



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh lodního zdvihadla s protizávažím

Design of a ship hoist with a counterweight

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2022

Jiří KŘESÁK

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Křesák** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **483208**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh lodního zdvihadla s protizávažím

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a ship hoist with a counterweight

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte lodní zdvihadlo s vyváženým žlabem a pohonem zdvihání pohybovými šrouby. Provedte výpočet a pevnostní kontroly pohonu. Navrhněte žlab zdvihadla.

Seznam doporučené literatury:

Švec, V.: Části a mechanismy strojů – Spoje a části spojovací . ČVUT Praha, 1997
Švec, V.: Části a mechanismy strojů – Mechanické převody . ČVUT Praha, 1999
Jančík, L., Zýma, J.: Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha 2004

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **06.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou prací s názvem: „Návrh lodního zdvihadla s protizávažím“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra Ph.D. s použitím literatury a zdrojů, které cituji a uvádím na konci této práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 01.06.2022

.....
Křesák Jiří

Poděkování

Tímto bych velice rád poděkoval svému vedoucímu Ing. Zděnku Češpírovi Ph.D. za jeho ochotu, trpělivost, přístup, vstřícné jednání, cenné rady a připomínky při konzultacích ohledně tvorby této bakalářské práce. Také bych chtěl poděkovat všem lidem, kteří mě podporovali během celého studia, především pak svým rodičům, ale také ostatním členům rodiny a přátelům.

Anotační list

Jméno autora:	Jiří Křesák
Název BP:	Návrh lodního zdvihadla s protizávažím
Anglický název:	Design of a ship hoist with counterweight
Rok:	2022
Studijní program:	B2341 STROJÍRENSTVÍ
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Zdeněk Češpíro Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran: 47
	počet obrázků: 17
	počet tabulek: 13
	počet příloh: 1

Klíčová slova:

vodní cesta, zdymadlo, lodní zdvihadlo, výtah, plavidlo, loď, protizávaží, pohybový šroub, žlab, pohon, lano, kladka, převodovka, motor

Keywords:

waterway, lock, ship hoist, lift, vessel, boat, counterweight, moving screw, trough, drive, rope, pulley, gearbox, engine

Anotace:

Teoretická část shrnuje lodní dopravu, typy vodních cest, funkci a typy lodních zdvihadel a zdymadel. Praktická část se skládá z návrhu svislého lodního zdvihadla s protizávažím.

Anotace:

The theoretical part summarizes ship transport, types of waterways, functions and types of ship hoists and locks. The practical part consists of design of a ship hoist with counterweight.

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Teoretická část.....	2
2.1 Vodní cesta a doprava.....	2
2.2 Klasifikace vnitrozemských vodních cest	2
2.3 Zdolávání výškových rozdílů na vodní cestě.....	3
2.4 Princip lodního zdvihadla	4
2.5 Typy lodních zdvihadel	5
2.5.1 Šikmá zdvihadla	5
2.5.2 Svislá zdvihadla.....	6
2.5.3 Speciální zdvihadla	8
3. Praktická část	10
3.1 Návrh žlabu	11
3.1.1 Kontrola výztuh dna a boků žlabu na ohyb	12
3.2 Návrh pohybových šroubů	15
3.2.1 Hmotnost vody ve žlabu.....	16
3.2.2 Určení průměru pohybových šroubů	16
3.2.3 Kontrolní výpočty pohybových šroubů	20
3.2.4 Uložení pohybových šroubů v pevné konstrukci.....	21
3.3 Šroubový spoj mezi žlabem a maticí	24
3.4 Návrh pohonu pohybových šroubů.....	26
3.5 Návrh protizávaží.....	29
3.5.1 Hmotnost a velikost protizávaží	30
3.5.1 Návrh a uchycení ocelových lan	30
4. Závěr	32
5. Seznam použitých symbolů	33

6. Seznam obrázků.....	37
7. Seznam tabulek.....	38
8. Seznam použité literatury.....	39

1. Úvod

Lodní zdvihadlo je stroj, který slouží k překonávání výškových rozdílů mezi různě vysoko položenými místy vodní cesty. Nahrazuje jednodušší plavební komory, jejichž použití při vyšších spádech není výhodné. Jejich hlavní předností je nepřilíš vysoká spotřeba energie a vody. [3]

Jako první je v práci uvedena teoretická část. Ta se zabývá rešerší problematiky vodních cest, překonávání výškových rozdílů na vodních cestách a jejich hlavní způsoby pomocí zdvihadel a zdymadel. Dále se zde nachází přehled typů lodních zdvihadel, jejich principy a funkce. V neposlední řadě jsou přiloženy příklady využití jednotlivých typů na různých místech ve světě.

V praktické části je navrhováno lodní zdvihadlo s protizávažím. Rozměry zdvihadla jsou navrženy tak, aby mohlo být umístěno na vodní cestu třídy 0, konkrétně na Baťův kanál ve Zlínském kraji. V této části se nachází popisy, návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých částí konstrukce.

2. Teoretická část

2.1 Vodní cesta a doprava

Vodní cestou je myšlen každý vodní tok či každá vodní plocha (jezera, umělé nádrže), na kterých je možné provozovat plavbu. Tyto informace vychází z českého zákona o vnitrozemské plavbě (č. 114/1995 Sb.) [1]

Vodní cesty jsou používány k vodní dopravě. Ta byla využívána nejvíce v minulosti (mimo jiné velmi důležitá přeprava dřeva na vorech), kdy ještě nebyla rozvinuta doprava železniční a silniční. Mezi její největší výhody patří minimální energetická náročnost, velké přepravované hmotnosti, nízký počet osob potřebných k obsluze a v neposlední řadě pak velmi malé znečištění životního prostředí. Naopak nevýhodou vodní dopravy je nutnost vysoké hustoty říční sítě a její dostatečné propojení (například pomocí kanálů). Dále k nevýhodám patří, že často nelze použít pouze dopravu vodní, ale musíme využít spojení s ostatními druhy dopravy. Nesmíme také zapomínat na přírodní poměry, jelikož musí panovat takové podmínky, které jsou příznivé pro provozování dopravy. Jedná se především o výšku hladiny, případně v zimě zamrznutí vodní hladiny a následná tvorba ker. Nadměru velký vítr také může zamezovat provozu vodní dopravy. [2, 4]

Na vodních cestách můžeme nalézt několik prvků, které jsou potřebné k samotné plavbě, případně ji mohou ulehčovat či nějak pomáhat v provozu. Mezi hlavní části patří jezy, propusti, přístavy, přístaviště, lodní výtahy (zdvihadla) a plavební komory (zdymadla). Další části vodní cesty jsou pak plavební znaky na hladině, pomocné cesty na břehu, opevnění břehů, označení říčního kilometru (říční kilometráž), velíny či jiné stavby přímo obsluhující vodní cestu a další. Podle § 2 a přílohy č. 1 již zmíněného zákona o vnitrozemské plavbě je přesně ustanoveno, co je součástí vodní cesty v České republice. [1, 2]

2.2 Klasifikace vnitrozemských vodních cest

Toto rozdělení slouží k tomu, aby byly rozlišeny jednotlivé vodní cesty podle rozměrů plavidla, aby došlo na dané vodní cestě k bezpečnému a plynulému provozu. Během 20. století se toto rozdělení vyvíjelo. Ke konečnému stanovení jednotné klasifikace

evropských vodních cest došlo 12. června 1992 Evropskou konferencí ministrů dopravy (CEMT – dnes vystupující jako International Transport Forum). Vodní cesty jsou rozděleny do tříd, které jsou označeny římskými číslicemi. Jsou zde uvedeny parametry plavebních staveb, minimální rozměry cest, minimální výšky mostů, maximální rozměry a ponor plavidel, které mohou v jednotlivých třídách plout. [11, 12]

CEMT rozděluje vodní cesty do následujících skupin. První jsou vodní cesty místního významu (označeny římskými číslicemi I až III). V České republice můžeme v této skupině nalézt střední Vltavu, která je řazena do třídy I. Další skupinou jsou vodní cesty mezinárodního významu (římské číslice IV až VII). Českými zástupci je Vltava od Třebenic po Mělník, střední Labe od Přelouče po Mělník (obě patří do třídy IV) a Labe od Mělníka až na státní hranici (třída V). Poslední stanovenou skupinou jsou vodní cesty regionálního významu, které jsou označeny jako třída 0. [12]

Do této třídy jsou zařazeny všechny malé vodní cesty, které nesplňují minimální požadavky na třídu I. Mezinárodně nejsou stanoveny žádné požadavky na parametry cesty či plavidel. Naopak vyhláška č. 222/1995 Sb. definuje v České republice maximální rozměry plavidla na 20 x 5 metrů s ponorem 1,2 metru, což odpovídá rozměrům malého plavidla. Dále tato vyhláška určuje minimální rozměry plavební dráhy, plavebních komor a zařazuje část řeky Moravy od ústí Bečvy po soutok s Dyjí (včetně průplavu Otrokovice – Rohatec označovaného jako Bařův kanál) do vodní cesty třídy 0. Tato vodní cesta je označována jako dopravně významná vodní cesta využívaná. [1, 11]

2.3 Zdolávání výškových rozdílů na vodní cestě

Největší problém při plavení nastává, pokud je třeba zdolat výškový rozdíl dvou různě položených míst vodní cesty. K tomu dochází na několika místech, nejčastěji však při překonání výšky hráze vodních nádrží nebo jezů, na umělých kanálech pak v podstatě jakékoliv převýšení na trase cesty. Můžeme také nalézt místa, kde je potřeba zdolat výškový rozdíl mezi dvěma samostatnými cestami. Ke zdolávání výškových rozdílů se využívají především dva způsoby. [2, 3]

Prvním z nich je plavební komora neboli zdymadlo. Tento způsob využívá principu spojených nádob. Komora, která je nejčastěji betonová nebo zděná, je opatřena na obou

stranách vraty, kterými se zamezí přísunu vody z obou stran. Hlavním principem funkčnosti je vyrovnávání hladiny vody v komoře s hladinou dolní nebo horní vody. Vrata se otevřou, plavidlo vpluje do komory a vrata se opět uzavřou. Plavidlo se musí uvázat ke straně plavební komory. Poté dojde k samotnému napuštění či vypuštění komory (záleží na směru plavby). V poslední fázi se vrata na druhé straně otevřou a loď může opustit komoru, která je připravena pro použití z opačného směru než v případě předchozím. Vypouštění či napouštění komory využívá samospádu mezi horní a dolní hladinou vodní cesty. K přepouštění se využívají dva způsoby. Přímé plnění a prázdnění komory využívá vrat k přepouštění vody, zatímco nepřímý způsob používá přepouštěcích kanálů, které jsou umístěny na bočních stranách komory. [2, 3, 5]

Druhým využívaným způsobem je lodní výtah neboli zdvihadlo, které se používá při spádu větším než 25 až 30 metrů (tato hranice je stanovena výzkumem). Při velkém překonávaném spádu je použití plavební komory stavebně náročné (výstavba kaskády zdymadel), případně by bylo potřeba velké množství vody, které v daném místě nemusí být k dispozici. Výjimku tvořilo experimentální zdvihadlo Tardebiggie v Anglii, které překonávalo rozdíl pouhých 3,6 metru. Naopak největší zdvihadlo se nachází v Číně u přehrady Goupitan. Překonávaný výškový rozdíl zde dosahuje 199 metrů. Při použití zdvihadla je na rozdíl od plavební komory potřeba nějakého externího pohonu (například elektromotoru), který zajišťuje samotné překonání výškového rozdílu. [3, 4, 6]

2.4 Princip lodního zdvihadla

Hlavní částí zdvihadla je žlab, který je na obou stranách opatřen vraty, aby loď mohla vplout a poté vyplout ze žlabu. Tento žlab je připojen ke zvedacímu mechanismu, který zajišťuje samotný zdvih. Žlab naplněný vodou dosahující hmotnosti v řádech až tisíců tun by bylo z mechanického hlediska velmi obtížné zvedat napřímo, a proto je využíváno různých vyvažovacích systémů, které mají za úkol vyvážit hmotnost žlabu. Jelikož každé přepravované plavidlo se liší ve své hmotnosti, je zde využit Archimédův zákon. Loď, která vpluje do žlabu naplněného po okraj vodou, z něj vytlačí tolik vody, která odpovídá jeho vlastní tíze. Díky tomuto fyzikálnímu zákonu má žlab stále stejnou hmotnost a je možné přesné vyvážení žlabu. Toho lze využít pouze u výtahů, u kterých loď ve žlabu plave. [3]

Existují i výtahy pracující s plavidly takzvaně „nasucho“. Ty se používají spíše pro menší plavidla, jelikož zde nelze žlab přesně vyvážit. Vzhledem k výše popsané skutečnosti, můžeme o lodních zdvihadlech hovořit jako o velmi energeticky úsporných zařízeních, jelikož ke zdvihu žlabu je třeba překonat pouze samotných odporů zdvihacího mechanismu. V tomto případě by se jednalo o ideální stav. V praxi může docházet k jevům, které porušují stanovený ideální stav. Především se jedná o únik vody ze žlabu či dynamické účinky hladiny vody, která se může ve žlabu vlivem pohybu či vlivem větru rozhýbat. Z tohoto důvodu musí být zdvihadlo předdimenzované, aby dokázalo pokrýt všechny možné faktory, které by mohly negativně ovlivnit samotný proces zvedání. [3]

