvím technologie svařování. Svařováním je totiž možné dosáhnout nejrůznějších tvarů ocelové konstrukce, a to i takových, jejichž vytvoření by bylo jiným druhem výroby jen těžko možné či vůbec nerealizovatelné.

Při aplikaci tohoto procesu platí jedna důležitá zásada, což je použití konstrukčních ocelí se zaručenou svařitelností. To znamená, že ve smyslu současné klasifikace svařitelnosti se musí jednat o oceli, jejichž svařitelnost je charakterizována jako „zaručeně podmíněná“ nebo lepší. V rámci jedné konstrukční sekce je možné použití různých druhů ocelí, avšak tento fakt musí být zohledněný v technologii výroby této části s ohledem na způsob svařování. [3]

Dalším pravidlem je navrhovat jednotlivé pozice svarů tak, aby nedocházelo k jejich velkému seskupení v jednom místě. V opačném případě by toto uspořádání velmi negativně ovlivnilo pevnost daného uzlu. Všeobecně se doporučuje spojovat malé části v celky s následným vytvořením celkové sestavy. Umísťování svarových spojů do oblastí, které byly tvářené za studena (např. ohyb plechů) je nutné se vyvarovat. Jako mezní podmínky ohraničující použití svaru v oblasti tváření za



studena je možno pokládat případy, kdy tloušťka plechu nepřekračuje 8 mm a poměr vnitřního poloměru ohybu k tloušťce plechu není menší než 1,5. Tuto hodnotu je zapotřebí volit tím větší, čím je konstrukce více dynamicky namáhaná. Svar smí být v takové části realizován, ale jen po předcházejícím vyžhání materiálu. Pokud tyto podmínky nejsou dodrženy, vzniká v těchto místech nebezpečí křehkého lomu. [3]

Celá struktura ocelové konstrukce včetně jednotlivých detailů musí respektovat způsob výroby a zaručit dobrý přístup pro umístění svarů. Dobrý odtok vody z povrchu je zárukou dlouhé životnosti, z čehož vyplývá vyhýbání se vytváření prohlubní, které by zapřičily její zachytávání.

Vzhledem na nebezpečí koroze by se neměly u nosných částí konstrukce používat plechy o tloušťce menší než 3 mm a uzavřené profily o tloušťce stěny menší než 2 mm, přičemž tyto podmínky platí pro prostředí s minimálním nebezpečím koroze. [3]

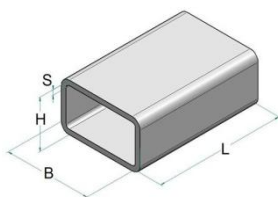
## 5.2 Volba typu profilu

Hmotnost vlastní ocelové konstrukce představuje velkou část z celkové hmotnosti plošinového vozíku. Z toho vyplývá, že se jedná o důležitou charakteristiku zařízení, která dokáže podstatně ovlivnit jak jeho parametry, tak i užité vlastnosti.

V závislosti na tomto poznatku je nutné zvolit takový typ průřezu ocelového profilu, jehož poměr hmotnosti a únosnosti bude pro danou aplikaci nejvíce výhodný. Všeobecně platí, že nejlepší hodnoty tohoto poměru dosahují profily s rozčleněnými průřezy, jejichž hmota je co nejvíce vzdálená od neutrálné osy. Tuto skutečnost vyjadřuje obr. 13, kde jsou porovnávány jednotlivé typy průřezů z hlediska stejné únosnosti za ohybu.

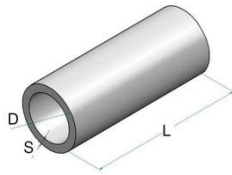
S ohledem na hmotnost, únosnost a cenu byly zvoleny následující typy ocelových profilů, spolehlivě zaručující správnou funkčnost konstrukce.

### ➤ Dutý obdélníkový profil



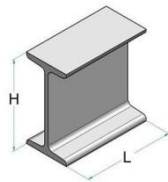
Norma.....DIN EN 10219  
 Rozměr..... 250 x 150 x 12  
 Materiál..... S235JRH  
 Způsob zpracování..... Tepelné

➤ **Dutý kruhový profil**



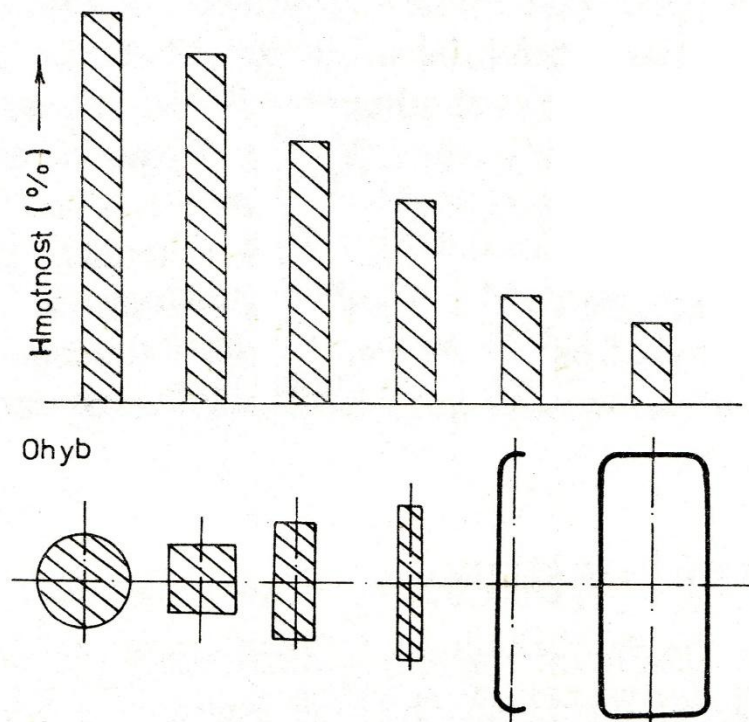
Norma.....DIN EN 10210  
 Rozměr..... 140 x 6  
 Materiál..... S235JRH  
 Způsob zpracování..... Tepelné

➤ **Tyč tvaru průřezu I**



Norma.....DIN 1025 - 5 IPE  
 Rozměr..... IPE 240  
 Materiál..... S235JR  
 Způsob zpracování..... Tepelné

Při vytváření konceptu ocelové konstrukce bylo snahou použít co nejmenší počet typů profilů z důvodu zachování určité ucelenosti a jednotnosti zařízení při současném splnění daných požadavků. Výše uvedené prvky tvoří významnou část rámu zařízení, kde umístění každého z nich má své opodstatnění.



obr. 13.: Srovnání průřezů s ohledem na ohybové namáhání [5]

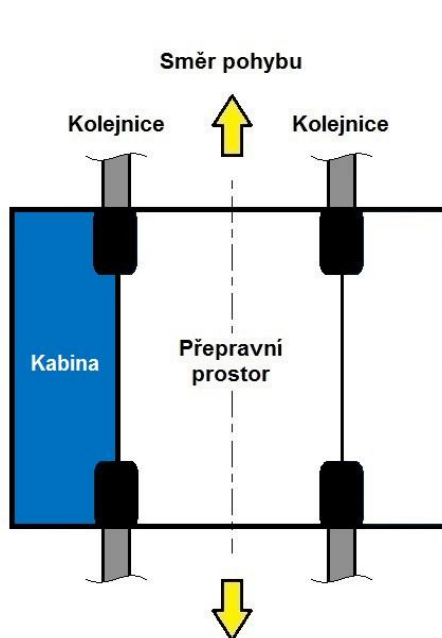
## 5.3 Koncepční návrh

### 5.3.1 Uspořádání plošiny

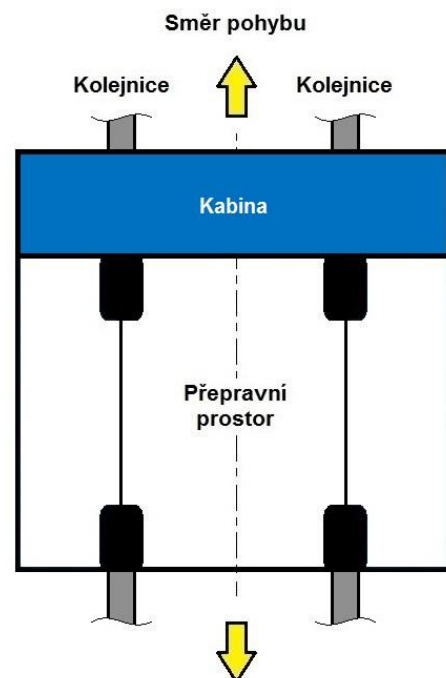
Po několika změnách realizovaných v průběhu provozování zařízení je současné uspořádání konstrukce plošinového vozíku naznačeno na obr. 14. Od prvotního návrhu se liší pouze v tom, že byla odstraněna pravá kabina. Tím vznikl prostor pro zvětšení ložné plochy určující maximální šířku přepravovaných lodí. Toto rozšíření muselo být však takové, aby respektovalo ostatní zástavbové prostory dráhy. Jeho hodnota se pohybovala okolo 0,5 m.

Možnost přepravy větších lodí je velkou výhodou, ale v tomto uspořádání přináší celou řadu úskalí. Jedním z nich je to, že není dosaženo rovnoměrného rozložení zatížení na jednotlivá kola, jelikož osa ložného prostoru není totožná s osou rozchodu kol. Důsledkem je nerovnoměrné opotřebení kol a kolejnice.

Další varianta je znázorněna na obr. 15. Ta zajišťuje nejen větší ložní plochu, ale i rovnoměrné rozložení hmotnosti přepravované lodě. Z těchto důvodů byla vybrána jako základ pro následující zpracování detailního konstrukčního návrhu.



obr. 14.: Podélně uložená kabina



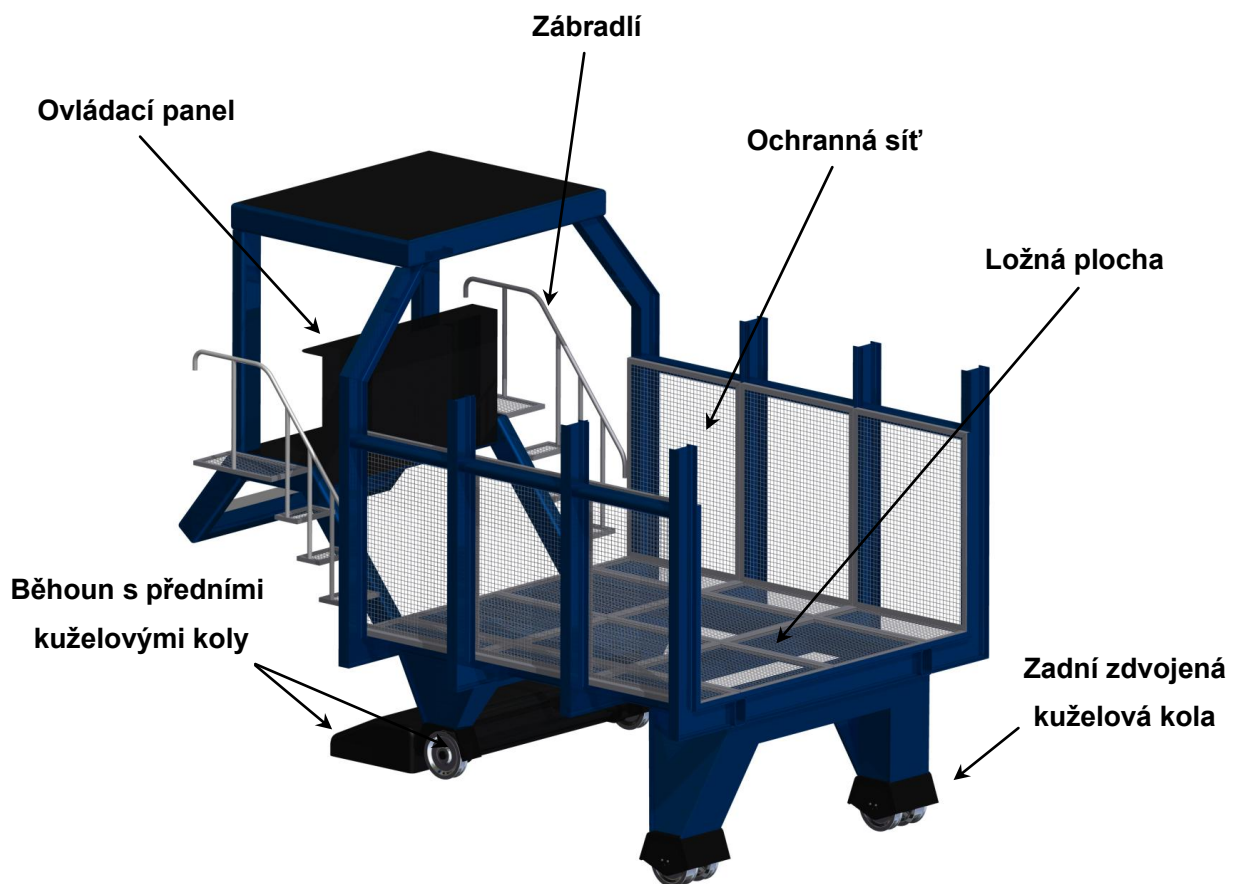
obr. 15.: Příčně uložená kabina

### 5.3.2 Výsledný návrh konstrukce

Navržená rámová konstrukce byla doplněna o další elementy zabezpečující správnou funkci zařízení jako celku, což je patrné na obr. 16. Z velké části se vycházelo ze stávajícího plošinového vozíku, přičemž jednotlivé dílčí konstrukční uzly jsou v souladu s prostorovými dispozicemi dráhy.

Situováním kabiny do příčného směru se podařilo získat ložnou plochu o velikosti 4 x 3,5 m. To je ve srovnání s původním řešením zvětšení šířky o 400 mm. Díky tomu lze transportovat lodě s maximálními rozměry 8,5 x 3,4 m, kde se uvažuje jejich možný přesah z každé strany v poměru 1,75 : 2,75 m (přední část : zadní část) při maximální délce. Větší délkový parametr nelze volit, protože by mohl znamenat destabilizaci a pád lodi z vymezeného prostoru.

Dokončující vizuální úpravou je použití ovládacího panelu, dvojice zábradlí, ochranných sítí a ocelových podlážek vytvářející ucelený dojem.



obr. 16.: Návrh konstrukce plošinového vozíku



## 6. Mechanismus uchycení lodí

Analýza této problematiky se řadí mezi významné oblasti. Je to dáno především rozměrovou a tvarovou různorodostí transportovaných lodí, přičemž se jejich poloha může podle způsobu uchycení v rámci přepravního prostoru variabilně měnit. V důsledku této skutečnosti je zařízení vystaveno nerovnoměrnému zatížení kol a kolejnic, v případě, že by se osa lodě neshodovala s osou plošinového vozíku.

Jelikož je cílem této situaci předcházet, bylo navrženo několik variant, jejichž výběr se pečlivým posouzením zúžil na jednu, která bude v následujících kapitolách porovnávána se stávajícím řešením.

### 6.1 Současné provedení

V současné době se uchycení lodě realizuje pomocí popruhů a kotevních lan, kdy je stabilizace řešena jejich napnutím a opřením hřbetu trupu o rám. To znamená, že zachycovací elementy nepřenášejí celou hmotnost plavidla, ale pouze její část.

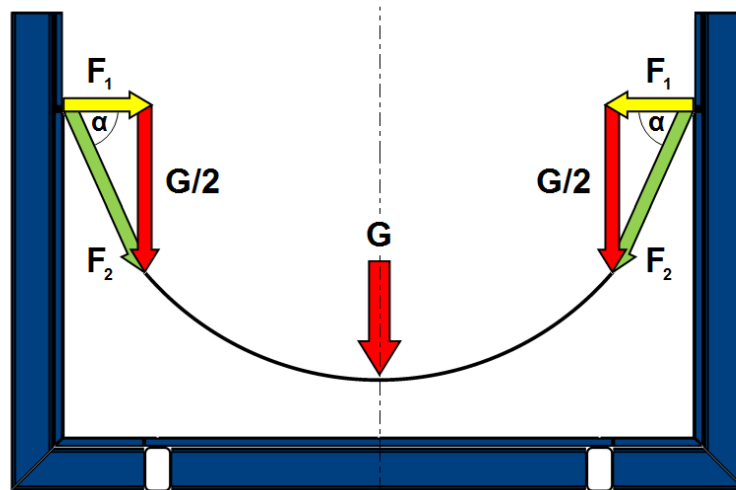
Toto uspořádání s sebou však přináší nebezpečí poškození lodí, jelikož vlivem dynamických účinků a poddajnosti popruhů může během jízdy dojít k jejímu rozkývání s následným nárazem na boční konstrukci vozíku. To je v praxi eliminováno tak, že se zvolí taková pozice lodě, kdy dojde ke styku některých jejích dvou částí s rámovou konstrukcí plošinového vozíku.

Z dostupných informací získaných při řešení tohoto problému je důležité zmínit, že za vlastní uchycení lodě zodpovídá její majitel, nikoliv provozovatel zařízení. Na základě pokynů od vlastníka dojde k připoutání v místech, která určí za vhodná.

V závislosti na vytvořeném návrhu zařízení se použije trojice výše zmiňovaných popruhů. I přesto, že mají pouze jistící funkci, tak budou dimenzovány na stav odpovídající transportu nejtěžší lodě bez možnosti opření trupu o rám s předpokladem rovnoměrného rozložení celé její hmotnosti.

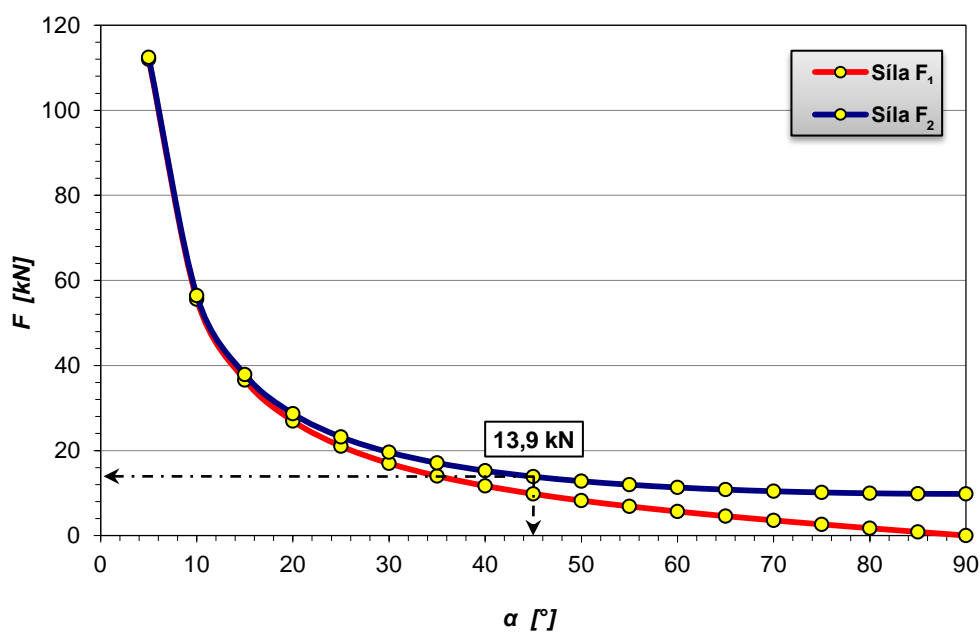
### 6.1.1 Silový rozbor v popruhu

Vlivem zatížení dojde v popruzích ke vzniku sil, které jsou zobrazeny na obr. 17. Jejich velikost lze snadno získat pomocí goniometrických funkcí, kde vstupní veličinou je pro jeden popruh třetinová hmotnost lodě, tj. 2000 kg. Za proměnnou hodnotu lze označit úhel  $\alpha$  závisející na šířce a tvaru trupu plavidla.



obr. 17.: Rozklad sil v popruhu

Jestliže platí podmínka, že při převozu musí být hřbet trupu ve styku s roštem konstrukce, tak úhel  $\alpha$  může nabývat jen hodnot v intervalu  $45^\circ - 90^\circ$ . To vyplývá z rozměrového uspořádání vytvářející přibližně rovnostranný trojúhelník.



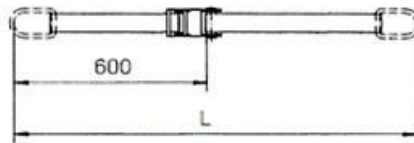
obr. 18.: Průběhy jednotlivých sil

Průběhy jednotlivých sil jsou patrné z grafického zpracování na obr. 18. Zde je vidět, že s rostoucím úhlem mají síly v popruhu klesající charakter. Na základě stanovených předpokladů je v grafu vyznačeno místo reprezentující stav, kdy popruh podléhá největšímu zatížení. Od této hranice se síla  $F_2$  ustaluje na hodnotě  $G/2$ , zatímco síla  $F_1$  neustále klesá až na nulu.

