

ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav konstruování a částí strojů
Technická 4
166 07 Praha 6

Pöyry Environment, a.s.

Bezová 1658
147 14 Praha 4

ŘEŠENÍ PROJEKTU

LODNÍ ZDVIHADLO ORLÍK

ÚVODNÍ STUDIE STROJNÍ ČÁSTI

VÝZKUMNÁ ZPRÁVA

Číslo zprávy: 01/2010-43 10 0050

Vedoucí ústavu: doc. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph. D.

Řešitelé: doc. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph. D.
Ing. Pavel Malý

V Praze dne: 30. 9. 2010

Zpráva uložena:

1. Ústav konstruování a částí strojů, doc. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph. D.
2. Pöyry Environment, a.s., Ing. Michael Trnka, CSc.

Anotace:

Výzkumná zpráva se zabývá návrhem koncepce lodního zdvihadla na přehradě Orlík. Je uvedeno schéma lanového stroje, je navržen způsob zanořování a vynořování vany zdvihadla v dolní stanici. Jsou navržena nosná lana lanového stroje, je proveden rozbor spolehlivosti přenosu sil na hnacím lanovém kotouči. Jsou stanoveny potřebné výkony a síly pro jednotlivé provozní stavy, tj. jízda na suchu dolů, nahoru a zanořování a vynořování v dolní stranici. Je uveden návrh pohonů, které jsou tvořeny elektromotorem a převodovkou. Jsou uvedeny diagramy provozního cyklu jízdy zdvihadla.

Obsah

1. Úvod	4
1. Návrh koncepce zdvihadla.....	6
2. Rozbor přenosu sil mezi lanem a kladkou	9
2.1 Eulerův vztah	9
2.2 Stanovení bezpečnosti přenosu sil při pohybu zdvihadla.....	11
3. Silové působení na lanový stroj	12
4. Návrh komponent lanového stroje	14
4.1 Návrh lan.....	14
4.2 Návrh průměrů kladek.....	15
4.3 Návrh pohonů	15
4.3.1 Pohon hnací kladky lanového stroje	16
4.3.2 Pohon Gallových řetězů	17
4.4 Návrh Gallových řetězů.....	19
5. Časové diagramy jízdy zdvihadla	20
6. Doporučení pro detailní konstrukci zdvihadla	22
6.1 Skladba protizávaží.....	22
6.2 Způsob údržby strojní konstrukce zdvihadla	22
7. Použitá literatura.....	24

1. Úvod

Překonávání překážek jako jsou např. přehrady při plavbě lodí je možné řešit nejrůznějšími způsoby. Vedle plavebních komor jsou z historie známé lodní zdvihadla, která umožňují přepravu lodí mezi horní a dolní hladinou po nakloněné rovině. Byly přepravovány lodě samostatně i ve vodních nádržích.

Obdobným řešením se zabývá i tato výzkumná zpráva. Jsou zadány tyto parametry:

hmotnost = vana + voda + plavidlo $m_G := 1082 \cdot 10^3 \cdot \text{kg}$

pojízďecí rychlost zdvihadla $0,2 \text{ ms}^{-1}$

úhel sklonu nakl. roviny 22° .

Na obr. 1 je pohled na současnou situaci stavební části dráhy zdvihadla. Na obr. 2 je situace horní stanice zdvihadla. Stavební připravenost a otvor v přehradní konstrukci limitují strojní konstrukci. Součástí zadání je skutečnost, že vana zdvihadla bude v dolní stanici zajíždět do vody.



obr.:1. *Boční pohled na celkovou dispozici zdvihadla*



obr.:2. Pohled na situaci horní stanice

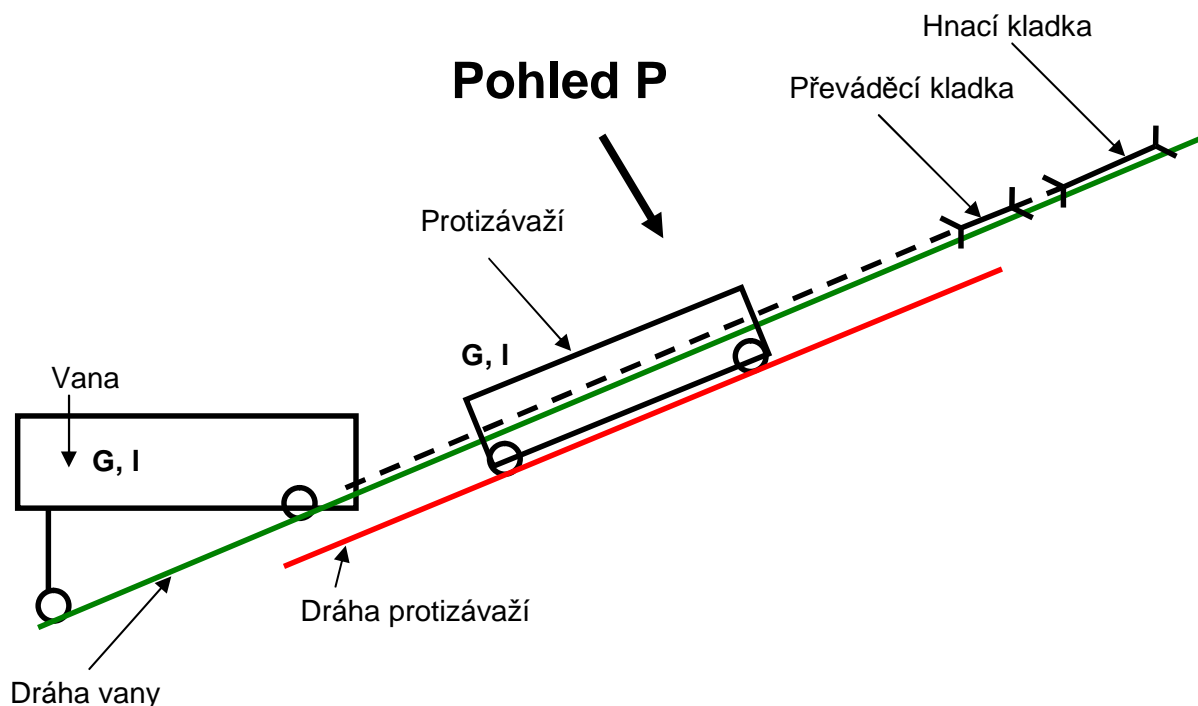
2. Návrh koncepce zdvihadla.

Ze zadání vyplývá, že pohyb vany po nakloněné rovině lze rozdělit do čtyř provozních stavů:

Provozní stav
(1) jízda vany nahoru
(2) jízda vany dolů
(3) zanořování vany
(4) vynořování vany