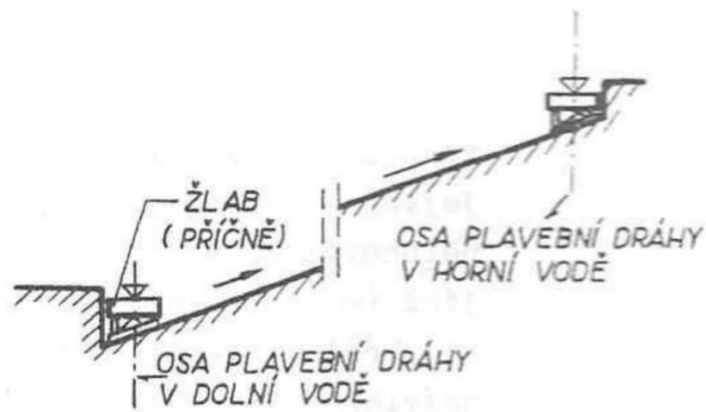
2.5 Typy lodních zdvihadel

Mezi dva hlavní typy zdvihadel patří zdvihadla svislá a šikmá, ovšem na světě můžeme nalézt i některé další nepříliš obvyklé a originální konstrukce. [2, 3]

2.5.1 Šikmá zdvihadla

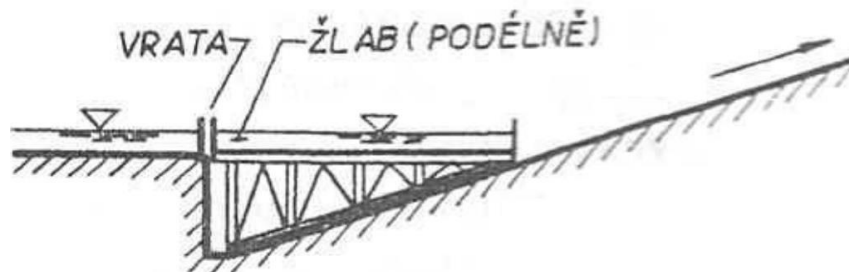
Jedná se v podstatě o pozemní lanovou dráhu, kde žlab je pomocí tažných lan tažen po kolejnicích. Mezi výhody patří možnost opsat morfologii terénu a není nutná potřeba odebírání terénu či výstavba přípojných mostů vodní cesty ke zdvihadlům svislým. Naopak nevýhodou je nutnost pomalého rozjezdu a brzdění z důvodu zamezení nárazů lodi do stěn žlabu a rozhoupaní hladiny vody, čímž se prodlužuje celková doba proplavení. Šikmá zdvihadla se dělí na dva základní typy podle orientace žlabu. [2, 3]

Prvním typem je zdvihadlo s příčně uloženým žlabem. Ten je uložen kolmo na osu zdvihové dráhy. Jelikož šířka žlabu je výrazně menší než jeho délka, je potřeba v tomto případě velká šířka kolejové dráhy, čímž vzniká omezení pro dlouhé lodě. Naopak je možné využít téměř jakýkoliv sklon stoupání dráhy, což je výhodné vzhledem k lepšímu přizpůsobení terénu. Mezi příklady patří lodní výtah Arzviller ve Francii, který se nachází na kanálu Rýn-Marna. V České republice je navrženo takovéto zdvihadlo na Slapech. Jeho výstavba by měla započít v roce 2023. [2, 3, 7]



Obrázek 1. Schéma šikmého zdvihadla s příčně uloženým žlabem [2]

Dalším typem je zdvihadlo s podélně uloženým žlabem. Žlab je uložen rovnoběžně s osou zdvihové dráhy. Kvůli velké délce žlabu je konstrukce omezena sklonem dráhy, který musí nabývat menších hodnot. Oproti příčně uloženému žlabu je zde mnohonásobě menší šířka kolejové dráhy. U těchto zdvihadel se často u horní vody využívá točen. V České republice můžeme najít takovýto výtah na přehradě Orlická (žlab není naplněn vodou, jedná se tedy o výtah „nasucho“). Ve světě se pak jedná například o zdvihadlo u hydroelektrárny v ruském Krasnojarsku na řece Jenisej. [2, 3]



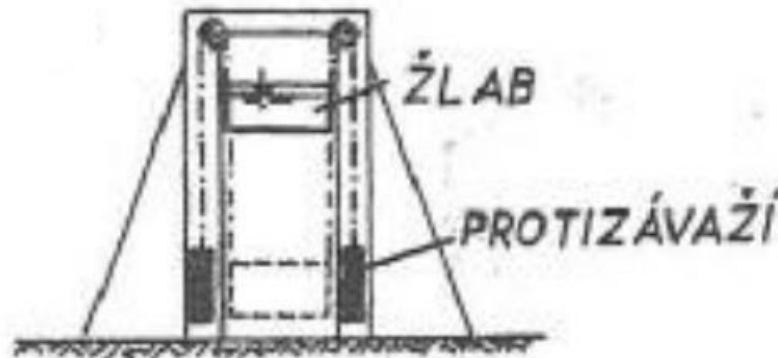
Obrázek 2. Schéma šikmého zdvihadla s podélně uloženým žlabem [2]

2.5.2 Svislá zdvihadla

U tohoto typu zdvihadel vykonává žlab spolu s proplavovanou lodí svislý pohyb. Vůči šikmým zdvihadlům zde není relativně žádné omezení, které by prodlužovalo dobu proplavení. Většinou je zde však potřeba připravit terén ke snazší výstavbě samotného výtahu. Svislá zdvihadla rozdělujeme podle způsobu vyvážení na tři základní typy. [2, 3]

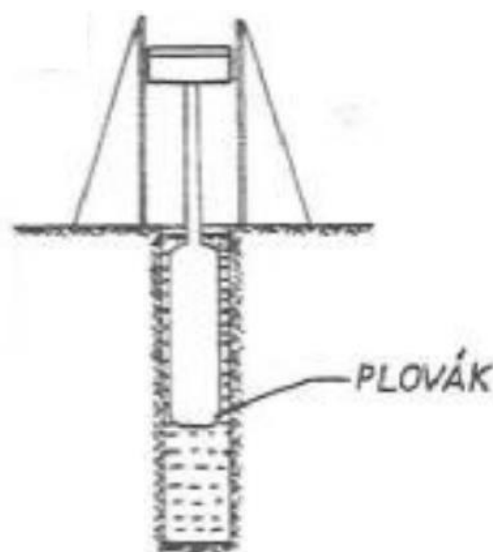
Prvním z nich je zdvihadlo s protizávažím. Funguje v podstatě na stejném principu jako běžný výtah. Samotná tíha žlabu je vyvažována protizávažím, které je spojeno

se žlabem přes kladku pomocí ocelových lan. Oproti ostatním typům svislých zdvihadel není potřeba budovat hlubokou šachtu, což lze považovat za největší výhodu. Ukázalo se, že tento typ je nejperspektivnější, tudíž všechna lodní zdvihadla navrhovaná v dnešní době se ubírají tímto směrem. Příkladem ve světě může být výtah Strépy-Thieu v Belgii na kanále du Centre. [3]



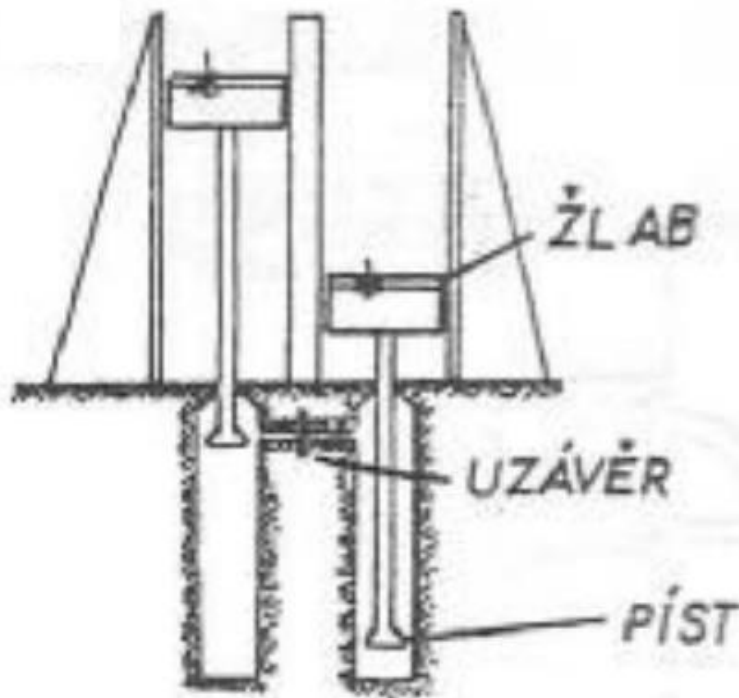
Obrázek 3. Schéma svislého zdvihadla s protizávažím [2]

Dalším typem jsou plováková zdvihadla. Hlavní částí je plovák. Ten je umístěn v šachtě pod zdvihadlem. Spojení plováku a žlabu je realizováno vzpěrami, jejichž délka je delší než velikost zdvihu výtahu, abychom bylo zajištěno neustálé ponoření plováků ve vodě. Velikost je navržena tak, aby vzlaková síla plováku vyrovnala sílu tíhovou žlabu. Pro pohyb směrem vzhůru stačí žlab odlehčit, který je pak vzlakovou silou plováku vytlačen do polohy horní. Tento typ zdvihadel se již nyní nenavrhuje. Plovákové zdvihadlo Rothensee můžeme nalézt v Německu u Magdeburgu. [3]



Obrázek 4. Schéma svislého plovákového zdvihadla [2]

Třetím typem jsou pístová zdvihadla. Stejně jako u zdvihadel plovákových se zde nachází šachta, která však nemusí být tak hluboká. V tomto případě se vždy musí jednat o dvojici žlabů (spojených s pístem), jelikož tento typ pracuje na principu spojených nádob a vzájemném vyvažování obou pístů. Ty se pohybují ve válci, který se nachází v šachtě. V hydraulických válcích, které jsou spojeny pomocí ventilu (uzávěru), se pod písty nachází voda. Pro rozpohybování soustavy stačí mírné přetížení žlabu v horní poloze. Pístový lodní výtah se nachází například v Andertonu ve Velké Británii, který spojuje řeku Weaver a kanál Trent and Mersey. [3]



Obrázek 5. Schéma svislého pístového zdvihadla [2]

2.5.3 Speciální zdvihadla

U těchto zdvihadel se využívá neobvyklé konstrukce, kterou se dosáhne požadovaného překonání výškového rozdílu vodní cesty. Jedním z příkladů je lodní zdvihadlo Fonserannes na kanále Canal du Midi ve Francii. Tento výtah využívá šikmého betonového žlabu, který je zvedaný vzhůru po nakloněné dráze pomocí k tomu určeného stroje – „traktoru“. Bohužel tento výtah již není funkční z důvodu problému s prosakováním oleje na dráhu traktoru a následného prokluzování. Disponoval zdvihem 13,6 m pod úhlem stoupání 5°. [8, 9]



Obrázek 6. Lodní výtah, Fonserannes, Francie [9]

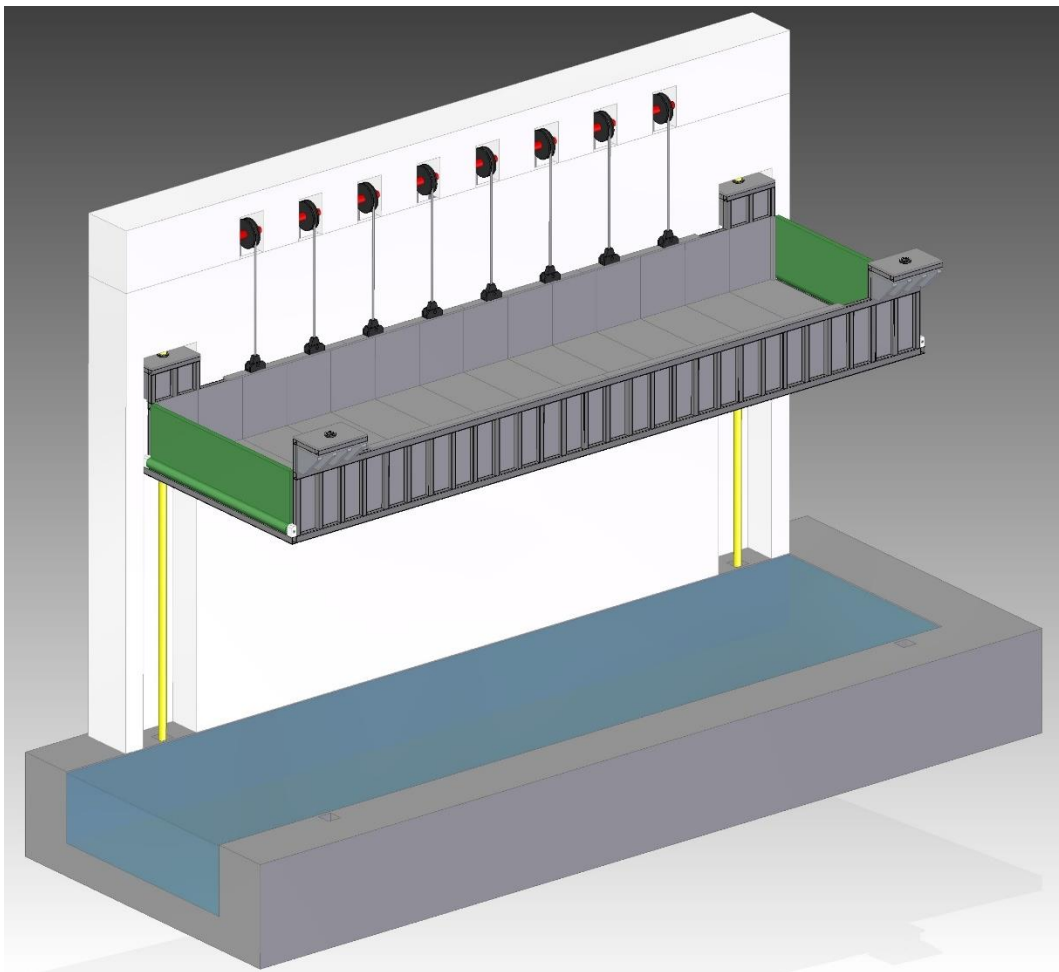
Dalším speciálním případem lodního zdvihadla je velmi známý a na světě ojedinělý výtah Falkirk Wheel. Ten využívá otáčivého pohybu rotoru, na jehož koncích jsou umístěny komory pro lodě. K zajištění vodorovné polohy obou komor je využita soustava ozubených kol. Tento výtah překonává výškový rozdíl 24 m. Opět díky využití Archimédova zákona se jedná o velmi energeticky výhodný stroj. Velmi často se uvádí, že spotřeba energie tohoto výtahu odpovídá spotřebě osmi rychlovarných konvic. [3, 10]



