



**FAKULTA  
ŠTROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh svislého lodního zdvihadla pro malá  
plavidla**

**Design of the vertical boat lift for small  
vessels**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2021**

**Šimon PÚČIK**

**Studijní program:** B2341 STROJÍRENSTVÍ

**Studijní obor:** 3901R051 KONSTRUOVÁNÍ PODPOROVANÉ POČÍTAČEM

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

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pučík** Jméno: **Šimon** Osobní číslo: **459607**  
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 svislého lodního zdvihadla pro malá plavidla**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of the vertical boat lift for small vessels**

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete celkovou koncepci svislého lodního zdvihadla, uspořádání žlabů pro přepravu plavidla, jeho zavěšení a pohon. Konstrukčně vyřešte pohon a zavěšení žlabu. Zdvihadlo je určeno k přepravě malých plavidel mezi horním a dolním kanálem s výškovým rozdílem 10 m, vnitřní rozměry žlabu jsou: délka 20 m, šířka 6 m, hloubka vody 2 m.

Seznam doporučené literatury:

Bolek, A., Kochman, J.: Části strojů. SNTL Praha, 1989  
Švec, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. ČVUT Praha, 1997  
Švec, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. ČVUT Praha, 1999

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

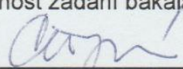
**Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**


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

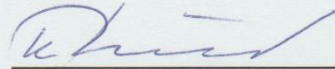
Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

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

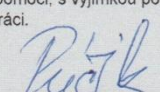
  
Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
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.

30.4.2021  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh svislého lodního zdvihadla pro malá plavidla“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci seznamu.

V Praze dne:

Podpis:

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Zdeňku Češpírovi Ph.D., svému vedoucímu práce, za cenné rady, připomínky a trpělivost při konzultacích ohledně bakalářské práce. Také bych rád poděkoval své rodině za podporu v průběhu celého studia na vysoké škole.

## Anotační list

**Jméno autora:** Šimon Púčik

**Název BP:** Návrh svislého lodního zdvihadla pro malá plavidla

**Anglický název:** Design of the vertical boat lift for small vessels

**Rok:** 2021

**Studijní program:** B2341 STROJÍRENSTVÍ

**Obor studia:** 3901R051 Konstruování podporované počítačem

**Ústav:** Ústav konstruování a části strojů

**Vedoucí BP:** Ing. Zdeněk Češpíro Ph.D.

**Bibliografické údaje:** počet stran: 43

počet obrázků: 21

počet tabulek: 13

počet příloh: 0

**Klíčová slova:** lodní zdvihadlo, zdymadlo, plovák, loď, plavební cesta

**Keywords:** boat lift, lock, float, boat, waterway

**Anotace:**

Teoretická část práce shrnuje typy a funkci lodních zdvihadel a zdymadel. Praktická část se zabývá návrhem konstrukce svislého lodního zdvihadla, přesněji plovákového lodního zdvihadla.

**Abstract:**

The theoretical part of this thesis summarizes types of boat lifts and locks. The practical part deals with designing construction of vertical boat lift, more precisely boat lift that uses floats.

## Obsah

1. Úvod .....	1
2. Teoretická část .....	2
2.1. Vodní cesty .....	2
2.2. Rozdíly mezi zdymadlem a zdvihadlem.....	2
2.3. Konstrukce lodního zdvihadla .....	3
2.4. Svislá lodní zdvihadla.....	4
2.4.1. Pístové lodní zdvihadlo.....	4
2.4.2. Plovákové lodní zdvihadlo .....	6
2.4.3. Lodní zdvihadla s protizávažím.....	7
2.4.4. Speciální lodní zdvihadla .....	8
2.4.5. Šikmá lodní zdvihadla.....	9
3. Koncepční návrh.....	10
4. Návrhové výpočty.....	13
4.1. Výztuhy svařence plavebního žlabu .....	13
4.1.1. Spojité zatížení .....	13
4.1.2. Kontrola průřezu profilu I 300 DIN 1025 na ohyb .....	18
4.2. Průřez vzpěry.....	19
4.2.1. Určení zatížení vzpěry .....	19
4.2.2. Určení průřezových charakteristik složeného profilu .....	20
4.2.3. Určení kritické síly při zatížení vzpěry na vzpěr.....	21
4.3. Rozměry plováku .....	24
4.3.1. Výpočet rozměrů plováku .....	26
4.4. Pohybové šrouby.....	27
4.4.1. Návrh průměru šroubu z kontroly na vzpěr .....	27
4.4.2. Kontrolní výpočty pohybového šroubu.....	31
4.5. Návrh pohonu .....	33
4.6. Šroubový spoj: vzpěra – žlab .....	34
4.6.1. Návrh průměru šroubu podle namáhání jádra .....	34
5. Závěr.....	37
6. Seznam použitých zkratk a symbolů .....	38
7. Seznam obrázků .....	41
8. Seznam tabulek .....	42
9. Seznam použité literatury .....	43

## 1. Úvod

Lodní zdvihadla jsou efektivním způsobem, jak překonat výškové rozdíly na plavební cestě. Zdvihadla mají minimální spotřebu vody a je zapotřebí relativně málo energie pro překonání, v krajních případech, až 100metrového rozdílu mezi dvěma úseky plavební cesty. [2]

V teoretické části práce se věnuji rešerši na téma vodní cesty, lodní zdvihadla a zdymadla. Přibližuji problematiku vodních cest a porovnávám lodní zdvihadla a zdymadla. Dále jsem vypracoval výčet různých druhů lodních zdvihadel se stručným popisem principu jejich funkce.

V praktické části se zabývám návrhem svislého plovákového lodního zdvihadla pro malá plavidla. V této části jsou návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých částí konstrukce včetně návrhu pohonu.

## 2. Teoretická část

### 2.1. Vodní cesty

Vodní doprava je výhodná z několika hledisek. Je nejméně energeticky náročná oproti ostatním způsobům dopravy, hlavně z hlediska obchodní dopravy. Lodě mají velké úložné prostory a velkou nosnost. Jsou relativně lehké oproti hmotnosti nákladu, který dokážou přepravit a pro jejich ovládání je potřeba malý počet osob.

Oproti tomu je vodní doprava znevýhodněna malou hustotou říční sítě, především u nás. Vodní cesty nejsou dostatečně propojené a je potřeba vodní dopravu propojovat s dopravou silniční nebo kolejovou, což sebou nese časová zdržení a další nevýhody. V neposlední řadě je vodní doprava závislá na přírodních podmínkách jako jsou nízké stavy vody, povodně nebo zámrz hladiny.

Na vodních cestách se z hlediska dopravy vyskytují čtyři objekty. Jsou to pří stavy, překladiště, plavební komory neboli zdymadla a lodní zdvihadla neboli lodní výtahy. [1]

### 2.2. Rozdíly mezi zdymadlem a zdvihadlem

Na vodních cestách se využívají pro překonávání výškového rozdílu toku dvě metody. Provozně nejspolehlivějším a technicky nejjednodušším způsobem řešení jsou zdymadla neboli plavební komory. Druhým způsobem jsou mechanické lodní výtahy, též lodní zdvihadla.

Zdymadla mají horní hranici překonávaného spádu 20 až 25 metrů, ale pro překonání takového výškového rozdílu je potřeba přečerpávat velké množství vody do komory zdymadla, což je velmi časově náročné a tím pádem nepříliš efektivní a v určitých případech i nereálné z hlediska zachování splavnosti vodní cesty.

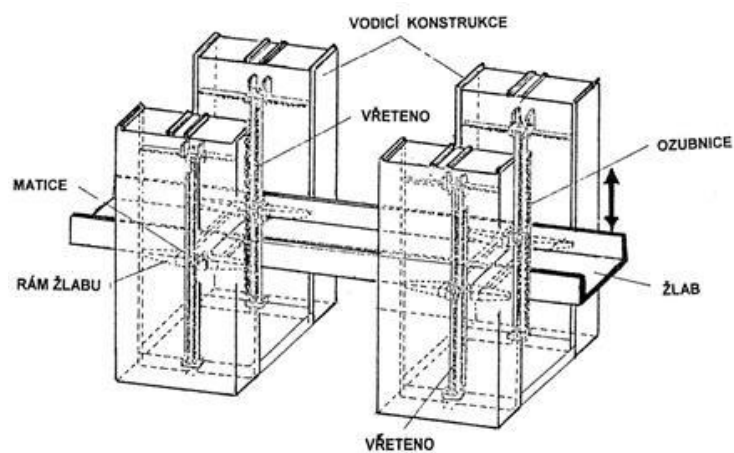
Zdvihaďla proti tomu mají spotřebu vody minimální a jsou schopna překonávat výškové rozdíly okolo 100 metrů. Lodní zdvihaďla se používají především na průplavech, protože mají vyšší rychlost překonávání spádů a díky tomu jsou schopna přepravit větší množství lodí. Na druhou stranu jsou limitována rozměry plavebního žlabu a málokdy jsou schopna pojmout lodní soupravy, které je nutno rozpojovat. Lodní zdvihaďla jsou oproti zdymadlům technicky a konstrukčně složitější, proto je tato varianta finančně nákladnější a klade vyšší nároky na údržbu a přesnost vyhotovení.