## 6.1.2 Volba upínacích popruhů

Z širokého výběru nabývají největšího uplatnění nastavitelné upínací popruhy z polyesteru, znázorněné na obr. 19, jejichž přednostmi dle [17] jsou:

- Pružnost tlumící rázy
- Odolnost proti prodlužování
- Vysoká zatížitelnost s nízkou hmotností
- Stabilita a bezpečnost při manipulaci v mokřém prostředí



obr. 19.: Dvoudílný upínací popruh ZGZ [17]

V souvislosti s provedeným výpočtem lze vybrat vhodný typ popruhu. Porovnávacím faktorem je přípustná tažná síla, která musí převyšovat získanou maximální sílu v popruhu.

Veličina	Hodnota
Typ	ZG 60 Z
Šířka	50 mm
Barva	Modrá
Přípustná tažná síla	3000 kg
Hmotnost	0,1 kg/m

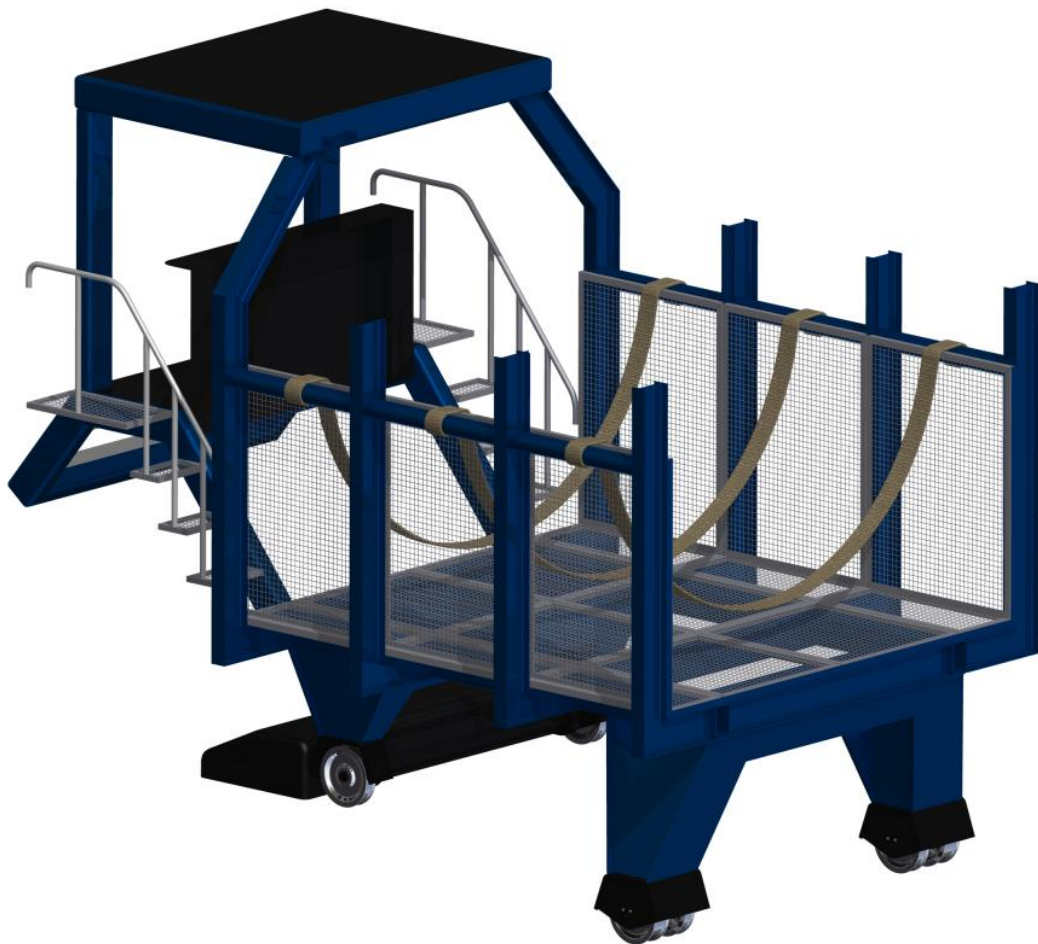
tab. 4.: Parametry zvoleného upínacího popruhu



V přiloženém katalogovém listu [1] byla tato charakteristika vyhledána a následně zvolena šířka upínacího popruhu, jehož vlastnosti jsou součástí tab. 4.

### 6.1.3 Celkový pohled na zařízení

Plošinový vozík na obr. 20 je opatřen trojicí navržených popruhů, kde místo pro jejich uchycení je vyhrazeno na profilu s kruhovým průřezem, který plní funkci výztuhy mezi jednotlivými úseky rámové konstrukce. V rámci délky každého profilu lze libovolně měnit polohu popruhů v závislosti na jejich potřebném rozestupu, přičemž o změnu jejich délky se stará ráčna.



*obr. 20.: Plošinový vozík s upínacími popruhy*





## 6.1.4 Vyhodnocení návrhu

Z výše uvedených faktů vyplývá, že největší výhodou této varianty je její jednoduchost spojená s cenovou přijatelností. Avšak při transportu se obsluha zařízení může setkat se neočekávanými situacemi, blíže popsány v předchozích částech. Z těchto důvodů byla tato varianta shledána jako nevhodnou pro uchycení lodí.

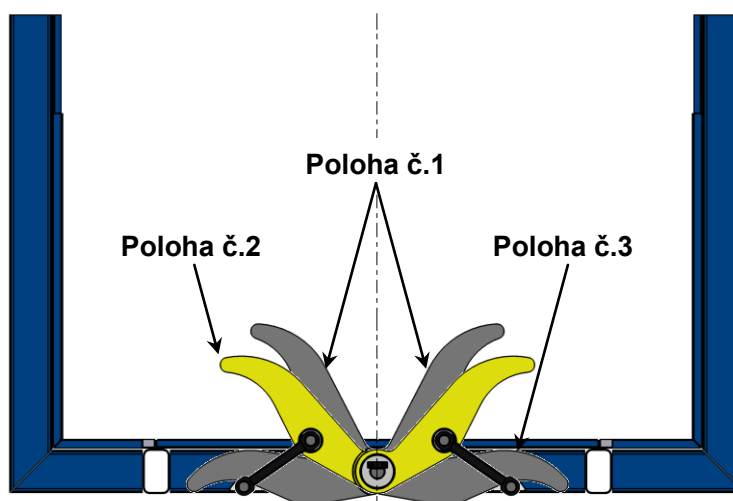
## 6.2 Nové řešení

Tato koncepce nevyužívá pružných elementů jako předcházející varianta, ale pevnou konstrukci umístěnou v rámu plošinového vozíku. Při vytváření návrhu se vycházelo ze skutečnosti, že každá loď má jedinečný tvar trupu.

V důsledku toho byl navržen „stabilizační mechanismus“ založený na principu nůžek, které je možné pomocí podpěr nastavit do třech různých pozic. Jednou z nich je i taková, umožňující sklopení pod úroveň nosných profilů. Tím zachovává původní uspořádání zařízení, kdy souvislá ložná plocha vznikne použitím ocelových podlážek. To pro případ, kdyby ani jedno z možných nastavení, odvíjející se hlavně od šířky a tvaru trupu transportované lodě, nevyhovovalo.

Dané prvky spolu s několika trubkami vytváří kompaktní systém pro zajištění vyšší stability. Vše je umístěno v prvním a posledním poli roštu, kde trubky jsou potaženy ochrannou textilií. To vše je názorně uvedeno na obr. 25.

### 6.2.1 Možnosti polohování



obr. 21.: Možné varianty nastavení ramen (v řezu)

Řešení se soustřeďuje na možnost, kdy loď může na ramenech zaujmout několik poloh. Rozmezí úhlu  $\gamma_2$  je stanoveno mezi hodnotami  $40^\circ - 90^\circ$ , čímž je řečeno, že k ustavení dojde v místech přechodových oblouků (nejkritičtější místa). Díky symetrii úlohy lze výhodně počítat pouze s jednou stranou.

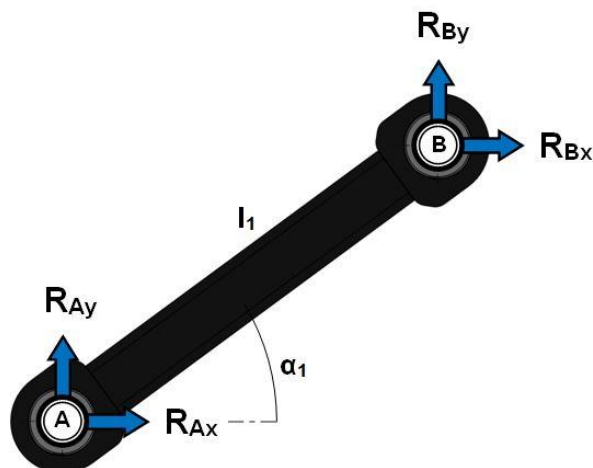
➤ **Počet stupňů volnosti**

$$n = 3(n_t - 1) - 2(r + p) - o \quad (6.1)$$

$$n = 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot 5 - 2 \quad (6.2)$$

$$\underline{\underline{n = 0^\circ \text{ vol}}} \quad (6.3)$$

### 6.2.2 Těleso č.1



obr. 22.: Silové účinky v podpěře

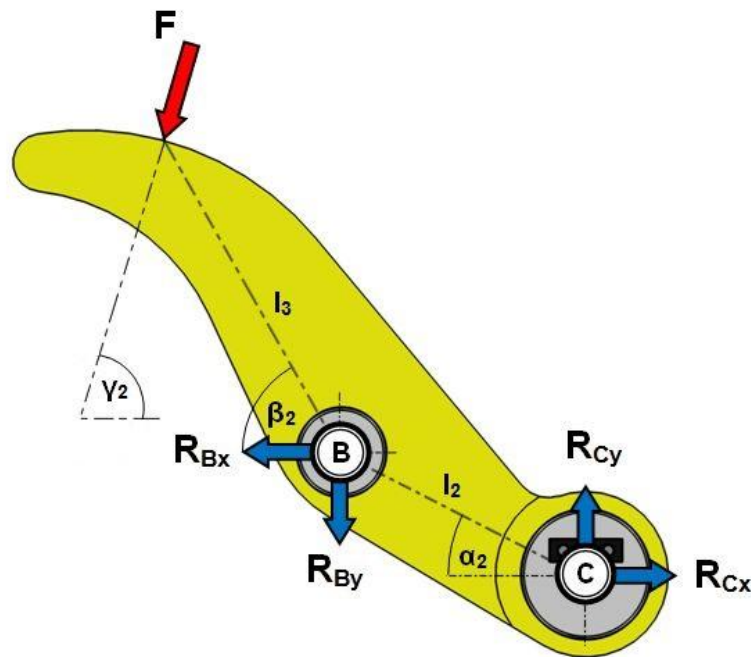
➤ **Rovnice rovnováhy**

$$\sum x : R_{Ax} + R_{Bx} = 0 \quad (6.4)$$

$$\sum y : R_{Ay} + R_{By} = 0 \quad (6.5)$$

$$\underline{\underline{\sum M : R_{Ax} \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 - R_{Ay} \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_1 = 0}} \quad (6.6)$$

### 6.2.3 Těleso č.2



obr. 23.: Silové účinky na rameni

➤ **Rozklad sil**

$$F_x = F \cdot \cos \gamma_2 \quad (6.7)$$

$$\underline{\underline{F_y = F \cdot \sin \gamma_2}} \quad (6.8)$$

➤ **Rovnice rovnováhy**

$$\sum x : R_{Cx} - R_{Bx} - F_x = 0 \quad (6.9)$$

$$\sum y : R_{Cy} - R_{By} - F_y = 0 \quad (6.10)$$

$$\underline{\underline{\sum M : R_{Cy} \cdot l_2 \cdot \cos \alpha_2 + R_{Cx} \cdot l_2 \cdot \sin \alpha_2 + F_y \cdot l_3 \cdot \cos \beta_2 + F_x \cdot l_3 \cdot \sin \beta_2 = 0}} \quad (6.11)$$

Výsledkem je soustava 6 rovnic o 6 neznámých, jejichž řešení se při sestavení do maticového tvaru uskutečnilo za podpory softwaru Microsoft Excel. Výpočet proběhl pro obě nastavené pozice dané zářázkami navařenými v nosném profilu rámové konstrukce, viz obr. 21. Jednotlivé výsledky jsou součástí přílohy [2].



## 6.2.4 Dimenzování čepů

Při tomto uspořádání jsou čepy v místech „B“ a „C“ namáhány na ohyb a stříh. Zvolenými vstupními parametry jsou:

- Materiál.....EN ISO X39Cr13
- Délka ..... 120 mm
- Dovolené ohybové napětí ..... 160 N/mm<sup>2</sup>
- Dovolené smykové napětí ..... 100 N/mm<sup>2</sup>
- Dovolný tlak..... 110 MPa

Výslednou hodnotu síly, která vyvozuje v čepu dané namáhání, popisují rovnice s označením (6.12), (6.13), (6.14), (6.15).

➤ **Velikosti sil vyvozující ohyb**

$$F_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} \quad (6.12)$$

$$\underline{\underline{F_C = 2R_{Cy}^1}} \quad (6.13)$$

➤ **Velikosti sil vyvozující stříh**

$$F_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} \quad (6.14)$$

$$\underline{\underline{F_C = R_{Cx}}} \quad (6.15)$$

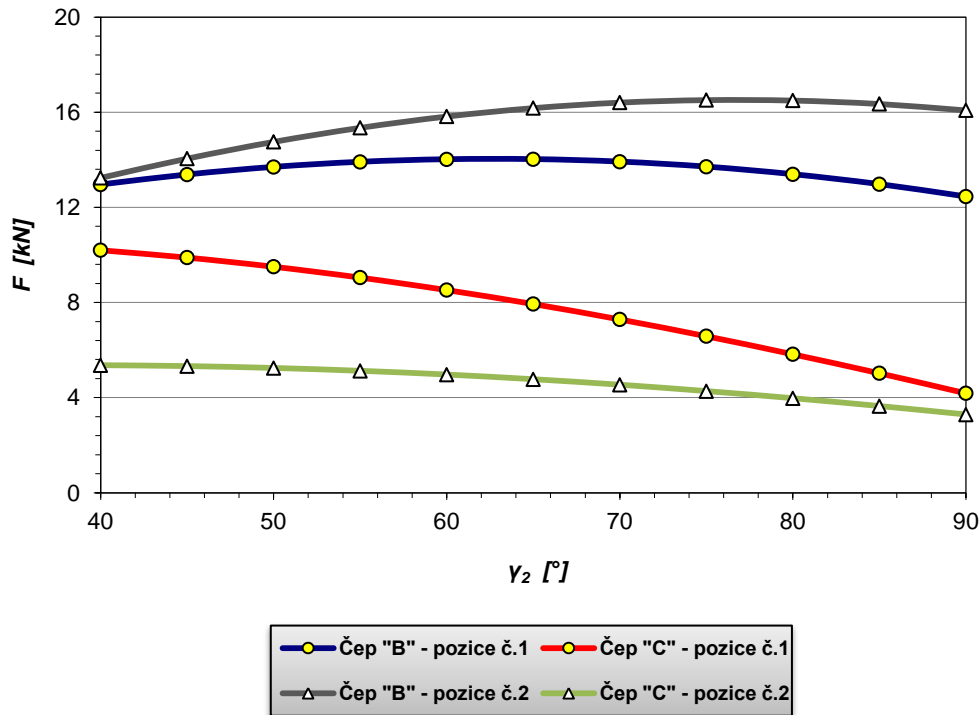
Tyto hodnoty sil byly určovány pro vymezený rozsah úhlu  $\gamma_2$  v rámci obou variant nastavení s následným grafickým zpracováním, viz obr. 24. V souvislosti s tím lze učinit závěry, že se zvyšujícím se úhlem  $\alpha_2$  dochází k vyrovnávání silových poměrů v jednotlivých čepích. Vzniklé křivky jsou důkazem toho, že nastavení č. 2 se jeví jako více nebezpečné, a to zejména pro čep podpěry v místě „B“. Ale díky malé ohybové délce se pozornost při dimenzování průměru přesouvá na středový čep, který je více exponovaným prvkem v sestavě. Právě tato oblast je předmětem dalšího řešení.

---

<sup>1)</sup> Předpis rovnice vychází ze zatížení středového čepu v důsledku obou ramen podílející se na celkové velikosti ohybového momentu.



➤ **Grafická interpretace**



obr. 24.: Srovnání zvolených poloh

➤ **Dimenzování na ohyb<sup>2)</sup>**

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{32F_{o \max} \cdot l}{\pi \cdot d_{1 \min}^3} \leq \sigma_D \quad (6.16)$$

$$\Rightarrow d_{1 \min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10 \cdot 201,7 \cdot 88,1}{\pi \cdot 160}} = \underline{\underline{38,5 \text{ mm}}} \quad (6.17)$$

➤ **Dimenzování na stříh<sup>2)</sup>**

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{2F}{\pi \cdot d_{2 \min}^2} \leq \tau_D \quad (6.18)$$

$$\Rightarrow d_{2 \min} = \sqrt{\frac{2 \cdot 13 \cdot 332,4}{\pi \cdot 100}} = \underline{\underline{9,2 \text{ mm}}} \quad (6.19)$$

<sup>2)</sup> Výpočet minimálního průměru lze také uskutečnit přímo z pevnostní podmínky. Po její úpravě však vznikne bikubická rovnice, kterou lze efektivně řešit jen pomocí výpočetní techniky. Výsledkem je přesná velikost dovoleného průměru.



➤ **Volba průměru**

$$d > \max (d_{1min} ; d_{2min}) = \underline{\underline{50 \text{ mm}}} \quad (6.20)$$

➤ **Kontrola pevnostní podmínky**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{32M_o \max}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + \left(\frac{2F}{\pi \cdot d^2}\right)^2} \leq \sigma_D \quad (6.21)$$

$$\underline{\underline{\sigma_{red} = 73,3 \text{ N/mm}^2}} \quad (6.22)$$

➤ **Kontrola na otláčení**

$$p = \frac{F_{max}}{d \cdot b} = \frac{13 \ 332,4}{50 \cdot 55} \leq p_D \quad (6.23)$$

$$\underline{\underline{p = 4,8 \text{ MPa}}} \quad (6.24)$$

➤ **Závěr**

Obě provedené kontroly vykazují pozitivní výsledky, neboť se pohybují v žádaném intervalu hodnot. To znamená, že navržený průměr středového čepu vyhovuje a z důvodu výrobní jednotnosti bude použit i v ostatních částech, tj. v místech „A“ a „B“.

## 6.2.5 Vyhodnocení návrhu

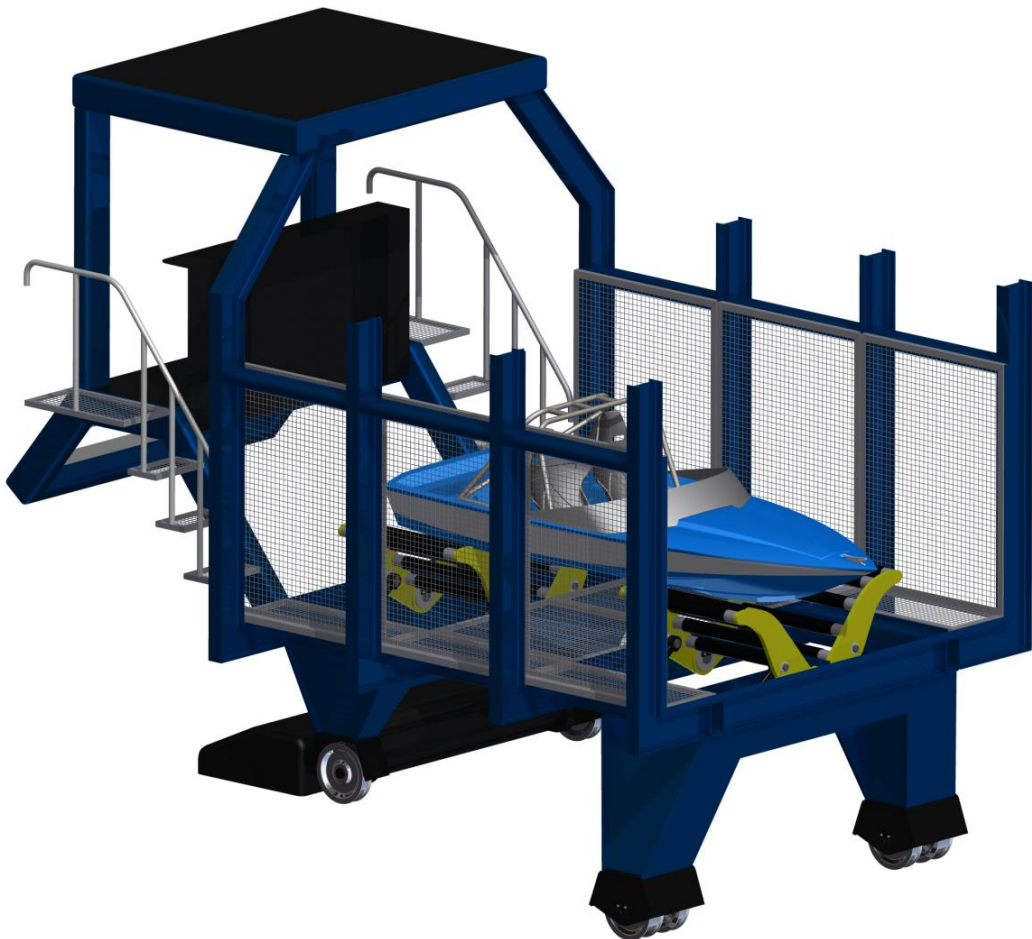
Varianta využívající stabilizační mechanismus představuje výhodný způsob, jak ustálit lodě při jejich transportu. Zamýšlený postup nalodění spočívá v nastavení požadované polohy každé části probíhající ještě před tím, než zařízení sjede do vody. Po zajištění podpěr prostřednictvím zárázek navařených v nosných profilech rámové konstrukce je možné uskutečnit samotný proces, při němž se plavidlo dostane do vymezeného transportního prostoru. Mezi hlavní výhody patří to, že disponuje jednoduchou konstrukcí, tvořenou plechovými výpalky, bronzovými kluznými pouzdry a dalšími snadno dostupnými prvky zajišťující dostatečnou odolnost.