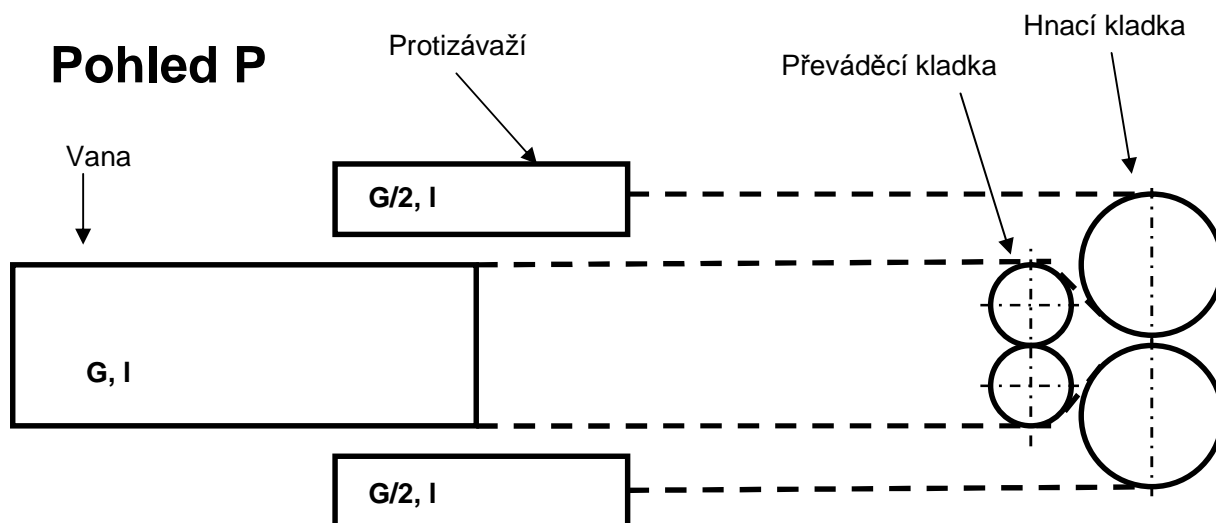
První a druhý provozní stav je pohybem na suchu, třetí a čtvrtý je pohybem ve vodě dolní stanice. To komplikuje pohyb zdvihadla, protože vztahová síla při zanořování a vynořování není konstantní a současně způsobí rozvážení soustavy vana-protizávaží.

Proto byla navržena koncepce samostatného pohonného mechanismu pro provozní stavy 1 a 2 a samostatného pohonného mechanismu pro provozní stavy 3 a 4. Na obr. 3 je bokorys koncepčního schéma lanového stroje pro pohyb zdvihadla v provozních stavech 1 a 2. Lanový stroj má kladkový převod 1.



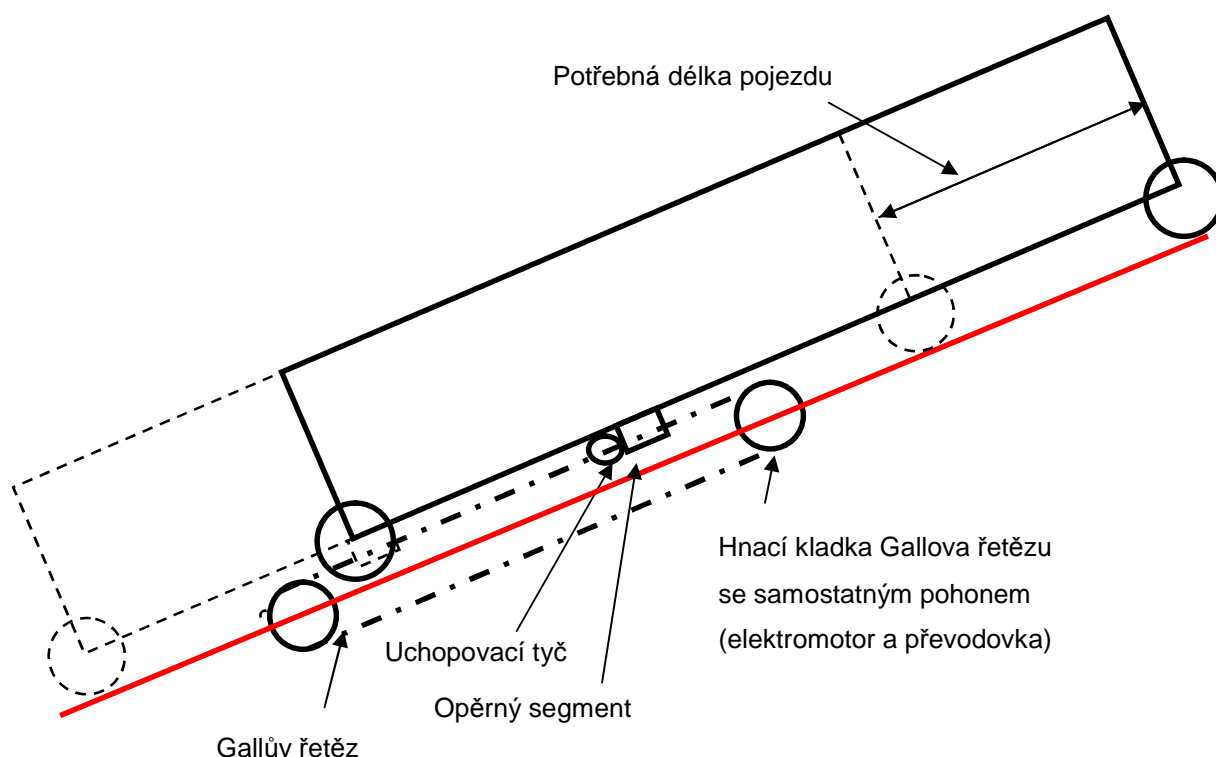
obr.:3. Bokorys koncepčního schéma zdvihadla

Na obr. 4 je pohled P dle obr. 3, který zobrazuje uspořádání vany, protizávaží a kladek lanového stroje pro pohyb zdvihadla v provozních stavech 1 a 2.



obr.:4. Pohled P – uspořádání vany, protizávaží a kladek lanového stroje

Pro provozní stavy 3 a 4 byl navržen mechanismus, který bude pohybovat protizávažím po jeho dráze, pomocí Gallových řetězů. Koncepce je uvedena na obr. 5.



obr.:5. Koncepce zdvihacího mechanismu protizávaží pro zanořování a vynořování vany

Toto „přizvedávání“ a „spouštění“ protizávaží umožní překonat síly, které vzniknou rozvážením soustavy vana-protizávaží v době, kdy působí na vanu vztlačová síla – provozní stavy 3 a 4.

Tato koncepce umožňuje minimalizovat nutné příkony elektromechanických pohonů.

Uvedená koncepce vyžaduje provedení návrhu lanového stroje a ověření jeho funkčnosti, která se opírá o princip přenosu potřebných sil pomocí tření mezi lanem a hnací kladkou zdvihadla. Dále musí být proveden návrh mechanismu pro pohyb protizávaží při zanořování a vynořování vany v provozních stavech 3 a 4.

3. Rozbor přenosu sil mezi lanem a kladkou

3.1 Eulerův vztah

Funkce lanového stroje podle navržené koncepce závisí na přenosu sil mezi lanem a hnanou kladkou. Tento princip, který je běžně používán u lanovek, vyžaduje potřebné předpětí v laně, které v případě zdvihadla zajišťuje pouze síla od hmotnosti vany a protizávaží. Potřebná síla přiváděná na lano slouží ke krytí ztrát, které vznikají při pojíždění podvozků.