Lodní zdvihaďla je možné ještě rozdělit do dvou podskupin. První jsou svislá lodní zdvihaďla, na která se zaměřuji ve své práci a druhá jsou šikmá lodní zdvihaďla, která plavidla vytahují nebo spouští po šikmé rovině pomocí kolejové konstrukce. [2]



### 2.3. Konstrukce lodního zdvihadla

Základní konstrukční části lodního zdvihadla jsou čtyři. Transportní zařízení, které je vyhotoveno jako ocelový žlab, jehož půdorys odpovídá velikosti přepravované lodi. Žlab je na obou stranách opatřený uzavíratelnými vraty. Druhou částí je vodící konstrukce, která je v případě šikmého zdvihadla realizována kolejovou drahou s aretačním zařízením. V případě svislého lodního zdvihadla se jedná o svislé vedení. Třetí je pohybový mechanismus, tedy způsob pohybu plavebního žlabu mezi horní a dolní polohou. Čtvrtou částí je vyvážení žlabu při samotném pohybu. [2]



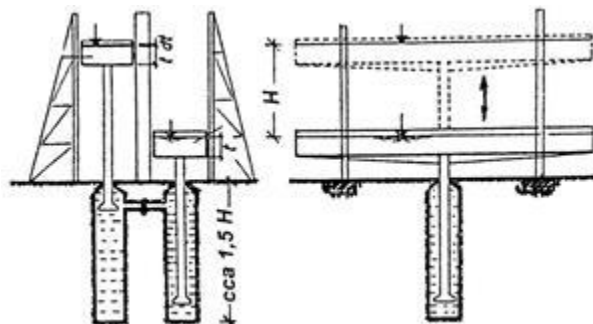
*Obr. 1.: Schéma pohybu a hlavní části zdvihadla [2]*

## 2.4. Svislá lodní zdvihadla

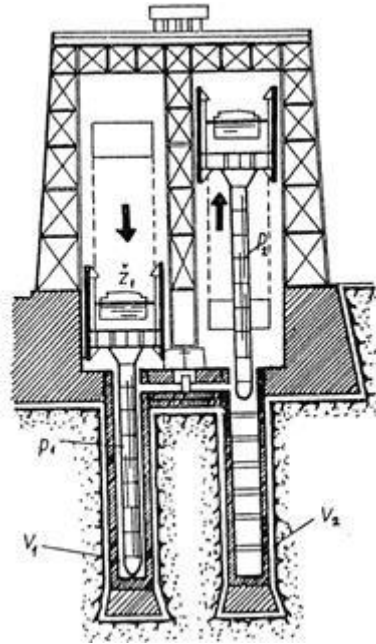
Podle způsobu vyvážení velké hmotnosti plavebního žlabu naplněného vodou rozlišujeme různé konstrukce svislých lodních zdvihadel. Jedná se o zdvihadla pístová, zdvihadla plováková, zdvihadla s mechanickým protizávažím a zdvihadla speciální. [2]

### 2.4.1. Pístové lodní zdvihadlo

Toto konstrukční řešení má dvě plavební žlaby a pracuje na principu hydraulického lisu, přičemž se žlaby pohybují protisměrně. Zdvihadlo je složeno ze dvou stejných částí, které jsou tvořené vodící konstrukcí, pohybovými mechanismy a lodními žlaby. Oba žlaby přepravují loď mezi horní a dolní polohou. Žlaby jsou podepřeny každý jedním pístem, které se pohybují ve svislých vodotěsných válcových šachtách. Šachty jsou propojeny potrubím s uzavěrem a jsou hluboké zhruba jeden a půl násobek překonávaného výškového rozdílu. Pokud je jeden lodní žlab v horní poloze musí být druhý v poloze spodní. K pohybu dochází přepouštěním media mezi dvěma komorami, kdy ve žlabu, který je v horní poloze, je o něco méně vody než ve žlabu v poloze horní a využívá se tak gravitace. [2]



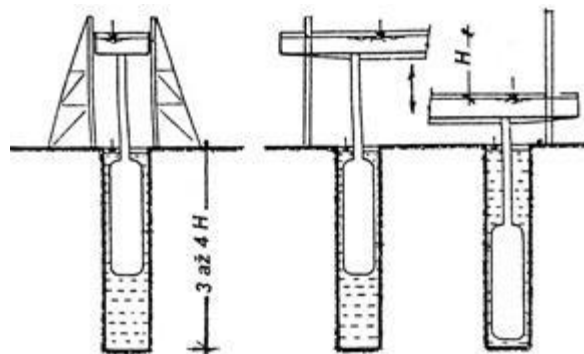
Obr. 2.: Schéma konstrukce pístového zdvihadla [2]



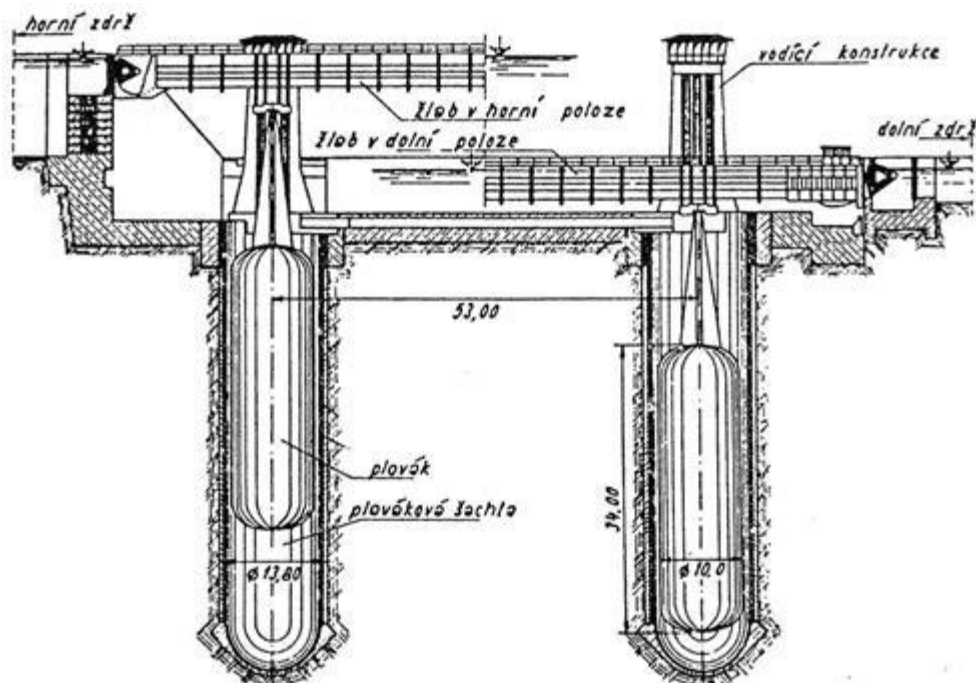
Obr. 3.: Pístové lodní zdvihadlo [2]

### 2.4.2. Plovákové lodní zdvihadlo

Toto lodní zdvihadlo využívá k vyvážení celkové tíhy žlabu velké plováky, které jsou umístěny v rozměrných šachtách pod zdvihadlem. Plováky nesou žlab na ocelových vzpěrách, jejichž délka je o něco delší než překonávaný výškový rozdíl, aby bylo zajištěno, že plováky jsou stále ponořeny pod hladinou. Plováky se pohybují v plovákových šachtách, které jsou mnohem hlubší než šachty, které se používají u pístových zdvihadel. Velikost plováků je taková, aby jejich vztlak vyvážil pohyblivou část konstrukce. Pohyb žlabu je realizován pomocí otočných matic, které jsou součástí žlabu a vřetenových tyčí, které jsou zakomponovány do vodící konstrukce. Matice jsou poháněny elektromotory. [2]



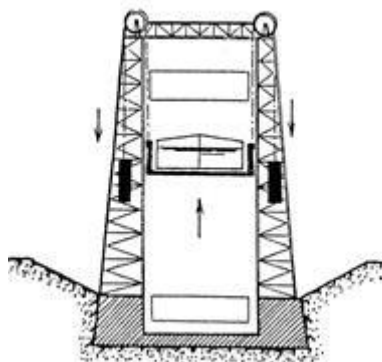
Obr. 4.: Schéma plovákového lodního zdvihadla [2]



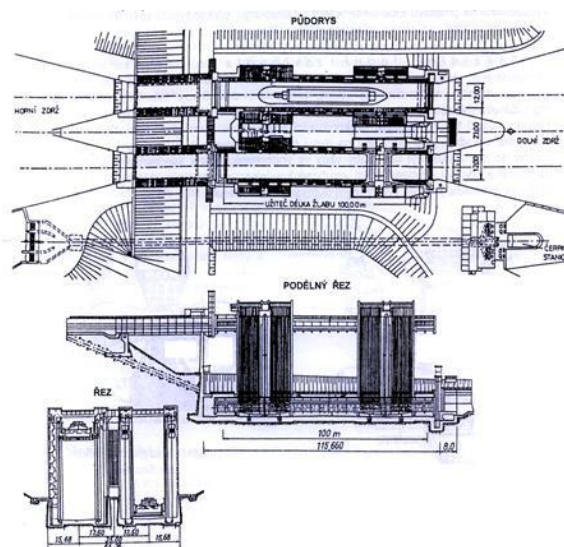
Obr. 5.: Plovákové zdvihadlo u Heinrichsburgu [2]

### 2.4.3. Lodní zdvihadla s protizávažím

Zdvihadla s protizávažím jsou zdvihadla, která využívají k vyvážení plavebního žlabu nejčastěji jako protizávaží železobetonové kvádry zavěšené na ocelových laněch. Tato lana jsou vedena přes kladky, které se nachází v horní části vodící konstrukce a jsou otočně uloženy. Pohyb je realizován za pomoci vřetenových tyčí, po kterých se pohybují matice. Matice jsou upevněny na žlabu. V podstatě se jedná o variantu na plovákové lodní zdvihadlo, ale vyvážení žlabu je realizováno jiným způsobem. [2]



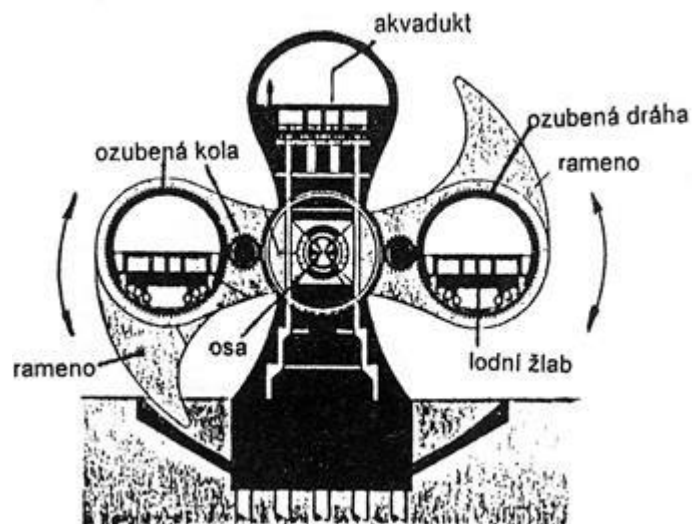
Obr. 6.: Schéma lodního zdvihadla s protizávažím [2]



Obr. 7.: Dvojitě mechanicky vyvážené lodní zdvihadlo u Lüneburgu [2]