Díky své variabilitě poskytuje veškerý potřebný komfort a malý počet dílů zajišťuje výrobní přívětivost. Celková hmotnost plošinového vozíku je s touto úpravou 9400 kg.

## 6.2.6 Celkový pohled na zařízení

V této finální verzi dochází ke spojení jednotlivých variant vycházející z volby uspořádání rámové konstrukce a typu stabilizačního mechanismu, což je patrné z obr. 25. Mimo jiné také reprezentuje stav, kdy je loď připravena k transportu, přičemž ocelové podlážky v prvním a posledním poli roštu jsou vyjmuty a mechanismus je v poloze č.1. Jeho nastavení bude v praxi záviset na zkušenostech a odhadu obsluhy zařízení, která rozhodne o dané pozici.



obr. 25.: Plošinový vozík se stabilizačním mechanismem



## 7. Návrh elektrické pohonné jednotky

Elektrické stroje slouží k přeměně energie, kde se jedná buď o přeměnu elektrické energie na mechanickou v motorickém režimu, anebo přeměnu mechanické energie na elektrickou v brzděném režimu. V mnoha případech je to spojeno s transformací při přesně definovaných podmínkách. To znamená, že je zapotřebí dodržet daný průběh určité veličiny stroje jako rychlosti, momentu či úhlového natočení hřídele. V důsledku této skutečnosti je nutné napájet elektrický stroj z říditelného zdroje, kterým je nejčastěji polovodičový měnič plnící funkci akčního členu v soustavě zpětnovazební regulace. [8]

Nejrozšířenějším druhem pohonu u zdvihacích strojů jsou elektrické motory, obzvláště asynchronní. Ve spojení s výkonným mikroprocesorovým regulátorem lze elektropohon po stránce spolehlivosti, účinnosti a říditelnosti označit za optimální a univerzální hnací jednotkou.

### a) Výhody

- Jednoduchá konstrukce, obsluha a údržba
- Velký rozsah výkonů, momentů a otáček
- Snadná říditelnost s jednoduchou reverzací
- Ekologická přívětivost
- Relativně nízká cena

### b) Nevýhody

- Závislost na okamžité dodávce elektrického proudu
- Malý poměr výkonu a hmotnosti ve srovnání s hydromotory

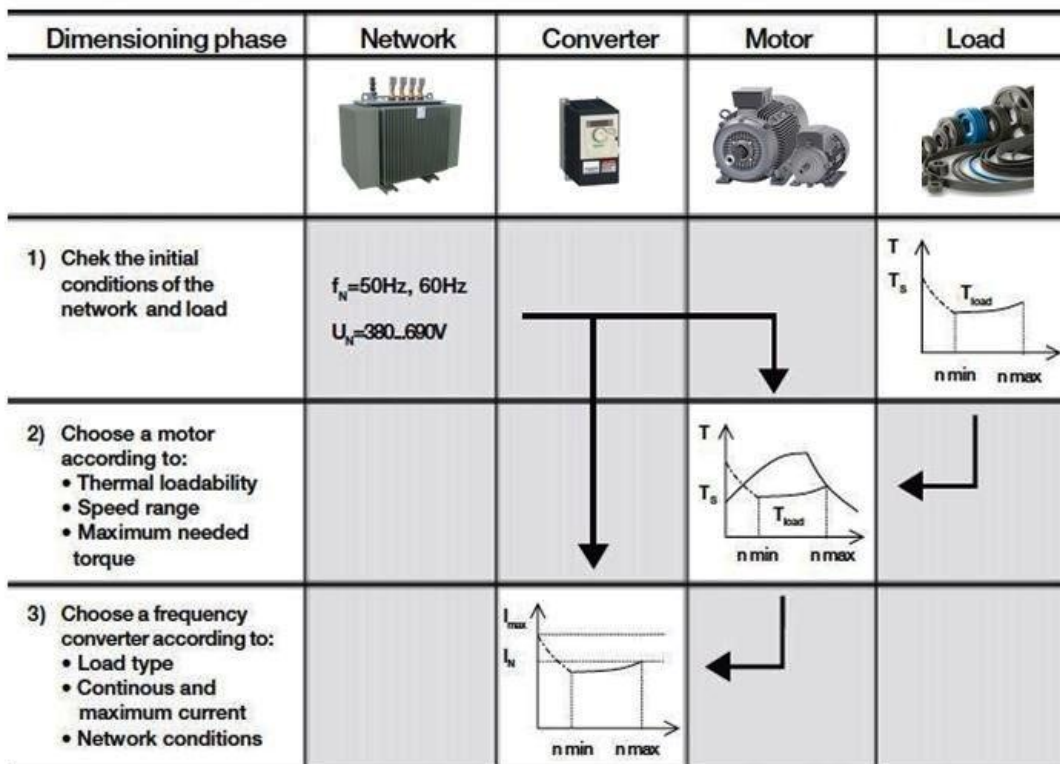
Dimenzování pohonného systému je úkol, jehož úspěšné splnění je závislé na mnoha faktorech, které musí být pečlivě zváženy. Samotný návrh vyžaduje znalosti celého systému, včetně elektrického napájení. Této fázi je důležité věnovat určitý čas, neboť zásadním způsobem ovlivňuje technické a ekonomické parametry soustavy.

Elektrické stroje se vyznačují tím, že nejlepší účinnosti dosahují při určitém konkrétním zatížení. Z hlediska návrhu by ideální stav nastal, kdyby pohon pracoval s optimální zátěží. V praxi se s touto situací lze setkat jen ojediněle. Zařízení pracují



zpravidla s proměnlivým zatížením a s různými požadavky na spouštění, reverzaci a pracovní přestávky.

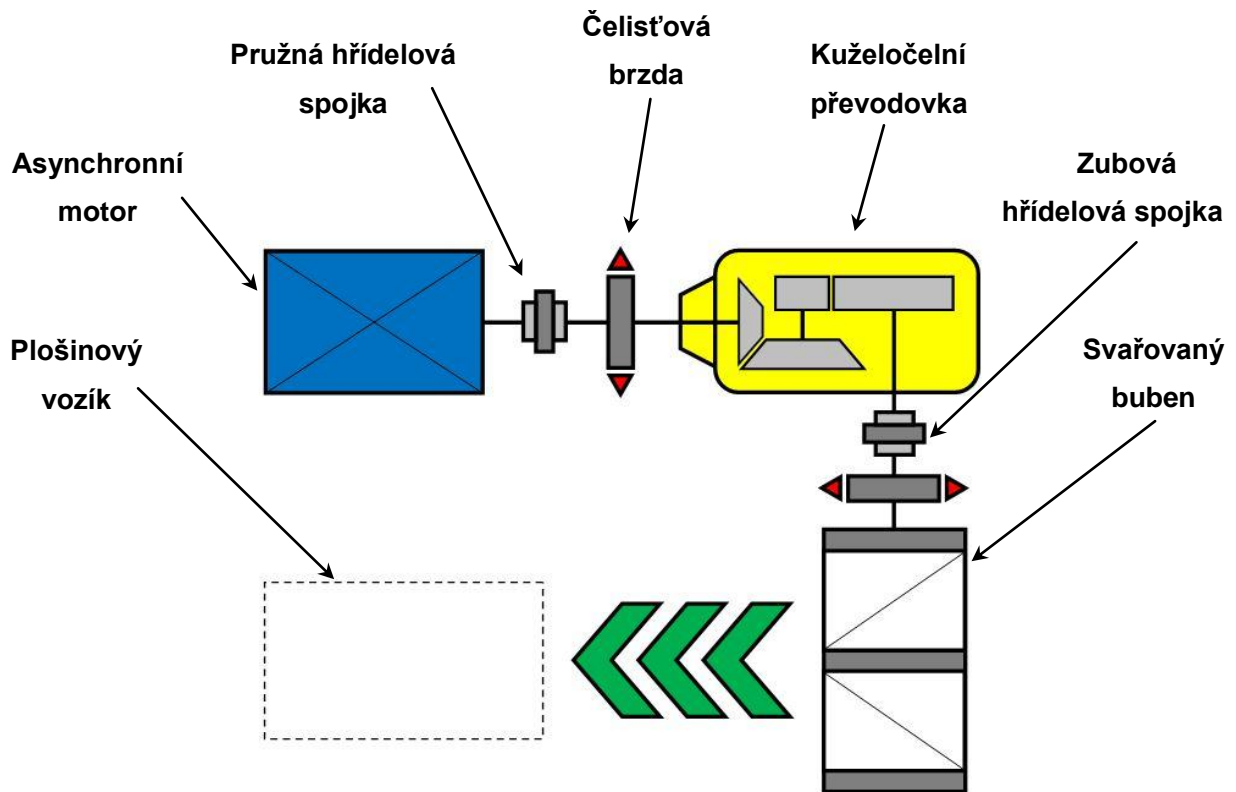
Pokud byl pro danou aplikaci zvolen poddimenzovaný elektromotor, může to znamenat, že nemusí disponovat dostatečným výkonem a přetížitelností, kde následně vlivem velkých ztrát roste jeho oteplení. Je - li však motor předdimenzován, tak rostou jeho rozměry, hmotnost a cena. Zároveň jeho výkonový potenciál není zcela využit a klesá i účinnost, v případě asynchronního motoru i účinník. Přebytek výkonu se může projevit přebytkem momentu, což má za následek zvýšení jeho dynamické složky. Ta se podílí na vzniku nepřijatelných dynamických rázů způsobující přidavné opotřebení poháněného soustrojí. [5][8]



obr. 26.: Obecný postup při dimenzování pohonu [16]

## 7.1 Uspořádání pohonné soustavy

Současné poziční umístění jednotlivých komponent ve strojovně na vrcholu dráhy je názorně vidět na obr. 27. Tato struktura je limitována zástavbovým prostorem točny, který není příliš velký. Návrh se soustředil zejména na dimenzování elektromotoru, kde ostatní elementy byly na základě požadavku zachovány.



obr. 27.: Pohonná soustava zařízení

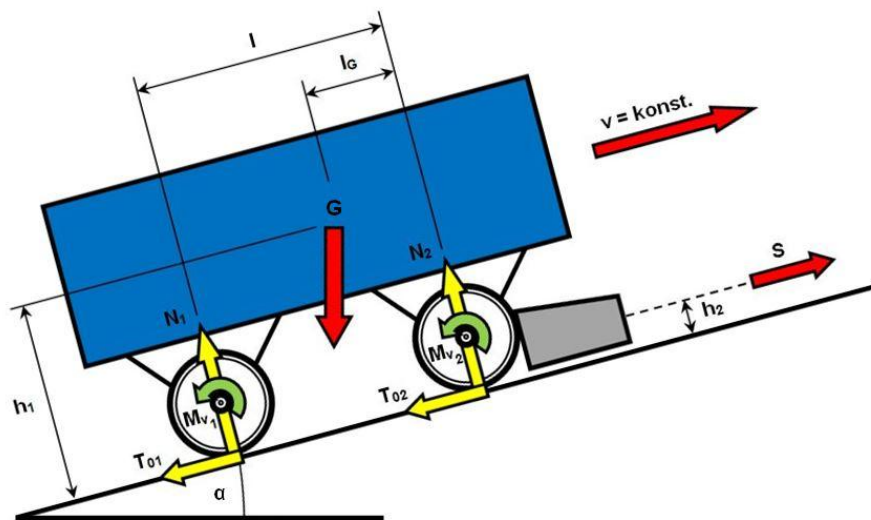
Veličina	Hodnota
Výkon elektromotoru	70 kW
Otáčky elektromotoru	1450 ot/min
Převod převodovky	80
Délka bubnu	2000 mm
Průměr bubnu	1250 mm
Průměr provozní brzdy	500 mm
Průměr bezpečnostní brzdy	1240 mm

tab. 5.: Parametry stávajícího soustrojí

## 7.2 Síla v laně

Plošinový vozík překonává během provozu různé charaktery dráhy lišící se svým stoupáním. Tím vzniká v laně proměnlivá síla, na jejíž velikost při jízdě konstantní rychlostí po nakloněné rovině má vliv jak celková hmotnost, tak i pasivní odpory transportního zařízení. Z výsledné hodnoty je následně možné určit příslušný předběžný výkon motoru.

### ➤ Uvolnění soustavy



obr. 28.: Schéma pro výpočet síly v laně

### ➤ Silové účinky

$$G_x = G \cdot \sin \alpha \quad (7.1)$$

$$G_y = G \cdot \cos \alpha \quad (7.2)$$

$$\underline{\underline{T_0 = T_{01} + T_{02}}} \quad (7.3)$$

### ➤ Rovnice rovnováhy

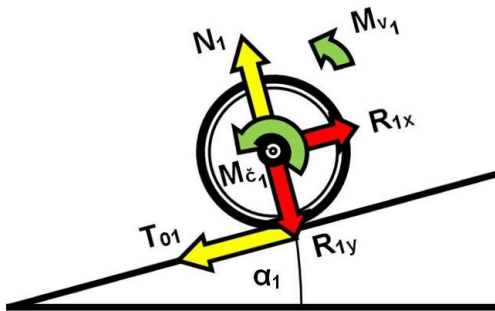
$$\sum x: S - T_0 - G_x = 0 \quad (7.4)$$

$$\sum y: N_1 - N_2 - G_y = 0 \quad (7.5)$$

$$\underline{\underline{\sum M: M_{V_1} + M_{V_2} - r \cdot T_0 - N_1 \cdot l + S \cdot (r - h_2) + G_y \cdot l_G + G_x \cdot (h_1 - r) = 0}} \quad (7.6)$$



➤ Uvolnění kola č.1



obr. 29.: Kolo č.1

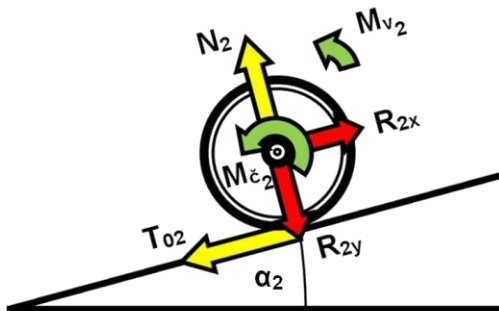
$$\sum x: R_{1x} - T_{01} = 0 \quad (7.7)$$

$$\sum y: R_{1y} - N_1 = 0 \quad (7.8)$$

$$\underline{\underline{\sum M: M_{\check{c}1} + M_{V1} - T_{01} \cdot r = 0}} \quad (7.9)$$

$$M_{\check{c}1} = r_{\check{c}} \mu_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \cong r_{\check{c}} \mu_{\check{c}} \cdot R_{1y} \quad (7.10)$$

➤ Uvolnění kola č.2



obr. 30.: Kolo č.2

$$\sum x: R_{2x} - T_{02} = 0 \quad (7.11)$$

$$\sum y: R_{2y} - N_2 = 0 \quad (7.12)$$

$$\underline{\underline{\sum M: M_{\check{c}2} + M_{V2} - T_{02} \cdot r = 0}} \quad (7.13)$$

$$M_{\check{c}2} = r_{\check{c}} \mu_{\check{c}} \cdot \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \cong r_{\check{c}} \mu_{\check{c}} \cdot R_{2y} \quad (7.14)$$

Úloha je řešitelná v případě zajištění podmínky symetrie, přičemž největší síly v laně je dosaženo při tažení vozíku po rovině se sklonem  $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2 = 22^\circ$  s lodí o hmotnosti 6000 kg.

Označení	Veličina	Hodnota
$\xi$	Součinitel valivého tření	0,6 mm
$\mu_{\check{c}}$	Součinitel čepového tření	0,1
$\eta_k$	Účinnost lanového převodu	0,98
$r$	Poloměr kola	200 mm
$r_{\check{c}}$	Poloměr čepu	37,5 mm

tab. 6.: Součinitelé zohledňující jízdní vlivy [4][6]



Vyjádřením příslušných vztahů získáváme předpis, pomocí něhož je možné zjistit požadovanou hodnotu  $S$ .

➤ **Síla v laně**

$$S = \frac{1}{\eta_k} \cdot G \cdot \left[ \cos \alpha \cdot \left( \frac{\xi + r_{\xi} \mu_{\xi}}{r} \right) + \sin \alpha \right] \quad (7.15)$$

$$S = \frac{1}{0,98} \cdot 16\,000 \cdot 9,81 \cdot \left[ \cos(22) \cdot \left( \frac{0,6 + 37,5 \cdot 0,1}{200} \right) + \sin(22) \right] \quad (7.16)$$

$$\underline{\underline{S = 63\,228\,N}} \quad (7.17)$$

### 7.3 Návrh motoru

Ze znalosti potřebných parametrů a s přihlédnutím na jednotlivé účinnosti mechanismů platí, že:

$$P = \frac{S \cdot v_{max}}{\eta_b \cdot \eta_p} = \frac{63\,228 \cdot 1,225}{0,96 \cdot 0,96} \quad (7.18)$$

$$\underline{\underline{P = 84\,kW}} \quad (7.19)$$

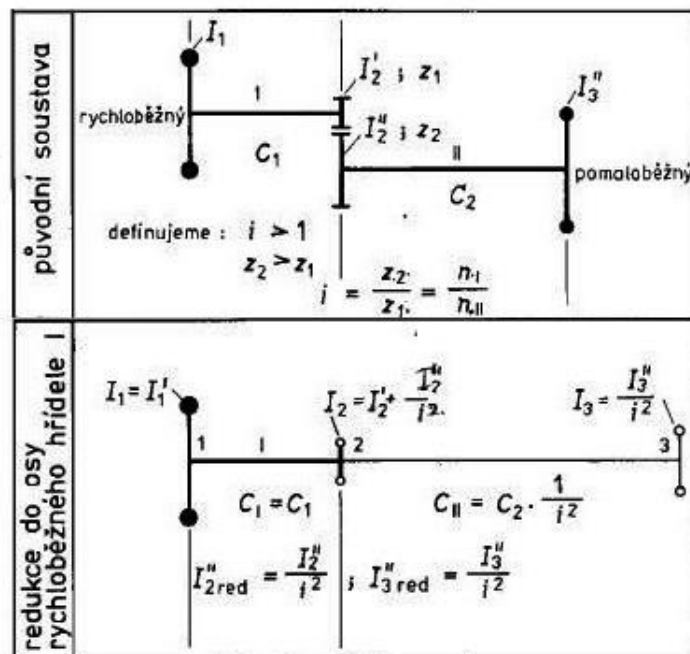
Na základě vypočteného výkonu byl z příloženého katalogového listu [2] vybrán čtyřpólový asynchronní motor základní řady s označením Siemens 1GL4 283 - 4AA o výkonu 90 kW s točivým momentem 579 Nm.