Přenos síly se opírá o Eulerův vztah pro vláknové tření:

$$T_1/T_2 = e^{\varphi f}, \quad (1)$$

kde T_1 je síla v jednom vlákně,

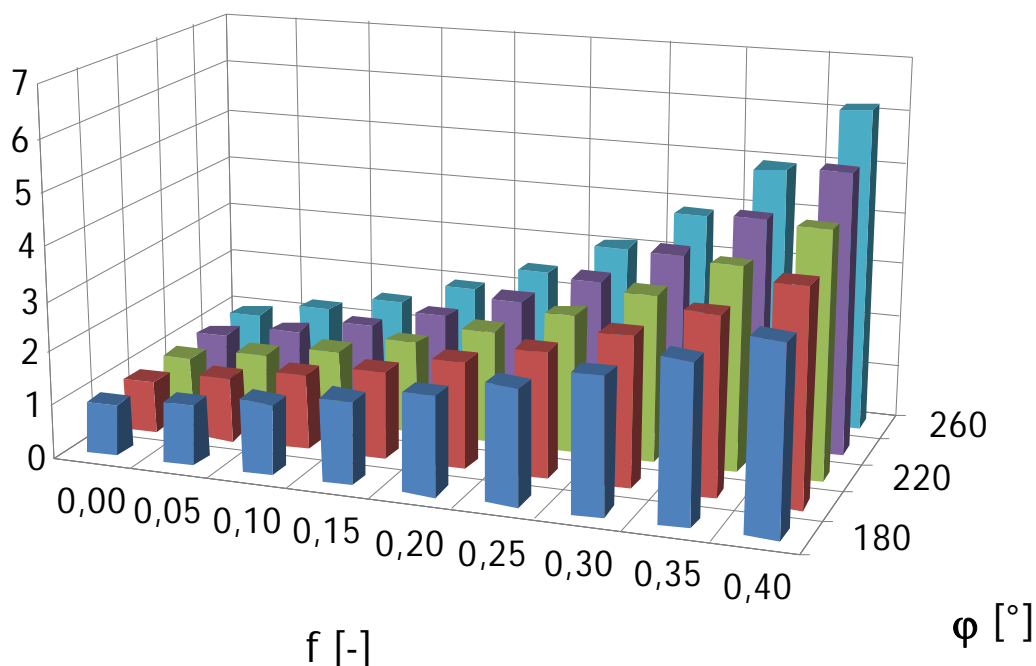
T_2 je síla v druhém vlákně,

φ je úhel opásání hnací kladky a

f je součinitel tření mezi kladkou a lanem.

Na obr. 6 je prostorové zobrazení Eulerova vztahu pro zvolené rozmezí součinitele tření 0,05 až 0,4 a úhel opásání 180 – 260°.

T_1/T_2
[-]



obr.:6. Prostorové zobrazení Eulerova vztahu

Hodnoty poměru T_1/T_2 v závislosti na f a φ jsou uspořádány v tabulce:

φ [°]	f [-]	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
180	3,142	1	1,17	1,37	1,6	1,87	2,19	2,57	3	3,51
200	3,491	1	1,19	1,42	1,69	2,01	2,39	2,85	3,39	4,04
220	3,84	1	1,21	1,47	1,78	2,16	2,61	3,16	3,83	4,65
240	4,189	1	1,23	1,52	1,87	2,31	2,85	3,51	4,33	5,34
260	4,538	1	1,25	1,57	1,98	2,48	3,11	3,9	4,9	6,14

Z literatury plyne, že velikost součinitele tření f závisí na:

- použitých materiálech kladek
- dynamice pohybu
- mazání lana (nutná ochrana a snížení opotřebení)

Použitelné materiály - litina, ocelové lano:

$f = 0,2-0,3$ pro nemazané lano, rovnoměrný pohyb

$f = 0,11$ pro lano mazané při zrychlování

$f = 0,1$ pro lano mazané v drážce tvaru dle normy

Jiná kombinace materiálů – hliník, ocelové lano: $f = 0,3-0,4$ (0,7).

Další možností je zvýšení tření pomocí klínové drážky v kladce – literatura toto uvádí, odvozuje velikost f' , avšak nedoporučuje toho využít z důvodu značného opotřebení kladky i lana.

Z UVEDENÉHO PLYNE, ŽE JE NUTNO POUŽÍT ŘEZ PROSTOROVÝM GRAFEM EULEROVA VZTAHU V MÍSTĚ $f = 0,1$. Tato hodnota je s jistotou realizovatelná na lanovém stroji zdvihadla. **Potřebného poměru T_1/T_2 je nutno dosáhnout úhlem opásání φ .**

Bylo zvoleno pracovat s úhlem opásání 220° pro který je poměr **$T_1/T_2 = 1,47$** . V projekci vyšlo při maximálním využití prostoru:

$\varnothing D_h = 5,9$ m (průměr hnací kladky)

$\varnothing D_k = 4$ m (průměr převáděcí kladky)

Pro tyto průměry bylo dosaženo úhlu opásání $\varphi = 229^\circ$. V následující tabulce jsou uvedeny očekávané hodnoty poměru **T_1/T_2** pro v provozu dosažitelné součinitele tření 0,08; 0,1 a 0,12.

	Pro úhel opásání 229°				
f	0,08	0,10	0,12	0,15	0,20
T_1/T_2	1,37	1,49	1,61	1,82	2,24

3.2 Stanovení bezpečnosti přenosu sil při pohybu zdvihadla

V kap. 4 jsou uvedeny rozklady sil, které působí na lanový stroj zdvihadla v jednotlivých provozních stavech. V následující tabulce jsou uvedeny síly, které je nutno realizovat na hnací kladce.

Síla na hnací kladce:			Provozní stav
F1 =	416,61	kN	(1) jízda vany nahoru
F2 =	408,28	kN	(2) jízda vany dolů
F3 =	2668,65	kN	(3) zanořování vany
F4 =	2131,05	kN	(4) vynořování vany

Je-li síla $G\sin 22^\circ$ rovna předpětí na obou stranách lana a síla F je silou, která musí působit v jednom z vláken, aby se soustava pohybovala, lze stanovit poměr T_1/T_2 pro každý provozní stav a následně bezpečnost přenosu při poměru $T_1/T_2=1,49$, který je na lanovém stroji dosažitelný.

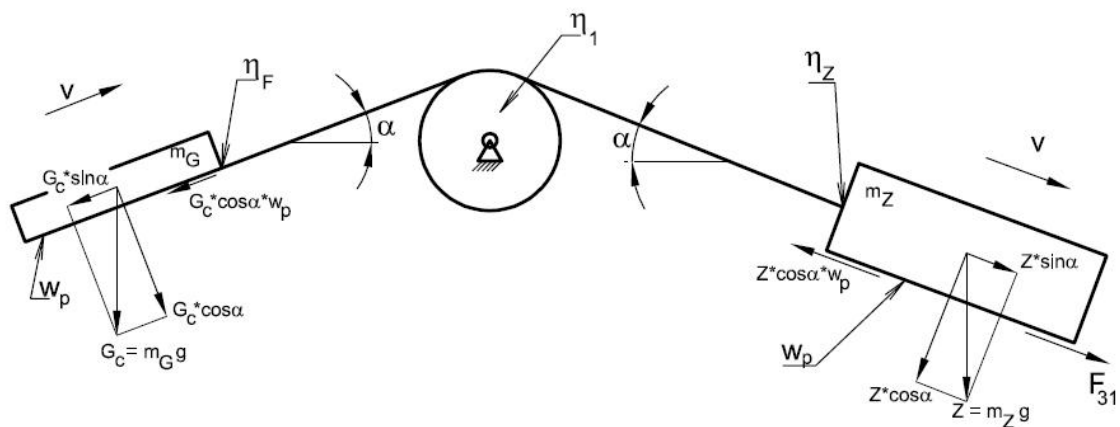
$$e^{\varphi_f} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{G\sin 22^\circ + F}{G\sin 22^\circ} \quad k = \frac{1,49}{\frac{G\sin 22^\circ + F}{G\sin 22^\circ}}$$

Z tabulky je zřejmé, že provozní stavy 1 a 2 lze bezpečně zajistit navrženým lanovým strojem. Provozní stavy 3 a 4 musí být zajištěny jiným mechanismem.