#### 2.4.4. Speciální lodní zdvihadla

Do této kategorie můžeme zařadit například pneumatická lodní zdvihadla, kombinace svislého a šikmého zdvihadla nebo otočná lodní zdvihadla. Jedno z nejslavnějších lodních zdvihadel je právě otočné lodní zdvihadlo Falkirk Wheel. Toto zdvihadlo využívá vzájemného vyvážení dvou plavebních žlabů, které jsou na dvou otočných ramenech. Aby byla zajištěna vodorovná poloha žlabů, požívá se soustava ozubených kol, ozubené kolejnice. Velmi oblíbeným faktem je, že toto lodní zdvihadlo na jeden zdvih využije tolik energie jako je potřeba na uvaření vody v osmi rychlovarných konvicích. [2]

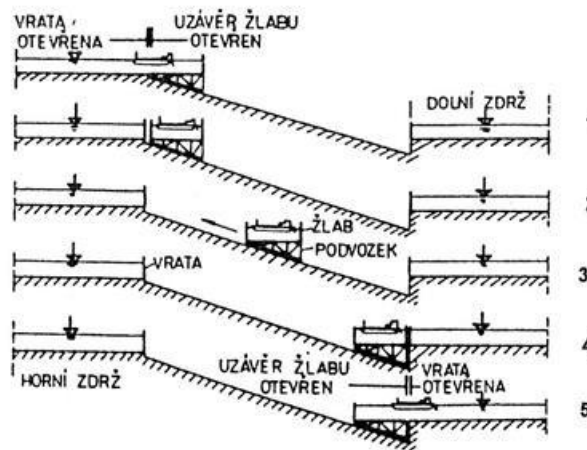


Obr. 8.: Otočné lodní zdvihadlo Falkirk ve Skotsku [2]

### 2.4.5. Šikmá lodní zdvihadla

Šikmá lodní zdvihadla, která jsou také nazývána lodními železnicemi, dokážou překonávat i největší výškové rozdíly. Žlab je umístěn na podvozcích, které se pohybují po šikmé kolejnicové dráze. Jejich stavba je podmíněna stabilním svahem s konstantním sklonem. Jejich velkou výhodou je, že se lépe přizpůsobují topografickým podmínkám, protože se v rámci výstavby nevyžadují vysoké konstrukce a hluboké základy. Nevýhodou lodních železnic je potřeba dodržení malé hodnoty zrychlení a zpomalení, aby se předešlo pohybu vody ve žlabu, která by mohla mít fatální následky. Využívají se většinou v přístavech nebo na jezerech, kde je potřeba dostat plavidlo z vody kvůli údržbě nebo konci rekreační plavební sezóny. [2]

Pohyb šikmého lodního zdvihadla je schematicky znázorněn na obr. 9.



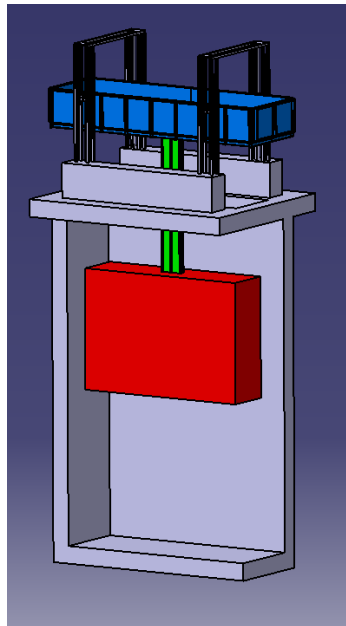
Obr. 9.: Postup proplavení šikmým lodním zdvihadlem [2]

Podle vzájemné polohy plavebního žlabu k ose kolejnicové dráhy dělíme šikmá zdvihadla na šikmá lodní zdvihadla se žlabem podélně uloženým a šikmá lodní zdvihadla se žlabem příčně uloženým. [2]



### 3. Koncepční návrh

V této práci jsem se rozhodl pro návrh plovákového lodního zdvihadla. Pohyblivá část tohoto zdvihadla se skládá z plavebního žlabu, plováku a vzpěry, která spojuje žlab s plovákem. Nepohyblivá část konstrukce je složena z pevně ukotvených pohybových šroubů, vodící konstrukce a plovákové šachty.



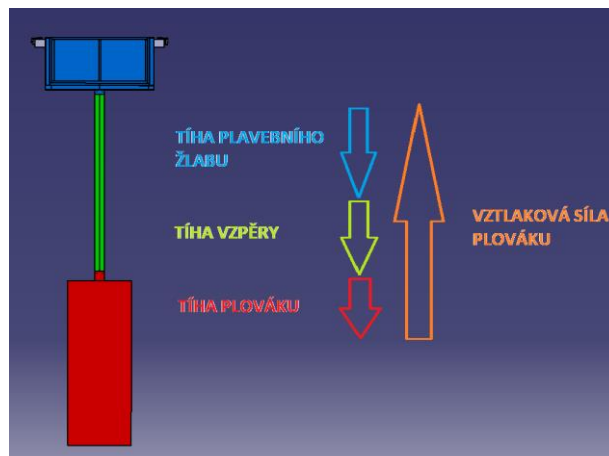
*Obr. 10.: Návrh plovákového plavebního zdvihadla*

V ideálním případě je pohyblivá část vždy dokonale vyvážena. Celková hmotnost konstrukce je konstantní, protože loď při vjezdu do plavebního žlabu vytlačí ze žlabu objem vody, který odpovídá její tíže. Plovák je nadimenzován tak, aby vztlaková síla, kterou je vytlačován, vyrovnala tíhu žlabu, vzpěry a samotného plováku. Pohybové šrouby a matice by v tomto případě při pohybu zdvihadla překonávaly pouze pasivní odpory konstrukce. Matice jsou poháněny elektromotory pomocí řemenů a přes axiální ložiska zajišťují pohyb konstrukce ve svislém směru.

V rámci kontrolních a návrhových výpočtu pracuji s předpokladem poklesu vztlakové síly. Uvažuji netěsnost plováku, která by mohla být způsobena únavou materiálu nebo případně poškozením plováku. Tento stav je hraniční a neměl by reálně nastat. Netěsnost uvažuji takovou, kdy vztlaková síla, kterou plovák vytváří klesne o 20 %.

Na obrázku 11 je silový rozbor konstrukce.





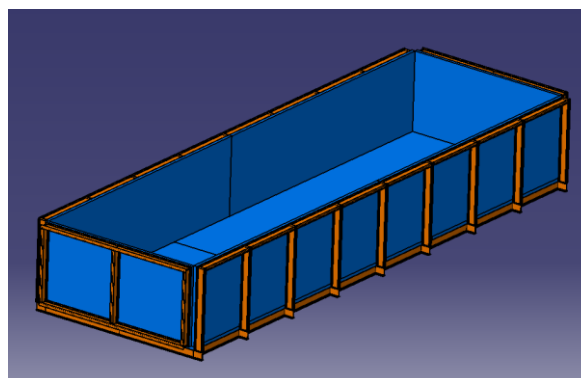
Obr. 11.: Silová rovnováha pohyblivé části konstrukce

$$F_z + F_{vzpěra} + F_p = F_{vztlak}$$

Rozměry plavebního žlabu lze navrhnout z definice malého plavidla.

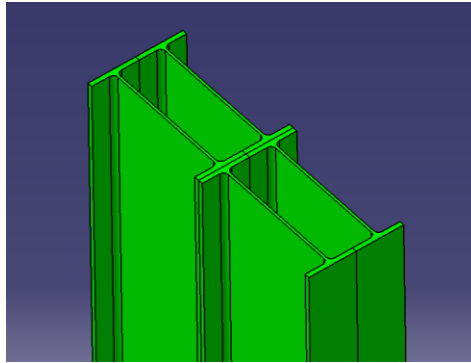
"malé plavidlo" je plavidlo, jehož délka nepřesahuje 20 m. Za malé se nepovažuje plavidlo, které je určené nebo používané k vlečení, tlačení nebo vedení v bočně svázané sestavě jiných než malých plavidel, plovoucí stroj, převozní loď a plavidlo s obsaditelností nad 12 cestujících [Vyhláška federálního ministerstva dopravy č. 344/1991 Sb. Ze dne 10.7.1991, hlava 1, odstavec d ]

Na základě vyhlášky navrhuji vnitřní rozměry žlabu: délka 20 m, šířka 6 m, výška stěny 3 m. Hloubka vody ve žlabu bude 2 m. Samotný žlab bude svařen z válcovaných plechů EN 10025-2 (11 375, tloušťka 120 mm), které budou vyztuženy I profily 300 DIN 1025. V kontrolních výpočtech kontroluji vzdálenost výztuh po délce žlabu, aby výztuhy odolaly spojitému zatížení od tíhy vody. Přesněji kontroluji I profil zatížený spojitým zatížením na ohyb.



Obr. 12.: Plavební žlab

Vzpěra bude muset být vzhledem k rozměrům žlabu složena z několika profilů, protože ponese celou hmotnost naplněného plavebního žlabu. Výškový rozdíl mezi dvěma plavebními kanály, pro které zdvihadlo navrhuji, je 10 m. Vzpěra bude mít délku 12 m, aby bylo zajištěno, že plovák bude stále celý ponořen pod hladinou. Vzpěru kontroluji na čtvrtý druh vzpěru. Profil vzpěry navrhuji jako složení čtyř profilů HEA 900 DIN 1025-3.



*Obr. 13.: Vzpěra*

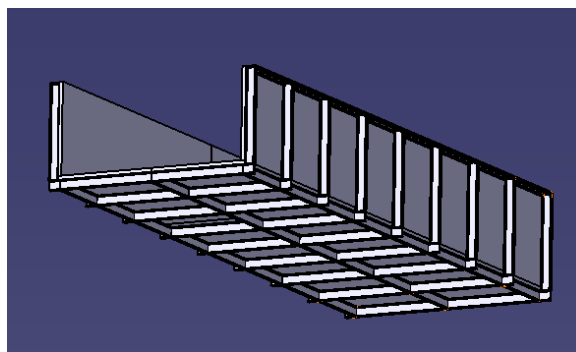
Vzpěra bude se žlabem a plovákem spojena pomocí šroubového pole. Při kontrolních výpočtech počítám se zatížením, které plyne z předpokladu poklesu vztlakové síly vytvářené plovákem.

Tvar plováku navrhuji jako kvádr. Uvnitř plováku jsou výztuhy, které plovák rozdělují do několika komor. Ve výztuhách jsou kvůli odlehčení konstrukce kruhové otvory. Kruhové otvory jsou nejvhodnější z hlediska tvorby vrubů. Plovák nekontroluji pevnostně, ale pouze navrhuji jeho velikost a tloušťku stěn. Objem plováku navrhuji z Archimedova zákona. Vztlaková síla, která vytlačuje plovák, se musí rovnat celkové tíze pohybující se části konstrukce. Tedy tíže vzpěry, plavebního žlabu naplněného vodou a plováku.