### 7.4 Redukování pohonné soustavy

Stejně jako většina ústrojí v transportní technice, tak i pohonná jednotka lodního zdvihadla na přehradě Orlík je ústrojím s konstantními převody. Při rozbíhání nebo brzdění přímočaře se pohybujících či rotujících hmot vznikají setrvačné síly vyvolávající dynamické momenty, kde je z hlediska proveditelnosti výpočtu nutné považovat všechny členy kinematického řetězce za absolutně tuhé. Tento předpoklad vede k tomu, že i při působení časově proměnných sil na některý z nich se eliminuje vliv kmitání, které by se tam mohlo za jiných okolností objevit. Analýza a následné řešení vychází z mechaniky. Výsledkem je možné dosáhnout uvolněním

jednotlivých těles nebo metodou redukce. Někdy je však z praktických důvodů vhodné využít druhou ze jmenovaných a zjednodušit tak soustavu na jedno těleso. Vše je založeno na podmínce, že kinetická energie skutečného ústrojí se rovná kinetické energii jediné náhradní rotační hmoty v místě, kde je redukce aplikována. Při dodržení stanovených pravidel si náhradní systém zachová stejné dynamické vlastnosti jako systém skutečný. [4]

U mnoha zařízení klesá význam jednotlivých momentů setrvačnosti směrem od motoru. Z toho důvodu lze tyto malé hodnoty zanedbat. Jejich kompenzace probíhá za použití součinitele  $\beta$ , jehož hodnota závisí na tom, zda je, či není brzdový kotouč na ose motoru. [6]



obr. 31.: Redukce torzní soustavy [7]

V souvislosti s obr. 27, obr. 31 a dalšími jmenovanými zjednodušujícími předpoklady bude v následujících krocích uvedena redukce soustavy na jedinou rotující hmotu do osy rychloběžného hřídele.

➤ **Redukovaný moment setrvačnosti motoru**

$$I_{m_{red}} \cong \beta \cdot I_{m0} = 1,5 \cdot 1,39 \quad (7.20)$$

$$\underline{\underline{I_{m_{red}} \cong 2,085 \text{ kgm}^2}} \quad (7.21)$$

➤ **Redukovaný moment setrvačnosti urychlujících hmot**

$$E_K = \frac{1}{2} I_h \cdot \omega_b^2 \cdot \eta_k \cdot \eta_b \quad (7.22)$$

$$\underline{\underline{\frac{1}{2} \left\{ m_V \cdot \left[ \cos \alpha \cdot \left( \frac{\xi + r_{\xi} \mu_{\xi}}{r} \right) + \sin \alpha \right] + m_L \right\} \cdot v_p^2 = \frac{1}{2} I_h \cdot \omega_b^2 \cdot \eta_k \cdot \eta_b}} \quad (7.23)$$

$$I_h = \left\{ m_V \cdot \left[ \cos \alpha \cdot \left( \frac{\xi + r_{\xi} \mu_{\xi}}{r} \right) + \sin \alpha \right] + m_L \right\} \cdot \left( \frac{D_b}{2} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_k \cdot \eta_b} \quad (7.24)$$

$$I_h = \left\{ 16\,000 \cdot \left[ \cos(22) \cdot \left( \frac{\xi + r_{\xi} \mu_{\xi}}{r} \right) + \sin(22) \right] + 500 \right\} \cdot \frac{0,625^2}{0,98 \cdot 0,96} \quad (7.25)$$

$$\underline{\underline{I_h = 2\,830,2 \text{ kgm}^2}} \quad (7.26)$$

➤ **Celkový redukovaný moment setrvačnosti bubnu**

$$I_{b_{red}} = \frac{I_{b0} + I_h}{i_p^2 \cdot \eta_p} = \frac{534,5 + 2\,830,2}{80^2 \cdot 0,96} \quad (7.27)$$

$$\underline{\underline{I_{b_{red}} = 0,55 \text{ kgm}^2}} \quad (7.28)$$

➤ **Celkový redukovaný moment setrvačnosti soustavy**

$$I_{red} = I_{m_{red}} + I_{b_{red}} = 2,085 + 0,55 \quad (7.29)$$

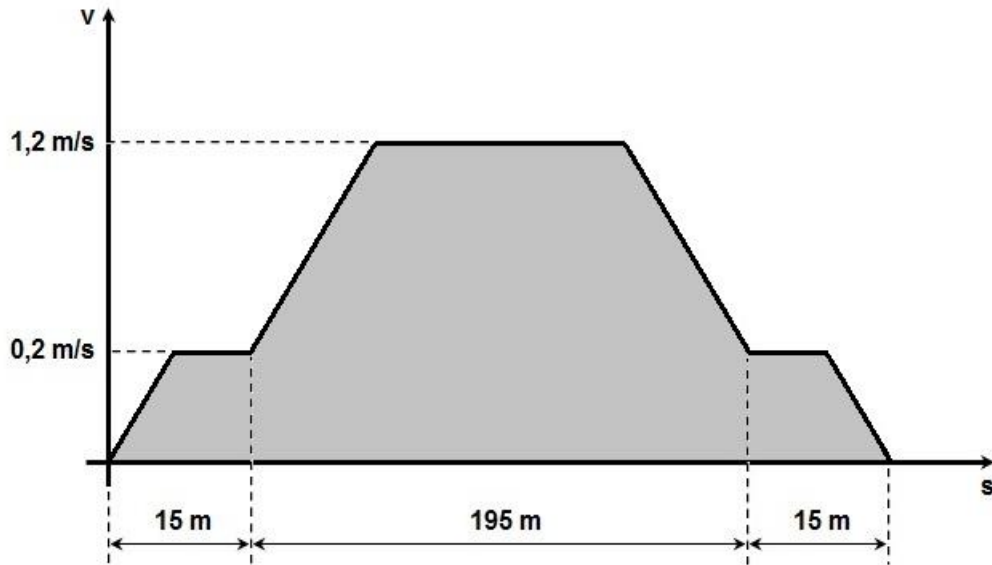
$$\underline{\underline{I_{red} = 2,6 \text{ kgm}^2}} \quad (7.30)$$

## 7.5 Nestacionární stavy

Z poskytnutých informací bylo sestaveno skutečné provozní schéma, kterým se musí obsluha při transportu lodí v rámci možností řídit. Rychlost v každé fázi odpovídá těmto skutečným otáčkám motoru:

- Pojízděcí rychlost  $v_1 = 0,2 \text{ m/s}$ .....  $n = 245 \text{ ot/min}$
- Pojízděcí rychlost  $v_2 = 1,2 \text{ m/s}$ .....  $n = 1467 \text{ ot/min}$

➤ **Provozní stavy soustavy**



obr. 32.: Průběh rychlosti na dráze s úhlem stoupání 22°

➤ **Doba rozběhu (0 - 245 ot/min)**

$$I_{red}\ddot{\varphi} = M_Z - M_{st} \quad (7.31)$$

$$\int_0^{t_1} dt = \frac{I_{red}}{M_Z - M_{st}} \int_0^{25,7} d\omega \quad (7.32)$$

$$\int_0^{t_1} dt = \frac{I_{red} \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_b}{2,5M_n \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_b - S \cdot r} \int_0^{25,7} d\omega \quad (7.33)$$

$$\underline{\underline{t_1 = 0,07 \text{ s}}} \quad (7.34)$$

➤ **Doba rozběhu (245 - 1467 ot/min)**

$$\int_0^{t_2} dt = \frac{I_{red}}{M_Z - M_{st}} \int_{25,7}^{153,6} d\omega \quad (7.35)$$

$$\int_0^{t_2} dt = \frac{I_{red} \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_b}{2,5M_n \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_b - S \cdot r} \int_{25,7}^{153,6} d\omega \quad (7.36)$$

$$\underline{\underline{t_2 = 0,36 \text{ s}}} \quad (7.37)$$



➤ **Doba brzdění (1467 - 245 ot/min)**

$$I_{red}\ddot{\varphi} = M_U - M_{st_{br}} \quad (7.38)$$

$$\int_0^{t_3} dt = \frac{I_{red}}{k_b \cdot M_{st_{br}} - M_{st_{br}}} \int_{25,7}^{153,6} d\omega \quad (7.39)$$

$$\int_0^{t_3} dt = \frac{I_{red} \cdot i_p}{0,75S \cdot r \cdot \eta_p \cdot \eta_b} \int_{25,7}^{153,6} d\omega \quad (7.40)$$

$$\underline{\underline{t_3 = 0,98 \text{ s}}} \quad (7.41)$$

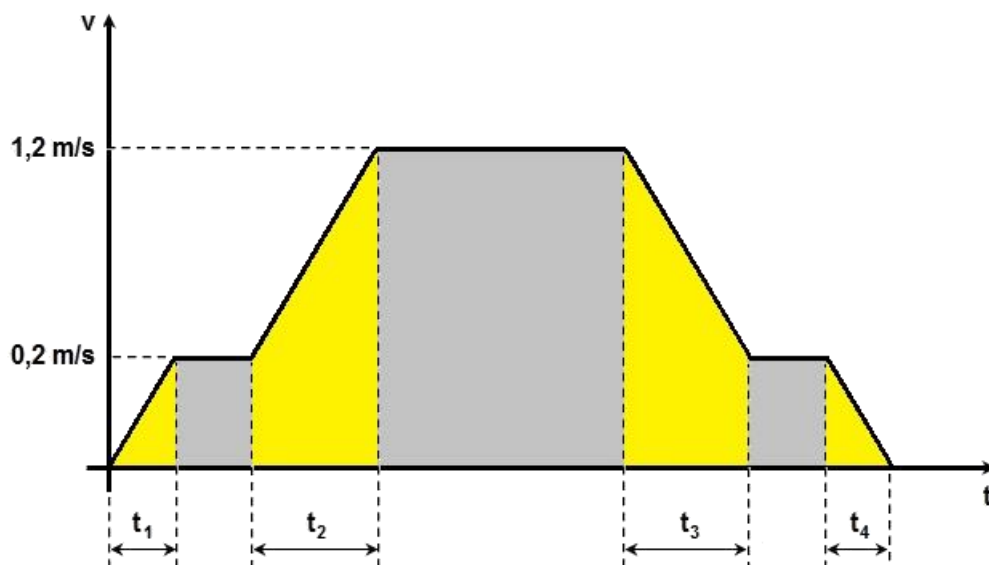
➤ **Doba brzdění (245 - 0 ot/min)**

$$\int_0^{t_4} dt = \frac{I_{red}}{k_b \cdot M_{st_{br}} - M_{st_{br}}} \int_0^{25,7} d\omega \quad (7.42)$$

$$\int_0^{t_4} dt = \frac{I_{red} \cdot i_p}{0,75S \cdot r \cdot \eta_p \cdot \eta_b} \int_0^{25,7} d\omega \quad (7.43)$$

$$\underline{\underline{t_4 = 0,19 \text{ s}}} \quad (7.44)$$

➤ **Provozní stavy soustavy**



obr. 33.: Výsledný průběh rychlosti na čase



Zobrazené provozní stavy na obr. 32 a obr. 33 jsou pro lepší představu a názornost vykreslovány v měřítku, především v oblastech nestacionárních fází. V opačném případě by došlo v těchto místech ke skokové změně rychlosti, jelikož jednotlivé časy rozběhů a brzdění jsou oproti celkové délce trvání transportu lodi zanedbatelné.

## 7.6 Kontrola momentové přetížitelnosti

Velikost výkonu navrženého motoru postačuje k překonání jízdních odporů při rovnoměrné pojížděcí rychlosti, během níž využívá motor svůj jmenovitý točivý moment. Jiné poměry však nastanou při rozběhu celého ústrojí, jelikož vznikají přídatné dynamické odpory. Ty jsou způsobovány zrychlováním posouvajících a rotačních hmot soustavy. Proto musí mít motor dostatek výkonu, aby mohl na tuto situaci zareagovat a nezastavil se.

### ➤ Statický moment od zatížení s pasivními odpory

$$M_{st} = \frac{S \cdot r}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_b} = \frac{63\,228 \cdot 0,625}{80 \cdot 0,96^2} \quad (7.45)$$

$$\underline{\underline{M_{st} = 536 \text{ Nm}}} \quad (7.46)$$

### ➤ Moment zrychlujících posuvných hmot

$$M_{zp} = I \cdot \varepsilon = \frac{(I_{b0} + I_h) \cdot v_1}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_b \cdot r \cdot t_1} = \frac{3\,364,7 \cdot 0,2}{80 \cdot 0,96^2 \cdot 0,625 \cdot 0,07} \quad (7.47)$$

$$\underline{\underline{M_{zp} = 208,6 \text{ Nm}}} \quad (7.48)$$

### ➤ Moment zrychlujících rotačních hmot

$$M_{zr} = I \cdot \varepsilon = \frac{I_{mred} \cdot v_1}{r \cdot t_1} = \frac{2,085 \cdot 0,2}{0,625 \cdot 0,07} \quad (7.49)$$

$$\underline{\underline{M_{zr} = 9,5 \text{ Nm}}} \quad (7.50)$$



➤ **Celkový rozběhový moment**

$$M_{roz b} = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} \quad (7.51)$$

$$\underline{\underline{M_{roz b} = 754,1 Nm}} \quad (7.52)$$

➤ **Ověření správnosti**

$$M_{roz b} \leq 2,5M_n = 2,5 \cdot 579 \quad (7.53)$$

$$\underline{\underline{M_{roz b} \leq 1\,447,5 Nm}} \quad (7.54)$$

Závěrem lze říci, že takto navržený motor bez problému obstojí v náročném provozu, kterému je vystaven.

I přes snahu ponechat v systému největší možný počet stávajících komponent, tak je vhodné zkontrolovat a ověřit, zda původní převodovka zabezpečující navýšení točivého momentu vyhovuje nově zvolené pohonné jednotce. Z důvodu minimálního množství poskytnutých parametrů nelze však tuto operaci kvalitativně provést, a proto byla podle standardních postupů výrobce Alliance Transmission navržena převodovka s označením RHB - 90S80AS1 splňující výkonové požadavky nového pohonu.<sup>3)</sup> Její rozměry jsou součástí katalogového listu [4] umístěného v příloze.

---

<sup>3)</sup> Obecně se při dimenzování převodovky vždy vychází z přesné hodnoty zatížení s ohledem na provozní faktory. Proto se lze domnívat, že by původní převodovka nemohla být použita.



## 8. Dynamická analýza

Současná doba klade stále větší důraz na vyšší hospodárnost. Tento trend se také uplatňuje i v oblasti konstruování, hlavně při využívání materiálu. Každé zařízení disponuje jen takovým množstvím, které je pro jeho bezpečný provoz nezbytně nutné, čímž se stává lehčím a pružnějším. Ve spojení s vysokou pracovní rychlostí se však zvyšuje jeho dynamické zatížení. [3]

Může nastat situace, kdy je zapotřebí ovlivnit dynamické chování reálného stroje či konstrukce. Patří sem:

### a) Zmenšení rozběhového nebo brzdného času mechanismu

- Odstranění či zmenšení vůlí
- Snížení rychlosti při nárazech

### b) Změna setrvačných účinků

- Snížení hmotnosti kmitajících částí
- Zvýšení hmotnosti, na kterou působí budící účinek

### c) Změna tuhostí

- Zařazení tužšího členu
- Zařazení pružnějšího členu

### d) Změna tvaru a uspořádání konstrukce

- Priorita jednoduchých součástí

Dynamické namáhání vzniklé vlivem nestacionárních stavů může být s dostatečnou přesností popsáno pomocí výpočtového modelu. Ten je možné označit jako určité zjednodušení vyšetřovaného stroje či pracovního mechanismu sloužící k realizaci dynamického chování. S jeho pomocí je možné provést řadu variačních řešení prostřednictvím jednoduchých změn parametrů. Z toho vyplývá, že musí být sestaven tak, aby ve výsledných vztazích byly zohledněné takové parametry, jejichž změna je požadována. Mezi ně patří hmotnosti, tuhost, tlumení a momenty setrvačnosti. [3]



Realizace náhradního systému vychází z předpokladu, že vlastní frekvence a vlastní tvary kmitání se musí co nejvíce blížit k frekvencím reálného stroje. Výpočtový model má tolik stupňů volnosti, kolik má vzájemně nezávislých pohybů. S jejich rostoucím počtem se sice zvyšuje přesnost výsledku, avšak jeho dosažení se značně komplikuje. Je to dáno velkými množstvím pohybových rovnic, vlastních frekvencí, vlastních tvarů kmitu a také počtem vstupních parametrů, jejichž zjišťování není jednoduché. Z toho důvodu je vhodné pracovat s modely s co nejmenším počtem stupňů volnosti. [3]

## 8.1 Metodika výpočtu

Přístupů, jak dosáhnout plnohodnotného výsledku dynamické analýzy, je několik. Lze využít jak zjednodušující výpočtové součinitele, tak i přesnější analytické nebo experimentální řešení.

Dynamické součinitele jsou bezrozměrné veličiny, s nimiž dochází ke korekci např. statických a posouvajících sil, ohybových či točivých momentů daného typu zařízení. Tímto způsobem se zohledňují skutečné zatěžující účinky, jejichž velikost bude o příslušné dynamické složky vyšší. Jedná se o určité zjednodušení, protože jejich platnost se vztahuje na celou ocelovou konstrukci zdvihacího stroje. Ve skutečnosti však v každém elementu konstrukce nebo určité části ústrojí probíhají odlišné dynamické děje.

Při přesnějších výpočtech se provádí podrobnější dynamická analýza za účelem identifikace těchto procesů. Analytické výsledky jsou užitečné tím, že v sobě zahrnutí jednotlivé vlivy, čímž poskytují exaktnější řešení. Jeho přesnost závisí na propracovanosti a dokonalosti dynamického modelu. To vše za cenu větší složitosti a časové náročnosti, i když to v dnešní době nemusí být pravidlem.

Vydat se cestou experimentu znamená získání dat přímo z vybraných kritických míst za pomoci snímačů. Tato technika podává komplexnější přehled o tom, jaký je průběh celého dynamického účinku. Měření se provádí buď na hotovém prototypu, nebo na modelu zhotoveném v určitém měřítku. Náklady na realizaci této varianty jsou značné, přičemž v případě modelu musí být dodržena podobnost, aby bylo možné dostat adekvátní reprodukovatelné výsledky na skutečné zařízení. [3][4]



## 8.2 Charakteristika nosného elementu

Tato kapitola se týká hlavně vlastností lana, na které je nahlíženo jako na dynamický prvek, jehož parametry významně ovlivňují chování celého zařízení.

První použití ocelového lana se historicky datuje na rok 1834, kdy W.A.I. Albert se zasloužil o jeho začlenění do dopravní techniky. Od té chvíle docházelo k postupnému prosazování a stalo se tak součástí většiny zdvihacích strojů. Jeho úkolem je přenášet tahové síly, a to jak v klidovém, tak i pohybovém stavu. Přes svůj jednoduchý tvar jsou vnitřní napěťové poměry a uspořádání velmi složité. Mezi přednosti se řadí malá hmotnost na jednotku délky, značná pružnost, tichý chod a nízká cena. To vše v porovnání s ostatními závěsnými prostředky. [3]

### 8.2.1 Namáhání

Během provozu je lano vystaveno několika druhům namáhání, jelikož je vedené přes kladky a následně navíjené na buben. V důsledku toho vzniká ve vnitřní struktuře přídavné příčné zatížení. Nejdůležitější napětí je možné rozdělit na:

#### a) Napětí vznikající při výrobě

- Lano je vinuto z jednotlivých drátů, do kterých je při tvarování za studena vnášeno přídavné napětí. Při tomto procesu se vždy překročí meze kluzu.

#### b) Primární napětí při zatížení

- Tento typ namáhání se skládá z napětí v tahu  $\sigma_t$  a z napětí v ohybu  $\sigma_o$ . Jeho výpočet se zjednodušuje tím, že se lano považuje za svazek drátů umístěných vedle sebe bez vlivu tření.

#### c) Sekundární napětí

- K jeho projevení dochází při vinutí drátů do pramenu, kdy vzniká sekundární ohybové napětí.

## 8.2.2 Materiálové vlastnosti

Z hlediska mechaniky zastává ocelové lano funkci pružného členu kmitající soustavy. Proto, aby bylo možné provést analýzu provozních stavů mechanického systému, je nutné určit jeho hodnoty tuhosti a tlumení, jejichž význam hraje v celkovém výsledku velkou roli.