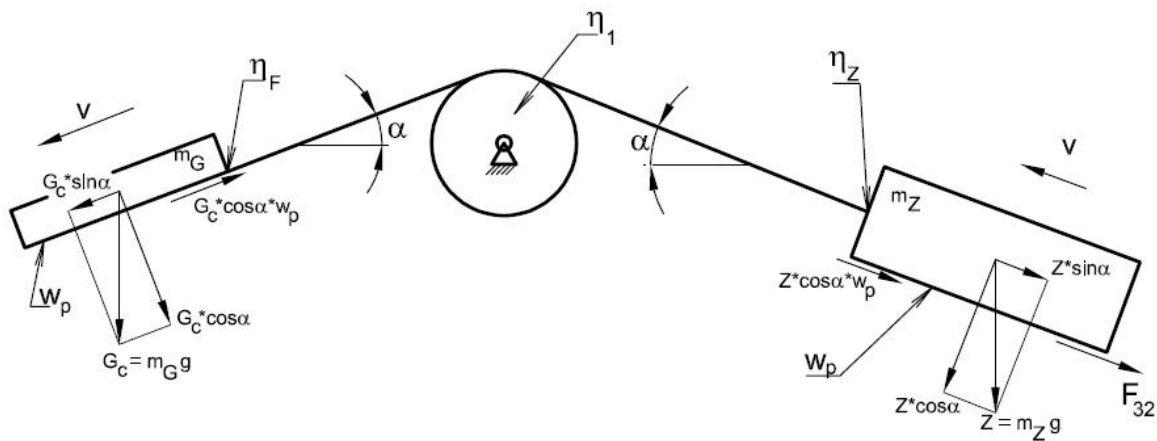
Stav	(1)	(2)	(3)	(4)
F=	416,62	408,28	2668,85	2131,00
T1/T2=	1,100	1,098	1,643	1,514
k=	1,354	1,356	0,90665	0,98432

4. Silové působení na lanový stroj

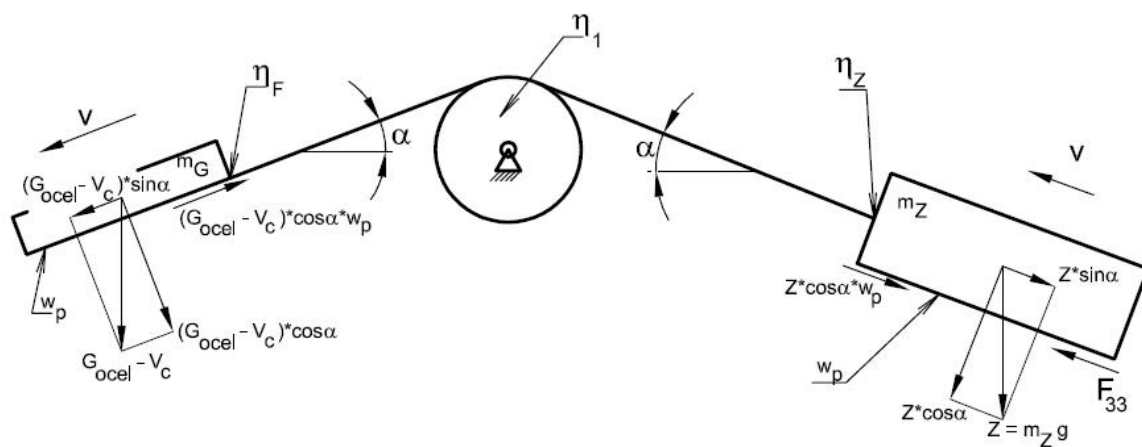
Na obrázcích 7 až 10 jsou uvedeny rozklady sil, které působí na lanový stroj zdvihadla v jednotlivých provozních stavech 1 až 4. Síla F je síla, kterou je nutno realizovat na hnací kladce. V provozním stavu 2 je její směr opačný, než je uvedeno v obrázku (protizávaží bude taženo směrem nahoru).



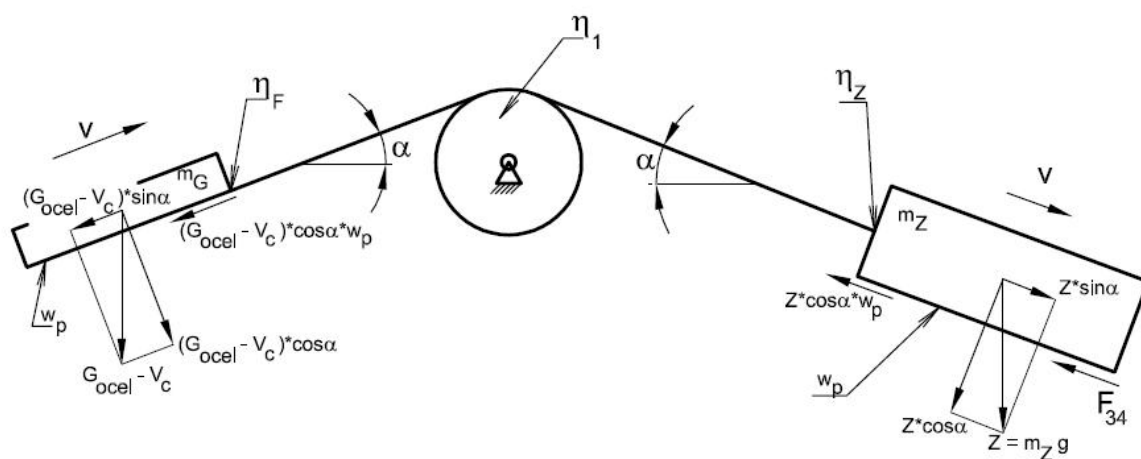
obr.:7. Rozklad sil při provozním stavu 1



obr.:8. Rozklad sil při provozním stavu 2



obr.:9. Rozklad sil při provozním stavu 3



obr.:10. Rozklad sil při provozním stavu 4

5. Návrh komponent lanového stroje

5.1 Návrh lan

Návrh lan byl proveden ve dvou krocích. Nejprve byla navržena lana $\varnothing 70$ mm. V tabulce jsou uvedeny bezpečnosti proti přetržení při různých počtech lan a pro provoz a pro případnou poruchu poloviny lan. Žlutě je vyznačena první volba.

Počet lan $\varnothing 70$	8	10	12	14
bezpečnost lana v havar. stavu	4,416	5,52	6,623	7,727
bezpečnost lana za normálního provozu	8,831	11,03	13,24	15,45