## 4. Návrhové výpočty

### 4.1. Výztuhy svařence plavebního žlabu

Plavební žlab bude svařen z plechů EN 10025-2 (11 375, tloušťka 120 mm)[3], které budou vyztuženy I profily 300 DIN 1025. Zatížení působící, na I profil, uvažuji jako spojitě zatížení, které vytváří tíha vody na jeden segment výztuhy. Vzdálenost mezi výztuhami volím 2,5 metru. Tuto hodnotu zkontroluji pomocí kontroly I profilu na namáhání v ohybu. Součástí plavebního žlabu jsou i vrata s těsněním a vlastním pohybovým mechanismem, ale tato část návrhu není předmětem náplně práce.



Obr. 14.: Plavební žlab

Tab. 1.: Vstupní hodnoty – Spojité zatížení

Výška hladiny h [m]	Vnitřní šířka žlabu l [m]	Hustota vody $\rho$ [kgm <sup>-3</sup> ]	Vzdálenost mezi výztuhami w [m]	Tíhové zrychlení g [ms <sup>-2</sup> ]
2	6	997	2,5	9,81

#### 4.1.1. Spojité zatížení

Velikost spojitěho zatížení určím výpočtem hydrostatického tlaku, který působí na plochu nad výztuhou.

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

$$p = h \cdot \rho \cdot g = 2 \cdot 997 \cdot 9,81 = 19\,561,14 \text{ Pa} \quad (1)$$

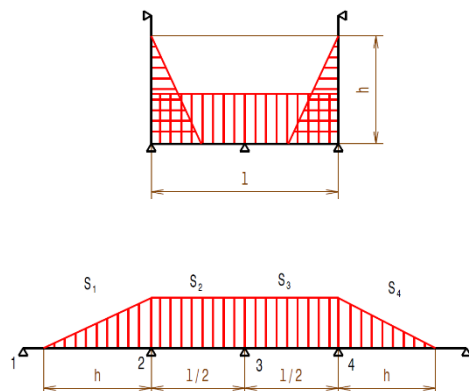
Tlakovou sílu, která působí na část dna nad výztuhou, určím jako tlak na plochu. Plochu definuji jako součin šířky žlabu a vzdálenost mezi výztuhami, protože výztuhy nesou zatížení rovnoměrně. Pokud jsou tedy od sebe vzdáleny 2,5 m, tak každá výztuha nese zatížení 1,25 m na obě strany.

$$F = p \cdot S = p \cdot l \cdot w = 19\,561,14 \cdot 6 \cdot 2,5 = 293\,417,1 \text{ N} \quad (2)$$

Spojitě zatížení vztahuji ke mnou zvolenému rozměru, proto výslednou sílu dělím danou šířkou žlabu.

$$Q = \frac{F}{l} = \frac{293\,417,1}{6} = 48\,902,85 \text{ Nm}^{-1} \quad (3)$$

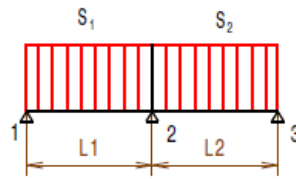
V rámci usnadnění výpočtů jsem rozvinul výztuhu na jednoduchý nosník podepřený pěti podporami (obr. 15). Podporové momenty jsem vypočetl soustavou třímomentových rovnic.



Obr. 15.: Rozvinutí výztuhy

Třímomentová rovnice je nástroj pro určení středního podporového momentu na staticky neurčitěm nosníku na třech podporách. Vlastní rovnice popisuje souvislost podporových momentů na tomto nosníku. Prostřední se určuje z podmínky hladkosti průhybové čáry na podpoře 2. Z deformační podmínky sestavíme rovnici.

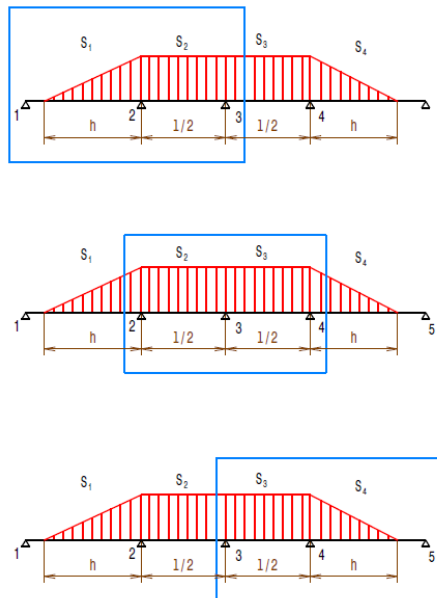
$$M_1 \cdot L1 + M_2 \cdot (L1 + L2) + M_3 \cdot L2 + \frac{6}{L1} \cdot S_1 + \frac{6}{L2} \cdot S_2 = 0 \quad (4)$$



Obr. 16.: Třímomentová rovnice

$S_1, S_2$  jsou statické momenty plochy pod průběhem ohybového momentu od vnějšího zatížení. Pro základní případ vnějšího spojitého zatížení je velikost statického momentu definována takto:  $S = \frac{1}{24} \cdot q \cdot l^4$

Rozvinutou výtuhu rozdělím na tři části a na každou z nich vztáhnou třímomentovou rovnici.



Obr. 17.: Rozdělení výtuhu na jednotlivé třímomentové rovnice

$$[1 - 2 - 3]: M_1 \cdot h + M_2 \cdot \left(h + \frac{l}{2}\right) + M_3 \cdot \frac{l}{2} + \frac{6}{h} \cdot S_1 + \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 = 0 \quad (5)$$

$$[2 - 3 - 4]: M_2 \cdot \frac{l}{2} + M_3 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{l}{2}\right) + M_4 \cdot \frac{l}{2} + \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 + \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_3 = 0 \quad (6)$$

$$[3 - 4 - 5]: M_3 \cdot \frac{l}{2} + M_4 \cdot \left(\frac{l}{2} + h\right) + M_5 \cdot h + \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_3 + \frac{6}{h} \cdot S_4 = 0 \quad (7)$$

K usnadnění výpočtu využijí symetrie rozvinuté výtuhu.

$$M_1 = M_5 = 0; |M_2| = |M_4|; S_1 = S_4; S_2 = S_3 \quad (8)$$

Statické momenty  $S_2 = S_3$  jsou výše zmíněné základní případy spojitého zatížení.

$$S_2 = S_3 = \frac{1}{24} \cdot Q \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^4 \quad (9)$$

Statické momenty  $S_2 = S_3$  jsou také případy spojitého zatížení, ale mají trojúhelníkový průběh. Jsou poloviční oproti výše zmíněnému základnímu případu.

$$S_1 = S_4 = \frac{\frac{1}{24} \cdot Q \cdot h^4}{2} \quad (10)$$

Po využití symetrie a dosazení známých podporových momentů. Dostaneme tyto rovnice:

$$[1 - 2 - 3]: 0 \cdot h + M_2 \cdot \left(h + \frac{l}{2}\right) + M_3 \cdot \frac{l}{2} + \frac{6}{h} \cdot S_1 + \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 = 0 \quad (11)$$

$$[2 - 3 - 4]: M_2 \cdot \frac{l}{2} + M_3 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{l}{2}\right) + M_2 \cdot \frac{l}{2} + 2 \cdot \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 = 0 \quad (12)$$

$$[3 - 4 - 5]: M_3 \cdot \frac{l}{2} + M_2 \cdot \left(\frac{l}{2} + h\right) + 0 \cdot h + \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 + \frac{6}{h} \cdot S_1 = 0 \quad (13)$$

Rovnice [1 - 2 - 3] a [3 - 4 - 5] jsou lineárně závislé, proto vypustím rovnici [3 - 4 - 5].

$$[1 - 2 - 3]: M_2 \cdot \left(h + \frac{l}{2}\right) + M_3 \cdot \frac{l}{2} + \frac{6}{h} \cdot S_1 + \frac{6}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 = 0 \quad (14)$$

$$[2 - 3 - 4]: M_2 \cdot l + M_3 \cdot l + \frac{12}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 = 0 \quad (15)$$

Rovnice dále sečtu následujícím způsobem:  $[1 - 2 - 3] - \frac{1}{2} \cdot [2 - 3 - 4]$

$$M_2 \cdot h + M_2 \cdot \frac{l}{2} - M_2 \cdot \frac{l}{2} + M_3 \cdot \frac{l}{2} - M_3 \cdot \frac{l}{2} + \frac{6}{h} \cdot S_1 + \left(\frac{6}{\frac{l}{2}} - \frac{6}{\frac{l}{2}}\right) \cdot S_2 = 0 \quad (16)$$

$$M_2 \cdot h + \frac{6}{h} \cdot S_1 = 0 \Rightarrow M_2 = -\frac{6}{h^2} \cdot S_1 = -24\,451,43 \text{ Nm} = |M_4| \quad (17)$$

Vypočtenou hodnotu  $M_2$  dosadím do rovnice [2 - 3 - 4] a dopočítám  $M_3$ .

$$\left(-\frac{6}{h^2} \cdot S_1\right) \cdot l + M_3 \cdot l + \frac{12}{\frac{l}{2}} \cdot S_2 = 0 \quad (18)$$

$$M_3 = \frac{6}{h^2} \cdot S_1 - \frac{24}{l^2} \cdot S_2 = -85\,579,99 \text{ Nm} \quad (19)$$

Pro další výpočty potřebuji určit maximální ohybový moment, který působí na výztuze.

$$M_{oMAX} = |M_3| = 85\,579,99 \text{ Nm} \quad (20)$$

#### 4.1.2. Kontrola průřezu profilu I 300 DIN 1025 na ohyb

Tab. 2.: Vstupní hodnoty – Vzdálenost výztuh [4]

Maximální ohybový moment $M_{oMAX}$ [Nm]	Průřezový modul k ose ohybu $W_o$ [m <sup>3</sup> ]	Minimální mez kluzu $Re$ [MPa]	Koeficient bezpečnosti $k_1$ [1]
85 579,99	0,000653	235	1,5

Ohybové napětí, které působí na výztuhy musí být menší nebo rovno než dovolené napětí materiálu výztuhy.

$$\sigma_o \leq \sigma_D \quad (21)$$

Ohybové napětí vypočítám jako podíl maximálního ohybového momentu a průřezového modulu k ose ohybu I profilu. Dovolené napětí určím jako podíl minimální meze kluzu materiálu a koeficientu bezpečnosti. Koeficient bezpečnosti volím 1,5.

$$\frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \frac{Re}{k_1} \quad (22)$$

$$\frac{85\,579,99}{0,000653} \leq \frac{235}{1,5} \quad (23)$$

$$131,06 \text{ MPa} \leq 156,67 \text{ MPa} \quad (24)$$

Vzdálenost mezi výztuhami 2,5 m vyhovuje.