### 8.2.2.1 Modul pružnosti

Tuhost lana vychází z modulu pružnosti a geometrie, přičemž modul pružnosti nelze považovat konstantu a jeho přesné stanovení je velmi obtížné. Závisí nejen na modulu pružnosti materiálu drátu, ale i na konstrukci, druhu mazacího prostředku a duše, úhlu a způsobu vinutí drátů a pramenů lana. Empirickým stanovením tohoto parametru se zabývá mnoho literatur. Jedním z nich je i vztah (8.1) doporučený A.N. Dinikem. [3][4]

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \cdot \cos^4 \varphi \cdot \cos^4 \psi \quad (8.1)$$

➤ **kde**

- Úhel stoupání drátů v prameni.....  $\varphi$
- Úhel stoupání drátů v laně.....  $\psi$

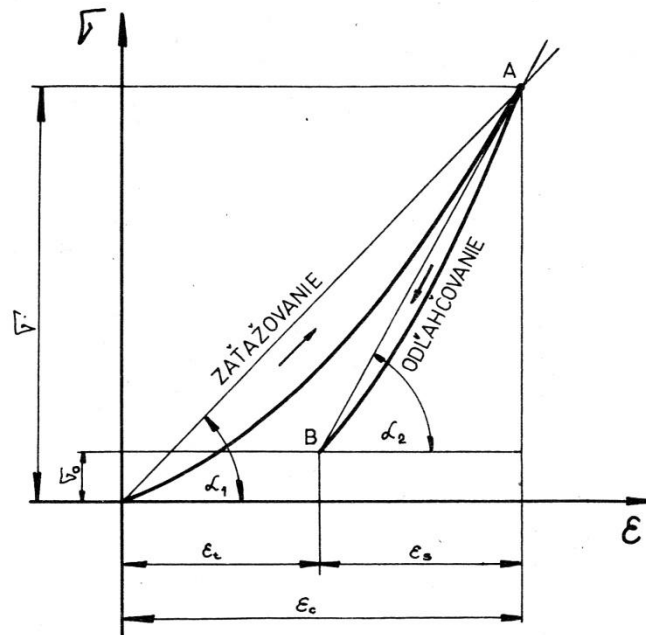
Obecně tyto úhly nabývají takových hodnot, kterým odpovídá modul pružnosti v intervalu  $1,35 - 1,6 \cdot 10^5$  MPa. Pro běžné výpočty postačují orientační hodnoty uvedené v tab. 7.

Druh lana	Modul pružnosti E
Lana s textilní vložkou	$(0,7 - 1) \cdot 10^5$ MPa
Lana s kovovou vložkou	$(1 - 1,3) \cdot 10^5$ MPa
Jednoprarmenná lana otevřená	$(1,3 - 1,5) \cdot 10^5$ MPa
Jednoprarmenná lana uzavřená	$(1,5 - 1,7) \cdot 10^5$ MPa

tab. 7.: Modul pružnosti ocelových lan [3][4]

Přesnější a spolehlivější údaje lze získat jen experimentálně, a to statickými nebo dynamickými zkouškami.

Rozvoj experimentálních metod dal podnět ke vzniku dalších ekvivalentních metod. V literatuře [11] se uvádí, že modul pružnosti je možné určit na základě odlehčovacích křivek, která se považuje za pružné zkracování lana, viz obr. 34.



obr. 34.: Geometrické vyjádření modulu pružnosti [3]

Vztahy (8.2), (8.3) poskytují možnost určení výsledné hodnoty zohledňující skutečný provoz lana.

$$E_1 = \frac{\sigma}{\varepsilon_c} = \frac{(F - F_0) \cdot l}{S \cdot \Delta l_c} \quad (8.2)$$

$$E_2 = \frac{\sigma - \varepsilon_0}{\varepsilon_c - \varepsilon_t} = \frac{(F - F_0) \cdot l}{S \cdot \Delta l_c} \quad (8.3)$$

### 8.2.2.2 Koeficient tlumení

Se stejným problémem se lze setkat i v případě stanovení koeficientu tlumení. Je to z toho důvodu, že informační základna je poměrně malá. Při jeho uvažování dochází k ovlivnění velikosti amplitud, což způsobuje zánik kmitání hlavně při vyšších frekvencích. Dostupné zdroje uvádějí následující hodnoty:



➤ **Koeficient tlumení dle [12]**

$$b_L = (1,12 - 2,95) \cdot 10^3 \text{Ns/m} \quad (8.4)$$

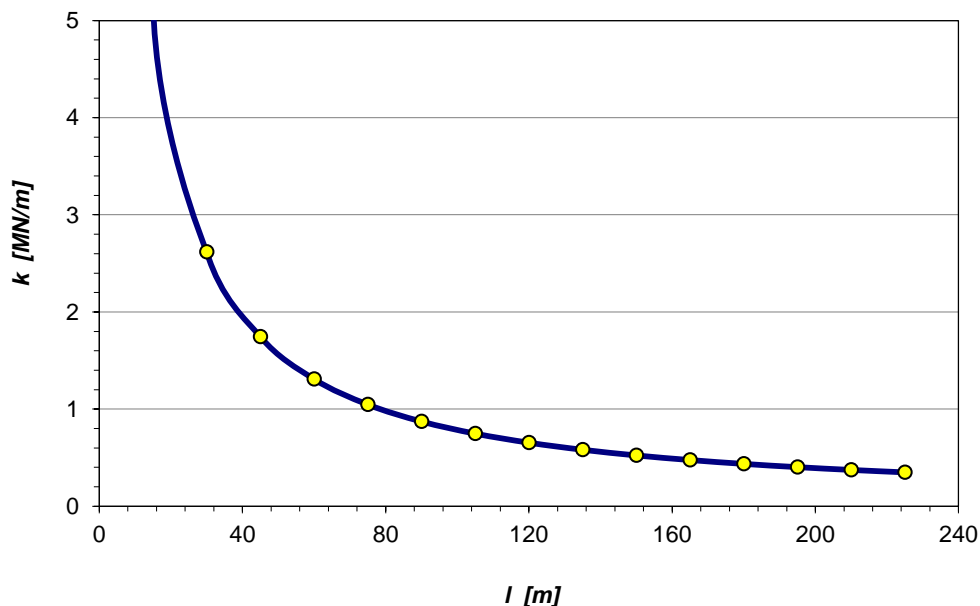
➤ **Koeficient tlumení dle [13]**

$$b_L = 4,5 \cdot 10^3 \text{Ns/m} \quad (8.5)$$

Pokud tyto přibližné konstanty nestačí, pak je opět možné využít experimentu. Nejprve je však nutné provést redukci hmotnosti do určitého místa, kam se výhodně umístí snímač zrychlení. Z naměřeného průběhu se získá požadovaný výsledek koeficientu tlumení.

Situace na Orlické přehradě je taková, že průměr lana je 25 mm. Ostatní podrobnosti nejsou známy, proto budou pro výpočty použity orientační hodnoty tuhosti a tlumení, tzn.:

- Modul pružnosti materiálu..... $1,6 \cdot 10^5$  MPa
- Koeficient tlumení..... $4,5 \cdot 10^5$  Ns/m



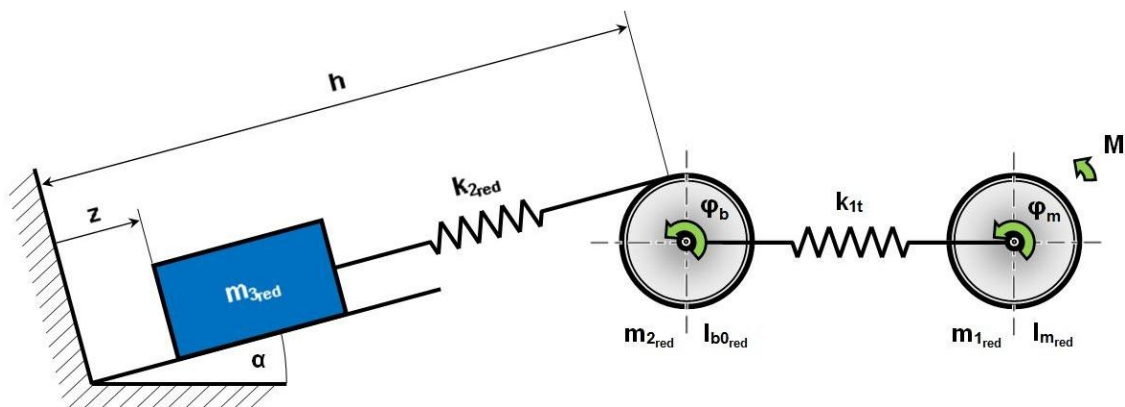
obr. 35.: Tuhostní charakteristika lana na Orlické přehradě

Z obr. 35 je patrné, že s rostoucí vzdáleností od točny klesá tuhost lana a zároveň se zvyšuje pravděpodobnost k jeho kmitání, zvláště při jmenovaných nestacionárních jevech.

### 8.3 Dynamický výpočtový model

Jak již bylo dříve řečeno, tak součástí pracovních pohybů každého zařízení je dynamické zatížení vznikající v mechanismu a konstrukci při nestacionárních fázích, tj. rozběh, doběh, zrychlení a zpomalení. K popisu slouží náhradní mechanické nebo dynamické modely, které by měly zahrnovat hlavně ty parametry, jejichž změna je vyžadována. [5]

Nyní bude největší pozornost soustředěna na zdvihový mechanismus vyskytující se na dominantě Vltavské kaskády, přehradě Orlík. Při vytváření dynamického modelu bylo snahou se co nejvíce přiblížit skutečnému stroji. Proto byl zvolen tříhmotový dynamický model zahrnující jednotlivé hmotnosti, tuhosti, momenty setrvačnosti a moment motoru, přičemž sestavení náhradní soustavy proběhlo dle literatury [7] do osy rychloběžného hřídele pohonu, viz obr. 36.



obr. 36.: Dynamický výpočtový model

Na druhou stranu se však neobešel bez určitých zjednodušení, mezi které patří vyloučení stavu, kdy dochází k ponoření části vozíku pod vodu a idealizování pojezdové dráhy, jejíž tvar je přímý, bez přechodových úhlů. I přesto lze zaručit, že výsledný výpočtový model je pro danou úlohu postačující. Její řešení má několik etap:

#### a) Etapa č.1

- Plošinový vozík stojí v dolní úrovni přehrady, přičemž je lano volné a nenapnuté. Motor se na pokyn obsluhy začíná rozbíhat. Tato etapa končí v okamžiku, kdy se lano napne.

### b) Etapa č.2

- Dochází k deformaci hřídelí, lan a ocelové konstrukce. Ukončení této fáze se považuje v momentě, kdy hodnota napětí v laně odpovídá hmotnosti zařízení.

### c) Etapa č.3

- Začíná ve chvíli, kdy dojde k přerušení styku zařízení s dorazy, po kterém následuje uvedení do pohybu.

## 8.4 Vlastní frekvence soustavy

Smyslem této analýzy je posoudit, zda některá vlastní frekvence soustavy není totožná s budící frekvencí motoru. V případě, že by se tak stalo, mohlo by dojít k rezonanci, a tím i k poškození některých částí zařízení.

Výpočet vlastních frekvencí a tvarů vychází z pohybových rovnic, které jsou sestavovány pro třetí etapu metodou uvolňování na základě obr. 36. Za nezávislé souřadnice byl zvolen úhel pootočení motoru  $\varphi_m$ , úhel pootočení bubnu  $\varphi_b$  a zdvih  $z$ , přičemž se uvažuje, že  $\varphi_m > \varphi_b$ .

Je důležité poznamenat, že při vyšetřování pohybového stavu soustavy se tuhost lana  $k_{2red}$  nepovažovala za konstantu, ale za parametr měnící se s délkou.

$$I_{m_{red}} \ddot{\varphi}_m = M - k_{1t} \cdot (\varphi_m - \varphi_b) \quad (8.6)$$

$$I_{b0_{red}} \ddot{\varphi}_b = k_{1t} \cdot (\varphi_m - \varphi_b) - k_{2red} r \cdot (r\varphi_b - z) \quad (8.7)$$

$$\underline{\underline{m_{3red} \ddot{z} = k_{2red} \cdot (r\varphi_b - z) - G_V \cdot \sin\alpha}} \quad (8.8)$$

### ➤ Maticový zápis

$$\begin{bmatrix} I_{m_{red}} & 0 & 0 \\ 0 & I_{b0_{red}} & 0 \\ 0 & 0 & m_{3red} \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_m \\ \ddot{\varphi}_b \\ \ddot{z} \end{bmatrix}
 +
 \begin{bmatrix} k_{1t} & -k_{1t} & 0 \\ -k_{1t} & k_{1t} + k_{2red} r^2 & -k_{2red} r \\ 0 & -k_{2red} r & k_{2red} \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix} \varphi_m \\ \varphi_b \\ z \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix} M \\ 0 \\ G_V \cdot \sin\alpha \end{bmatrix}$$

Kontrola správnosti struktury pohybových rovnic v tomto tvaru je taková, že pro jednotlivé matice musí platit následující podmínky:

- **Matice hmotnosti**
  - Diagonální
  - Pozitivně definitní
  
- **Matice tuhosti**
  - Symetrická
  - Pozitivně definitní
  - Ostře diagonálně dominantní

Všechny jmenované vlastnosti matic jsou pro danou soustavu splněny. To znamená, že jejich sestavení se dá považovat za správné.

- **Frekvenční determinant**

$$\underline{\underline{\det (K - \lambda \cdot M) = 0}} \quad (8.9)$$

$$\det \begin{bmatrix} k_{1t} - \lambda \cdot I_{m_{red}} & -k_{1t} & 0 \\ -k_{1t} & k_{1t} + k_{2_{red}} r^2 - \lambda \cdot I_{b_{0_{red}}} & -k_{2_{red}} r \\ 0 & -k_{2_{red}} r & k_{2_{red}} r - \lambda \cdot m_{3_{red}} \end{bmatrix} = 0 \quad (8.10)$$

Řešením frekvenčního determinantu jsou vlastní čísla soustavy  $\lambda_i$ , kde  $i = 1, 2, 3$ . V oblasti kmitání se však spíše hovoří o vlastních úhlových frekvencích  $\Omega_i = \sqrt{\lambda_i} = 2\pi f_i$ , popřípadě vlastních frekvencích  $f_i$  a vlastních tvarech kmitů. Celý tento proces byl řešen numericky v prostředí programu Matlab s užitím funkce *eig*, kde výsledky pro vyhodnocení reprezentuje graf na obr. 37.

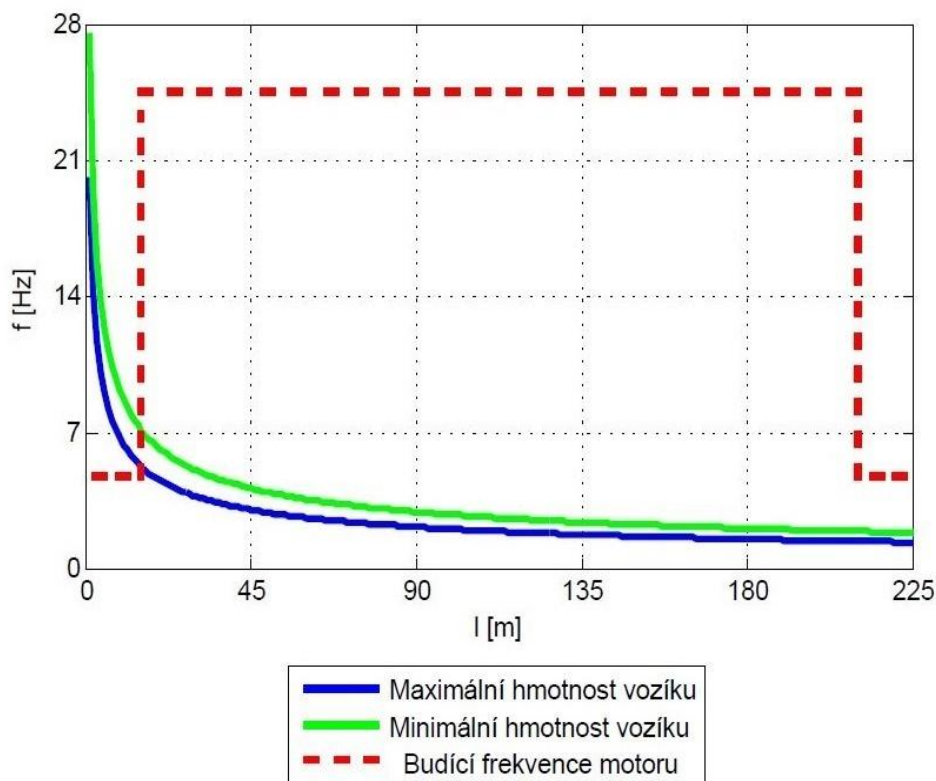
Křivky odpovídají situaci, kdy se plošinový vozík pohybuje po dráze se stoupáním  $22^\circ$  ve stavu minimálního a maximálního zatížení. Soustavě se třemi stupni volnosti odpovídají tři vlastní frekvence. Grafické zpracování obsahuje pouze tu s největší vypovídající hodnotou, tj. 2. vlastní frekvenci. Ostatní průběhy nebylo možné porovnat v pásmu výskytu budící frekvence, protože jejich velikosti dosahovaly buď nulových anebo velmi vysokých hodnot. Nulová vlastní frekvence naznačuje to, že se jedná o mechanismus, kterému je umožněn pohyb v jedné souřadnici, a proto samotné srovnání obecně probíhá výhradně s nenulovými hodnotami.

Čárkovaně je vykreslená budící frekvence motoru vyvozovaná během provozu při transportu lodě. Přechod mezi jednotlivými hladinami rychlostí se děje skokově, což je určité zjednodušení, jelikož v souvislosti s kapitolou 7.5 mají tyto přechodové děje velice nepatrný význam z hlediska časového horizontu.

K ovlivnění průběhů vlastních frekvencí soustavy působením budící frekvence dojde na konci první provozní fáze, a to v úrovni, kdy dochází ke změně rychlosti z 0,2 m/s na 1,2 m/s. Tento časový okamžik je však tak malý, že se soustava nestihne vybudit a dlouhodobý stav rezonance tedy nenastane.

Podobný efekt nastává i ve třetí etapě provozu zdvihadla na dráze, kde se od vzdálenosti 210 m začínají jednotlivé linie přibližovat. Vše probíhá v tolerančním pásmu  $\pm 2$  Hz. Přesto, lze vyslovit obecné doporučení, které zahrnuje nepatrné zvýšení rychlosti v dané oblasti. Tím se zvýší budící frekvence motoru a tento jev je možné do jisté míry úplně eliminovat.

Dále je vidět, že s klesající hmotností vozíku mají další křivky tendenci ekvidistančně se vzdalovat od původní. Z toho se dá predikovat závěr pro vlastní frekvence systému pohybující se po dráze se stoupáním  $8^\circ$ , jehož frekvence by měly obdobný směrový charakter.



obr. 37.: Vlastní frekvence soustavy v závislosti na délce lana

## 8.5 Vlastní tvary soustavy

Počet vlastních tvarů kmitu  $v_i$  odpovídá počtu vlastních kruhových frekvencí  $\Omega_i$ . Jejich velikost určuje poměr amplitud mezi zvolenými souřadnicemi. Tyto vlastní tvary jsou obsaženy v tzv. modální matici neboli matici vlastních tvarů, v níž tvoří jednotlivé sloupce. Její vnitřní struktura je taková, že jednotlivé řádky přísluší souřadnicím  $x_i$  a jednotlivé sloupce vlastním kruhovým frekvencím  $\Omega_i$ . [14]

Jednoznačné určení vlastních tvarů kmitů vyžaduje jejich normování. Způsobů je několik, přičemž se v praxi nejčastěji využívají dva z nich.

➤ **Normování na jedničku**

- Proces získávání probíhá vydělením celého vlastního tvaru jeho největším číslem.

➤ **Normování s váhou matice hmotnosti**

- Hlavním požadavkem je, aby platila podmínka (8.11)

$$v_v^T M v_\sigma = \begin{cases} 1 & \text{pro } v = \sigma \\ 0 & \text{pro } v \neq \sigma \end{cases} \quad (8.11)$$

- Propojení normovaného vlastního vektoru  $v_v$  a vlastního vektoru  $a_v$  udává výraz (8.12) dle [15].

$$v_v = \alpha_v a_v, \quad \text{kde } \alpha_v = \frac{1}{\sqrt{a_v^T M a_v}} \quad (8.12)$$

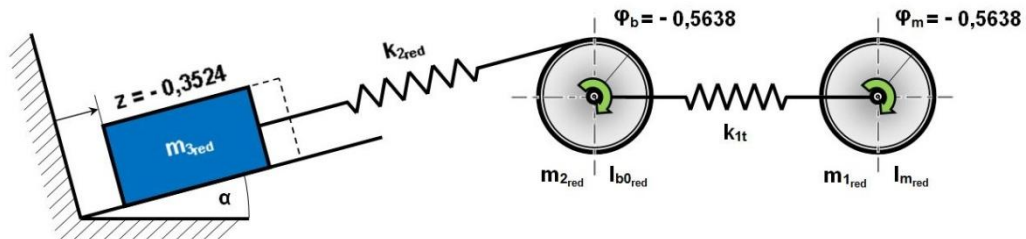
Výsledkem je normovaná modální matice vlastních tvarů kmitu  $v_v$ , která byla sestavena pro každou polohu plošinového vozíku na dráze.