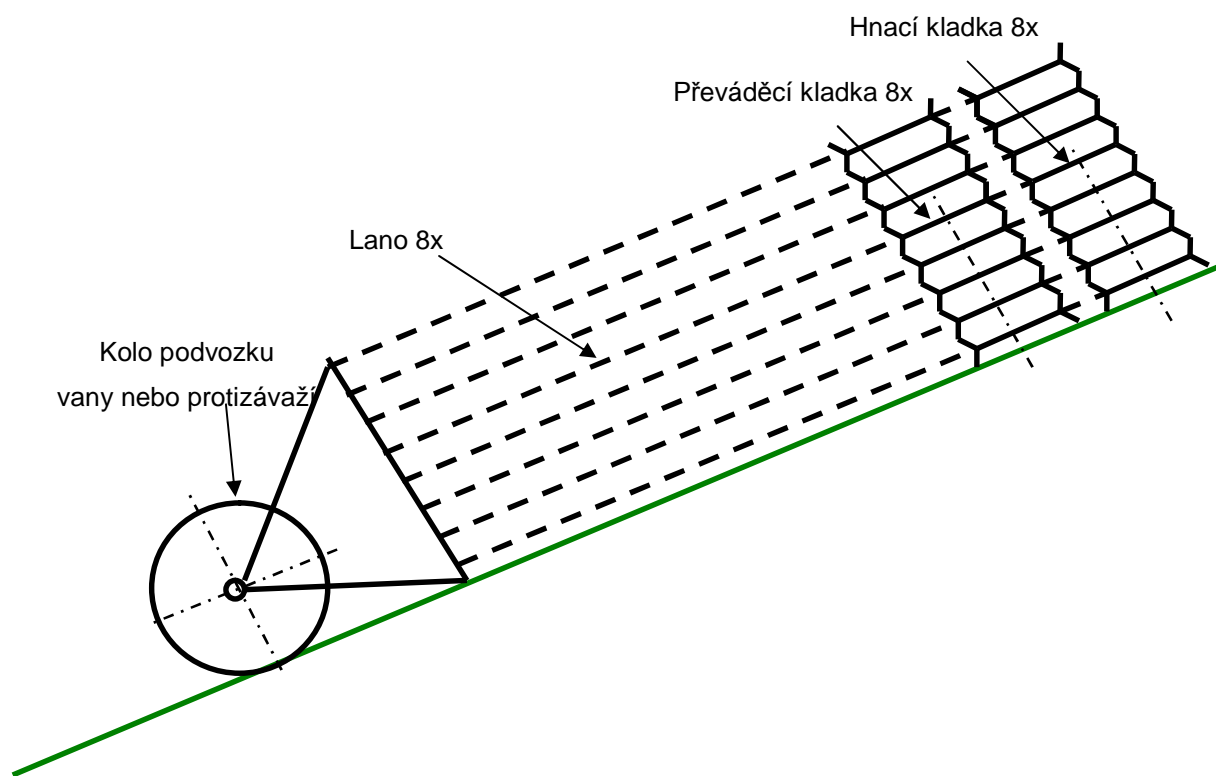
V druhém kroku bylo zvoleno lano o $\varnothing 50$ mm. V tabulce jsou uvedeny bezpečnosti proti přetržení při různých počtech lan a pro provoz a pro případnou poruchu poloviny lan. Žlutě je vyznačena konečná volba.

Počet lan $\varnothing 50$ mm	14	16	18	20
bezpečnost lana v havar. stavu	3,942	4,505	5,068	5,631
bezpečnost lana za normálního provozu	7,883	9,01	10,136	11,262

Zdůvodnění volby:

- Dosažení maximálního poměru $\varnothing D / \varnothing d$ (hnací kotouč/lano).
- Maximální snížení opotřebení lana a hnacího kotouče (skluzu lana=tření za pohybu=opotřebení).
- Maximální snížení ohybového zatížení lana – kotouče maximálního průměru, který dovoluje projekční prostor.
- Protože lanový stroj bude symetrický (budou dva shodné stroje), musí být polovina celkového počtu lan sudé číslo (vahadla na vyrovnání tahu v planech).
- Náklady na větší stroj by měly být vyváženy bezporuchovým provozem.

Na obr. 11 je konečné uspořádání poloviny lanového stroje, jak vyplývá z pohledu P na obr. 4.



obr.:11. Konečné uspořádání poloviny lanového stroje

5.2 Návrh průměrů kladek

S ohledem na životnost lana je doporučeno pro hnací kladky volit $\varnothing D_h = 80\varnothing d$ a pro převáděcí klady $\varnothing D_k = 20\varnothing d$, kde d je průměr lana. To znamená, že $\varnothing D_{hmin} = 4000$ mm a $\varnothing D_{kmin} = 1000$ mm. Z důvodu minimalizace ohybu lana a minimalizace opotřebení hnacích kladek a lan byly kladky navrženy tak, aby bylo maximálně využito prostoru a kladky byly maximálních průměrů. Průměry kladek jsou tyto:

$\varnothing D_h = 5,9$ m (průměr hnací kladky),

$\varnothing D_k = 4$ m (průměr převáděcí kladky).

5.3 Návrh pohonů

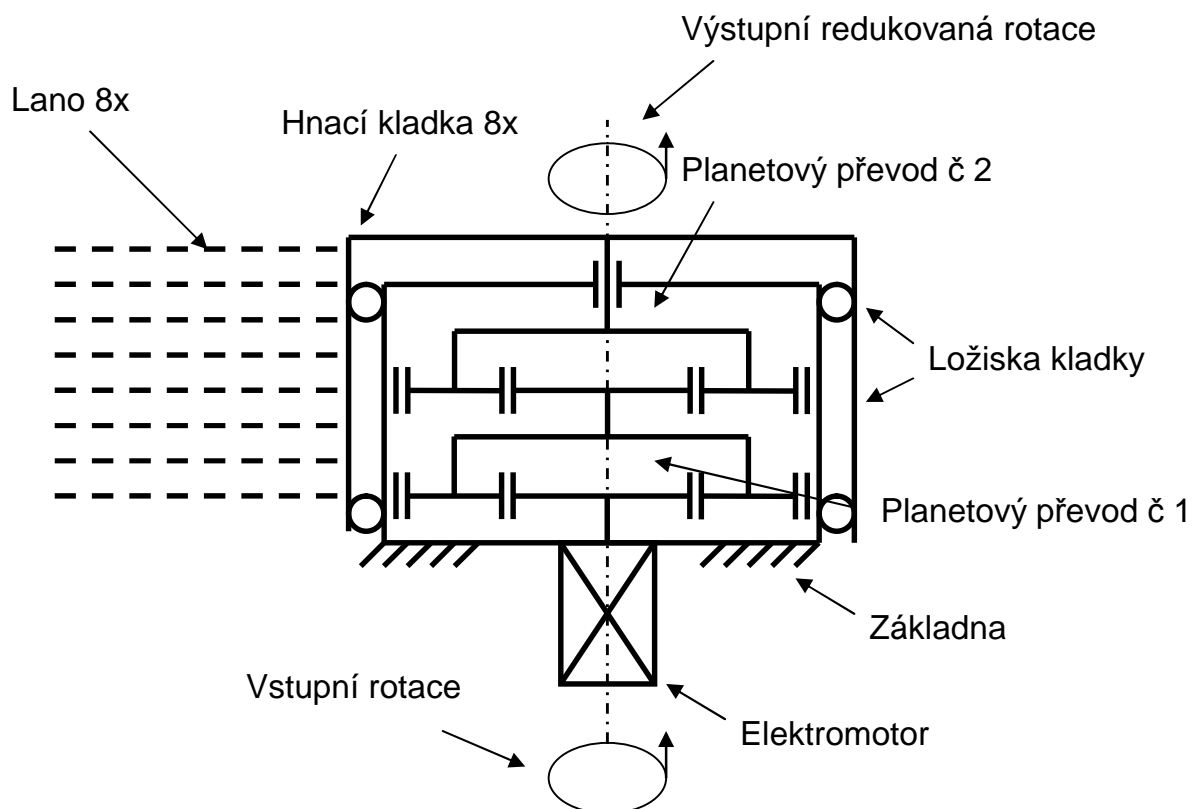
Bylo třeba navrhnout pohony pro hnací kladky lanového stroje a pohony pro V koncepci navržené Gallovy řetězy. Pro výpočet výkonů byly použity síly uvedené

v tabulce v odstavci 3.2. Rychlost pojezdu v provozních stavech 1 a 2 byla navržena $v=0,2 \text{ ms}^{-1}$ a v provozních stavech 3 a 4 $v=0,04 \text{ ms}^{-1}$. V následující tabulce jsou výkony potřebné k provozu zdvihadla v jednotlivých provozních režimech.