## 4.2. Průřez vzpěry

Průřez vzpěry bude svařen ze 4 profilů HEA 900 DIN 1025-3 podle obrázku 12. Hodnoty průřezových charakteristik určím pomocí Steinerovy věty. Vzpěra je zatížena hmotností žlabu naplněného vodou. Jedná se o čtvrtý druh vzpěru. Délku vzpěry volím 12 metů, aby byl plovák stále ponořen pod hladinou vody.

### 4.2.1. Určení zatížení vzpěry

Tab. 3.: Vstupní hodnoty – Hmotnost vody ve žlabu

Hustota vody $\rho$ [kgm <sup>-3</sup> ]	Tíhové zrychlení $g$ [ms <sup>-2</sup> ]	Vnitřní délka žlabu $d$ [m]	Vnitřní šířka žlabu $l$ [m]	Výška hladiny $h$ [m]
997	9,81	20	6	2

Hmotnost vody vypočtu jako součin objemu vody ve žlabu a hustoty vody.

$$m_v = V \cdot \rho = d \cdot l \cdot h \cdot \rho = 20 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 997 = 239\,280 \text{ kg} \quad (25)$$

Hmotnost svařence žlabu jsem určil pomocí programu Catia V5

$$m_z = 272\,282,165 \text{ kg}$$

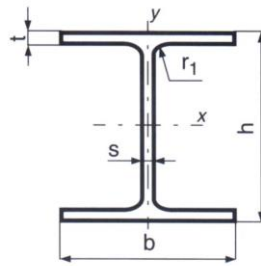
Celková hmotnost žlabu je součtem hmotnosti vody a svařené konstrukce.

$$m_{c\check{z}} = m_v + m_z = 239\,280 + 272\,282,165 = 511\,562,165 \text{ kg} \quad (26)$$

Tíhová síla žlabu je součinem celkové hmotnosti a tíhového zrychlení.

$$F_z = m_{c\check{z}} \cdot g = 511\,562,165 \cdot 9,81 = 5\,018\,424,839 \text{ N} \quad (27)$$

#### 4.2.2. Určení průřezových charakteristik složeného profilu



Obr. 18.: Profil HEA 900 [5]

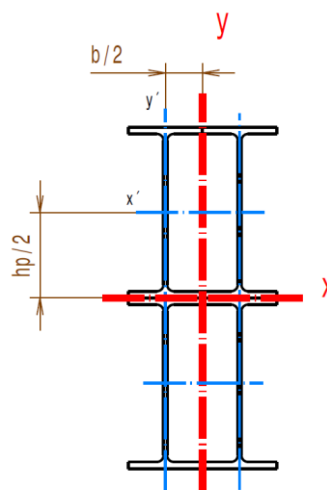
Tab. 4.: Profil HEA 900 [5]

Plocha průřezu $S$ [mm <sup>2</sup> ]	Výška průřezu $h_p$ [mm]	Šířka průřezu $b$ [mm]	Moment setrvačnosti k ose ohybu $x$ $I_x$ [mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose ohybu $y$ $I_y$ [mm <sup>4</sup> ]
32 000	890	300	363 000	65 000

Celkový průřez vzpěry vypočtu prostým vynásobením ploch jednoho profilu.

$$S_c = 4 \cdot S = 4 \cdot 32\,000 = 128\,000 \text{ mm}^4 \quad (28)$$

Celkové momenty setrvačnosti k osám ohybu vypočtu pomocí Steinerovy věty. Steinerova věta říká, že moment setrvačnosti k ose, která neprochází těžištěm průřezu je dána součtem momentu k ose, která prochází těžištěm a součinu plochy průřezu s kvadrátem vzdálenosti osy od těžiště průřezu.



Obr. 19.: Průřez vzpěry

$$I_{xC} = 4 \cdot \left( I_x + S \cdot \left( \frac{h_p}{2} \right)^2 \right) = 4 \cdot \left( 363\,000 + 32\,000 \cdot \left( \frac{890}{2} \right)^2 \right) =$$

$$= 25\,348\,652\,000 \text{ mm}^4 \quad (29)$$

$$I_{yC} = 4 \cdot \left( I_y + S \cdot \left( \frac{b}{2} \right)^2 \right) = 4 \cdot \left( 65\,000 + 32\,000 \cdot \left( \frac{300}{2} \right)^2 \right) =$$

$$= 2\,880\,260\,000 \text{ mm}^4 \quad (30)$$

Pro kontrolní výpočet vzpěry na vzpěr potřebuji minimální hodnotu Momentu setrvačnosti k ose ohybu.

$$I_{\min} = I_{yC} = 2\,880\,260\,000 \text{ mm}^4 \quad (31)$$

#### 4.2.3. Určení kritické síly při zatížení vzpěry na vzpěr

Volím materiál vzpěry 11 375.

Tab. 5.: Vstupní hodnoty – kontrola vzpěr

Případ vzpěru n [1]	Minimální moment setrvačnosti k ose ohybu $I_{\min}$ [mm <sup>4</sup> ]	Celková plocha průřezu $S_c$ [mm <sup>2</sup> ]	Délka vzpěry $l_{vz}$ [m]	Modul pružnosti v tahu E [MPa]
4	2 340 273 600	104 000	12	210 000

Mez kluzu $\sigma_k$ [MPa]	Mez úměrnosti $\sigma_u$ [MPa]	Celková tíhová síla žlabu $F_z$ [N]	Koeficient bezpečnosti vzpěru $k_2$ [1]
235 [6]	188 [8]	5 018 424,84	3

Pro kontrolní výpočet na vzpěr musím nejdříve určit, zda počítám vzpěr podle Eulera nebo Tetmajera. Toto určím z porovnání hodnot štíhlostního poloměru ( $\lambda$ ) a mezního štíhlostního poloměru ( $\lambda_{mez}$ ). Štíhlostní poloměr vypovídá o rozměrech vzpěry. Mezní hodnota štíhlostního poloměru je dána materiálovými vlastnostmi vzpěry a případem vzpěru. Pokud je  $\lambda > \lambda_{mez}$  počítám vzpěr podle Eulera a pokud je  $\lambda < \lambda_{mez}$  počítám podle Tetmajera.

Štíhlostní poloměr je podílem délky vzpěry a poloměrem setrvačnosti.

Poloměr setrvačnosti je definován jako druhá odmocnina podílu Minimálního momentu setrvačnosti k ose ohybu a průřezu profilu.

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_c}} = \sqrt{\frac{2\,340\,273\,600}{104\,000}} = 150 \text{ mm} \quad (32)$$

$$\lambda = \frac{l_{vz}}{i} = \frac{12\,000}{150} = 80 \quad (33)$$

Mezní hodnotu štíhlostního poloměru vypočítám jako druhou odmocninu součinu případu vzpěru,  $\pi$  a modulu pružnosti v tahu materiálu vzpěry, který podělím mezí úměrnosti.

$$\lambda_{mez} = \sqrt{\frac{n \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \pi^2 \cdot 210\,000}{188}} = 210 \quad (34)$$

Štíhlostní poloměr vyšel menší než mezní hodnota štíhlostního poloměru. Počítám tedy vzpěr podle Tetmajera.

$$\lambda < \lambda_{mez} \Rightarrow \text{Tetmajer}$$

Při výpočtu vzpěru podle Tetmajera určíme kritické napětí, které je pro vzpěru hraniční a reálné zatížení vzpěry musí být pod touto hodnotou.

$$\sigma_{kr} = \sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda = 235 - \frac{235 - 188}{210} \cdot 80 = 217,1 \text{ MPa} \quad (35)$$

Pro ověření správnosti předpokladu, že počítám vzpěr podle Tetmajera, musím porovnat vypočtené kritické napětí a mez úměrnosti materiálu. Pokud je kritické napětí větší než mez úměrnosti, výpočet podle Tetmajera vyhovuje.

$$\sigma_{kr} > \sigma_u \quad (36)$$

$$217,1 \text{ MPa} > 140 \text{ MPa} \Rightarrow \text{výpočet podle Tetmajera vyhovuje.} \quad (37)$$

Abych porovnal vypočtenou kritickou hodnotu napětí mohu buď tíhovou sílu žlabu přepočítat na napětí nebo přepočítat kritické napětí na sílu.

Kritické napětí přepočítám na sílu vynásobením celkovou plochou průřezu vzpěry.  
V rámci kontrolních výpočtů ještě počítám s koeficientem bezpečnosti, který volím 3.

$$\frac{\sigma_{kr} \cdot S_c}{k_2} \geq F_z \quad (38)$$

$$\frac{217,1 \cdot 10^4 000}{3} \geq 5\,018\,424,839 \quad (39)$$

$$9\,262\,749,33\,N \geq 5\,018\,424,839 \Rightarrow \text{takto navržená vzpěra vyhovuje} \quad (40)$$

### 4.3. Rozměry plováku

Potřebný objem plováku určím pomocí Archimedova zákona. Vztlková síla, která vytlačuje plovák, se musí rovnat celkové tíze pohybující se části konstrukce. Tedy tíze vzpěry, plavebního žlabu naplněného vodou a plováku. Tvar plováku je kvádr, uvnitř plováku jsou výztuhy s kruhovými otvory. V rámci výpočtu předpokládám, že 2 % celkového objemu plováku je ocelový plášť a další 2 % jsou výztuhy.