	1. Vlastní tvar	2. Vlastní tvar	3. Vlastní tvar
$\varphi_m$	-0,5638	-0,3784	-0,1359
$\varphi_b$	-0,5638	-0,3783	3,3931
z	-0,3524	0,5251	$-8,572 \cdot 10^{-6}$

tab. 8.: Poměrné hodnoty vlastních tvarů kmitu

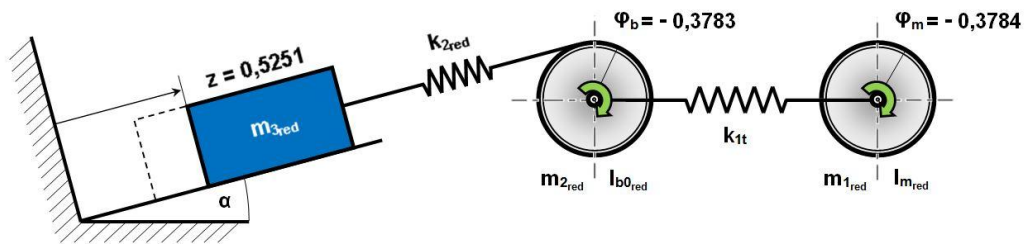
Pro představu je v tab. 8 uvedena jedna sada těchto výsledků týkající se plně zatíženého vozíku jedoucího po dráze se sklonem  $22^\circ$  a ve vzdálenosti 225 m od točny. Jednotlivé obsažené parametry představují poměrné hodnoty, jejichž velikosti jsou zaznamenány v následujících schématech.

➤ **Vykreslení prvního vlastního tvaru**



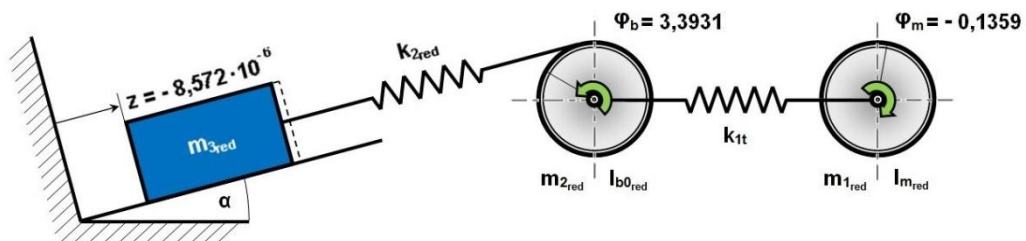
obr. 38.: Schéma pro první vlastní tvar

➤ **Vykreslení druhého vlastního tvaru**



obr. 39.: Schéma pro druhý vlastní tvar

➤ **Vykreslení třetího vlastního tvaru**



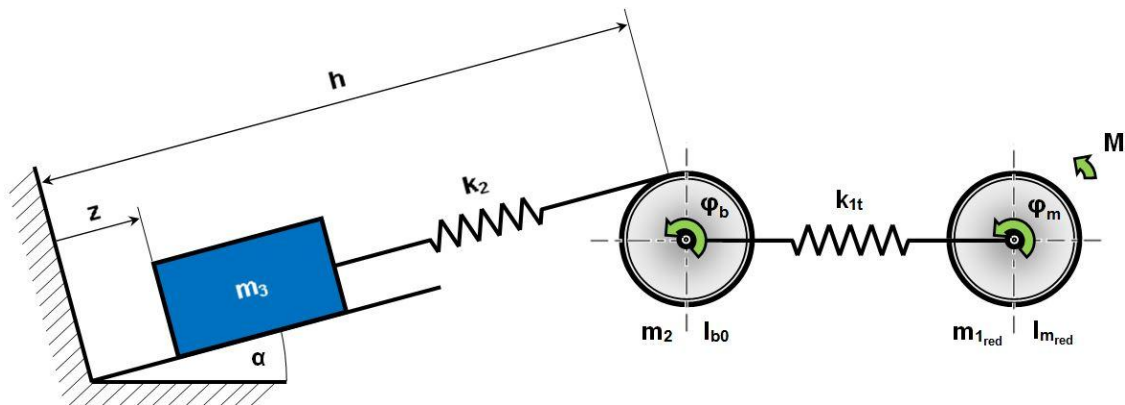
obr. 40.: Schéma pro třetí vlastní tvar

Způsob chování soustavy popisuje daný vlastní tvar nastávající v situaci, kdy je příslušná vlastní frekvence v interakci s frekvencí budící. Na základě výsledků z kapitoly 8.4 je možné konstatovat, že patřičný význam lze přisuzovat pouze druhému

vlastnímu tvaru soustavy, avšak jen ve výše zmiňovaném případě, který dle obr. 37 nepřichází v úvahu.

## 8.6 Netlumený systém

Směr řešení se opět orientuje na kritické stavy soustavy, převážně na rozběh zařízení z dolní úrovně přepravní trasy. Doběh jako nestacionární jev nebude uvažován, neboť hlavní úvaha je založena na skutečnosti, že při dojíždění k točně se regulují otáčky motoru takovým způsobem, aby bylo lano stále napnuto. Tím by se mělo do určité míry zamezit kmitání v této části dráhy.



obr. 41.: Netlumený systém

V důsledku analyzování rozběhové fáze je možné dále pracovat pouze se třetí pohybovou rovnicí popisující stav vozíku, a to za předpokladu, že hřídel mezi motorem a bubnem je velmi tuhá tj.  $k_{1t} = \infty$ . Pak jsou otáčky těchto dvou komponent stejné  $\varphi_b = \omega t$ . Výsledným tvarem je:

$$m_3 \ddot{z} + k_2 z = k_2 r \omega t - G_V \cdot \sin \alpha \quad (8.13)$$

### 8.6.1 Analytický výpočet

Jak již bylo uvedeno v kapitole 8.3, tak pro druhou etapu platí, že uvedení plošinového vozíku do pohybu nastane ve chvíli, kdy se velikost síly v laně vyrovná s jeho tíhovou složkou. Dobu trvání definuje vztah (8.14).

$$t_0 = \frac{G_V \cdot \sin \alpha}{k_2 r \omega} = \frac{16\,000 \cdot 9,81 \cdot \sin(22)}{349\,065 \cdot 0,625 \cdot 0,32} \quad (8.14)$$



$$\underline{\underline{t_0 = 0,84 \text{ s}}} \quad (8.15)$$

Pro třetí etapu se zavádí čas  $t_1$ , který je měřený od okamžiku  $t_0$ . Celková doba je dána jejich součtem  $t = t_0 + t_1$ . Po následném dosazení do rovnice (8.13), úpravě a přeznačení se získá pohybová rovnice vynucených netlumených kmitů pro podélnou výchylku  $z$ .

$$m_3 \ddot{z} + k_2 z = k_2 r \omega t \quad (8.16)$$

### 8.6.1.1 Homogenní řešení

Jedná se o lineární diferenciální rovnici druhého řádu s konstantními koeficienty pro neznámou funkci  $z(t)$  s počátečními podmínkami  $z(0) = \dot{z}(0) = 0$ .

➤ **Základní tvar**

$$m_3 \ddot{z} + k_2 z = 0 \quad (8.17)$$

Po vydělení rovnice (8.17) hmotností  $m_3$  se zavede tzv. vlastní kruhová frekvence netlumené soustavy  $\Omega_0$  s tvarem (8.18).

➤ **Vlastní kruhová frekvence netlumeného systému**

$$\Omega_0^2 = \frac{k_2}{m_3} \quad (8.18)$$

➤ **Charakteristická rovnice**

$$\lambda^2 + \Omega_0^2 = 0 \quad (8.19)$$

➤ **Kořeny charakteristické rovnice**

$$\lambda_{1,2} = \pm i \Omega_0 \quad (8.20)$$

➤ **Výsledek**

$$\underline{\underline{z_h(t) = A \cos \Omega_0 t + B \sin \Omega_0 t}} \quad (8.21)$$

Výsledné homogenní řešení je dáno tvarem kořenů charakteristické rovnice, jehož součástí je v tomto případě imaginární složka.



### 8.6.1.2 Partikulární řešení

Výchozí výraz obsahuje nenulovou pravou stranu, která je budící silou systému. Proto je nutné stanovit její odhad, následně dvakrát zderivovat, dosadit do (8.16) a porovnat jednotlivé koeficienty pro získání konstant  $C, D$ .

➤ **Odhad pravé strany**

$$z_p(t) = Ct + D \quad (8.22)$$

➤ **Konstanty**

$$C = r\omega \quad D = 0 \quad (8.23)$$

➤ **Výsledek**

$$\underline{\underline{z_p(t) = r\omega t}} \quad (8.24)$$

### 8.6.1.3 Celkové řešení

Celkové řešení je součtem homogenní a partikulární části při zohlednění počátečních podmínek.

➤ **Předpis**

$$z(t) = z_h(t) + z_p(t) \quad (8.25)$$

$$z(t) = A\cos\Omega_0 t + B\sin\Omega_0 t + r\omega t \quad (8.26)$$

➤ **Derivace**

$$\dot{z}(t) = -\Omega_0 A\sin\Omega_0 t + \Omega_0 B\cos\Omega_0 t + r\omega \quad (8.27)$$

➤ **Konstanty**

$$A = 0 \quad B = -\frac{r\omega}{\Omega_0} \quad (8.28)$$

➤ **Výsledné řešení**

$$\underline{\underline{z(t) = -\frac{r\omega}{\Omega_0} \sin\Omega_0 t + r\omega t}} \quad (8.29)$$

### 8.6.2 Numerický výpočet

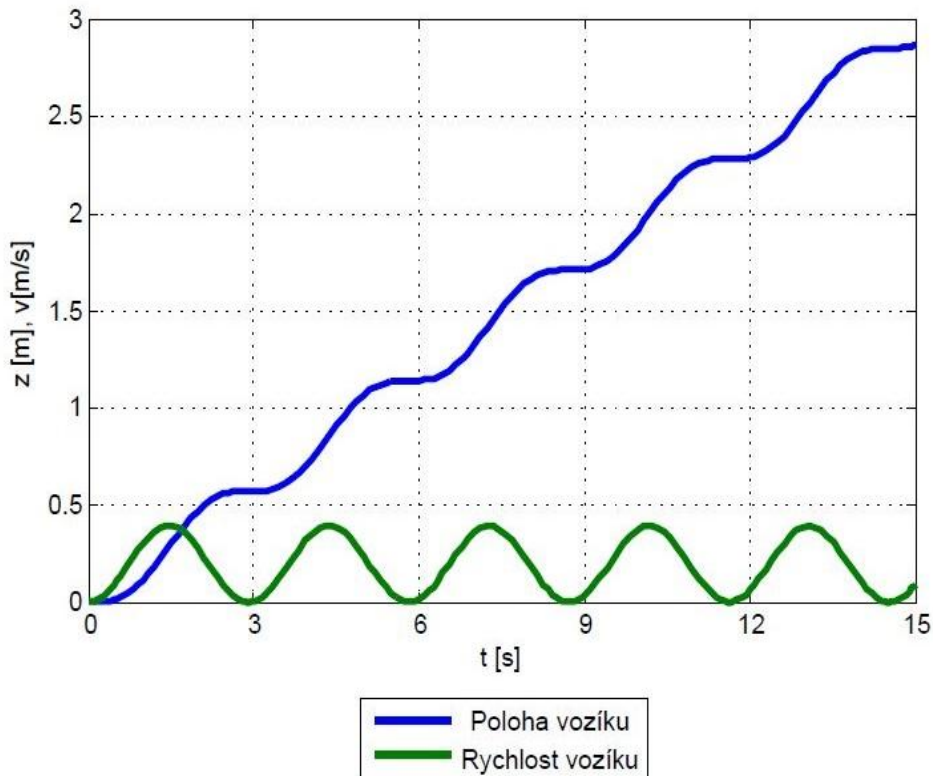
Nalezení správného výsledku prostřednictvím numerického výpočtu je další možností, jak získat hledané řešení rovnice (8.16). K tomu byl využit výpočetní program Matlab a funkce *ode45*. Ta však vyžaduje transformaci daného předpisu na stavový popis. Tímto nástrojem lze zároveň ověřit korektnost provedeného analytického vyjádření.

➤ **Stavový popis**

$$x_1 = z \Rightarrow \dot{x}_1 = \dot{z} = x_2 \quad (8.30)$$

$$\underline{\underline{x_2 = \dot{z} \Rightarrow \dot{x}_2 = \ddot{z} = \Omega_0^2 r\omega t - \Omega_0^2 x_1}} \quad (8.31)$$

➤ **Výsledné řešení**



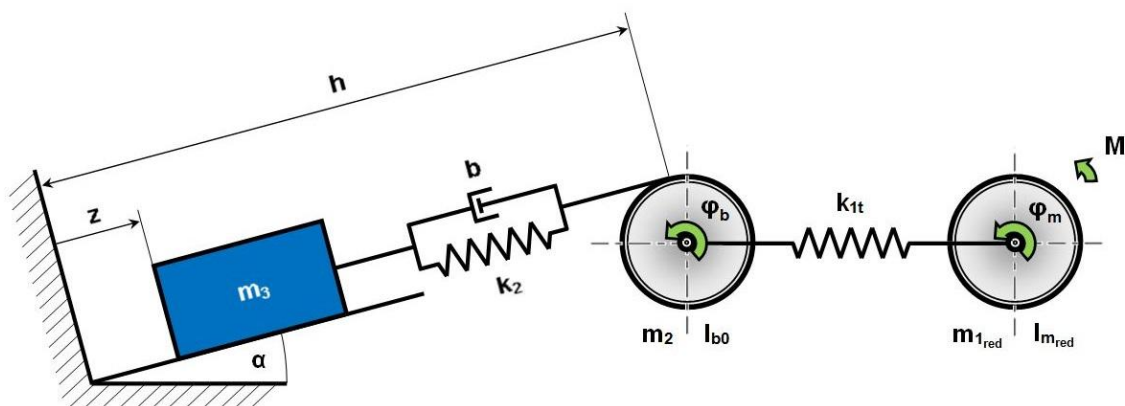
obr. 42.: Charakteristiky plně naloženého vozíku při rozběhu bez tlumení

Analyticky získaná rovnice popisuje stav, kdy zdvih  $z$  vyjadřuje přímka  $r\omega t$ , na kterou je superponovaná sinusoida s amplitudou  $r\omega\Omega_0^{-1}$ . V důsledku kmitavého pohybu, způsobeného poddajností lana, rychlost vozíku osciluje kolem pojezdové rychlosti  $v = 0,2 \text{ m/s}$ .

## 8.7 Tlumený systém

Modelování netlumených systémů vytváří idealizovaný stav. Ve skutečnosti se amplituda kmitání zmenšuje, až dojde k ustálení na určité hodnotě. Aby bylo možné se této situaci přiblížit, tak se zavádí tlumení s odporem úměrným rychlosti, jenž je často nazýváno jako tzv. viskózní tlumení. [14]

Jeho vyjádření se uskutečňuje prostřednictvím hydraulického tlumiče paralelně připojeného k pružině, viz obr. 43. Tímto způsobem lze simulovat chování lana v reálném prostředí.



obr. 43.: Tlumený systém

### 8.7.1 Analytický výpočet

Pro zachování určité kontinuity s předchozím řešením se vychází ze stejné rovnice s rozdílem začlenění koeficientu tlumení.

$$m_3\ddot{z} + b\dot{z} + k_2z = k_2r\omega t \quad (8.32)$$

#### 8.7.1.1 Homogenní řešení

Opět se jedná o lineární diferenciální rovnici druhého řádu s konstantními koeficienty pro neznámou funkci  $z(t)$  s počátečními podmínkami  $z(0) = \dot{z}(0) = 0$ .

➤ **Základní tvar**

$$m_3\ddot{z} + b\dot{z} + k_2z = 0 \quad (8.33)$$

Po vydělení rovnice (8.17) hmotností  $m_3$  se zavede tzv. vlastní kruhová frekvence netlumené soustavy  $\Omega_0$  daná tvarem (8.18) a konstanta doznívání  $2\delta$  s předpisem (8.37). Vyjádřením konstanty doznívání v závislosti na poměrném útlumu lze získat výsledný vztah pro  $\Omega_1$  (8.40).

➤ **Vlastní kruhová frekvence netlumeného systému**

$$\Omega_0^2 = \frac{k_2}{m_3} \quad (8.34)$$

➤ **Konstanta doznívání**

$$2\delta = \frac{b}{m_3} \quad (8.35)$$

➤ **Poměrný útlum**

$$b_r = \frac{\delta}{\Omega_0} \quad (8.36)$$

➤ **Charakteristická rovnice**

$$\lambda^2 + 2b_r\Omega_0\lambda + \Omega_0^2 = 0 \quad (8.37)$$

Na další postup má zásadní význam relace poměrného útlumu vůči číslu 1. Z jeho velikosti lze vyhodnotit, zda jde o nadkritické, kritické či podkritické tlumení.

$$b_r = \frac{\delta}{\Omega_0} = \frac{b}{k_2 m_3} \left\{ \begin{array}{l} > 1 \\ = 1 \\ < 1 \end{array} \right. \quad (8.38)$$

- Tuhost lana..... $3,49 \cdot 10^5$  N/m
- Koeficient tlumení..... $4,5 \cdot 10^3$  Ns/m
- Hmotnost plošinového vozíku.....16 000 kg

Po dosazení vstupních hodnot se směr řešení bude orientovat cestou podkritického tlumení.



➤ **Kořeny charakteristické rovnice**

$$\lambda_{1,2} = -b_r \Omega_0 \pm i \Omega_0 \sqrt{1 - b_r^2} \quad (8.39)$$

➤ **Vlastní kruhová frekvence tlumeného systému**

$$\Omega_1 = \Omega_0 \sqrt{1 - b_r^2} \quad (8.40)$$

➤ **Výsledek**

$$\underline{\underline{z_h(t) = e^{-b_r \Omega_0 t} (A \cos \Omega_1 t + B \sin \Omega_1 t)}} \quad (8.41)$$

### 8.7.1.2 Partikulární řešení

Podobně jako v předchozím případě, výchozí výraz obsahuje nenulovou pravou stranu, která je budící silou systému. Proto je nutné stanovit její odhad, následně dvakrát zderivovat, dosadit do (8.32) a porovnat jednotlivé koeficienty pro získání konstant  $C, D$ .

➤ **Odhad pravé strany**

$$z_p(t) = Ct + D \quad (8.42)$$

➤ **Konstanty**

$$C = r\omega \quad D = -\frac{r\omega b}{k_2} \quad (8.43)$$

➤ **Výsledek**

$$\underline{\underline{z_p(t) = r\omega t - \frac{r\omega b}{k_2}}} \quad (8.44)$$

### 8.7.1.3 Celkové řešení

Celkové řešení se hledá ve tvaru superpozice homogenní a partikulární části při zohlednění počátečních podmínek.

➤ **Předpis**

$$z(t) = z_h(t) + z_p(t) \quad (8.45)$$

$$z(t) = e^{-b_r \Omega_0 t} (A \cos \Omega_1 t + B \sin \Omega_1 t) + r \omega t - \frac{r \omega b}{k_2} \quad (8.46)$$

➤ **Derivace**

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) = & -b_r \Omega_0 e^{-b_r \Omega_0 t} (A \cos \Omega_1 t + B \sin \Omega_1 t) + \\ & + e^{-b_r \Omega_0 t} (-\Omega_1 A \sin \Omega_1 t + \Omega_1 B \cos \Omega_1 t) + r \omega \end{aligned} \quad (8.47)$$

➤ **Konstanty**

$$A = \frac{r \omega b}{k_2} \quad B = \frac{r \omega (\delta b - k_2)}{k_2 \Omega_1} \quad (8.48)$$

➤ **Výsledné řešení**

$$\underline{\underline{z(t) = e^{-b_r \Omega_0 t} \left( \frac{r \omega b}{k_2} \cos \Omega_1 t + \frac{r \omega (\delta b - k_2)}{k_2 \Omega_1} \sin \Omega_1 t \right) + r \omega t - \frac{r \omega b}{k_2}}} \quad (8.49)$$

### 8.7.2 Numerický výpočet

Výpočetní software Matlab nachází uplatnění i při rozboru tohoto systému popsaného rovnicí (8.32). Funkce *ode45* v kombinaci se vzniklým stavovým popisem poskytuje řešení, které je opět srovnatelné s analytickým výpočtem.