Výkon:			Provozní stav
P1 =	83,323	kW	(1) jízda vany nahoru
P2 =	81,657	kW	(2) jízda vany dolů
P3 =	106,746	kW	(3) zanořování vany
P4 =	85,241	kW	(4) vynořování vany

5.3.1 Pohon hnací kladky lanového stroje

Pro provozní rychlost $v=0,2 \text{ ms}^{-1}$ a průměr hnací kladky $\varnothing D_h = 5,9 \text{ m}$ vychází při volbě asynchronního elektromotoru se čtyřmi póly a otáčkách 1450 min^{-1} potřebný převod $i_c=2240$ a otáčky hnací kladky jsou $n_h=0,64741 \text{ min}^{-1}$. Na obr. 12 je možná skladba hnací kladky s převodovkou a elektromotorem.



obr.:12. Možné uspořádání pohonu hnací kladky lanového stroje

Ze silového rozboru a při odhadu účinností lanového stroje je výkon potřebný ke krytí ztrát v provozních režimech 1 a 2 cca 90 kW. Je volbou, že obě pohonné jednotky budou dimenzovány na výkon **75 kW**, tedy celkem bude výkon stroje **150 kW**.

Celková obvodová síla na hnací kladce je 750 kN. Bezpečnost, že síla od pohonu je dostatečně velká je $k=750/416=1,8$. Při plném využití této síly je poměr $e^{\varphi}=T_1/T_2 = 1,18 < 1,49$, proto nedojde k prokluzu lana na hnací kladce.

5.3.2 Pohon Gallových řetězů

Návrh pohonů Gallových řetězů je ovlivněn těmito skutečnostmi:

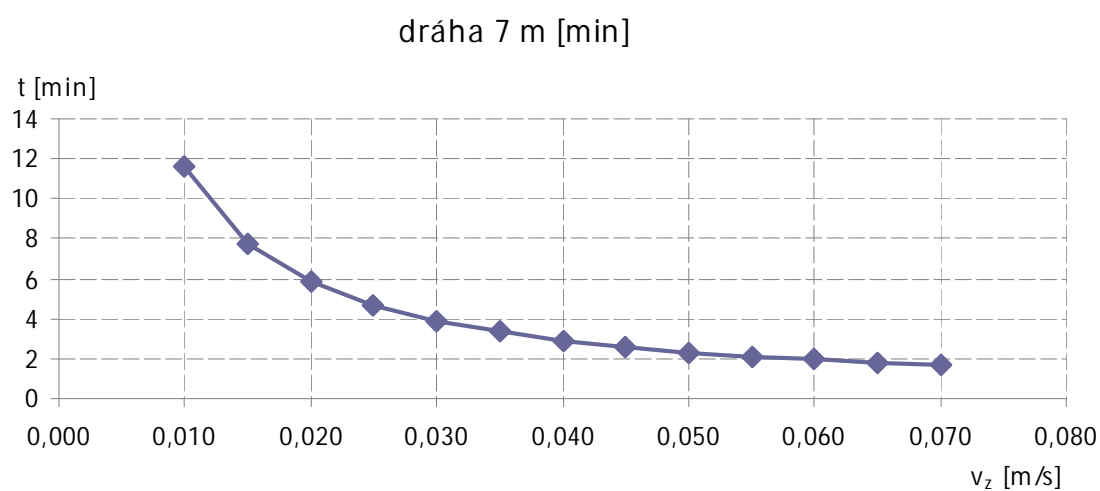
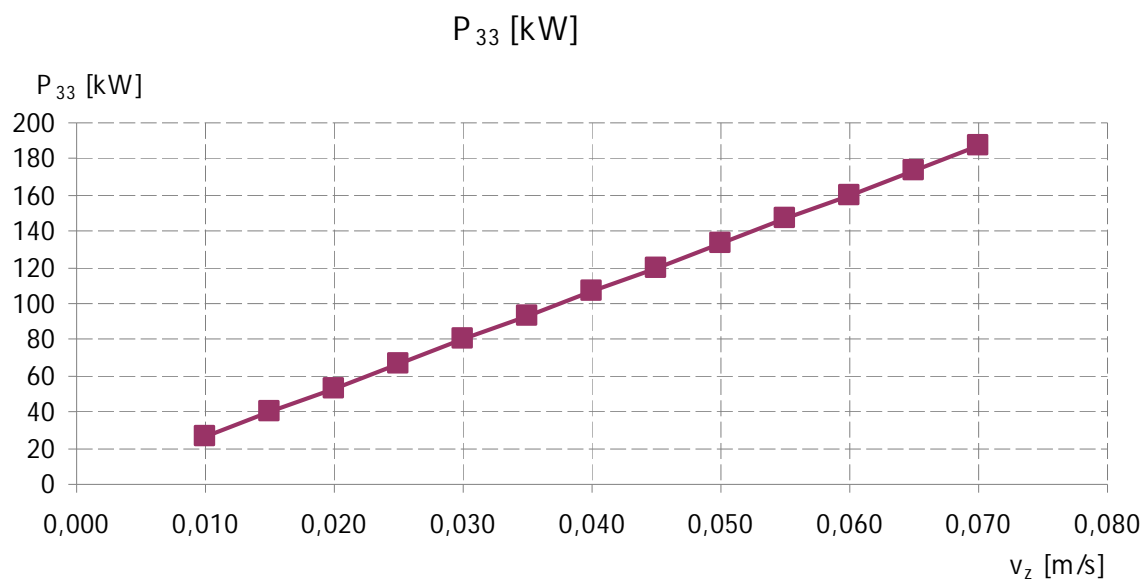
- Při zanořování a vynořování vany v dolní stanici komplikuje zdvihadlo vztlaková síla.
- Vztlaková síla rozváží soustavu vana – protizávaží, takže protizávaží je příliš těžké.
- Pro plné zanoření vany je k přizvednutí protizávaží nutná síla 2668 kN.
- Dráha zanořování je 7 m.
- Rychlost pojezdu při zanořování (tedy doba na zanoření) je volba, která ovlivňuje výkon elektromotoru.

Na obr. 13 je graf závislosti potřebného výkonu na zanoření vany v závislosti na rychlosti pojezdu a doba zanořování v závislosti na rychlosti pojezdu.

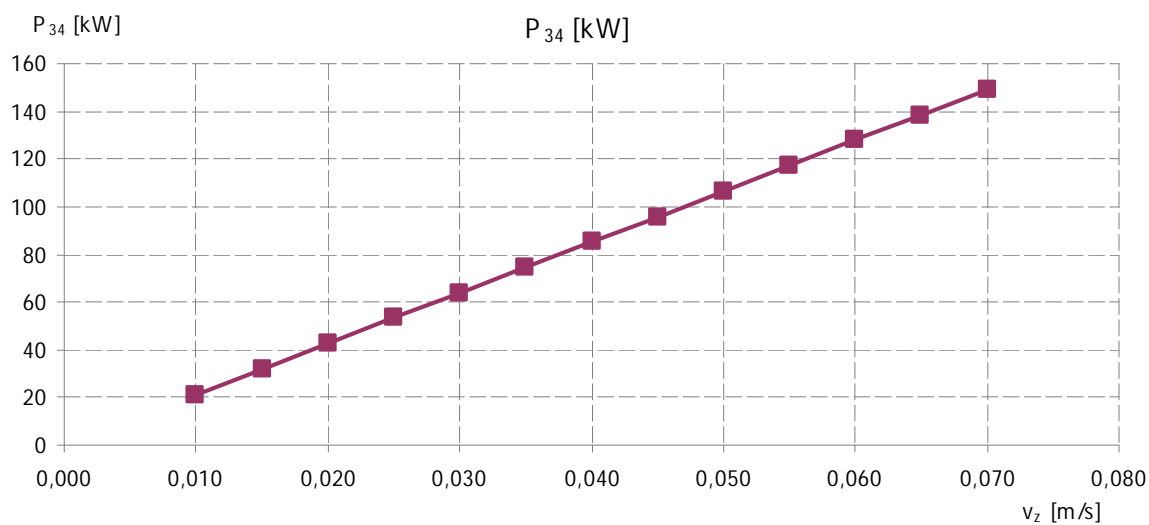
Na obr. 14 je graf závislosti potřebného výkonu na vynoření vany v závislosti na rychlosti pojezdu a doba vynořování v závislosti na rychlosti pojezdu.