Obrázek 7. Lodní výtah, Falkirk Wheel, Velká Británie [10]

3. Praktická část

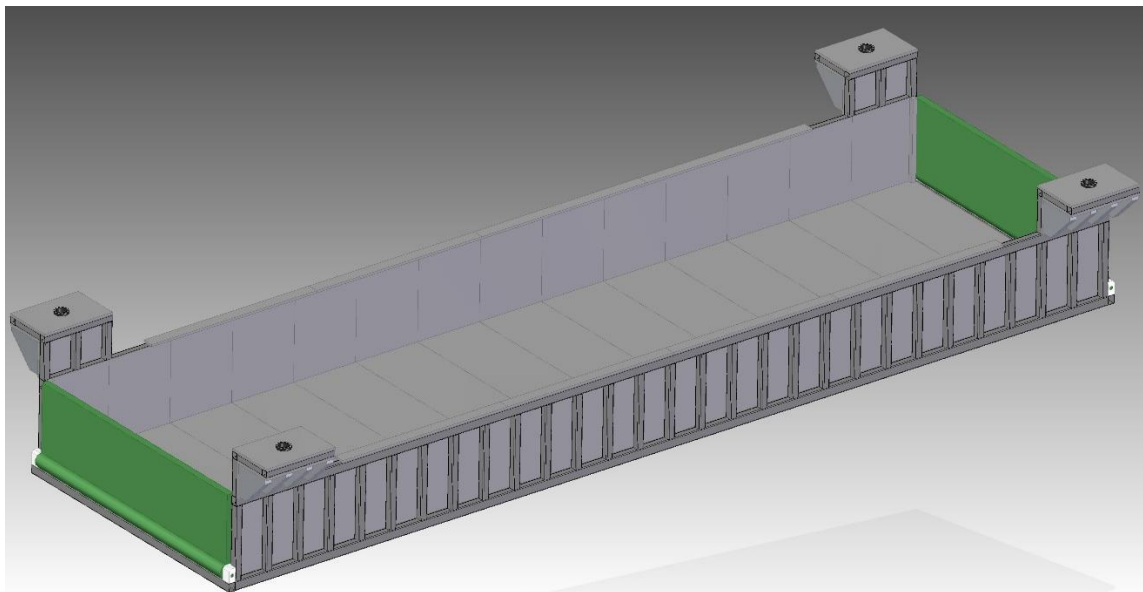
Jako náplň praktické části této práce je zvolen návrh svislého lodního zdvihadla s protizávažím. Mezi hlavní konstrukce patří žlab, pohybové šrouby, protizávaží, pohon a pevná konstrukce výtahu. Žlab je svařenec z bezešvých trubek a plechů (na čelech žlabu vrata s vlastním sklápěcím mechanismem, který není náplní práce – v 3D modelu je mechanismus pouze naznačen). Čtyři pohybové šrouby jsou uloženy v pevné konstrukci výtahu a jsou poháněny, zatímco matice jsou pevně připevněny v rozích žlabu na předem připravených místech. Protizávaží, které se pohybuje uvnitř pevné konstrukce výtahu, je pomocí lan spojeno přes kladky, které jsou umístěny v horní části pevné konstrukce, se žlabem. Jak na straně závaží, tak na straně žlabu jsou ke konstrukci přivařené součásti s čepy, se kterými jsou lana spojena pomocí klínových spojek. Pohon je umístěn v pevné konstrukci v místech pod kladkami.



Obrázek 8. Model zdvihadla se skrytou polovinou pevné konstrukce a částí v ní

3.1 Návrh žlabu

Zdvihadlo je umístěno na Baťův kanál (vodní cesta třídy 0). Maximální rozměry plavidla, které může být na tomto kanále provozováno, vychází z vyhlášky č. 222/1995 Sb. o vodních cestách, plavebním provozu v přístavech, společné havárii a dopravě nebezpečných věcí. Tyto rozměry odpovídají rozměrům malého plavidla, které jsou stanoveny následovně: délka 20 m, šířka 5 m a ponor 1,2 m. Z těchto hodnot je stanoven vnitřní rozměr žlabu 21 x 6 x 1,8 m. [11]



Obrázek 9. Model žlabu s naznačeným sklápěcím mechanismem vrat

Samotný žlab je tvořený svařenou konstrukcí z obdélníkových a čtvercových bezešvých trubek tvářených za tepla (ČSN 42 5720), ke které jsou přivařeny plechy tlusté válcované za tepla (ČSN 42 5310). Svařenec je v místě pro uchycení matic pohybového šroubu vyztužen žebry. Jako materiál trubek, plechů i žeber volím konstrukční ocel ČSN 11 523, která je vhodná ke svařování, na mostní a jiné svařované konstrukce (svařované konstrukce z dutých profilů). Celý svařenec je po svaření lakován z důvodu ochrany proti vodě. Opětovné nalakování by mělo probíhat i poměrně často při provozu zdvihadla, jelikož může docházet k porušení laku a následné korozi jednotlivých částí. Rozměr obdélníkových trubek je 200 x 150 x 10 mm, čtvercových pak 150 x 150 x 10 mm. Tloušťka plechů ve žlabu je 10 mm, tloušťka plechů vyztužující místa pro upevnění matic pohybového šroubu a plechů, ke kterým jsou přivařeny součásti pro uchycení lan, je 50 mm. V rozích žlabu jsou k plechům přivařeny dorazy vrat, které jsou taktéž z oceli ČSN 11 523.

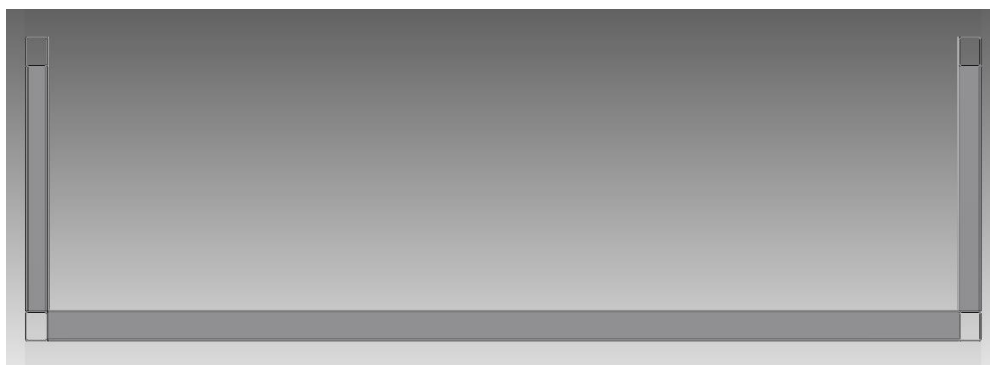
Na čelních stranách žlabu se nachází vrata s vlastním sklápěcím mechanismem a těsněním, které se taktéž nachází na přiléhajícím kanále. Vrata spolupracují s kanálem, který navazuje na zdvihadlo v dolní i horní poloze. Mechanismus a funkce vrat není náplní této práce, proto jsou vrata v 3D modelu pouze schematicky naznačena. [13, 14]

3.1.1 Kontrola výztuh dna a boků žlabu na ohyb

Obdélníkové trubky, které vyztužují dno a boky žlabu (viz. obrázek 10), jsou namáhané na ohyb. Každá výztuha je zatěžována spojitým zatížením od tíhy vody nad danou výztuhou. K určení velikosti spojitého zatížení je potřeba určit hydrostatický tlak vody ve žlabu a následně hydrostatickou sílu, která zatěžuje jednotlivé výztuhy. Jelikož jsou výztuhy rozloženy rovnoměrně, nese každá výztuha zatížení, které působí na polovině vzdálenosti výztuh na obou stranách od výztuhy. Spojité zatížení na bocích žlabu má trojúhelníkový průběh, který lineárně stoupá z nuly (na hladině nepůsobí žádný hydrostatický tlak) na hodnotu vypočtenou v rovnici (3). Vstupní hodnoty pro výpočet jsou uvedeny níže v tabulce 1.

Tabulka 1. Hodnoty k výpočtu spojitého zatížení [18]

hustota vody (20 °C)	$\rho = 998 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
výška hladiny vody (výška žlabu)	$h = 1,8 \text{ m}$
šířka žlabu	$b = 6 \text{ m}$
vzdálenost výztuh	$l_p = 0,75 \text{ m}$



Obrázek 10. Výztuhy dna a boků žlabu

Hydrostatický tlak je určen jako součin výšky hladiny vody, hustoty vody a tíhového zrychlení.

$$p_h = h \cdot \rho \cdot g = 1,8 \cdot 998 \cdot 9,81 = 17\,623 \text{ Pa} \quad (1)$$

Hydrostatická síla je definována jako součin hydrostatického tlaku a plochy, na kterou tlak působí.

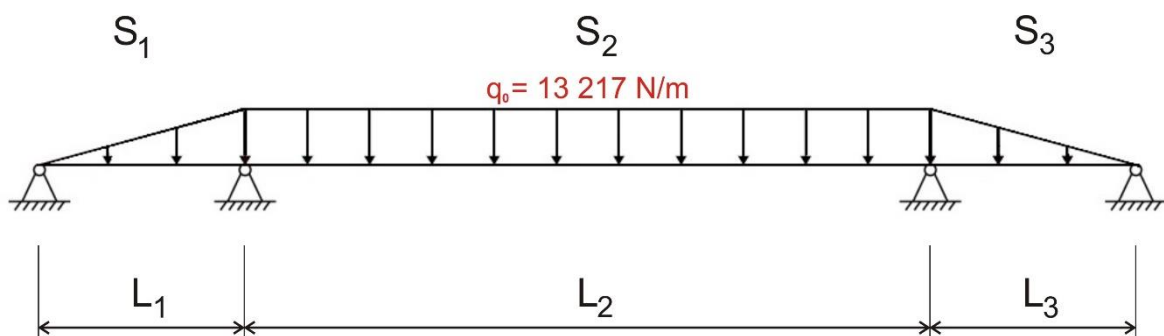
$$F_h = p_h \cdot S_F = p_h \cdot b \cdot l_p = 17\,623 \cdot 6 \cdot 0,75 = 79\,304 \text{ N} \quad (2)$$

Spojité zatížení je určeno jako podíl hydrostatické síly a délky výztuhy, která je rovna šířce žlabu.

$$q_0 = \frac{F_h}{b} = \frac{79\,304}{6} = 13\,217 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (3)$$

Výztuhy dna a boků lze pro jednodušší výpočet rozvinout na nosník se čtyřmi podporami (viz. obrázek 11). Díky tomu lze vyjádřit podporové momenty pomocí třímomentové rovnice. Jedná se o nástroj pro určení středního podporového momentu na staticky neurčitěm nosníku na třech podporách. Vlastní rovnice (4) popisuje souvislost podporových momentů na tomto nosníku. Střední podporový moment se stanoví na základě deformační podmínky hladkosti průhybové čáry na této podpoře (rovnost úhlů natočení z levé i pravé strany – spojitý nosník). Z této deformační podmínky vychází zmíněná vlastní rovnice (4). [20]

$$M_1 \cdot L_1 + 2 \cdot M_2 \cdot (L_1 + L_2) + M_3 \cdot L_2 + \frac{6}{L_1} \cdot S_1 + \frac{6}{L_2} \cdot S_2 = 0 \quad (4)$$