Tab. 6.: Vstupní hodnoty – Rozměry plováku

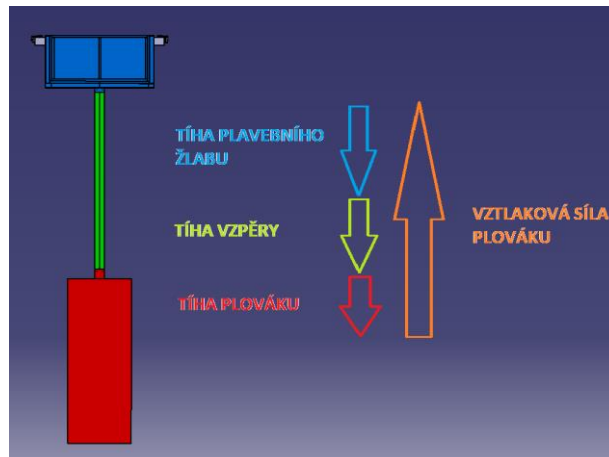
Celková hmotnost žlabu $m_{cž}$ [kg]	Hmotnost vzpěry vztahena na jednotku délky $G$ [ $\text{kgm}^{-1}$ ]	Hustota vody $\rho$ [ $\text{kgm}^{-3}$ ]	Hustota oceli $\rho_o$ [ $\text{kgm}^{-3}$ ]
511 562,165	1008	997	7850

Hustota vzduchu $\rho_v$ [ $\text{kgm}^{-3}$ ]	Tíhové zrychlení $g$ [ $\text{ms}^{-2}$ ]	Délka vzpěry $l_{vz}$ [m]
1,276	9,81	12

Celkovou hustou plováku určím součtem procentuálních zastoupení hustot vzduchu a oceli. Ocel v celkovém objemu plováku zaujímá 2 % v plášti a 2 % ve výztuhách, zbytek objemu plováku je naplněn vzduchem.

$$\begin{aligned} \rho_p &= 0,02 \cdot \rho_o + 0,02 \cdot \rho_o + 0,96 \cdot \rho_v = \\ &= 0,02 \cdot 7850 + 0,02 \cdot 7850 + 0,96 \cdot 1,2759 = 315,22 \text{ kgm}^{-3} \end{aligned} \quad (41)$$

Výpočet objemu plováku vychází ze silové rovnováhy



Obr. 20.: Silová rovnováha pohyblivé části konstrukce

$$F_{\dot{z}} + F_{vzpěra} + F_p - F_{vztlak} = 0 \quad (42)$$

Sílu žlabu vyjádřím jako součin jeho hmotnosti a tíhového zrychlení, sílu vzpěry jako součin hmotnosti vztažené na metr délky a délky vzpěry, sílu plováku jako součin neznámého objemu, vypočtené celkové hustoty plováku a tíhového zrychlení, a nakonec vztakovou sílu vypočtu jako součin neznámého objemu, hustoty vody a tíhového zrychlení.

$$m_{c\dot{z}} \cdot g + G \cdot l_{vz} \cdot g + V_p \cdot \rho_p \cdot g - V_p \cdot \rho \cdot g = 0 \quad (43)$$

Z předchozí rovnice vyjádřím a vypočtu neznámý objem plováku.

$$V_p = \frac{m_{c\dot{z}} \cdot g + G \cdot l_{vz} \cdot g}{(\rho - \rho_p) \cdot g} = \frac{511\,562,165 \cdot 9,81 + 1008 \cdot 12 \cdot 9,81}{(997 - 158,25) \cdot 9,81} = 768,08 \text{ m}^3 \quad (44)$$

Zvolím dva rozměry  $a = 15 \text{ m}$ ,  $b = 4 \text{ m}$  a dopočítám třetí z vypočteného objemu.

$$V_p = a \cdot b \cdot c \Rightarrow c = \frac{V_p}{a \cdot b} = \frac{768,08}{15 \cdot 4} = 12,08 \text{ m} \quad (45)$$

Z předchozí úvahy definuji objem pláště jako 2 % předem vypočteného objemu. Tento objem postavím roven součinu vnějších rozměru pláště, od kterého odčítám součin vnitřních rozměrů pláště plováku. Z této rovnosti vypočtu tloušťku stěny.

$$V_p \cdot 0,02 = a \cdot b \cdot c - a_v \cdot b_v \cdot c_v \quad (46)$$

Tloušťka stěny je konstantní, platí tedy:  $a_v = (a - t)$ ,  $b_v = (b - t)$ ,  $c_v = (c - t)$

Po dosazení do předchozí rovnice a upravení polynomu získávám následující kubickou rovnici

$$t^3 + (-a - b - c) \cdot t^2 + (a \cdot b + b \cdot c + a \cdot c) \cdot t - 0,02 \cdot V_p = 0 \quad (47)$$

$$\alpha \cdot t^3 + \beta \cdot t^2 + \gamma \cdot t + \delta = 0 \quad (48)$$

$$\alpha = 1$$

$$\beta = (-a - b - c) = (-15 - 4 - 12,536) = -31,8$$

$$\gamma = (a \cdot b + b \cdot c + a \cdot c) = (15 \cdot 4 + 4 \cdot 12,536 + 15 \cdot 12,536) = 303,23$$

$$\delta = -V_p \cdot 0,02 = -752,147 \cdot 0,02 = -15,36$$

Kořeny kubické rovnice jsem vypočítal pomocí programu MatLab. Program určil tři řešení. Dvě komplexně sdružená řešení a jedno reálné.  $t = 0,05 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } t = 5 \text{ cm}$

#### 4.3.1. Výpočet rozměrů plováku

Z předem zvolených hodnot  $a = 15 \text{ m}$ ,  $b = 4 \text{ m}$  a zvolené hodnoty tloušťky  $t = 5 \text{ cm}$  vypočtu výšku plováku  $c$ .

$$V_p \cdot 0,02 = a \cdot b \cdot c - (a - t) \cdot (b - t) \cdot (c - t) \quad (49)$$

$$c = \frac{V_p \cdot 0,02 - a \cdot b \cdot t + a \cdot t^2 + b \cdot t^2 - t^3}{a \cdot t + b \cdot t - t^2} = 12,76 \text{ m}$$

Tab. 7.: Rozměry plováku

Délka plováku a [m]	Šířka plováku b [m]	Výška plováku c [m]	Tloušťka stěny plováku t [m]
15	4	10,38	0,05



#### 4.4. Pohybové šrouby

V ideálním případě by měl být žlab dokonale vyvážen vztlakovou silou od plováku. Vzhledem k povaze konstrukce navrhnu průměr šroubu z kontroly na vzpěr. Poté provedu kontrolu šroubu na otláčení a kontrolu dřívku. V rámci kontrolních a návrhových výpočtu pracuji s předpokladem poklesu vztlakové síly, kdy vztlaková síla, kterou plovák vytváří klesne o 20 %. Viz koncepční návrh. Z toho vyplývá, že počítám s 20 % tíhy pohyblivé konstrukce.

Volím materiál šroub a matice 12 050

##### 4.4.1. Návrh průměru šroubu z kontroly na vzpěr

Vzhledem k délce šroubu předpokládám, že vzpěr bude v elastické oblasti, budu tedy počítat podle Eulera. Koeficient bezpečnosti ve vzpěru je dán podílem kritického napětí podle Eulera a tlakového napětí.

$$k_v = \frac{\sigma_E}{\sigma_d} > k_{vmin} \quad (50)$$

Kritické napětí podle Eulera vypočtu jako součin druhé mocniny  $\pi$  a modulu pružnosti v tahu podělený druhou mocninou štíhlostního poměru. Štíhlostní poloměr je definován jako podíl výpočtové vzpěrné délky šroubu podělený poloměrem setrvačnosti. Výpočtová vzpěrná délka šroubu je rovna délce šroubu vynásobené součinitelem vlivu uložení. Poloměr setrvačnosti je druhá odmocnina podílu osového momentu setrvačnosti a průřezu šroubu. Pro kruhový průřez je možné poloměr setrvačnosti zjednodušit.

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{\mu \cdot l_\xi}{\sqrt{\frac{I_x}{S_3}}} = \frac{\mu \cdot l_\xi}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \frac{\mu \cdot l_\xi}{\frac{d_3}{4}} = \frac{4 \cdot \mu \cdot l_\xi}{d_3} \quad (51)$$

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{4 \cdot \mu \cdot l_\xi}{d_3}\right)^2} \quad (52)$$

Tlakové napětí počítám jako podíl osové síly připadající na jeden šroub a průřezu šroubu.

$$\sigma_d = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (53)$$

Osové zatížení připadající na jeden šroub je celková tíhová síla pohyblivé části konstrukce podělena počtem šroubů. Tíhu žlabu a vzpěry jsem vypočítal v kapitole Rozměry plováku. Tíhu plováku vypočtu jako součin hustoty plováku, jeho objemu a tíhového zrychlení.

Tab. 8.: Vstupní hodnoty – Osové zatížení

Celková hmotnost žlabu $m_{cž}$ [kg]	Hmotnost vzpěry vztažena na jednotku délky $G$ [ $\text{kgm}^{-1}$ ]	Délka vzpěry $l_{vz}$ [m]	Hustota plováku $\rho_p$ [ $\text{kgm}^{-3}$ ]
511 562,165	1008	12	315,22

Objem plováku $V_p$ [ $\text{m}^3$ ]	Tíhové zrychlení $g$ [ $\text{ms}^{-2}$ ]	Počet pohybových šroubů $n_\xi$ [1]
768,08	9,81	4

$$Q_o = \frac{F_z + F_{vzpěra} + F_p}{n_\xi} \cdot 0,2 = \frac{m_{cž} \cdot g + G \cdot l_{vz} \cdot g + V_p \cdot \rho_p \cdot g}{n_\xi} \cdot 0,2 =$$

$$= \frac{511\,562,165 \cdot 9,81 + 1008 \cdot 12 \cdot 9,81 + 768,08 \cdot 315,22 \cdot 9,81}{4} \cdot 0,2 = 375\,611,33 \text{ N} \quad (54)$$

Tab. 9.: Vstupní hodnoty – Kontrola šroubu na vzpěr

Mezní štíhlostní poměr $\lambda_m$ [1]	Mez úměrnosti $\sigma_u$ [MPa]	Minimální koeficient bezpečnosti – výpočet vzpěru šroubu $k_{vmin}$ [1]	Délka šroubu $l_\xi$ [m]	Součinitel vlivu uložení $\mu$ [1]
90 [8]	256 [8]	3,5 [8]	10	2 [8]

Do rovnice pro výpočet koeficientu bezpečnosti dosadím výše uvedené vztahy a vyjádřím průměr šroubu.

$$\begin{aligned}
 k_{vmin} &= \frac{\sigma_E}{\sigma_d} = \frac{\frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}}{\sigma_d} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2 \cdot \frac{Q_0}{S_3}} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{4 \cdot \mu \cdot l_s}{d_3}\right)^2 \cdot \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \\
 &= \frac{\pi^2 \cdot E}{\frac{16 \cdot \mu \cdot l_s^2}{d_3^2} \cdot \frac{Q_0 \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2}} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\frac{16 \cdot \mu \cdot l_s^2 \cdot Q_0 \cdot 4}{\pi \cdot d_3^4}} \Rightarrow \\
 d_3 &= \sqrt[4]{\frac{k_{vmin} \cdot 16 \cdot \mu \cdot l_s^2 \cdot Q_0 \cdot 4}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{3,5 \cdot 16 \cdot 2 \cdot 10000^2 \cdot 375 \cdot 611,33 \cdot 4}{\pi^3 \cdot 210\,000}} = 268,13 \text{ mm} \quad (55)
 \end{aligned}$$

=> volím šroub Tr 290 x 12

Tab. 10.: Tr-290x12 ČSN 01 4050 [9]

d [mm]	P [mm]	d <sub>2</sub> [mm]	d <sub>3</sub> [mm]	D <sub>1</sub> [mm]	H <sub>1</sub> [mm]	S <sub>3</sub> [mm <sup>2</sup> ]
290	12	284	277	278	6	60 262,82

Vypočtu štíhlostní poloměr zvoleného šroubu, abych ověřil, že výpočet podle Eulera byl vhodný předpoklad. Pro výpočet podle Eulera je nutné, aby štíhlostní poloměr šroubu byl vyšší než mezní štíhlostní poloměr.

$$\lambda = \frac{4 \cdot \mu \cdot l_s}{d_3} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10000}{277} = 288,81 \quad (56)$$

$$\lambda > \lambda_m \Rightarrow \text{Euler} \quad (57)$$

Dále vypočtu další parametry závitu.