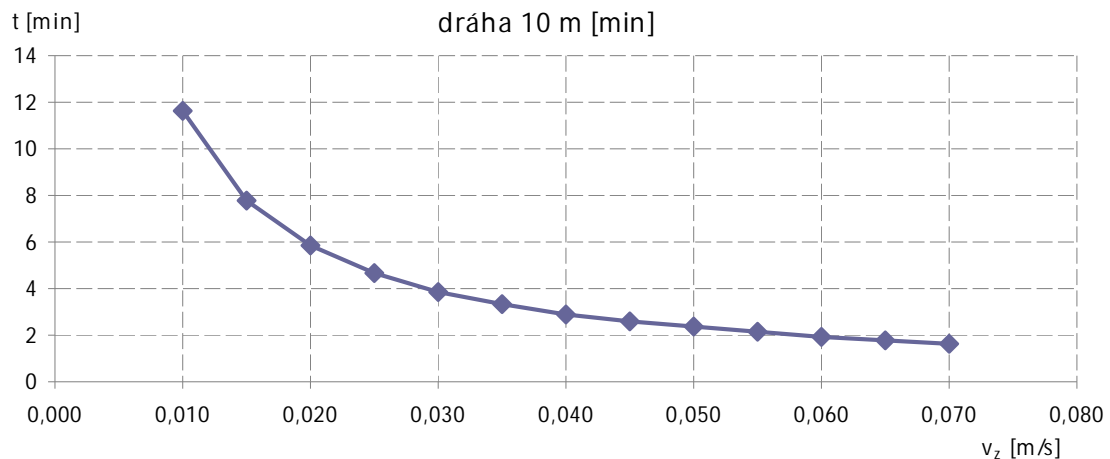
Z grafů je patrné, že volba rychlosti pojezdu $0,04 \text{ ms}^{-1}$ je výhodná s ohledem na potřebný výkon, který v provozním stavu 3 je 107 kW a v provozním stavu 4 je 85,2 kW. Tyto hodnoty umožňují volit výkon dvou pohonů Gallových řetězů 75 kW, tedy celkem 150 kW na zanoření nebo vynoření vany.

V odst. 5.4 je navržen Gallův řetěz a průměr řetězovky $\varnothing D_f = 1,186 \text{ m}$. Je-li přitom rychlost pojezdu $v=0,04 \text{ ms}^{-1}$ a otáčky elektromotoru 1450 min^{-1} jsou potřebné otáčky řetězovky $n_f=0,64441 \text{ min}^{-1}$, což téměř odpovídá otáčkám hnací kladky lanového stroje, které jsou $n_f=0,64741 \text{ min}^{-1}$. Z toho vyplývá, že pohon Gallových řetězů by mohl být shodný s pohonem hnací kladky lanového stroje.



obr.:13. Stanovení výkonu a doby při zanořování v závislosti na rychlosti





obr.:14. Stanovení výkonu doby při vynořování v závislosti na rychlosti

Je-li výkon elektromotoru 75 kW, $n_{elm} = 1450 \text{ min}^{-1}$ a potřebný převod $i_c = 2240$, bude tažná síla realizovaná na řetězu 1660 kN při uvažované účinnosti cca 0,9. Pro oba pohony Gallových řetězů je celková síla 3320 kN. Maximální síla potřebná pro pohyb protizávaží je 2668 kN a bezpečnost je $k=1,24$.

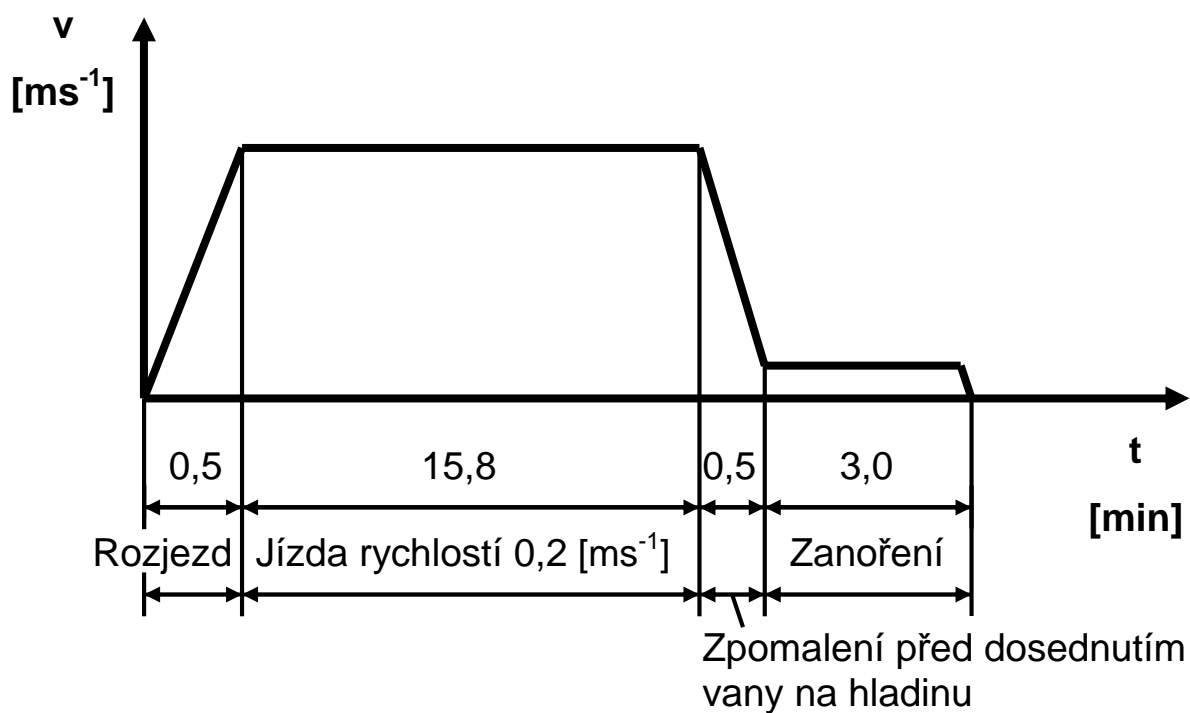
5.4 Návrh Gallových řetězů

Pro zdvihání protizávaží při zanořování a vynořování byl zvolen Gallův řetěz s roztečí $t=120\text{mm}$. Při počtu zubů řetězovky $z=31$ je roztečný průměr $\varnothing D_f=1186 \text{ mm}$.