Obrázek 11. Znárodnění rozvinutého nosníku

Nosník je rozdělen na dvě vzájemně symetrické části a ke každé části je sestavena třímomentová rovnice. [20]

$$M_1 \cdot L_1 + 2 \cdot M_2 \cdot (L_1 + L_2) + M_3 \cdot L_2 + \frac{6}{L_1} \cdot S_1 + \frac{6}{L_2} \cdot S_2 = 0 \quad (5)$$

$$M_2 \cdot L_2 + 2 \cdot M_3 \cdot (L_2 + L_3) + M_4 \cdot L_3 + \frac{6}{L_2} \cdot S_2 + \frac{6}{L_3} \cdot S_3 = 0 \quad (6)$$

S_1 , S_2 a S_3 jsou statické momenty ploch pod průběhem ohybového momentu od vnějšího zatížení vzhledem k osám procházejícím krajními podporami. Pro základní případ spojitěho zatížení je tento statický moment definován a vypočten rovnicí (7). Spojité zatížení s trojúhelníkovým průběhem (části nosníku odpovídající bokům žlabu) má statický moment poloviční oproti základnímu (8). [20]

$$S_2 = \frac{1}{24} \cdot q_0 \cdot L_2^4 = \frac{1}{24} \cdot 13\,217 \cdot 6^4 = 713\,718 \text{ Nm}^3 \quad (7)$$

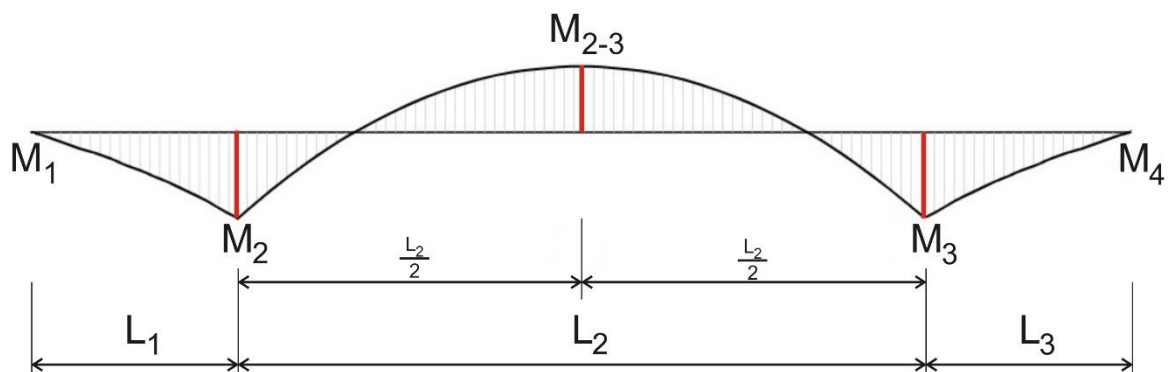
$$S_1 = S_3 = \frac{\frac{1}{24} \cdot q_0 \cdot l^4}{2} = \frac{1}{48} \cdot q_0 \cdot L_1^4 = \frac{1}{48} \cdot 13\,217 \cdot 1,8^4 = 2\,891 \text{ Nm}^3 \quad (8)$$

Po využití symetrie obou částí a dosazení vzdáleností podpor ($M_3 = M_2$, $M_4 = M_1 = 0$, $S_1 = S_3$, $L_2 = b$, $L_3 = L_1 = h$) vzniknou dvě lineárně závislé rovnice. Pro výpočet neznámého momentu M_2 stačí využít pouze jednu z nich (9), ze které je následně vyjádřen podporový moment $M_2 = M_3$ (10).

$$2 \cdot M_2 \cdot (h + b) + M_2 \cdot b + \frac{6}{h} \cdot S_1 + \frac{6}{b} \cdot S_2 = 0 \quad (9)$$

$$M_2 = M_3 = \frac{-6 \cdot \left(\frac{S_1 + S_2}{h + b}\right)}{2 \cdot h + 3 \cdot b} = \frac{-6 \cdot \left(\frac{2\,891 + 713\,718}{1,8 + 6}\right)}{2 \cdot 1,8 + 3 \cdot 6} = -33\,489 \text{ Nm} \quad (10)$$

Výsledný průběh ohybového momentu (viz. obrázek 12) na nosníku se získá superpozicí ohybového momentu od vnějšího zatížení vlivem hydrostatického tlaku vody a podporových momentů získaných třímomentovou rovnicí (9). [20]



Obrázek 12. Průběh ohybového momentu

K stanovení ohybového napětí je potřeba určit maximální ohybový moment. K jeho určení je potřeba dopočítat moment M_{2-3} , který se určí již zmíněnou superpozicí momentů.

Moment od vnějšího zatížení je při základním spojitém zatížení vyjádřen vztahem uvedeným v rovnici (11). [20]

$$M_{2-3} = M_2 + \frac{1}{8} \cdot q_0 \cdot L_2^2 = -33\,489 + \frac{1}{8} \cdot 13\,217 \cdot 6^2 = 25\,988 \text{ Nm} \quad (11)$$

$$M_{o\,MAX} = |M_2| = 33\,489 \text{ Nm} \quad (12)$$

Ohybové napětí je definované jako podíl maximálního ohybového momentu a modulu průřezu v ohybu k ose ohybu. Pro obdélníkovou trubku se modul vypočte podle vztahu (13). Parametry zvolené obdélníkové trubky jsou uvedeny v tabulce 2. [14]

Tabulka 2. Hodnoty pro výpočet modulu průřezu v ohybu [14]

vnější šířka	$B_1 = 150 \text{ mm}$
vnitřní šířka	$B_2 = 130 \text{ mm}$
vnější výška	$H_1 = 200 \text{ mm}$
vnitřní výška	$H_2 = 180 \text{ mm}$

$$W_o = \frac{B_1 \cdot H_1^3 - B_2 \cdot H_2^3}{6 \cdot H_1} = \frac{150 \cdot 200^3 - 130 \cdot 180^3}{6 \cdot 200} = 368\,200 \text{ mm}^3 = 0,000\,368\,2 \text{ m}^3 \quad (13)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\,MAX}}{W_o} = \frac{33\,489}{0,000\,369\,2} = 90,95 \text{ MPa} \quad (14)$$

Bezpečnost je definována jako podíl meze kluzu a ohybového napětí. Takto vypočtené bezpečnost musí být v každém případě větší než 1. Obvyklá hodnota bezpečnosti pro namáhání ohybem se pohybuje kolem 2. Minimální mez kluzu materiálu ČSN 11 523 je rovna $\sigma_{kt} = 275 \text{ MPa}$. [16, 20]

$$k_o = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{275}{90,95} = 3,02 > 2 \quad (15)$$

Výsledná bezpečnost je dostačující. Zvolená vzdálenost výztuh dna a boků žlabu je postačující a s dostatečnou pevnostní rezervou.

3.2 Návrh pohybových šroubů

V ideálním případě je žlab dokonale vyvážen protizávažím a pohybové šrouby by nebyly nijak zatíženy a k pohybu by stačilo pouze překonání samotného tření mechanismu. K takové situaci ovšem nemusí vždy dojít a pravděpodobně nikdy ani nedojde. Proto je

zvolen předpoklad pro dimenzování pohybových šroubů. Předpokládá se úbytek až 20 % vody ze žlabu vlivem rozhoupání hladiny vody ve žlabu důsledkem například větru či pohybu lodi ve žlabu. Tímto úbytkem vznikne nevyvážení obou částí (žlabu a protizávaží) a tudíž i síla zatěžující pohybové šrouby, na kterou budou šrouby dimenzovány. Při takto vzniklém zatížení jsou šrouby namáhány na vzpěr, tudíž návrhový výpočet vychází z namáhání šroubu na vzpěr. Po samotném návrhu následuje kontrola šroubů na otláčení činných závitů a kontrola dřívku, který je namáhán tahem a krutem. [3, 15]

3.2.1 Hmotnost vody ve žlabu

Hmotnost vody ve žlabu je vypočtena jako součin objemu vody uvnitř žlabu a hustoty vody. Všechny hodnoty potřebné k výpočtu jsou uvedeny v následující tabulce 3.

Tabulka 3. Hodnoty k výpočtu hmotnosti vody ve žlabu [18]

délka žlabu	a = 21 m
šířka žlabu	b = 6 m
výška žlabu	h = 1,8 m
hustota vody (20 °C)	$\rho = 998 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

$$V = a \cdot b \cdot h = 21 \cdot 6 \cdot 1,8 = 226,8 \text{ m}^3 \quad (16)$$

$$m_v = \rho \cdot V = 998 \cdot 226,8 = 226\,346 \text{ kg} \quad (17)$$

Podle předpokladu pro dimenzování šroubu je vypočtena hmotnost úbytku vody jako 20 % z výše vypočtené hmotnosti vody ve žlabu.

$$m_{\text{úbytek}} = 0,2 \cdot m_v = 0,2 \cdot 226\,346 = 45\,269 \text{ kg} \quad (18)$$

Síla namáhající šrouby při takto vzniklém nevyvážení se určí jako součin hmotnosti úbytku vody a tíhového zrychlení ($g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$). [18]

$$F = m_{\text{úbytek}} \cdot g = 45\,269 \cdot 9,81 = 444\,092 \text{ N} \quad (19)$$

3.2.2 Určení průměru pohybových šroubů

Návrh vychází z namáhání šroubů na vzpěr (viz. kapitola 3.2). Jako materiál pohybového šroubu je zvolena konstrukční ocel ČSN 12 050, která je následně kalena.

Materiál matice je cínový bronz ČSN 42 3016. Vlastnosti této oceli a vlastnosti mezi kaleným ocelovým šroubem a bronzovou maticí jsou uvedeny v tabulce 4. Vzhledem k uložení šroubů v pevné konstrukci se jedná o II. typ vzpěru. [13, 15, 19]

Tabulka 4. Vlastnosti oceli ČSN 12 050, vlastnosti závitové dvojice šroubu a matice [19]

Youngův modul pružnosti v tahu	$E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
mez kluzu v tahu	$\sigma_{kt} = 345 \text{ MPa}$
mez pevnosti v tahu	$\sigma_m = 780 \text{ MPa}$
dovolený tlak na činné závity	$p_d = 10 \text{ až } 15 \text{ MPa}$
součinitel tření v závitě	$f = 0,06$

Pro další výpočty je třeba stanovit délku pohybového šroubu. Ta se určí ze samotného zdvihu výtahu, výšky matice a délky, která je potřebná k ukotvení šroubů do pevné konstrukce. Zdvih výtahu je 10 m, předpokládá se, že výška matice nepřesáhne 0,5 m a potřebné místo pro ukotvení je stanoveno na 1 m na obou koncích šroubu. [15, 17]

$$L = 10 + 0,5 + 2 \cdot 1 = 12,5 \text{ m} \rightarrow L = 13 \text{ m} \quad (20)$$

Jelikož délka šroubu je poměrně velká, předpokládá se, že dochází ke vzpěru v elastické oblasti, tudíž výpočet bude proveden podle Eulera. Bezpečnost je definována jako podíl kritického napětí podle Eulera a tlakového napětí. [15, 17, 19]

$$k_\varepsilon = \frac{\sigma_E}{\sigma_D} \geq k_{min} \quad (21)$$

Kritické napětí podle Eulera je dáno jako součin druhé mocniny Ludolfova čísla a modulu pružnosti v tahu, který je podělený druhou mocninou štíhlostního poměru. Štíhlostní poměr je roven součinu délky šroubu a součinitele vlivu uložení, který je podělen poloměrem setrvačnosti průřezu. Ten je definován jako druhá odmocnina podílu osového momentu setrvačnosti a průřezu šroubu. Pro kruhový průřez je možné ho zjednodušit viz. rovnice (23). [19]

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (22)$$

$$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{S_3}} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{d_3}{4} \quad (23)$$

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L}{i_x} = \frac{4 \cdot \mu \cdot L}{d_3} \quad (24)$$

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{4 \cdot \mu \cdot L}{d_3}\right)^2} \quad (25)$$

Tlakové napětí je spočteno jako podíl osové síly připadající na jeden pohybový šroub a průřezu šroubu. Osové napětí, které připadá na jeden pohybový šroub, je síla, která vznikne maximálním nevyvážením žlabu a protizávaží, podělená počtem šroubů (v tomto případě čtyři). [19]

$$\sigma_D = \frac{Q}{S_3} = \frac{\frac{F}{4}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{F}{\pi \cdot d_3^2} \quad (26)$$

Do rovnice (21) jsou dosazeny výrazy (25) a (26), rovnice je upravena a z ní vyjádřen vztah (28) pro malý průměr závitu d_3 . V tabulce 5 jsou uvedeny všechny hodnoty potřebné k dosazení do takto vzniklých výrazů.