Tab. 11.: Vstupní hodnoty – Parametry závitu

Dovolená mez kluzu v tahu $\sigma_{kd}$ [MPa]	Modul pružnosti v tahu E [MPa]	Počet chodů závitu $i_z$ [1]	Dovolený tlak na otlačení $p_D$ [MPa]
345 [8]	210 000	1	12 [8]

Součinitel výšky profilu $\psi_H$ [1]	Součinitel výšky matice $\psi_h$ [1]	Součinitel tření f [1]
0,5 [8]	1,5 [8]	0,11 [8]

Tangens úhlu stoupání je definován jako součin počtu chodů závitu a stoupání závitu podělený obvodem kružnice o průměru  $d_2$ .

$$tg\gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 12}{\pi} \Rightarrow \gamma = 0,77^\circ \quad (58)$$

Tangens úhlu boku profilu je součinem tangens normou daného úhlu závitu pro trapézový závit a tangens úhlu stoupání.

$$\beta_{\check{C}SN} = 15^\circ [7]$$

$$tg\beta_n = tg\beta_{\check{C}SN} \cdot \cos \gamma \Rightarrow \beta_n = 15,73^\circ \quad (59)$$

Tangens třecího úhlu je podílem součinitele tření a cosinu normou daného úhlu závitu pro trapézový závit.

$$tg\phi' = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,11}{\cos 15,73^\circ} \Rightarrow \phi' = 6,58^\circ \quad (60)$$

Výšku matice vypočtu jako součin součinitele výšky matice a středního průměru závitu.

$$h = \psi_h \cdot d_2 = 1,5 \cdot 284 = 426 \text{ mm} \quad (61)$$

Počet činných závitů určím z podílu výšky matice a stoupání závitu. Pokud je výsledek tohoto podílu vyšší než 8 volím počet činných závitů mezi 8 a 10.

$$z = \frac{h}{P} = 35,5 \Rightarrow \text{volím } z_c = 10 \quad (62)$$

#### 4.4.2. Kontrolní výpočty pohybového šroubu

Jako první provedu kontrolu otláčení činných závitů. Porovnávám tlak, který vzniká v soustavě pohybového šroubu a matice, s dovoleným tlakem, který by neměl být překročen.

$$p_{\xi} = \frac{Q_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_{\xi}} = \frac{375\,611,33}{\pi \cdot 284 \cdot 6 \cdot 10} = 7,02 \text{ MPa} < p_D = 12 \text{ MPa} \quad (63)$$

Dále kontroluji dřík šroubu, kdy porovnávám redukované napětí s mezí kluzu v tlaku. Redukované napětí je hodnota napětí, která je čistě tahová, ale zastupuje účinky tahového napětí i napětí v krutu působícího na šroub.

První určím tlakové napětí v dříku jako podílu osově síly a průřezu nejmenšího průměru šroubu.

$$\sigma_{dr} = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{375\,611,33}{60\,262,82} = 6,23 \text{ MPa} \quad (64)$$

Jako další vypočtu napětí v krutu dříku, které je podílem kroutícího momentu a průřezového modulu v krutu pro nejmenší průměr šroubu. Kroutící moment je dán jako součin osově síly, středního poloměru šroubu a tangens součtu úhlu stoupání a třecího úhlu zvoleného šroubu.

$$\tau_{dr} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \phi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{375\,611,33 \cdot \frac{284}{2} \cdot \text{tg}(0,77 + 6,58)}{\frac{\pi \cdot 277^3}{16}} = 1,65 \text{ MPa} \quad (65)$$

Redukované napětí vypočítám jako součet pod druhou odmocninou. Sčítám druhou mocninu tahového napětí a součin druhých mocnin koeficientu alfa a napětí v krutu. Koeficient alfa je definován hypotézou, podle které počítám.

Nejprve vypočtu redukované napětí podle hypotézy  $\tau_{max}$  a určím bezpečnost podělením meze kluzu materiálu šroubu a vypočteného redukovaného napětí. Poté provedu totéž pro hypotézu HMH a nakonec obě bezpečnosti zprůměruji. Takto vypočtený koeficient bezpečnosti musí být vyšší než minimální koeficient bezpečnosti.

$$\tau_{max} \Rightarrow \alpha = 2$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{dr}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{dr}^2} = \sqrt{6,23^2 + 2^2 \cdot 1,65^2} = 7,05 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$k_{\tau_{max}} = \frac{\sigma_{kd}}{\sigma_{red}} = \frac{345}{7,05} = 48,93 \quad (67)$$

$$HMH \Rightarrow \alpha = \sqrt{3}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{dr}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{dr}^2} = \sqrt{6,23^2 + \sqrt{3}^2 \cdot 1,65^2} = 6,86 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$k_{HMH} = \frac{\sigma_{kd}}{\sigma_{red}} = \frac{345}{6,86} = 50,33 \quad (69)$$

$$k = \frac{k_{\tau_{max}} + k_{HMH}}{2} > k_{min} \quad (70)$$

$$49,63 > 1,75 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (71)$$

#### 4.5. Návrh pohonu

Při návrhu pohonu počítám s rychlostí  $0,03 \text{ ms}^{-1}$ , což odpovídá překonání 10 m výškového rozdílu za 5 minut. Výkon je na otočnou matici přenesen řemenem. Každá dvojice pohybového šroubu a matice je poháněna samostatným motorem.

Účinnost závitové dvojice je podílem tangens úhlu stoupání a tangens součtu úhlu stoupání a třecího úhlu.

$$\eta_z = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma+\phi')} = 0,29 \quad (72)$$

Tab. 12.: Vstupní hodnoty – Návrh pohonu

Účinnost řemene $\eta_r$ [1]	Rychlost $v$ [ $\text{ms}^{-1}$ ]
0,94	0,03

Celková účinnost je součinem účinnosti závitové dvojice a účinnosti řemene.

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_r = 0,27 \quad (73)$$

Elektromotor navrhuji z výstupního výkonu mechanismu, který je součinem osové síly a rychlosti.

$$P_{vyst} = Q_0 \cdot v = 375\,611,33 \cdot 0,03 = 11,3 \text{ kW} \quad (74)$$

Potřebný výkon elektromotoru musí být vyšší než podíl výstupního výkonu mechanismu a celkové účinnosti mechanismu.

$$P_M = \frac{P_{vyst}}{\eta_c} = \frac{11,3}{0,27} = 41,43 \text{ kW} \quad (75)$$

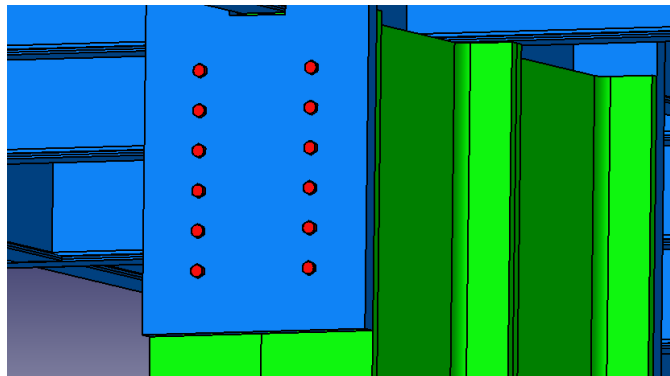
=> Volím Elektromotor 45 kW 1LC280M [7]

#### 4.6. Šroubový spoj: vzpěra – žlab

Vzpěra bude se žlabem spojena pomocí šroubového spoje, viz obrázek 13. Šroubový spoj bude realizován šroubovým polem. Šrouby jsou pevnostní třídy 8.8.

V rámci kontrolních a návrhových výpočtu pracuji s předpokladem poklesu vztlakové síly, kdy vztlaková síla, kterou plovák vytváří klesne o 20 %. Viz koncepční návrh.

Šroubový spoj bude zatěžován při pohybu konstrukce nahoru, kdy budou od sebe odtažovány žlab a vzpěra, vzpěra a plovák. Spoj plavebního žlabu se vzpěrou bude zatěžován více než spoj vzpěry s plovákem, protože spoj ponese tíhu vzpěry a žlabu. Přesněji výše zmíněných 20 %.