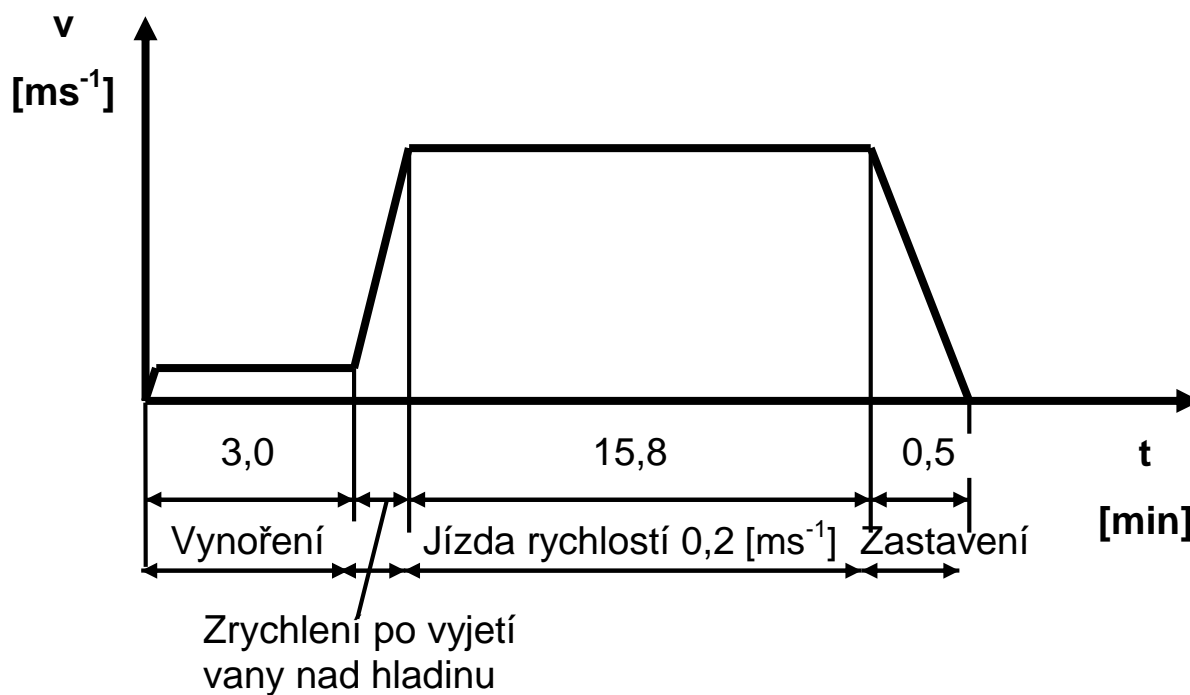
S ohledem na vysoké zatížení řetězů je nutno v dalším stupni dokumentace provést podrobný kontrolní výpočet navržených Gallových řetězů. Každé protizávaží bude muset být nadzvedáváno několika řadami Gallových řetězů.

6. Časové diagramy jízdy zdvihadla

Na obr. 15 a 16 jsou definovány časy jednotlivých úseků jízdy zdvihadla z horní stanice do dolní a naopak.



obr.:15. Definice provozního cyklu jízdy z horní stanice do dolní



obr.:16. Definice provozního cyklu jízdy z dolní stanice do horní

Na rozjezd zdvihadla z klidu do provozní rychlosti $v=0,2 \text{ ms}^{-1}$ je počítán čas 0,5 min z důvodu malého zrychlení pohybu, které zaručí, že hladina vody ve vaně se nerozkmitá. Ze stejných důvodů je tento čas počítán i pro rozjezd vany po vynoření z dolní stanice a i pro zpomalení jízdy při zastavování v horní stanici nebo nad hladinou vody v dolní stanici před zanořováním. Doba zanořování a vynořování je 3 min.

Celková doba jízdy vany je 19,8 min. K tomu bude třeba připočítat další operační časy, které plynou z činností zdvihadla v horní nebo dolní stanici.

7. Doporučení pro detailní konstrukci zdvihadla

Z diskuze pracovního výboru dne 24.9.2010 vyplynula doporučení, která by bylo vhodné dodržet při detailním zpracování dokumentace strojní části zdvihadla.

7.1 Skladba protizávaží

Zdvihadlo bude v zimním období odstaveno z provozu. Pro toto období bude vhodné zajisti vanu bez vody v horní stanici. Nejvhodnější a nejjednodušší způsob jak vanu vyprázdnit je nezavřít v dolní stanici uzavírací vrata vany a vytáhnout vanu do horní stanice bez vody. Znovunaplnění vany před zahájením provozu je nejjednodušší provést tak, že ji z parkovací polohy spustíme do dolní stanice s otevřenými vraty a vanu tak naplníme vodou.

Protože vana bez vody má jinou hmotnost než vana při provozu je možné navrhnout protizávaží jako dvojdílné. Jeden díl bude svou hmotností odpovídat hmotnosti vany bez vody a druhý díl protizávaží bude odpovídat hmotnosti vody ve vaně.

Tyto dva díly by mohly být provedeny jako samostatné vozy, které lze rozpojit. Manipulace s vanou bez vody by probíhala tak, že část protizávaží, která odpovídá hmotnosti vody by se odpojila a aretovala v horní stanici na konstrukci a zbylá část protizávaží by umožnila vytažení prázdné vany do parkovací polohy v horní stanici.

Pro tu část závaží, která bude při odstavení zdvihadla z provozu v dolní stanici, by mohly být vybudovány vhodné „garáže“, aby nedocházelo ke zbytečnému poškození vlivem zimních povětrnostních podmínek.

7.2 Způsob údržby strojní konstrukce zdvihadla

Strojní konstrukce zdvihadla bude tvořena hmotnostně mohutnými prvky, z nichž některé budou vyžadovat v době životnosti zdvihadla údržbu, kontroly a podobně. Protože je zdvihadlo umístěno na stavební konstrukce, která prochází v horní stanici vlastním tělesem hráze a navíc je těžko přístupná, je provádění kontrol a údržby strojních částí zdvihadla velmi komplikované. Předpokládá se, že tyto aktivity budou prováděny v horní stanici, kde je k dispozici příjezdová komunikace – mostovka na přehradní hrázi a dále manipulační pojezdový jeřáb.

Proto je vhodné doporučit, aby zpracování další podrobnější dokumentace strojních i stavebních částí zdvihadla respektovalo požadavky na údržbu a kontroly.

Pro údržbu, kontroly a případné výměny poškozených dílů by souběžně s návrhem konstrukce zdvihadla měly být navrhovány vhodné montážní přípravky a doplňky. Dále by měla být konstrukce navrhována na vhodné montážní celky o hmotnostní, která budou respektovat manipulační možnosti při montáži zařízení a jeho kontrolách a údržbě. Pro tyto účely by měla být uzpůsobena i stavební část zdvihadla tak, aby montážní a údržbové přípravky nacházely oporu na vhodných místech stavební konstrukce. (Např. ocelové plochy pro umístění hydraulických zdviháků pro výměnu ložisek nebo pojezdových kol.)

Respektováním těchto doporučení dojde k úsporám při údržbě a kontrolách strojní části zdvihadla a zamezí se komplikacím při montáži zdvihadla.

8. Použitá literatura

- [1] Cvekl, Z., Janovský, L., Podivínský, V., Talácko, J. : Teorie dopravních a manipulačních zařízení, 1984, ČVUT Praha.
- [2] Dražan, F., Kupka, L. kol. : Jeřáby, technický průvodce 13, 1968, SNTL Praha
- [3] Remta, F.: Visuté lanové dráhy, SNTL, Praha 1953.
- [4] Janovský, L.: Výtahy a eskalátory I, Vydavatelství ČVUT, Praha 1971.