➤ **Stavový popis**

$$x_1 = z \quad \Rightarrow \quad \dot{x}_1 = \dot{z} \quad (8.50)$$

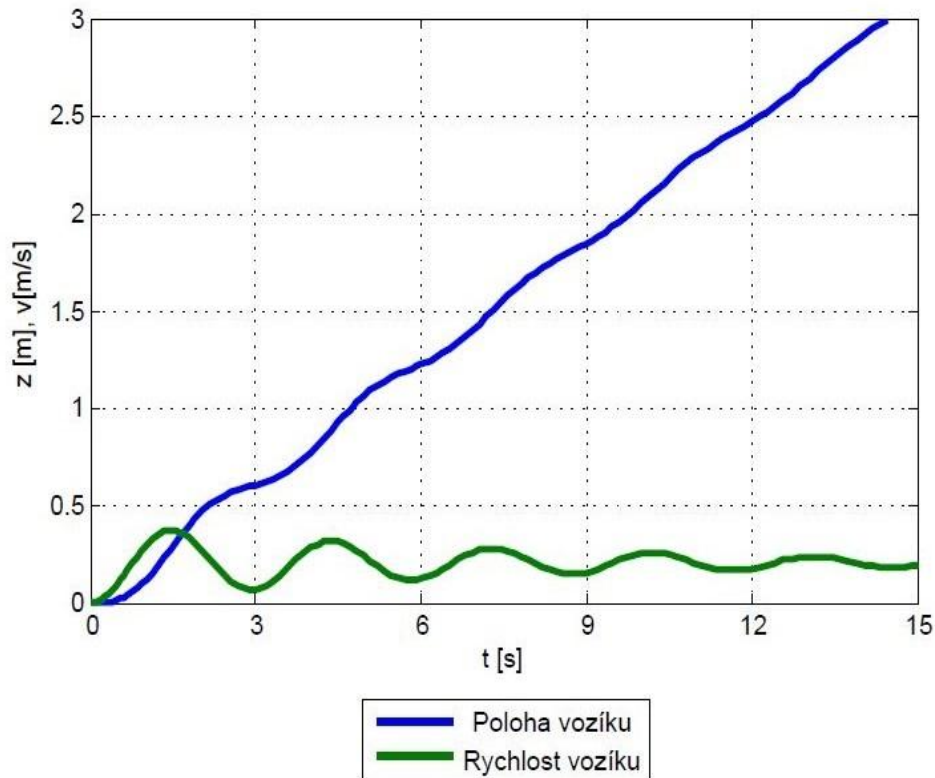
$$\underline{\underline{x_2 = \dot{z} \quad \Rightarrow \quad \dot{x}_2 = \ddot{z}}} \quad (8.51)$$

➤ **Zadávané hodnoty**

$$\dot{z} = x_2 \quad (8.52)$$

$$\underline{\underline{\ddot{z} = \Omega_0^2 r \omega t - \Omega_0^2 x_1 - 2b_r \Omega_0 x_2}} \quad (8.53)$$

➤ **Výsledné řešení**



obr. 44.: Charakteristiky plně naloženého vozíku při rozběhu s tlumením

Graf na obr. 44 je důkazem toho, že v důsledku existence tlumení zaniká kmitání, které se s časem exponenciálně snižuje. Rychlost se díky tomu během krátkého časového intervalu ustálí na požadované hodnotě  $v = 0,2 \text{ m/s}$ .

Na základě těchto výsledků je možné pozorovat, že zpřesněním výpočtového modelu se lze výrazně přiblížit ke skutečnému chování soustavy během provozu.





## 9. Závěr

Obecně lze říci, že lodní zdvihadla jsou velmi specifická zařízení, kde každé z nich je určitým unikátem v dané oblasti, protože musí být navrhováno v souladu s okolními podmínkami. Výjimkou není ani lodní zdvihadlo na Orlické přehradě. Díky svému uspořádání patří do úzké skupiny, která vyniká svou jedinečností v širokém okolí. Na základě odborných znalostí a zkušeností, opírající se o požadavky majitelů lodí, se během několika let změnilo k nepoznání a dospělo uživatelsky příjemné úrovně.

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit nový pohled na konstrukci plošinového vozíku a pohon starající se o realizaci jeho pohybu při zachování největšího množství stávající komponent. Součástí je také koncepční návrh mechanismu na uchycení lodí zabezpečující jejich stabilitu polohy při transportu. Hlavní důraz se kladl na konstrukční a výrobní jednoduchost, přičemž se celá soustava dimenzovala na takové prostředí, kterému musí odolávat během provozu.

V celku se jedná o komplexní práci zahrnující mnoho poznatků z oblasti strojírenství. Z toho důvodu je zřejmé, že nebylo možné se plně věnovat všem jednotlivým částem zařízení do detailu a postihnout tak všechny aspekty.

Pro dosažení zdárného konce bylo nutné vyvinout značné úsilí. To by se samozřejmě neobešlo bez určité dávky nadšení a pracovního nasazení, kde odměnou byl pocit z dobře vykonané práce. Stejně jako v minulosti bych to zakončil citátem, jehož platnost se osvědčila, a který má slova jednou větou výstižně charakterizuje:

***„Schopnost nadšení nese tvé naděje ke hvězdám“***

*Henry Ford*



## Seznam použité literatury

- [1] GABRIEL, Pavel.: *Vodní cesty*. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 1997, 170 s. ISBN 80-010-1570-X.
- [2] MEDŘICKÝ, Vladimír.: *Hydrotechnické stavby 2: vodní cesty*. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2006, 100 s. ISBN 80-010-3423-2.
- [3] SINAY, Juraj., LACKO, František.: *Teória a stavba zdvíhacích strojov I*. Vyd. 1. Bratislava: Alfa, 1984, 329 s.
- [4] CVEKL, Zdeněk., DRAŽAN, František.: *Teoretické základy transportních zařízení*. Praha: SNTL, 1976, 320s.
- [5] JASAŇ, Vincent., KOŠÁBEK Juraj., SZUTTOR Norbert.: *Teória dopravných a manipulačných zariadení*. Vyd. 1. Bratislava: Alfa, 1989, 376 s. ISBN 80-05-00125-8.
- [6] DRAŽAN, František., KUPKA, Ladislav.: *Jeřáby*. Praha: SNTL, 1968, 664 s.
- [7] BOLEK, Alfred., KOCHMAN, Josef.: *Části strojů, 1. svazek*. SNTL, 1989, 776 s.
- [8] NOVÁK, Jaroslav. *Elektromechanické systémy v dopravě a ve strojírenství*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 86 s. ISBN 80-01-02457-1.
- [9] VALÁŠEK, Michael., BŘEZINA, Jiří., STEJSKAL, Vladimír. *Mechanika A*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 153 s. ISBN 80-01-02890-9.
- [10] CVEKL, Zdeněk., ZAVADIL, Jaroslav.: *Zdvíhací stroje a dopravníky, 1.díl*. Praha: SNTL, 1964, 136 s.
- [11] BOROŠKA, Ján., ŠTROFFEK, Ján. *Stanovenie modulu pružnosti ocelových lán*. Rudy č. 27/1979, str. 304 - 307.



- [12] GRIGORIEV, N. J. *Nagruzky kranov, Mašinostrojenie*. Moskva, 1964.
- [13] DRESIG, H. *Dynamische Untersuchungen an Doppellenker- Wippdrehkranen Forschungsbericht*. TU Dresden, 1965.
- [14] ONDROUCH, Jan., PODEŠVA, Jiří. *Technické kmitání*. Vyd. 1. TU Ostrava, 2011, 179 s.
- [15] STEJSKAL, Vladimír., BAUMA Václav., VAMPOLA Tomáš. *Kmitání mechanických soustav: doplňkové skriptum*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003, 69 s. ISBN 80-01-02752-x.
- [16] ABB DRIVES. *Technical Guide 7, Dimensioning of Drives System*. [online]. [cit. 2015-04-21]. Dostupné na: <<http://www.abb.com/motors&drives>>
- [17] MONTECO VAZACÍ PROSTŘEDKY, s.r.o. *Upínací popruhy z polyesteru* [online]. [cit. 2015-04-11]. Dostupné na: <<http://www.monteco.cz>>
- [18] SIEMENS, s.r.o. *Katalog trojfázových asynchronních motorů s rotorem nakrátko* [online]. [cit. 2015-04-21]. Dostupné na: < <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1lq4-1lq6-0605-k15-cz.pdf>>
- [19] MOTOR - GEAR, a.s. *Katalog kuželocelných převodovek* [online]. [cit. 2015-04-22]. Dostupné na: < [http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01\\_katalog-kuzelocelnich-prevodovek.pdf](http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01_katalog-kuzelocelnich-prevodovek.pdf)>
- [20] CTIBOR, Radek. *Opravené lodní zdvihadlo přepraví o 700 lodí více. Rozhlas* [online]. Vyd. 2012. [cit. 2015-04-1]. Dostupné na: <<http://www.rozhlas.cz/strednicechy/aktualne/zprava/opravene-zdvihadlo-na-orliku-prepravi-o-700-lodi-vice--1053341>>
- [21] KRAJČOVIČ, Marián. *Dopravní stavby I* [online]. [cit. 2015-01-12]. Dostupné na: <<http://www.fce.vutbr.cz>>



- [22] ŠEVČÍK, David. Doprava a přeprava. *Doprava - info* [online]. [cit. 2015-01-15]  
Dostupné na: <<http://doprava-info.webnode.cz/vyuka/>>
- [23] THE ANDERTON BOAT LIFT. *Geograph* [online]. [cit. 2015-02-06].  
Dostupné na: <<http://www.geograph.org.uk/photo/3118558>>
- [24] WALTROP SHIFFHEBEWERK HENRICHENBURG. *Fotocommunity* [online].  
[cit. 2015-02-06]. Dostupné na: <<http://home.fotocommunity.de/wolfgangund-wolfgangundmaritha/index.php?id=1556062&d=22067052>>
- [25] STRÉPY - THIEU BOAT LIFT. *Toongrobot* [online]. [cit. 2015-02-06].  
Dostupné na: <<http://toongrobot.be/wp-content/uploads/2012/12/str%C3%A9py-thieu-boat-lift-0063.jpg>>
- [26] FALKIRK WHEEL. *Tripadvisor* [online]. [cit. 2015-02-06].  
Dostupné na: <<http://tripwow.tripadvisor.com/slideshow-photo/falkirk-wheel-an-engineering-marvel-falkirk-united-kingdom.html>>
- [27] ARZVILLER BOAT LIFT. *Joysailing* [online]. [cit. 2015-02-10].  
Dostupné na: <[http://www.joy-sailing.ch/fileadmin/images/Hausboot\\_Kuhnle/Elsass/AL-M0056\\_web.jpg](http://www.joy-sailing.ch/fileadmin/images/Hausboot_Kuhnle/Elsass/AL-M0056_web.jpg)>
- [28] KRASNOYARSK BOAT LIFT. *Socialphy* [online]. [cit. 2015-02-15].  
Dostupné na: <<http://k26.kn3.net/A3EA03808.jpg>>
- [29] ORLICKÁ PŘEHRADA. *Aktuálně* [online]. [cit. 2015-02-25].  
Dostupné na: <<http://zpravy.aktualne.cz/domaci/orlicka-prehrada/r~i:gallery:221623/r~i:photo:397889/>>
- [30] MOTORON s.r.o. *Marina Orlík* [online]. [cit. 2015-03-29].  
Dostupné na: <<http://www.marinaorlik.estranky.cz/clanky/kontakt.html>>



[31] HUNTER 306. *Yachtworld* [online]. [cit. 2015-03-15].

Dostupné na: <[http://newimages.yachtworld.com/resize/1/64/35\\_201402/ka-XLARGE.jpg&w=606&h=694382000](http://newimages.yachtworld.com/resize/1/64/35_201402/ka-XLARGE.jpg&w=606&h=694382000)>

[32] DEHLER VARIANTA 65. *Boat24* [online]. [cit. 2015-03-20].

Dostupné na: <[http://b24s.ch/img/ins/Dehler-Varianta-65\\_thumbnail\\_280516\\_2\\_800\\_1424541697.jpg](http://b24s.ch/img/ins/Dehler-Varianta-65_thumbnail_280516_2_800_1424541697.jpg)>



## Seznam obrázků

obr. 1.: Andertonské lodní zdvihadlo [23] .....	9
obr. 2.: Lodní zdvihadlo Henrichenburg - Waltrop [24] .....	10
obr. 3.: Lodní zdvihadlo Strépy – Thieu [25] .....	11
obr. 4.: Rotační lodní zdvihadlo Falkirk [26] .....	12
obr. 5.: Lodní zdvihadlo Arzviller [27] .....	13
obr. 6.: Krasnojarské lodní zdvihadlo [28] .....	14
obr. 7.: Dvojice lodních zdvihadel na přehradě Orlík [29] .....	16
obr. 8.: Plošinový vozík na točně .....	18
obr. 9.: Saga 26 HT [30] .....	19
obr. 10.: Nauticat 25 [30] .....	19
obr. 11.: Hunter 306 Atea [31] .....	19
obr. 12.: Dehler Varianta 65 [32] .....	19
obr. 13.: Srovnání průřezů s ohledem na ohybové namáhání [5] .....	22
obr. 14.: Podélně uložená kabina .....	23
obr. 15.: Příčně uložená kabina .....	23
obr. 16.: Návrh konstrukce plošinového vozíku .....	24
obr. 17.: Rozklad sil v popruhu .....	26
obr. 18.: Průběhy jednotlivých sil .....	26
obr. 19.: Dvoudílný upínací popruh ZGZ [17] .....	27
obr. 20.: Plošinový vozík s upínacími popruhy .....	28
obr. 21.: Možné varianty nastavení ramen (v řezu) .....	29
obr. 22.: Silové účinky v podpěře .....	30
obr. 23.: Silové účinky na rameni .....	31
obr. 24.: Srovnání zvolených poloh .....	33
obr. 25.: Plošinový vozík se stabilizačním mechanismem .....	35
obr. 26.: Obecný postup při dimenzování pohonu [16] .....	37
obr. 27.: Pohonná soustava zařízení .....	38
obr. 28.: Schéma pro výpočet síly v laně .....	39
obr. 29.: Kolo č.1 .....	40
obr. 30.: Kolo č.2 .....	40
obr. 31.: Redukce torzní soustavy [7] .....	42
obr. 32.: Průběh rychlosti na dráze s úhlem stoupání 22° .....	44
obr. 33.: Výsledný průběh rychlosti na čase .....	45
obr. 34.: Geometrické vyjádření modulu pružnosti [3] .....	52
obr. 35.: Tuhostní charakteristika lana na Orlické přehradě .....	53
obr. 36.: Dynamický výpočtový model .....	54



obr. 37.: Vlastní frekvence soustavy v závislosti na délce lana .....	57
obr. 38.: Schéma pro první vlastní tvar .....	59
obr. 39.: Schéma pro druhý vlastní tvar .....	59
obr. 40.: Schéma pro třetí vlastní tvar .....	59
obr. 41.: Netlumený systém .....	60
obr. 42.: Charakteristiky plně naloženého vozíku při rozběhu bez tlumení .....	63
obr. 43.: Tlumený systém .....	64
obr. 44.: Charakteristiky plně naloženého vozíku při rozběhu s tlumením .....	68

## Seznam tabulek

tab. 1.: Přehled vybudovaných lodních zdvihadel [2] .....	7
tab. 2.: Rozměry lodního zdvihadla na Orlíku .....	17
tab. 3.: Maximální parametry lodí .....	18
tab. 4.: Parametry zvoleného upínacího popruhu .....	27
tab. 5.: Parametry stávajícího soustrojí .....	38
tab. 6.: Součinitelé zohledňující jízdní vlivy [4][6] .....	40
tab. 7.: Modul pružnosti ocelových lan [3][4] .....	51
tab. 8.: Poměrné hodnoty vlastních tvarů kmitu .....	58

## Seznam příloh

1. Katalogový list upínacích popruhů [17] .....	1
2. Výsledné hodnoty pro dimenzování .....	2
3. Katalogový list elektromotoru [18] .....	4
4. Katalogový list převodovky [19] .....	5

*„Nečíslovanými elektronickými přílohami je 3D model celého zařízení“*

*„Nečíslovanými tištěnými přílohami je přiložená výkresová dokumentace“*



## Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
A	[ - ]	Definovaný bod na tělese
B	[ - ]	Definovaný bod na tělese
C	[ - ]	Definovaný bod na tělese
$d_{1min}$	[ mm ]	Minimální průměr čepu při ohybu
$d_{2min}$	[ mm ]	Minimální průměr čepu při stříhu
$E_1$	[ MPa ]	Modul pružnosti při zatěžování
$E_2$	[ MPa ]	Modul pružnosti při odlehčování
F	[ N ]	Působící síla
$F_x$	[ N ]	Složka působící síly ve směru osy x
$F_y$	[ N ]	Složka působící síly ve směru osy y
$F_1$	[ N ]	Vodorovná složka síly v popruhu
$F_2$	[ N ]	Síla v popruhu
G	[ N ]	Gravitační síla
$G_v$	[ N ]	Gravitační síla plošinového vozíku
$h_1$	[ mm ]	Výška těžiště
$h_2$	[ mm ]	Vzdálenost lana od plochy
$I_{b0}$	[ kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti bubnu (získaný z modelu)
$I_{b0red}$	[ kgm <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti bubnu na osu motoru
$I_{m0}$	[ kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti motoru - katalogový list [3]
$I_{m0red}$	[ kgm <sup>2</sup> ]	Moment motoru zahrnující vliv převodovky a brzdy
$i_p$	[ - ]	Převodový poměr kuželocelní převodovky
$k_b$	[ - ]	Součinitel bezpečnosti brzdy [3]
$k_{1t}$	[ N/m ]	Torzni tuhost hřídele
$k_2$	[ N/m ]	Tuhost lana





$l$	[ mm ]	Rozvor náprav plošinového vozíku
$l_c$	[ mm ]	Celkové prodloužení lana
$l_G$	[ mm ]	Vzdálenost těžiště od kola
$l_1$	[ mm ]	Délka podpěry
$l_2$	[ mm ]	Vzdálenost mezi body „B“ a „C“
$l_3$	[ mm ]	Vzdálenost mezi body „B“ a „F“
$m_L$	[ kg ]	Celková hmotnost lana
$m_{v,3}$	[ kg ]	Hmotnost plošinového vozíku
$M_{\xi}$	[ Nm ]	Moment čepového tření
$M_n$	[ Nm ]	Jmenovitý moment motoru
$M_{st}$	$M_{\xi}$	Statický moment zátěže při rozběhu
$M_{st_{br}}$	[ Nm ]	Statický moment zátěže při brzdění
$M_U$	[ Nm ]	Skutečný ubrzděný moment
$M_V$	[ Nm ]	Moment valivého odporu
$M_z$	[ Nm ]	Poměrný záběrný moment motoru
$n_t$	[ - ]	Počet těles soustavy
$N_{1,2}$	[ N ]	Normálová síla
$o$	[ - ]	Počet obecných vazeb
$p$	[ - ]	Počet posuvných vazeb
$P$	[ kW ]	Výkon
$R_{A,x,y}$	[ N ]	Velikost složky reakce v místě „A“
$R_{B,x,y}$	[ N ]	Velikost složky reakce v místě „B“
$R_{C,x,y}$	[ N ]	Velikost složky reakce v místě „C“
$R_{D,x,y}$	[ N ]	Velikost složky reakce v místě „D“
$R_{1,x,y}$	[ N ]	Velikost složky reakce v místě „1“
$R_{2,x,y}$	[ N ]	Velikost složky reakce v místě „2“
$S$	[ N ]	Síla v laně



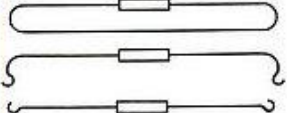
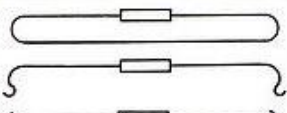
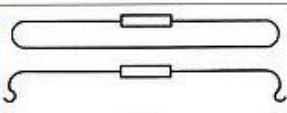
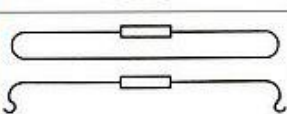
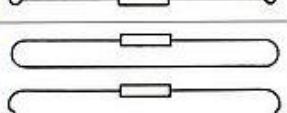
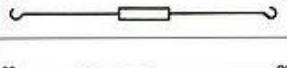

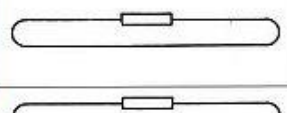
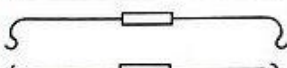
$T_{o1,2}$	[ N ]	Velikost valivého odporu
$v_{max}$	[ m/s ]	Maximální rychlost
$W_o$	[ mm <sup>3</sup> ]	Průřezová charakteristika v ohybu



Symbol	Jednotka	Význam
$\alpha$	[ ° ]	Úhel stoupání
$\alpha_1$	[ ° ]	Úhel podpěry při daném nastavení
$\alpha_2$	[ ° ]	Úhel mezi body „B“ a „C“
$\beta$	[ ° ]	Součinitel zahrnující vliv zrychlení hmot (převodovka)
$\beta_2$	[ ° ]	Úhel mezi body „B“ a „F“
$\gamma_2$	[ ° ]	Úhel udávající polohu síly „F“ na rameni
$\varepsilon_c$	[ - ]	Celkové poměrné prodloužení
$\varepsilon_t$	[ - ]	Poměrné prodloužení
$\eta_b$	[ - ]	Účinnost bubnu [6]
$\eta_p$	[ - ]	Účinnost převodovky [6]
$\mu_{\xi}$	[ - ]	Součinitel čepového tření
$\sigma_D$	[ N/mm <sup>2</sup> ]	Dovolené ohybové napětí
$\sigma_o$	[ N/mm <sup>2</sup> ]	Napětí v ohybu
$\sigma_{red}$	[ N/mm <sup>2</sup> ]	Redukované napětí
$\tau$	[ N/mm <sup>2</sup> ]	Smykové napětí
$\tau_D$	[ N/mm <sup>2</sup> ]	Dovolené smykové napětí
$\omega_b$	[ s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost bubnu