Tabulka 5. Hodnoty potřebné k určení minimální velikosti závitu [19]

minimální bezpečnost pro vzpěr	$k_{\min} = 3,5$
zatěžující síla šroubů	$F = 444\,092\text{ N}$
součinitel vlivu uložení	$\mu = 1$
délka šroubů	$L = 13\,000\text{ mm}$
Youngův modul pružnosti v tahu	$E = 2,06 \cdot 10^5\text{ MPa}$

$$k_{\min} = \frac{\sigma_E}{\sigma_D} = \frac{\frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{4 \cdot \mu \cdot L}{d_3}\right)^2}}{\frac{F}{\pi \cdot d_3^2}} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_3^4}{16 \cdot F \cdot \mu^2 \cdot L^2} \quad (27)$$

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{16 \cdot k_{\min} \cdot F \cdot \mu^2 \cdot L^2}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 3,5 \cdot 444\,092 \cdot 1^2 \cdot 13\,000^2}{\pi^3 \cdot 2,06 \cdot 10^5}} = 160,16\text{ mm} \quad (28)$$

Pro pohybový šroub je vhodné zvolit rovnoramenný lichoběžníkový závit Tr (ČSN 01 4050) nebo nerovnoramenný lichoběžníkový závit S (ČSN 01 4052). Pro tento případ je zvolen závit rovnoramenný Tr . Nejblížejší větší normovaný malý průměr závitu d_3 odpovídá jmenovitému průměru $d = 200\text{ mm}$. Normované rozteče závitu jsou 8, 18 a 32 mm. Vzhledem k samosvornosti závitu je vybrána nejmenší možná rozteč. Malá rozteč omezuje rychlost zdvihání výtahu, na což ovšem není kladen takový požadavek jako na samosvornost. [13, 14]

Tabulka 6. Rozměry závitu Tr 200 x 8 dle ČSN 01 4050 [13]

jmenovitý (velký) průměr	$d = 200 \text{ mm}$
střední průměr	$d_2 = 196 \text{ mm}$
malý průměr	$d_3 = 191 \text{ mm}$
počet chodů	$i = 1$
rozteč	$P = 8 \text{ mm}$
pracovní/nosná výška	$H_1 = 8 \text{ mm}$
úhel boku	$\beta = 15^\circ$

Následuje kontrola, jestli zvolený předpoklad, že se vzpěr nachází v elastické oblasti a lze tedy použít výpočet podle Eulera, je pravdivý. Aby byl tento předpoklad splněn, musí být vypočtený štíhlostní poměr větší než mezní štíhlostní poměr. [19]

$$\lambda = \frac{4 \cdot \mu \cdot L}{d_3} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 13\,000}{191} = 272,3 \quad (29)$$

Jelikož materiál pohybového šroubu je ocel o vyšší pevnosti ($\sigma_m > 500 \text{ MPa}$), velikost mezního štíhlostního poměru je rovna $\lambda_m = 90$. Předpoklad je splněn, tudíž návrhový výpočet proběhl v pořádku. [19]

$$\lambda = 272,3 > \lambda_m = 90 \quad (30)$$

Následuje výpočet dalších potřebných parametrů pohybového mechanismu, které jsou potřebné jak pro další návrh, tak zejména pro kontrolní výpočty pohybového šroubu. Jako první je stanoven úhel stoupání závitu. Tangens tohoto úhlu je definován jako součin počtu chodů a rozteče podělený součinem Ludolfova čísla a středního průměru závitu. [19]

$$\tan \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 8}{\pi \cdot 196} \rightarrow \gamma = 0,744^\circ \quad (31)$$

Dalším parametrem je úhel boku profilu. Jeho tangens je definovaný jako součin tangens úhlu boku závitu a cosinu úhlu stoupání. [19]

$$\tan \beta_N = \tan \beta \cdot \cos \gamma = \tan 15^\circ \cdot \cos 0,744^\circ \rightarrow \beta_N = 14,99^\circ \quad (32)$$

Tangens třecího úhlu se stanoví jako podíl součinitele tření v závitu a cosinu úhlu boku profilu. [19]

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \beta_N} = \frac{0,06}{\cos 14,99^\circ} \rightarrow \varphi' = 3,55^\circ \quad (33)$$

Ke kontrolním výpočtům je potřeba stanovit výšku matice h , ze které je možné určit počet činných závitů. Výška matice je definována jako součin středního průměru závitu a součinitele výšky matice $\varphi_h = 1,5$ až $2,5$. Dále je potřebné stanovit počet konstrukčních závitů z , který se stanoví z podílu výšky matice a rozteče závitu. Pokud je počet konstrukčních závitů menší než 8, jedná se o počet činných závitů. Naopak pokud je výsledek vyšší než 8, volí se počet činných závitů z rozmezí 8 až 10. [15, 19]

$$h_m = d_2 \cdot \psi_h = 196 \cdot 2 = 392 \text{ mm} \quad (34)$$

$$z = \frac{h_m}{P} = \frac{392}{8} = 49 > 8 \rightarrow z_\zeta = 8 \quad (35)$$

3.2.3 Kontrolní výpočty pohybových šroubů

Pohybový mechanismus musí být v první řadě kontrolován na otláčení činných závitů. Tato kontrola vychází z porovnání tlaku, který vzniká při dotyku matice a šroubu, a dovoleného tlaku, jehož hodnota závisí na materiálu šroubu i matice. Tento tlak nesmí být překročen. Tlak vznikající mezi šroubem a maticí je definován jako podíl osově síly v pohybovém šroubu a součinu Ludolfova čísla, počtu činných závitů, středního průměru závitu šroubu a pracovní/nosné výšky závitu. [17, 19]

$$p = \frac{Q}{z_\zeta \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{\frac{F}{4}}{z_\zeta \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{\frac{444\,092}{4}}{8 \cdot \pi \cdot 196 \cdot 8} = 2,81 \text{ MPa} < p_d = 10 \text{ MPa} \quad (36)$$

Dále je provedena kontrola dříku šroubu. Dříkem se myslí válec o průměru malého průměru závitu d_3 , který je namáhán tahem a krutem. Je třeba stanovit redukované napětí, v kterém jsou obsaženy účinky namáhání tahem i krutem, ovšem jeho hodnota je čistě tahová, tudíž ji lze porovnat s mezí kluzu v tahu daného materiálu šroubu. [15, 17]

První je spočtené tahové napětí v dříku, které je definované jako podíl osově síly působící na šroub a průřezu dříku šroubu. [19]

$$\sigma_t = \frac{Q}{S_3} = \frac{\frac{F}{4}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{F}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{444\,092}{\pi \cdot 191^2} = 3,87 \text{ MPa} \quad (37)$$

Napětí v krutu dříku šroubu je definováno jako podíl kroutícího momentu a průřezového modulu v krutu pro malý průměr závitu. Kroutící moment je určen jako

součin osové síly působící na šroub, středního poloměru závitu a tangens součtu úhlu stoupání a třecího úhlu závitu. [13, 19]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{\frac{F \cdot d_2}{4} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{\frac{444\,092 \cdot 196}{4} \cdot \tan(0,774 + 3,55)}{\frac{\pi \cdot 191^3}{16}} = 0,601 \text{ MPa} \quad (38)$$

Redukované napětí je definováno jako druhá odmocnina součtu druhé mocniny tahového napětí a součinu druhých mocnin koeficientu a napětí v krutu. Koeficient je závislý na zvolené hypotéze. Při volbě hypotézy energetické (H.M.H) je koeficient $\alpha = \sqrt{3}$. Pokud je zvolená Trescova hypotéza (τ max), je koeficient $\alpha = 2$. Ve výpočtu je zvolena Trescova hypotéza, jelikož redukované napětí vychází větší, a tudíž je zajištěna i bezpečnost podle hypotézy energetické.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{3,87^2 + 2^2 \cdot 0,601^2} = 4,05 \text{ MPa} \quad (39)$$

Výsledná bezpečnost je rovna podílu napětí na mezi kluzu v tahu daného materiálu pohybového šroubu (ocel ČSN 12 050) a vypočteného redukovaného napětí v dřívku šroubu. Bezpečnost musí být větší než minimální bezpečnost, která je stanovena na $k_{min} = 1,75$. [19]

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{345}{4,05} = 85,2 > k_{min} = 1,75 \quad (40)$$

Pohybové šrouby jsou taktéž namáhány na vzpěr (viz. kapitola 3.2). Kontrola ovšem není nutná, jelikož samotný návrh průměru šroubu vychází z kontroly na vzpěr a zvolený průměr závitu je větší než nejmenší možný vypočtený v návrhovém výpočtu.

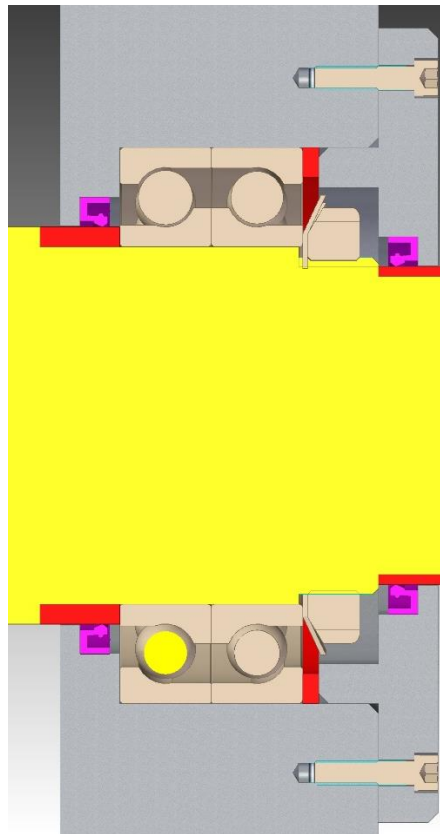
Všechny uvedené kontroly pohybových šroubu vyhovují, tudíž navržené parametry šroubů jsou považovány za vyhovující.

3.2.4 Uložení pohybových šroubů v pevné konstrukci

Otáčení pohybových šroubů umožňuje uložení v ložiskách, které jsou součástí ložiskových domků. Ty jsou pak připevněny k pevné konstrukci zdvihadla. Uložení úzce

souvisí s návrhovým výpočtem pohybového šroubu, jelikož je v něm využit součinitel vlivu uložení, který závisí na zvoleném uložení (viz. kapitola 3.2.2)

Poháněný (horní) konec pohybových šroubů je uložen v horní části konstrukce. Zde se nachází ložiskový domek, který obsahuje dvojici ložisek s kosoúhlým stykem SKF 7036 BGM uspořádaných čely k sobě (do „X“). Axiálně jsou tyto ložiska pojištěny v domku pomocí víčka a distančního kroužku, na hřídeli pomocí KM matice s MB podložkou. Aby bylo zamezeno vniku nečistot do ložisek, jsou na obou koncích domku umístěny hřídelové těsnící kroužky – gufera (ČSN 02 9401). Samotný domek se skládá z dvou částí (domek a víčko) z důvodu montáže a správné funkčnosti celé soustavy. [14, 24]



Obrázek 13. Uložení poháněného konce pohybových šroubů

Dvojice ložisek je zatížena pouze axiální silou ($F_r = 0$), která odpovídá osově síle zatěžující šroub. Hodnota výpočtových součinitelů odpovídá využitému uspořádání ložisek do „X“. Vzorec pro trvanlivost ložisek je odvozen ze vztahu pro únosnost ložisek (42). Výpočtová síla se určí jako součet radiální a axiální síly (které jsou vynásobené výpočtovými součiniteli). Potřebné hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 7.

Tabulka 7. Parametry pro výpočet trvanlivosti ložisek [24]

výpočtový součinitel	$X = 0,57$
výpočtový součinitel	$Y = 0,52$
základní dynamická únosnost ložiska	$C = 195 \text{ kN}$
zatěžující radiální síla	$F_r = 0 \text{ N}$
zatěžující axiální síla	$F_a = 111\,023 \text{ N}$
otáčky šroubu (viz. kapitola 3.4)	$n_{\xi} = 121,5 \text{ ot/min}$

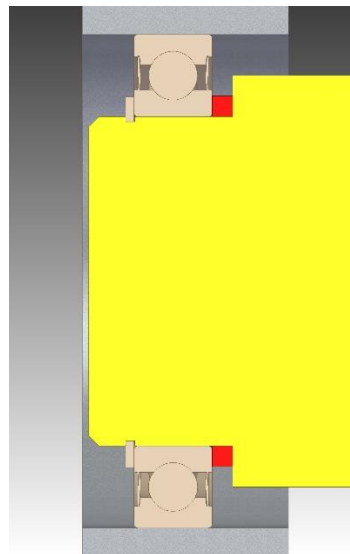
$$F_{vyp} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,57 \cdot 0 + 0,52 \cdot 111\,023 = 57\,732 \text{ N} \quad (41)$$

$$C = F_{vyp} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_{\xi}}{16\,666}} \quad (42)$$

$$L_H = \frac{16666 \cdot \left(\frac{C}{F_{vyp}}\right)^{\frac{10}{3}}}{n_{\xi}} = \frac{16666 \cdot \left(\frac{195\,000}{57\,732}\right)^{\frac{10}{3}}}{121,5} = 7\,931 \text{ hod} \quad (43)$$

Při předpokladu desetihodinového provozu denně, dvou proplavení za hodinu (započtena doba zdvihu, potřebná doba pro vplutí a vyplutí, doba zdvihu vrat aj.) a provozu každý den v roce jsou tyto ložiska schopna provozu asi 6,5 let.

Volný konec pohybových šroubů je uložen v dolní části konstrukce. Tento domek obsahuje obyčejné radiální z obou stran zatěsněné ložisko SKF 6032–2RS1, které je využito z důvodu možných průsaků vody nebo vniku nečistot. Jeho posuvu po hřídeli zamezuje pojistný kroužek (ČSN 02 2930). Celé hřídeli je v domku umožněn axiální posuv, jelikož zde může docházet k posuvu vlivem teplotní roztažnosti hřídele. [14, 25]



Obrázek 14. Uložení volného konce pohybových šroubů

3.3 Šroubový spoj mezi žlabem a maticí

Matice pohybového šroubu je spojena se žlabem pomocí šroubového spoje, který se skládá z dvanácti šroubů rozmístěných na roztečné kružnici o průměru 275 mm (viz. obrázek 15). Zatížení tohoto spoje vychází ze vzniklého nevyvážení, které taktéž zatěžuje samotný pohybový šroub (viz. kapitola 3.2). Toto zatížení je rozděleno rovnoměrně mezi všechny čtyři pohybové šrouby.

$$F_{\text{ss}} = \frac{F}{4} = \frac{444\,092}{4} = 111\,023\,N \quad (44)$$

Osová síla působící na jednotlivé šrouby je dána jako síla zatěžující celý šroubový spoj podělená počtem šroubů spoje, která je vynásobena koeficientem $k_{\text{s}} = 2$. Tento koeficient bere v potaz, že nemusí dojít k zcela rovnoměrnému rozložení zatěžující síly na každý šroub.

$$F_{\text{s}} = k_{\text{s}} \cdot \frac{F_{\text{ss}}}{12} = 2 \cdot \frac{111\,023}{12} = 18\,504\,N \quad (45)$$

Pro návrh průměru jednotlivých šroubů je třeba stanovit součinitel provozního předpětí. Jelikož se jedná o kompaktní spoj (není třeba dosáhnout žádné těsnosti) a síla působící na spoj je stálá, je součinitel roven $q = 1,5$. Při známosti tohoto součinitele a vnější síly připadající na jeden šroub je možné určit největší možnou sílu ve šroubu a pokračovat pevnostní problematikou. [15]

$$Q_1 = (1 + q) \cdot F_{\text{s}} \quad (46)$$

Pevnostní podmínka je formulovaná vztahem pro redukované napětí. Jedná se o napětí, které má čistě tahovou hodnotu, ovšem je v ní obsažen vliv tahového namáhání dříku šroubu i namáhání krutem. Tahové napětí v dříku šroubu je stanoveno jako podíl největší osově síly ve šroubu (již zmíněná Q_1) a průřezu dříku. [15]

$$\sigma_{Q_1} = \frac{(1+q) \cdot F_{\text{s}}}{S_3} \quad (47)$$

V dříku se taktéž nachází smykové napětí vzniklé montážním utahováním spoje na předpětí Q_0 pomocí utahovacího momentu M_k . Napětí v krutu je pak definováno jako podíl tohoto momentu a modulu průřezu v krutu. [15]

$$M_k = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (48)$$

$$\tau_{M_k} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{W_k} \quad (49)$$

Vztah (49) je možné upravit tak, aby bylo možné využít stanovených odhadů (52) a empirických vztahů pro metrické závity (53) a (54). [15]

$$\tau_{M_k} = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \frac{\frac{d_2}{2}}{\frac{d_3}{4}} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (50)$$

$$\tau_{M_k} = \sigma_{Q_0} \cdot 2 \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (51)$$

$$\sigma_{Q_0} \cong 0,85 \cdot \sigma_{Q_1} \quad (52)$$

$$\frac{d_2}{d_3} \cong 1,1 \quad (53)$$

$$\tan(\gamma + \varphi') \cong 0,2 \quad (54)$$

Tyto odhady a vztahy jsou dosazeny do rovnice (51), čímž vzniká vyjádření napětí v krutu v závislosti na tahovém napětí.

$$\tau_{M_k} = 0,85 \cdot \sigma_{Q_1} \cdot 2 \cdot 1,1 \cdot 0,2 \cong 0,38 \cdot \sigma_{Q_1} \quad (55)$$

Díky této úpravě je možné vyjádřit redukované napětí pouze s jednou neznámou. Použitá hypotéza je energetická ($\alpha = \sqrt{3}$). [15]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{M_k}^2} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + 3 \cdot (0,38 \cdot \sigma_{Q_1})^2} \cong 1,2 \cdot \sigma_{Q_1} \quad (56)$$

Po stanovení redukovaného napětí je možné formulovat pevnostní podmínku, jelikož redukované napětí musí být menší než součin meze kluzu materiálu šroubu a míry využití meze kluzu. Mez kluzu materiálu šroubu vychází ze zvolené pevnostní třídy šroubu. V tomto případě je zvolena pevnostní třída 8.8, pro kterou je minimální mez kluzu rovna 640 MPa. Míra využití meze kluzu závisí na vnější síle, která šroubový spoj zatěžuje. Jelikož síla v tomto případě je stálá, míra využití meze kluzu je v rozmezí 0,8 a 0,9. [15]

$$\sigma_{red} = 1,2 \cdot \sigma_{Q_1} < u \cdot \sigma_{kt} \quad (57)$$

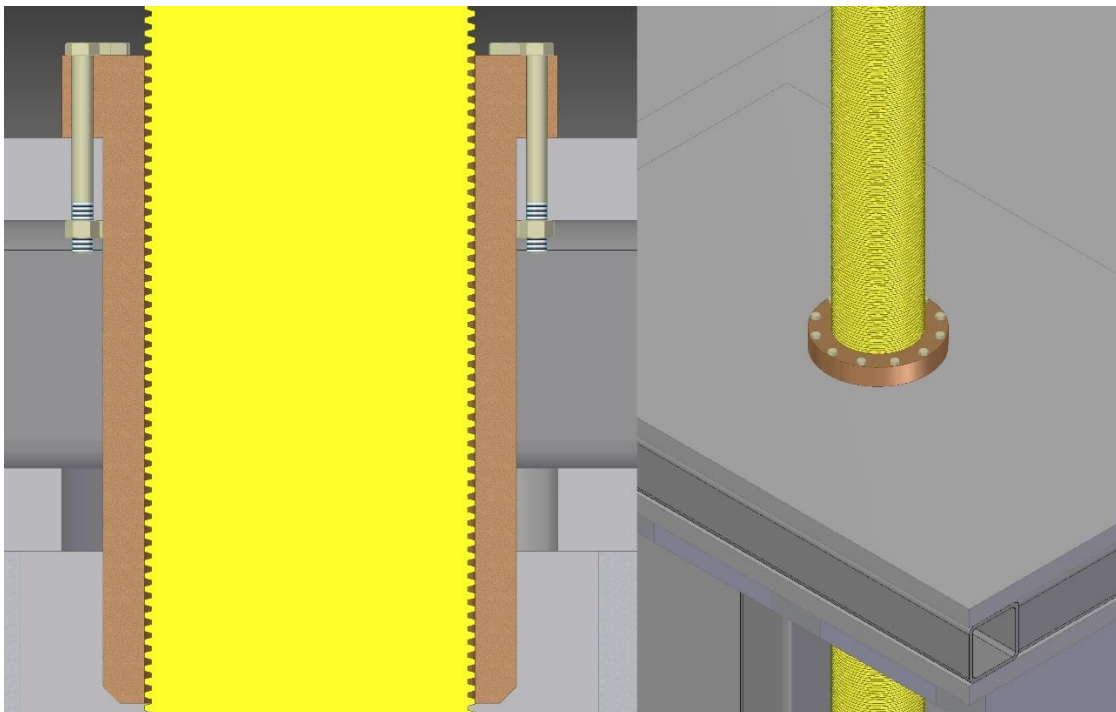
Po dosazení dříve stanovených vztahů je definován vztah pro výpočet malého průměru závitu šroubu. Potřebné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8. [15]

Tabulka 8. Hodnoty pro stanovení velikosti závitu [15]

síla zatěžující šroub	$F_{\xi} = 18\,504\text{ N}$
součinitel provozního předpětí	$q = 1,5$
míra využití meze kluzu	$u = 0,8$
mez kluzu materiálu šroubu	$\sigma_{kt} = 640\text{ MPa}$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4,8 \cdot F_{\xi} \cdot (1+q)}{\pi \cdot u \cdot \sigma_{kt}}} = \sqrt{\frac{4,8 \cdot 18\,504 \cdot (1+1,5)}{\pi \cdot 0,8 \cdot 640}} = 11,749\text{ mm} \quad (58)$$

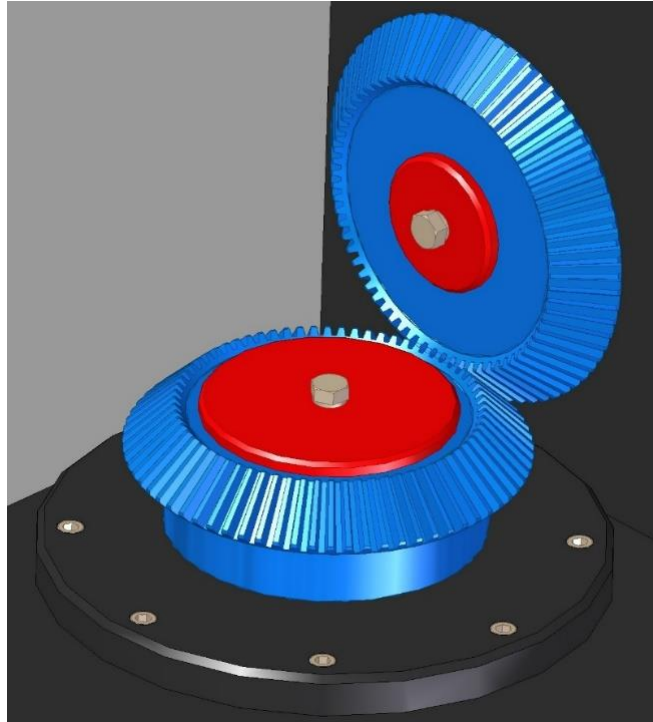
Zvolen je metrický závit s nejbližším vyšším malým průměrem závitu, což odpovídá závitu M16. [14]



Obrázek 15. Šroubový spoj mezi maticí a žlabem

3.4 Návrh pohonu pohybových šroubů

Pohon pohybových šroubů bude zajištěn dvěma elektromotory. Každý z elektromotorů bude pohánět dva pohybové šrouby. Spřažení těchto pohybů bude zajištěno pomocí kuželového soukolí s převodovým poměr $i_{ks} = 1$ na koncích pohybových šroubů (viz. obrázek 16). Tyto kuželová soukolí jsou spojena hřídelí, na které je osazena kuželočelní převodovka s průběžnou hřídelí.



Obrázek 16. Kuželové soukolí zajišťující spřažení dvou pohybových šroubů

Převodovka je poháněna elektromotorem, jehož návrh vychází ze zvolené předběžné doby zdvihu (zdvihaná výška $h_z = 10\text{ m}$), která je stanovena na $t_z' = 10\text{ min}$. Z této předběžné doby zdvihu je možné stanovit předběžnou rychlost zdvihu a předběžné otáčky šroubu, z čehož je možné stanovit výstupní výkon mechanismu, který je definován jako součin rychlosti zdvihu pohybového šroubu a síly zatěžující šroub. Jelikož jsou poháněny šrouby dva, je výstupní výkon mechanismu dvojnásobný. Z výstupního výkonu mechanismu je možné stanovit předběžný výkon elektromotoru, který se určí jako podíl výstupního výkonu mechanismu a celkové účinnosti. [19]

$$v_z' = \frac{h_z}{t_z'} = \frac{10}{600} = 0,0167 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 16,7 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (59)$$

$$n_{\xi}' = \frac{v_z' \cdot 60}{i \cdot P} = \frac{16,7 \cdot 60}{1 \cdot 8} = 125 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (60)$$

$$P_{vyst}' = 2 \cdot v_z' \cdot \frac{F}{4} = 2 \cdot 0,0167 \cdot \frac{444\,092}{4} = 3,7\text{ kW} \quad (61)$$

Pro další výpočty je třeba stanovit celkovou účinnost mechanismu. Ta se určí jako součin účinností jednotlivých částí. Účinnost závitové dvojice je definován jako podíl tangens úhlu stoupání a tangens součtu úhlu stoupání a třecího úhlu. Hodnoty potřebné pro výpočet celkové účinnosti jsou uvedeny v tabulce 9. [19]

Tabulka 9. Parametry pro určení celkové účinnosti [15, 19, 21]

úhel stoupání závitu	$\gamma = 0,744^\circ$
třecí úhel závitu	$\phi' = 3,55^\circ$
účinnost uložení v ložiskách	$\eta_l = 0,97$
účinnost kuželového soukolí	$\eta_{ks} = 0,98$
účinnost kuželočelní převodovky	$\eta_{př} = 0,96$

$$\eta_{zd} = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \phi')} = \frac{\tan 0,744^\circ}{\tan(0,744^\circ + 3,55^\circ)} = 0,17 \quad (62)$$

$$\eta_c = \eta_{zd} \cdot \eta_l \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{př} = 0,17 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,155 \quad (63)$$

$$P_m' = \frac{P_{vyst'}}{\eta_c} = \frac{3,7}{0,155} = 23,9 \text{ kW} \quad (64)$$

Předběžný výkon elektromotoru je orientační. Při volbě elektromotoru s nižším výkonem bude zmenšena rychlost zdvihu, která není tak zásadní. Jelikož nejbližší vyšší výkon elektromotorů Siemens je 30 kW, je proto zvolen elektromotor s nižším výkonem, a to elektromotor Siemens 1LE1004-1EB42-2AA4 s následujícími parametry. [22]