# PŘÍLOHY

## 1. Katalogový list upínacích popruhů [17]

Systém	Šířka popruhu	Barva popruhu	Způsob použití	Typ	Přípustná tažná síla (kg)	Min. zatížení na mezi pevnosti	Hmotnost (kg/m)
200	75	žlutá		ZG 200 E	10 000	20 000	0,26
				ZG 200 Z	5 000	10 000	
				ZG 200 Z	5 000	10 000	
100	50	šedá		ZG 100 E	5 000	10 000	0,16
				ZG 100 Z	2 500	5 000	
				ZG 100 Z	2 500	5 000	
80	50	oranžová		ZG 80 E	4 000	8 000	0,12
				ZG 80 Z	2 000	4 000	
				ZG 80 Z	2 000	4 000	
60	50	modrá		ZG 60 E	3 000	6 000	0,10
				ZG 60 Z	1 500	3 000	
				ZG 60 Z	1 500	3 000	
50	35	zelená		ZG 50 E	2 500	5 000	0,08
				ZG 50 Z	1 250	2 500	
				ZG 50 Z	1 250	2 500	
40	35	hnědá		ZG 40 E	2 000	4 000	0,06
				ZG 40 Z	1 000	2 000	
				ZG 40 Z	1 000	2 000	
20	48	černá	 vnitřní kotvení	ZG 20 Z	1 000	2 000	0,06
18	35	hnědá		ZG 18 E	900	1 800	0,06
8	25	vícebarevný		ZG 8 E	400	800	0,016
				ZG 8 Z	200	400	
				ZG 8 Z	200	400	
4	25	vícebarevný		ZG 4 E	200	400	0,016

## 2. Výsledné hodnoty pro dimenzování

### 2.1 Poloha mechanismu č.1

- Délka  $l_1$  ..... 447 mm
- Délka  $l_2$  ..... 407,5 mm
- Úhel  $\alpha_1$  ..... 49,3°
- Úhel  $\alpha_2$  ..... 38°

$\gamma_2$ [°]	90	85	80	75	70	65	60	55	50	45	40
$\beta_2$ [°]	56,5	59,3	62,2	65	67,9	70,9	73,9	76,9	80	83,2	86,5
$l_3$ [mm]	668,0	645,7	622,2	597,5	571,7	545	517	488,3	458,6	428,2	397

tab. A.: Hodnoty získané odměřením z modelu

MATICE A						VEKTOR X	MATICE B
$R_{Ax}$	$R_{Ay}$	$R_{Bx}$	$R_{By}$	$R_{Cx}$	$R_{Cy}$		
1	0	1	0	0	0	$R_{Ax}$	0
0	1	0	1	0	0	$R_{Ay}$	0
338,9	-291,5	0	0	0	0	$R_{Bx}$	0
0	0	-1	0	1	0	$R_{By}$	0
0	0	0	-1	0	1	$R_{Cx}$	7 350
0	0	0	0	250,9	321,1	$R_{Cy}$	-2 709 900

tab. B.: Ukázka sestavení matic pro úhel  $\gamma_2 = 90^\circ$

	90°	85°	80°	75°	70°	65°	60°	55°	50°	45°	40°
$R_{Ax}$ [N]	8 122	8 461	8 732	8 939	9 077	9 144	9 142	9 071	8 932	8 725	8 451
$R_{Ay}$ [N]	9 443	9 837	10 152	10 393	10 552	10 631	10 628	10 546	10 384	10 143	9 825
$R_{Bx}$ [N]	-8 122	-8 461	-8 732	-8 939	-9 077	-9 144	-9 142	-9 071	-8 932	-8 725	-8 451
$R_{By}$ [N]	-9 443	-9 837	-10 152	-10 393	-10 552	-10 631	-10 628	-10 546	-10 384	-10 143	-9 825
$R_{Cx}$ [N]	-8 122	-7 820	-7 456	-7 037	-6 563	-6 038	-5 467	-4 855	-4 207	-3 528	-2 821
$R_{Cy}$ [N]	-2 093	-2 515	-2 914	-3 293	-3 646	-3 970	-4 263	-4 525	-4 754	-4 946	-5 101

tab. C.: Výsledky jednotlivých reakcí pro daný úhel  $\gamma_2$



## 2.2 Poloha mechanismu č.2

- Délka  $l_1$  ..... 447 mm
- Délka  $l_2$  ..... 407,5 mm
- Úhel  $\alpha_1$  .....  $34^\circ$
- Úhel  $\alpha_2$  .....  $24^\circ$

$\gamma_2$ [°]	90	85	80	75	70	65	60	55	50	45	40
$\beta_2$ [°]	50,3	53,2	56,2	59,1	62,2	65,3	68,5	71,8	75,2	78,8	82,6
$l_3$ [mm]	601,1	575,4	548,7	521,0	492,4	462,8	432,5	401,4	369,6	337,2	304,3

tab. D.: Hodnoty získané odměřením z modelu

MATICE A						VEKTOR X	MATICE B
$R_{Ax}$	$R_{Ay}$	$R_{Bx}$	$R_{By}$	$R_{Cx}$	$R_{Cy}$		
1	0	1	0	0	0	$R_{Ax}$	0
0	1	0	1	0	0	$R_{Ay}$	0
250	-370,6	0	0	0	0	$R_{Bx}$	0
0	0	-1	0	1	0	$R_{By}$	0
0	0	0	-1	0	1	$R_{Cx}$	7 350
0	0	0	0	165,7	372,3	$R_{Cy}$	-2 821 335

tab. E.: Ukázka sestavení matic pro úhel  $\gamma_2 = 90^\circ$

	90°	85°	80°	75°	70°	65°	60°	55°	50°	45°	40°
$R_{Ax}$ [N]	13 332	13 555	13 675	13 691	13 604	13 411	13 118	12 724	12 234	11 650	10 978
$R_{Ay}$ [N]	8 993	9 143	9 224	9 234	9 176	9 046	8 848	8 582	8 252	7 858	7 404
$R_{Bx}$ [N]	-13 332	-13 555	-13 675	-13 691	-13 604	-13 411	-13 118	-12 724	-12 234	-11 650	-10 978
$R_{By}$ [N]	-8 993	-9 143	-9 224	-9 234	-9 176	-9 046	-8 848	-8 582	-8 252	-7 858	-7 404
$R_{Cx}$ [N]	-13 332	-12 914	-12 398	-11 788	-11 090	-10 305	-9 443	-8 508	-7 509	-6 453	-5 347
$R_{Cy}$ [N]	-1 643	-1 821	-1 985	-2 135	-2 269	-2 385	-2 483	-2 561	-2 621	-2 661	-2 680

tab. F.: Výsledky jednotlivých reakcí pro daný úhel  $\gamma_2$



### 3. Katalogový list elektromotoru [18]

#### Motory s rotorem nakrátko

##### Motory 1LG4 - základní řada

Motory šetřící energii - „Zvýšená účinnost“ podle CEMEP,  
stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

##### Technická data pro výběr a objednávání

Jmenovitý výkon	Velikost	Objednací číslo	Třída účinnosti	Jmenovitá otáčky	Účinnost $\eta$ při 4/4 jmenovitého výkonu	Účinník $\cos \phi$ při 4/4 jmenovitého výkonu	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment	Poměrný záběrný moment při přímém momentu	Poměrný záběrný proud spouštění na síť v násobcích jmenovitého proudu	Poměrný moment zvratu	Momentová třída KL	Momentové pásmo viz strana 2/12	Moment setvačnosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca	
kW		Zkrácené označení (číslice) pro napětí a tvar viz tabulka níže		$\text{min}^{-1}$	%	-	A	Nm	-	-	-			kgm <sup>2</sup>	kg	
<b>3000 min<sup>-1</sup>, 2 pólové, 50 Hz</b>																
22	180 M	1LG4 183-2AA.. <sup>1)</sup>	2	2945	91,6	0,86	40,5	71	2,5	6,4	3,4	16	2	0,068	145	
30	200 L	1LG4 206-2AA.. <sup>1)</sup>	2	2950	91,8	0,88	54	97	2,3	6,5	3,0	16	2	0,129	205	
37	200 L	1LG4 207-2AA.. <sup>1)</sup>	2	2955	92,9	0,89	65	120	2,5	7,2	3,3	16	2	0,153	225	
45	225 M	1LG4 223-2AA.. <sup>1)</sup>	2	2960	93,6	0,88	85	79	2,4	6,7	3,1	16	4	0,217	285	
55	250 M	1LG4 253-2AB.. <sup>1)</sup>	2	2970	93,6	0,88	86	96	2,1	6,7	3,1	13	4	0,403	375	
75	280 S	1LG4 280-2AB.. <sup>1)</sup>	2	2975	94,5	0,88	84	130	2,5	7,5	3,1	13	4	0,715	500	
90	280 M	1LG4 283-2AB.. <sup>1)</sup>	2	2975	95,1	0,89	87	154	2,6	7,2	3,1	13	4	0,832	540	
110	315 S	1LG4 310-2AB.. <sup>1)</sup>	2	2982	94,6	0,88	86	190	2,4	7,2	3,1	13	4	1,19	720	
132	315 M	1LG4 313-2AB.. <sup>1)</sup>	2	2982	95,1	0,90	89	225	2,4	6,9	3,0	13	4	1,39	775	
160	315 L	1LG4 316-2AB.. <sup>1)</sup>	2	2982	95,5	0,91	89	265	2,4	7,0	3,0	13	4	1,62	900	
200	315 L	1LG4 317-2AB.. <sup>1)</sup>	2	2982	95,9	0,92	0,91	325	2,4	6,7	2,9	13	4	2,09	1015	
<b>1500 min<sup>-1</sup>, 4 pólové, 50 Hz</b>																
18,5	180 M	1LG4 183-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1465	90,4	0,84	77	35	12,1	6,7	3,1	16	3	0,099	140	
22	180 L	1LG4 186-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1465	91,0	0,84	78	41,5	14,3	6,9	3,2	16	3	0,117	155	
30	200 L	1LG4 207-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1465	91,6	0,85	80	56	19,6	6,7	3,4	16	3	0,191	205	
37	225 S	1LG4 220-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1475	92,2	0,85	82	68	24,0	6,7	3,1	16	3	0,374	265	
45	225 M	1LG4 223-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1475	93,1	0,86	83	81	29,1	7,2	3,2	16	3	0,447	300	
55	250 M	1LG4 253-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1480	93,5	0,85	82	100	35,5	6,1	2,8	16	4	0,688	390	
75	280 S	1LG4 280-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1485	94,2	0,85	80	136	48,2	2,5	7,1	3,0	16	4	1,19	535
90	280 M	1LG4 283-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1485	94,6	0,86	82	160	57,9	2,5	7,4	3,0	16	4	1,39	580
110	315 S	1LG4 310-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1488	94,6	0,85	82	198	70,6	2,5	6,4	2,8	16	4	1,94	730
132	315 M	1LG4 313-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1488	95,2	0,85	82	235	84,7	2,7	6,8	2,9	16	4	2,31	810
160	315 L	1LG4 316-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1486	95,7	0,86	85	280	102,8	2,7	6,8	2,8	16	4	2,88	955
200	315 L	1LG4 317-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1486	95,9	0,88	86	340	128,5	2,6	6,5	2,8	16	4	3,46	1060
<b>1000 min<sup>-1</sup>, 6 pólové, 50 Hz</b>																
15	180 L	1LG4 186-6AA.. <sup>1)</sup>	2	965	88,9	0,83	79	29,5	14,8	2,3	5,3	2,5	16	9	0,175	150
18,5	200 L	1LG4 206-6AA.. <sup>1)</sup>	2	975	89,8	0,81	76	36,5	18,1	2,5	5,6	2,5	16	9	0,238	195
22	200 L	1LG4 207-6AA.. <sup>1)</sup>	2	975	90,3	0,81	78	43,5	21,5	2,6	5,7	2,5	16	9	0,287	205
30	225 M	1LG4 223-6AA.. <sup>1)</sup>	2	978	91,8	0,83	79	57	29,3	2,7	5,6	2,5	16	4	0,492	280
37	250 M	1LG4 253-6AA.. <sup>1)</sup>	2	980	92,3	0,83	79	70	36,1	2,7	6,0	2,3	16	4	0,762	370
45	280 S	1LG4 280-6AA.. <sup>1)</sup>	2	985	92,4	0,85	81	83	43,6	2,4	6,1	2,4	16	4	1,12	475
55	280 M	1LG4 283-6AA.. <sup>1)</sup>	2	985	92,7	0,86	82	100	53,3	2,5	6,3	2,5	16	4	1,37	510
75	315 S	1LG4 310-6AA.. <sup>1)</sup>	2	988	93,5	0,84	78	138	72,5	2,5	6,5	2,8	16	4	2,10	685
90	315 M	1LG4 313-6AA.. <sup>1)</sup>	2	988	93,9	0,84	80	164	87,0	2,6	6,8	2,9	16	4	2,50	750
110	315 L	1LG4 316-6AA.. <sup>1)</sup>	2	988	94,3	0,86	82	196	106,3	2,5	6,8	2,9	16	4	3,20	890
132	315 L	1LG4 317-6AA.. <sup>1)</sup>	2	988	94,8	0,86	82	235	127,6	3,1	7,3	3,0	16	4	4,02	980
<b>750 min<sup>-1</sup>, 8 pólové, 50 Hz</b>																
11	180 L	1LG4 186-8AB.. <sup>1)</sup>	2	725	87,5	0,83	68	25	145	1,7	4,2	2,1	13	13	0,169	150
15	200 L	1LG4 207-8AB.. <sup>1)</sup>	2	725	87,7	0,76	71	32,5	19,8	2,2	4,9	2,6	13	13	0,238	205
18,5	225 S	1LG4 220-8AB.. <sup>1)</sup>	2	730	89,4	0,78	72	38,5	24,2	2,3	5,5	2,7	13	2	0,482	270
22	225 M	1LG4 223-8AB.. <sup>1)</sup>	2	730	89,7	0,79	72	45	28,8	2,3	5,6	2,8	13	2	0,551	290
30	250 M	1LG4 253-8AB.. <sup>1)</sup>	2	730	91,4	0,81	76	58	39,2	2,3	5,5	2,6	13	4	0,837	365
37	280 S	1LG4 280-8AB.. <sup>1)</sup>	2	735	92,0	0,82	78	72	48,1	2,2	5,0	2,1	13	4	1,11	475
45	280 M	1LG4 283-8AB.. <sup>1)</sup>	2	735	92,4	0,83	78	87	58,5	2,2	5,1	2,1	13	4	1,35	515
55	315 S	1LG4 310-8AB.. <sup>1)</sup>	2	740	93,0	0,81	76	106	71,0	2,2	5,8	2,6	13	4	2,08	690
75	315 M	1LG4 313-8AB.. <sup>1)</sup>	2	738	93,3	0,83	79	140	97,1	2,2	5,7	2,6	13	4	2,48	745
90	315 L	1LG4 316-8AB.. <sup>1)</sup>	2	738	93,4	0,83	79	168	116,5	2,2	5,8	2,7	13	4	3,14	865
110	315 L	1LG4 317-8AB.. <sup>1)</sup>	2	738	94,0	0,83	78	205	142,3	2,4	6,1	2,8	13	4	3,95	1020

1) Pro síťové napětí 230 V jsou nutné paralelní přívody.

##### Objednací číslo - zkrácená označení napětí a tvarů

Typ motoru	Zkrácené označení napětí (11. pozice v objednacím čísle)					Zkrácené označení tvarů (12. pozice v objednacím čísle)				
	50 Hz 230 VΔ/ 400 VY	400 VΔ/ 690 VY	500 VY	500 VΔ	60 Hz 460 VΔ	IM B3	za příplatek IM B5	IM V1 bez stříšky	IM V1 se stříškou	IM B35
1LG4 183 až 1LG4 313	1	6	3	5	6	0	1	1	4	6
1LG4 316 až 1LG4 317	-	6	-	5	6	0	-	8	4	6

Jiné napětí nebo kmitočty - zkrácené označení 9 (číslice na 11. pozici objednacích čísel).

K jinému napětí a kmitočtu používejte zkrácená označení podle str. 2/8,  
pro jiné tvary zkrácená označení podle str. 2/6.

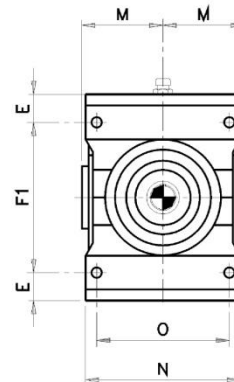
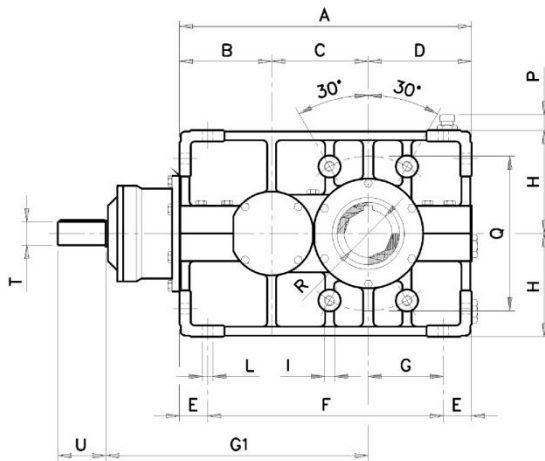
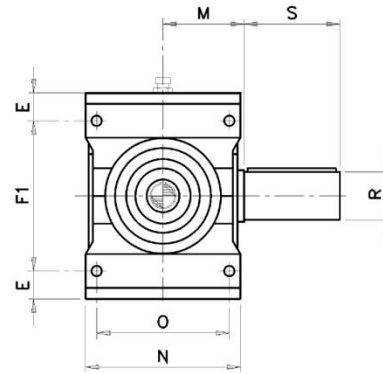
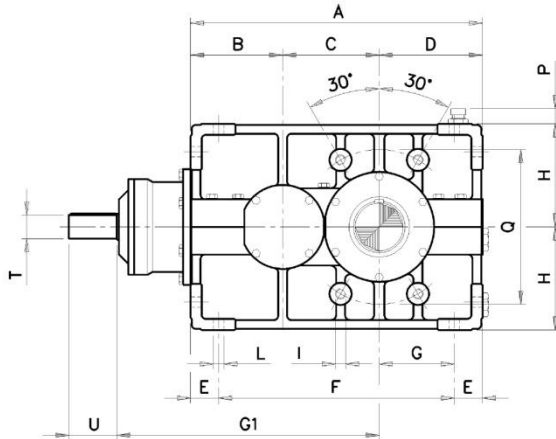


## 4. Katalogový list převodovky [19]



**Kuželočelní převodovky**  
Řada RHB dvoustupňová

**Bevel-helical units**  
RHB series double reduction



Vel. Size	jN 5-11.2																	jN 12.5-18					
	A	B	C	D	E	F	F1	G	G1	H	I	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	T	U
10	396	125	131	140	38	320	204	102	356	140	M16	14	115	210	180	20	210	65	110	35	70	32	65
20	450	140	150	160	42	366	236	118	400	160	M18	16	135	235	200	22	240	80	140	40	80	35	70
30	510	160	170	180	46	418	268	134	450	180	M20	18	145	260	220	22	270	90	160	45	90	40	80
40	570	180	190	200	52	466	296	148	505	200	M22	20	160	295	250	22	300	100	180	50	100	45	90
50	641	200	216	225	57	527	336	168	571	225	M24	22	170	325	275	22	340	110	200	55	110	50	100
60	715	225	240	250	62	591	376	188	640	250	M27	25	190	360	300	22	380	120	210	60	120	55	110
70	792	250	262	280	72	648	416	208	712	280	M30	27	225	415	350	25	430	140	250	70	140	60	120
80	895	280	300	315	80	735	470	235	800	315	M33	30	250	455	385	25	490	160	280	80	160	70	140
90	1010	315	340	355	87	836	536	268	900	355	M36	33	280	535	460	25	560	170	300	90	180	80	160
100	1135	355	380	400	93	949	614	307	1010	400	M39	36	310	600	520	25	640	200	350	100	200	90	180
110	1282	400	432	450	100	1082	700	350	1142	450	M42	39	375	710	620	25	730	220	390	110	220	100	200