Tabulka 10. Parametry zvoleného elektromotoru [22]

otáčky	$n_M = 1465 \text{ ot/min}$
výkon	$P_M = 22 \text{ kW}$
jmenovitý kroutící moment	$M_M = 142 \text{ Nm}$
rozběhový kroutící moment	$M_R = 355 \text{ Nm}$

Dále je možné určit předběžný převodový poměr převodovky. Ten je definován jako podíl otáček motoru a předběžných otáček pohybového šroubu.

$$i_{př}' = \frac{n_M}{n_s'} = \frac{1465}{125} = 11,7 \quad (65)$$

Převodovka je vybrána podle konfigurátoru TOS Znojmo, kde jsou jako vstupní parametry zadány vstupní výkon $P_M = 22 \text{ kW}$ a výstupní otáčky $n_s' = 125 \text{ ot/min}$. Zvolená převodovka je kuželočelní převodovka KTM 73, která má následující parametry. [23]

Tabulka 11. Parametry zvolené převodovky [23]

výstupní otáčky	$n_2 = 121,5 \text{ ot/min}$
převodový poměr	$i_{př} = 12,1$
výstupní kroutící moment	$M_2 = 1729 \text{ Nm}$

Výstupní otáčky převodovky se rovnají otáčkám pohybového šroubu, jelikož zvolený převodový poměr kuželového soukolí je 1. Z otáček šroubu je možné dopočítat skutečnou zdvihovou rychlost šroubu a následně skutečnou dobu zdvihu.

$$v_z = \frac{i \cdot P \cdot n_\xi}{60} = \frac{1 \cdot 8 \cdot 121,5}{60} = 16,2 \frac{mm}{s} = 0,0162 \frac{m}{s} \quad (66)$$

$$t_z = \frac{h_z}{v_z} = \frac{10}{0,0162} = 617 s = 10,28 min \quad (67)$$

Jako poslední je určeno rozběhové zrychlení a rozběhový čas. Zrychlení je určeno z rozběhového momentu mechanismu (68), který je závislý na rozběhovém momentu elektromotoru, převodovém poměru převodovky a účinností jednotlivých částí mechanismu. Pro rozběh je potřeba překonat setrvačnou sílu žlabu a vody v něm. Tato setrvačná síla, definovaná jako součin hmotnosti (žlabu a vody v něm) a rozběhového zrychlení, vystupuje ve vztahu pro rozběhový moment na šroubu (69), ze kterého je vyjádřena (70). Rozběhový čas je pak spočten jako podíl zdvihové rychlosti a rozběhového zrychlení. Vzhledem k nízké zdvihové rychlosti je rozběhový čas relativně velmi krátký. [15, 21, 22, 23]

$$M_{R\check{s}} = M_R \cdot i_{p\check{r}} \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_l \cdot \eta_{zd} = 355 \cdot 12,1 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,17 = 694,2 Nm \quad (68)$$

$$M_{R\check{s}} = \frac{F}{4} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (69)$$

$$F_S = \frac{8 \cdot M_{R\check{s}}}{d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi')} = \frac{8 \cdot 694,2}{0,196 \cdot \tan(0,744^\circ + 3,55^\circ)} = 377\,368 N \quad (70)$$

$$a_r = \frac{F_S}{m_z + m_v} = \frac{377\,368}{81\,774 + 226\,346} = 1,22 \frac{m}{s^2} \quad (71)$$

$$t_r = \frac{v_z}{a_r} = \frac{0,0162}{1,22} = 0,013 s \quad (72)$$

3.5 Návrh protizávaží

V konstrukci se nachází dvě protizávaží, každé na jedné straně zdvihadla. Z toho plyne, že hmotnost jednotlivých závaží se rovná polovině hmotnosti žlabu a vody v něm (na hmotnosti lodi nezávisí díky využití Archimédova zákona viz. kapitola 2.4). Protizávaží jsou spojena se žlabem pomocí ocelových lan, která jsou vedena přes kladky uchycené v pevné konstrukci zdvihadla.

3.5.1 Hmotnost a velikost protizávaží

Hmotnost jednoho protizávaží je definováno jako polovina součtu hmotnosti žlabu a hmotnosti vody ve žlabu. Hmotnost žlabu je stanovena z CAD softwaru Solid Edge ST8, ve kterém je vytvořen 3D model zdvihadla, na hodnotu $m_z = 81\,774\text{ kg}$ (bez hmotnosti uchycovacích prvků – vysvětleno dále v textu). Hmotnost žlabu závisí na hmotnosti vrat, která jsou v modelu pouze schematicky naznačena. Změna v hmotnosti vrat by se odrazila na celkové hmotnosti závaží. K výpočtu postačuje orientační hmotnost vrat započtena v hmotnosti žlabu z CAD softwaru. Hmotnost vody je $m_v = 226\,346\text{ kg}$ (viz. kapitola 3.2.1). Uchytení lan k závaží je stejné jako uchytení ke žlabu, tudíž není potřebné s hmotností těchto uchycovacích prvků počítat, jelikož vyváží sami sebe.

$$m_z = \frac{m_v + m_z}{2} = \frac{226\,346 + 81\,774}{2} = 154\,060\text{ kg} \quad (73)$$

Jako materiál protizávaží je zvolena konstrukční ocel ČSN 10 500. Hustota oceli je rovna $\rho_z = 7\,850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Objem závaží je definován jako podíl hmotnosti závaží a hustoty materiálu závaží. [14, 18]

$$V_z = \frac{m_z}{\rho_z} = \frac{154\,060}{7\,850} = 19,625\text{ m}^3 \quad (74)$$

Tvar závaží je zvolen kvádr. Jeho objem je definován jako součin všech tří stran, tudíž je z vypočteného objemu možné stanovit jednotlivé rozměry závaží. Délka a šířka závaží je stanovena ze zástavbového prostoru na hodnoty $a_z = 16\text{ m}$ a $b_z = 0,8\text{ m}$. Výška je poté dopočítána z objemu.

$$c_z = \frac{V_z}{a_z \cdot b_z} = \frac{19,625}{16 \cdot 0,8} = 1,533\text{ m} \quad (75)$$

Tabulka 12. Rozměry protizávaží

délka	$a_z = 16\text{ m}$
šířka	$b_z = 0,8\text{ m}$
výška	$c_z = 1,533\text{ m}$

3.5.1 Návrh a uchytení ocelových lan

Na uchytení každého závaží je použito osm ocelových lan. Na koncích lan je osazena klínová lanová spojka s otvorem pro čep. Spojka je pomocí otvoru pro čep nasazena na čep uchycovací součásti, která je přivařena ke žlabu, případně k bloku závaží. Síla zatěžující

jednotlivé lano se spočte jako součin hmotnosti závaží a tíhového zrychlení podělený počtem lan (v tomto případě osmi).

$$F_z = m_z \cdot g = 154\,060 \cdot 9,81 = 1\,511\,329 \text{ N} \quad (76)$$

$$F_L = \frac{F_z}{n_L} = \frac{1\,511\,329}{8} = 188\,916 \text{ N} \quad (77)$$

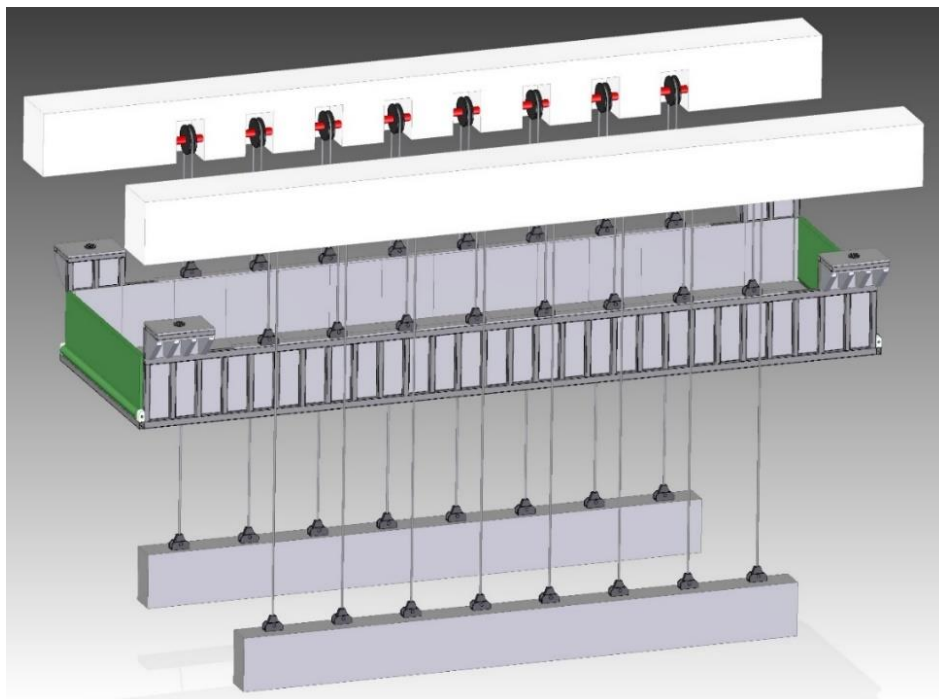
Jmenovitá nosnost lana musí být větší než součin síly zatěžující lano a koeficientu bezpečnosti, který je pro použití u zdvihadel roven $k_L = 4,1$. [13]

$$F_p \geq F_L \cdot k_L = 188\,916 \cdot 4,1 = 774,6 \text{ kN} \quad (78)$$

Použité lano musí mít nosnost vyšší než výsledek v rovnici (71). Jelikož se jedná o lana výtahů, je zvoleno ocelové lano šestipramenné – Seal 162 drátů podle ČSN 02 4342.45 s následujícími parametry. [13]

Tabulka 13. Parametry zvoleného ocelového lana [13]

jmenovitý průměr	$d_L = 40 \text{ mm}$
jmenovitá pevnost drátů	$\sigma_{dr} = 1\,570 \text{ MPa}$
jmenovitá nosnost lana	$F_p = 1\,007 \text{ kN}$
povrch drátů	pozinkovaný
způsob vinutí	protisměrný
směr vinutí	pravý



Obrázek 17. Vyvážený žlab pomocí lan vedených přes kladky uložené v horní části konstrukce

4. Závěr

Na základě rešerše v teoretické části práce je v praktické části navrženo lodní zdvihadlo. Jedná se o svislé lodní zdvihadlo, které je vyváženo protizávažím. Pohon zdvihadla je zajištěn pohybovými šrouby, které jsou pohaněny elektromotorem. Již zmíněné protizávaží je se žlabem spojeno ocelovými lany přes kladky. Všechny nepohyblivé části jsou upevněny v pevné konstrukci výtahu.

Pomocí vhodných polotovarů je navržen žlab zdvihadla, u kterého jsou zkontrolovány výztuhy dna a boků, jestli je jejich vzdálenost vyhovující z hlediska kontroly výztuh na ohyb. Dále je navržen počet a velikost pohybových šroubů. Návrhový výpočet vychází z namáhání šroubů na vzpěr, které vzniká úbytkem vody ve žlabu a následným nevyvážením celé konstrukce zdvihadla. Následují kontrolní výpočty pohybových šroubů – kontrola otláčení činných závitů, kontrola dřívku šroubu namáhaného tahem a krutem. Poté je vyřešeno uložení pohybových šroubů v pevné konstrukci výtahu. V dalším kroku je navržen šroubový spoj matice pohybového šroubu a žlabu. Návrhový výpočet vychází z redukovaného napětí dřívků jednotlivých šroubů. Práce pokračuje nastíněním pohonu pohybových šroubů, kde se nachází elektromotor, převodovka a kuželové ozubené soukolí. V poslední části je navrženo protizávaží, jehož velikost a materiál vychází z hmotnosti žlabu a vody v něm. Nakonec je zde uveden návrh ocelových lan a způsob spojení závaží se žlabem.

Práci by bylo možné doplnit o problematiku sklápěcího mechanismu vrat žlabu, který je pro funkčnost celého komplexu velmi důležitý. Taktéž by bylo možné doplnit detailní návrh pevné konstrukce výtahu. Zde by bylo vhodné se zabývat i vnějším vzhledem konstrukce, aby mimo jiné výtah například zapadl do okolí. Dále by zde mohlo být vyřešeno, jak nejvhodněji synchronizovat pohony jednotlivých pohybových šroubů.

5. Seznam použitých symbolů

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Popis</i>
ρ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	hustota vody
g	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
h	m	výška hladiny vody/výška žlabu
b	m	šířka žlabu
a	m	délka žlabu
l_p	m	vzdálenost výztuh dna žlabu
p_h	Pa	hydrostatický tlak
S_F	m^2	plocha sloupce vody zatěžující jednu výztuhu
F_h	N	hydrostatická síla
q_0	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	spojité zatížení výztuh dna
$M_{1,2,3,4}$	$\text{N}\cdot\text{m}$	podporové momenty
M_{2-3}	$\text{N}\cdot\text{m}$	ohybový moment uprostřed výztuhy
$L_{1,2,3}$	m	vzdálenost podpor nosníku
$S_{1,2,3}$	$\text{N}\cdot\text{m}^3$	statické momenty ploch
$M_o \text{ MAX}$	$\text{N}\cdot\text{m}$	maximální ohybový moment
W_o	m^3	modul průřezu v ohybu
$B_{1,2}$	m	rozměry obdélníkové trubky
$H_{1,2}$	m	rozměry obdélníkové trubky
σ_o	MPa	ohybové napětí
k_o	1	bezpečnost pro namáhání ohybem
σ_{kt}	MPa	mez kluzu v tahu
m_v	kg	hmotnost vody
$m_{\text{úbytek}}$	kg	hmotnost úbytku vody
V	m^3	objem vody
F	N	síla vzniklá při nevyvážení
E	MPa	Youngův modul pružnosti v tahu
σ_m	MPa	mez pevnosti v tahu
p_d	MPa	dovolený tlak na činné závity



f	1	součinitel tření v závitu
L	m	délka pohybových šroubů
k_E	1	bezpečnost pro vzpěr podle Eulera
σ_E	MPa	kritické napětí podle Eulera
σ_D	MPa	tlakové napětí při vzpěru
λ	1	štíhlostní poměr
i_x	mm	poloměr setrvačnosti průřezu
J_x	mm ⁴	osový moment setrvačnosti průřezu
S_3	mm ²	průřez dřívku šroubu
μ	1	součinitel vlivu uložení
Q	N	osová síla působící na pohybový šroub
k_{min}	1	minimální bezpečnost
d_3	mm	malý průměr závitu
d_2	mm	střední průměr závitu
d	mm	jmenovitý průměr závitu
i	1	počet chodů závitu
P	mm	rozteč závitu
H_1	mm	pracovní/nosná výška závitu
β	°	úhel boku závitu
λ_m	1	mezní štíhlostní poměr
γ	°	úhel stoupání závitu
β_N	°	úhel boku profilu závitu
ϕ'	°	třecí úhel závitu
h_m	mm	výška matice pohybového šroubu
ψ_h	1	součinitel výšky matice
z	1	počet konstrukčních závitů matice
z_c	1	počet činných závitů matice
p	MPa	tlak na činné závity pohybové dvojice
σ_t	MPa	tahové napětí v dřívku šroubu
τ_k	MPa	napětí v krutu dřívku šroubu
W_k	m ³	modul průřezu v krutu
σ_{red}	MPa	reduované napětí v dřívku šroubu



α	1	koeficient odpovídající hypotéze
k	1	bezpečnost pro redukované napětí
X	1	výpočtový součinitel pro únosnost ložisek
Y	1	výpočtový součinitel pro únosnost ložisek
$F_{výp}$	N	výpočtový síla pro únosnost ložisek
C	N	základní dynamická únosnost ložisek
F_a	N	axiální síla zatěžující ložiska
F_r	N	radiální síla zatěžující ložiska
L_H	hod	trvanlivost ložisek
$F_{šs}$	N	síla zatěžující šroubový spoj
$F_{š}$	N	síla připadající na jeden šroub spoje
$k_{š}$	1	koeficient rozložení zatížení na jednotlivé šrouby spoje
Q_1	N	maximální provozní síla ve šroubu
q	1	součinitel provozního předpětí
σ_{Q1}	MPa	maximální tahové napětí v dřívku šroubu spoje
M_k	N·m	utahovací moment šroubu
Q_0	N	předpětí šroubového spoje
τ_{Mk}	MPa	napětí v krutu dřívku šroubu spoje
σ_{Q0}	MPa	tahové napětí v dřívku šroubu spoje od předpětí
u	1	míra využití meze kluzu
h_z	m	zdvih výtahu
t_z'	s	předběžná doba zdvihu
v_z'	$m \cdot s^{-1}$	předběžná rychlost zdvihu
$n_{š}'$	$ot \cdot min^{-1}$	předběžné otáčky pohybového šroubu
P_{vyst}'	kW	předběžný výstupní výkon mechanismu
η_l	1	účinnost uložení v ložiskách
η_{ks}	1	účinnost kuželového soukolí
$\eta_{př}$	1	účinnost kuželočelní převodovky
η_{zd}	1	účinnost závitové dvojice
η_c	1	celková účinnost pohonného mechanismu
P_m'	kW	předběžný výkon elektromotoru
n_m	$ot \cdot min^{-1}$	otáčky elektromotoru



P_m	kW	výkon elektromotoru
M_M	N·m	kroucí moment motoru
M_R	N·m	rozběhový moment motoru
$i_{př}'$	1	předběžný převodový poměr převodovky
n_2	ot·min ⁻¹	výstupní otáčky převodovky
$i_{př}$	1	převodový poměr převodovky
M_2	N·m	výstupní kroucí moment převodovky
t_z	s	doba zdvihu
v_z	m·s ⁻¹	rychlost zdvihu
$M_{RŠ}$	N·m	rozběhový moment mechanismu
F_S	N	setrvačná síla mechanismu
a_R	m·s ⁻²	rozběhové zrychlení
t_R	s	rozběhový čas
$m_{ž}$	kg	hmotnost žlabu
m_z	kg	hmotnost závaží
ρ_z	kg·m ⁻³	hustota materiálu závaží
V_z	m ³	objem závaží
a_z	m	délka závaží
b_z	m	šířka závaží
c_z	m	výška závaží
F_z	N	tíhová síla závaží
F_L	N	zatěžující síla lana
n_L	1	počet lan
F_P	N	jmenovitá nosnost lana
k_L	1	bezpečnost pro lana výtahů
d_L	mm	jmenovitý průměr lana
σ_{dr}	MPa	jmenovitá pevnost drátů lana

6. Seznam obrázků

Obrázek 1. Schéma šikmého zdvihadla s příčně uloženým žlabem	6
Obrázek 2. Schéma šikmého zdvihadla s podélně uloženým žlabem	6
Obrázek 3. Schéma svislého zdvihadla s protizávažím.....	7
Obrázek 4. Schéma svislého plovákového zdvihadla	7
Obrázek 5. Schéma svislého pístového zdvihadla.....	8
Obrázek 6. Lodní výtah, Fonserannes, Francie.....	9
Obrázek 7. Lodní výtah, Falkirk Wheel, Velká Británie	9
Obrázek 8. Model zdvihadla se skrytou polovinou pevné konstrukce a částí v ní.....	10
Obrázek 9. Model žlabu s naznačeným sklápěcím mechanismem vrat.....	11
Obrázek 10. Výztuhy dna a boků žlabu	12
Obrázek 11. Znázornění rozvinutého nosníku	13
Obrázek 12. Průběh ohybového momentu.....	14
Obrázek 13. Uložení poháněného konce pohybových šroubů	22
Obrázek 14. Uložení volného konce pohybových šroubů	23
Obrázek 15. Šroubový spoj mezi maticí a žlabem.....	26
Obrázek 16. Kuželové soukolí zajišťující spřažení dvou pohybových šroubů.....	27
Obrázek 17. Vyvážený žlab pomocí lan vedených přes kladky uložené v horní části konstrukce ...	31

7. Seznam tabulek

Tabulka 1. Hodnoty k výpočtu spojitého zatížení	12
Tabulka 2. Hodnoty pro výpočet modulu průřezu v ohybu	15
Tabulka 3. Hodnoty k výpočtu hmotnosti vody ve žlabu	16
Tabulka 4. Vlastnosti oceli ČSN 12 050, vlastnosti závitové dvojice šroubu a matice	17
Tabulka 5. Hodnoty potřebné k určení minimální velikosti závitu.....	18
Tabulka 6. Rozměry závitu Tr 200 x 8 dle ČSN 01 4050	19
Tabulka 7. Parametry pro výpočet trvanlivosti ložisek	23
Tabulka 8. Hodnoty pro stanovení velikosti závitu	26
Tabulka 9. Parametry pro určení celkové účinnosti.....	28
Tabulka 10. Parametry zvoleného elektromotoru	28
Tabulka 11. Parametry zvolené převodovky	28
Tabulka 12. Rozměry protizávaží.....	30
Tabulka 13. Parametry zvoleného ocelového lana	31

8. Seznam použité literatury

- [1] Česko. Ministerstvo dopravy. Zákon č. 114 ze dne 25. května 1995 o vnitrozemské plavbě. In *Sbírka zákonů České republiky*. 1995. Dostupné také z WWW: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/1995-114>
- [2] HAVLÍK, Aleš. Vodní cesty a plavba. [online]. 2014 [cit. 27.12.2021]. Prezentace ve formátu PDF. Dostupné z WWW: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Vin/ke_stazeni/Vodni_cesty_a_plavba.pdf
- [3] MEDŘICKÝ, Vladimír. *Hydrotechnické stavby 2: vodní cesty*. 1. vyd. Praha: Česká technika–nakladatelství ČVUT, 2006. 100 s. ISBN 80-01-03423-2
- [4] GABRIEL, Pavel. *Vodní cesty*. 2. vyd. Praha: ČVUT stavební fakulta, 1997. 170 s. ISBN 80-01-01570-X
- [5] MEDŘICKÝ, Vladimír; VALENTA, Petr. *Vodní cesty: Navrhování plavebních komor*. 3. vyd. Praha: nakladatelství ČVUT, 2018. 100 s. ISBN 978-80-01-06443-6
- [6] NESET, Pavel. Posouzení variant územního řešení vrcholového úseku labské větve vodní cesty Dunaj-Odra-Labe. *Vodní cesta a plavba*. 2002, 4-2002, s. 57-62. ISSN 1211-2232
- [7] ŠINDELÁŘ, Jan. *Příprava pokročila: Lodní výtah na Slapech za 2,5 miliardy se začne stavět v roce 2023*. Z dopravy [online] 26.7.2020 [cit. 24.1.2022]. Dostupné z WWW: <https://zdopravy.cz/priprava-pokrocila-lodni-vytah-na-slapech-za-25-miliardy-se-zacne-stavet-v-roce-2023-52239/>
- [8] UHLEMANN, Hans-Joachim; CLARKE, Mike. *Canal lifts and inclines of the world*. 1. vyd. Horsham : Internat, 2002. 160 s. ISBN 0954318110
- [9] TRACY, Christopher. *This is what an abandoned Water Slope Tractor looks like*. *Hooniverse* [online] 20.1.2021 [cit. 26.1.2022]. Dostupné z WWW: <https://hooniverse.com/abandoned-water-slope-tractor/>
- [10] INNES, Kirstin. Site Specifics: The Falkirk Wheel. *The List* [online] 25.6.2009 [cit. 26.1.2022]. Dostupné z WWW: <https://www.list.co.uk/article/18453-site-specifics-the-falkirk-wheel/>
- [11] Česko. Ministerstvo dopravy. Vyhláška č. 222 ze dne 14. září 1995 o vodních cestách, plavebním provozu v přístavech, společné havárii a dopravě nebezpečných věcí. In *Sbírka zákonů České republiky*. 1995. Dostupné také z WWW: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/1995-222#f1644453>

- [12] Evropská konference ministrů dopravy (CEMT). Rezoluce č. 92/2 ze dne 11. a 12. června 1992 o nové klasifikaci vnitrozemských vodních cest. 1992. Dostupné také z WWW: <http://www.internationaltransportforum.org/europe/acquis/wat19922e.pdf>
- [13] VÁVRA, Pavel a kol. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983. 672 s. ISBN 04-218-83
- [14] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 6. vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2017. 940 s. ISBN 978-80-7361-111-8
- [15] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací*. 3. vyd. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2008. 169 s. ISBN 978-80-01-04138-3
- [16] Lentus. *Třídy ocelí: 11 523.1*. [online] Dolní Bousov: Lentus, spol. s.r.o., 2022 [cit. 27.04.2022]. Dostupné z WWW: <https://www.lentus-ocel.cz/11-5231>
- [17] JANČÍK, Luděk; ZÝMA, Jiří. *Části a mechanismy strojů*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 201 s. ISBN 80-01-02891-7
- [18] MIKULČÁK, Jiří; CHARVÁT, Jura; MACHÁČEK, Martin; ZEMÁNEK, František. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky a vzorce pro střední školy*. 1. vyd. Praha: Prometheus, 2003. 276 s. ISBN 80-7196-264-3.
- [19] Ú12113, Ústav konstruování a částí strojů. *Části a mechanismy strojů I: Úloha č. 1., Převodový mechanismus se závitovou dvojicí*. Praha, ČVUT: Fakulta strojní, 2014.
- [20] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost 1*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1995. 320 s. ISBN 80-01-01333-2
- [21] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Mechanické převody*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. 174 s. ISBN 80-01-01934-9
- [22] Siemens. *Nízkonapěťové motory SIMOTICS pro provoz na síti a provoz s měničem*. [online] Praha 13 – Stodůlky: Siemens, s.r.o., 2022 [cit. 04.05.2022]. Dostupné z WWW: <https://new.siemens.com/cz/cs/products/drives/electric-motors/low-voltage-motors.html>
- [23] TOS Znojmo. *Kuželocelní převodovky KTM*. [online] Brno: TOS Znojmo, a.s., 2017 [cit. 04.05.2022]. Dostupné z WWW: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/kuzelocelni-prevodovky/kuzelocelni-prevodovky-ktm/#jmenovite-vykony>
- [24] SKF. *Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, jednořadá – 7036 BGM*. [online] Praha 7: SKF CZ, a.s., 2022 [cit. 30.5.2022]. Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-7036%20BGM?system=metric>
- [25] SKF. *Kuličková ložiska – 6032-2RS1*. [online] Praha 7: SKF CZ, a.s., 2022 [cit. 30.5.2022]. Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-6032-2RS1?system=metric>