Obr. 21.: Šroubový spoj

Mez kluzu šroubového spoje určím z pevnostní třídy 8.8. Kdy první číslice určuje pevnost materiálu, tedy 800 MPa. Druhé číslo je deseti násobek poměru meze kluzu a pevnosti materiálu.

$$\sigma_{kt} = 800 \cdot 0,8 = 640 \text{ MPa} \quad (76)$$

##### 4.6.1. Návrh průměru šroubu podle namáhání jádra

Tab. 13.: Vstupní hodnoty – Šroubový spoj

Mez kluzu šroubového spoje $\sigma_{kt}$ [MPa]	Hmotnost vzpěry vztahena na jednotku délky G [kgm <sup>-1</sup> ]	Délka vzpěry $l_{vz}$ [m]	Součinitel tření f [1]	Počet šroubů $n_s$ [1]
640	1008	12	0,11	24

Koeficient bezpečnosti $k_3$ [1]	Tíhové zrychlení g [ms <sup>-2</sup> ]	Objem plováku [m <sup>3</sup> ]	Hustota plováku [kgm <sup>-3</sup> ]
1,5	9,81	768,08	315,22



Síla, kterou je zatížený šroubový spoj, definuji jako 20 % z tíhy plováku a vzpěry. Hmotnost vzpěry je součinem hmotnosti vzpěry vztažena na jednotku délky a délky vzpěry. Hmotnost plováku vypočtu jako součin objemu a hustoty plováku.

$$F_{\xi} = (G \cdot l_{vz} + V_p \cdot \rho_p) \cdot g \cdot 0,2 =$$

$$= (1008 \cdot 12 + 768,08 \cdot 315,22) \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 498\,760,37\,N \quad (77)$$

Osovou sílu připadající na jeden šroub určím jako součin zatěžující síly a koeficientu bezpečnosti, který podělím součinem počtu šroubů a součinitele tření.

$$Q_{\xi} = \frac{F_{\xi} \cdot k}{n \cdot f} = \frac{257\,263,842 \cdot 1,5}{24 \cdot 0,11} = 283\,386,57\,N \quad (78)$$

Průměr šroubu navrhuji z hodnoty redukovaného napětí. Redukované napětí je hodnota napětí, která je čistě tahová, ale zastupuje účinky tahového napětí i napětí v krutu působícího na šroub.

Tahové napětí vypočítám jako podíl osově síly a plochy počítané z nejmenšího průměru šroubu.

$$\sigma_o = \frac{Q_{vz}}{S_3} = \frac{Q_{vz}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (79)$$

Napětí v krutu vypočítám jako podíl utahovacího momentu a modulu průřezu v krutu pro nejmenší průměr šroubu. Po upravení vzorce získávám tahové napětí násobené konstantními hodnotami pro jednotlivé metrické závity.

$$\tau_{\xi} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q_{vz} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{Q_{vz}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \frac{\frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi')}{\frac{d_3}{4}} =$$

$$= \sigma_o \cdot 2 \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot tg(\gamma + \varphi') \quad (80)$$

Tyto konstantní hodnoty můžeme pro metrické závity nahradit empirickými hodnotami. Díky tomuto nahrazení lze definovat smykové napětí jako násobek tahového napětí.

$$\frac{d_2}{d_3} \approx 1,1; \quad tg(\gamma + \varphi') \approx 0,2 \Rightarrow \tau = 2 \cdot 1,1 \cdot 0,2 \cdot \sigma_o = 0,44 \cdot \sigma_o \quad (81)$$

Redukované napětí vypočítám jako součet pod druhou odmocninou. Sčítám druhou mocninu tahového napětí a součin druhých mocnin koeficientu alfa a napětí v krutu. Koeficient alfa je definován hypotézou, podle které počítám. Počítám podle hypotézy  $\tau_{max}$ , protože je více na straně bezpečnosti.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_s^2}, \tau_{max} \Rightarrow \alpha = 2, HMH \Rightarrow \alpha = \sqrt{3} \quad (82)$$

Hodnota redukovaného napětí musí být vyšší nebo rovna mezi kluzu šroubu.

$$\sigma_{red} \geq \sigma_{kt} \quad (83)$$

Po dosažení za napětí v krutu a upravení rovnice získám předběžnou hodnotu nejmenšího průměru šroubu.

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot (0,44 \cdot \sigma_o)^2} = \\ &= \sqrt{\sigma_o^2 \cdot (1 + 4 \cdot 0,44^2)} = \sigma_o \cdot \sqrt{1,774} = \frac{Q_{vz}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot 1,332 \geq \sigma_{kt} \Rightarrow \\ d'_3 &= \sqrt{\frac{Q_{vz} \cdot 4}{\pi \cdot \sigma_{kt}}} \cdot 1,332 = \sqrt{\frac{283\,386,57 \cdot 4}{\pi \cdot 630}} \cdot 1,332 = 23,93 \text{ mm} \quad (84) \end{aligned}$$

V tabulkách hledám šroub s nejbližším vyšším nejmenším průměrem. Volím šroub M28,  $d_3 = 25,546 \text{ mm}$ .

## 5. Závěr

Na základě vypracované rešerše jsem navrhl konstrukci svislého lodního zdvihadla pro malá plavidla. Navržené zdvihadlo je plovákové lodní zdvihadlo. Plovák je umístěn pod konstrukcí ve velké plovákové šachtě. Pohyb plavebního žlabu zajišťují pohybové šrouby a otočné matice, které jsou přes řemeny poháněny elektromotory.

V rámci kontrolních a návrhových výpočtů jsem kontroloval vhodné rozmístění výztuh svařence plavebního žlabu. Navrhl jsem pomocí Steinerovy věty složený profil vzpěry. Dále jsem vypočítal potřebné rozměry plováku aplikací Archimedova zákona. Poté jsem určil pohybové šrouby ze zatížení na vzpěr a provedl kontrolu na otláčení. Jako další jsem vypočetl potřebný výkon pro pohon mechanismu a vybral vyhovující elektromotor. Jako poslední jsem navrhl šroubový spoj vzpěry s plovákem a plavebním žlabem. V rámci těchto výpočtů jsem využil znalosti z předmětů Pružnost pevnost a Části a mechanismy strojů.

Práci by bylo možné rozšířit o řešení pohonu a konstrukce vrat plavebního žlabu nebo detailnější zpracování vodící konstrukce, kde by se daly řešit vlivy okolního prostředí jako jsou poryvy větru a další. Případně vyřešit synchronizaci pohonu otočných matic.

## 6. Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
$m_{cž}$	[kg]	Celková hmotnost žlabu
$I_{xC}$	[mm <sup>4</sup> ]	Celkový moment setrvačnosti k ose ohybu x
$I_{yC}$	[mm <sup>4</sup> ]	Celkový moment setrvačnosti k ose ohybu y
$S_c$	[mm <sup>2</sup> ]	Celková plocha průřezu
$\eta_c$	[1]	Celková účinnost
$a$	[m]	Délka plováku
$l_{\xi}$	[m]	Délka šroubu
$l_{vz}$	[m]	Délka vzpěry
$\sigma_{kd}$	[MPa]	Dovolená mez kluzu v tahu
$\sigma_D$	[MPa]	Dovolené napětí
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak na otlačení
$m_v$	[kg]	Hmotnost vody
$G$	[kgm <sup>-1</sup> ]	Hmotnost vzpěry vztažena na jednotku délky
$m_{\xi}$	[kg]	Hmotnost žlabu
$\rho_o$	[kgm <sup>-3</sup> ]	Hustota oceli
$\rho_p$	[kgm <sup>-3</sup> ]	Hustota plováku
$\rho$	[kgm <sup>-3</sup> ]	Hustota vody
$\rho_v$	[kgm <sup>-3</sup> ]	Hustota vzduchu
$p$	[Pa]	Hydrostatický tlak
$k_1$	[1]	Koeficient bezpečnosti
$k_2$	[1]	Koeficient bezpečnosti vzpěru
$k_3$	[1]	Koeficient bezpečnosti
$k_v$	[1]	Koeficient bezpečnosti ve vzpěru
$k_{HMH}$	[1]	Koeficient bezpečnosti podle hypotézy HMH
$k\tau_{max}$	[1]	Koeficient bezpečnosti podle hypotézy $\tau_{max}$
$\sigma_{kr}$	[MPa]	Kritické napětí
$\sigma_E$	[MPa]	Kritické napětí podle Eulera
$D_1$	[mm]	Malý průměr matice
$d_3$	[mm]	Malý průměr šroubu
$M_{oMAX}$	[Nm]	Maximální ohybový moment
$\sigma_k$	[MPa]	Mez kluzu
$\sigma_{kt}$	[MPa]	Mez kluzu šroubového spoje
$\sigma_u$	[MPa]	Mez úměrnosti
$\lambda_{mez}$	[1]	Mezní štíhlostní poměr
$Re$	[MPa]	Minimální mez kluzu

$k_{vmin}$	[1]	Minimální koeficient bezpečnosti – výpočet vzpěru šroubu
$I_{min}$	[mm <sup>4</sup> ]	Minimální moment setrvačnosti k ose ohybu
$E$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$I_x$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose ohybu x
$I_y$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose ohybu y
$\tau_{dr}$	[MPa]	Napětí v krutu dřívku
$\tau_{\xi}$	[N]	Napětí v krutu šroubového spoje
$\beta_{\xi SN}$	[°]	Normou daný úhel závitů pro trapézový závit
$V_p$	[m <sup>3</sup> ]	Objem plováku
$\sigma_o$	[MPa]	Ohybové napětí
$Q_0$	[N]	Osově zatížení
$Q_{\xi}$	[N]	Osová síla připadající na jeden šroub
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu
$z$	[1]	Počet činných závitů
$z_{\check{c}}$	[1]	Počet činných závitů
$i_z$	[1]	Počet chodů závitů
$n_{\xi}$	[1]	Počet pohybových šroubů
$n_{\xi}$	[1]	Počet šroubů
$M_1$	[Nm]	Podporový moment v podpoře 1
$M_2$	[Nm]	Podporový moment v podpoře 2
$M_3$	[Nm]	Podporový moment v podpoře 3
$M_4$	[Nm]	Podporový moment v podpoře 4
$M_5$	[Nm]	Podporový moment v podpoře 5
$i$	[mm]	Poloměr setrvačnosti
$H_1$	[mm]	Pracovní výška
$S_3$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez jádra
$W_o$	[m <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose ohybu
$P'_M$	[kW]	Předběžný výkon elektromotoru
$n$	[1]	Případ vzpěru
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí
$P$	[mm]	Rozteč
$v$	[ms <sup>-1</sup> ]	Rychlost
$F_{\xi}$	[N]	Síla zatěžující šroubový spoj
$\mu$	[1]	Součinitel vlivu uložení
$\psi_h$	[1]	Součinitel výšky matice
$\psi_H$	[1]	Součinitel výšky profilu

$f$	[1]	Součinitel tření
$Q$	$[\text{Nm}^{-1}]$	Spojité zatížení
$d_2$	[mm]	Střední průměr
$S_1$	$[\text{Nm}^3]$	Statický moment 1
$S_2$	$[\text{Nm}^3]$	Statický moment 2
$S_3$	$[\text{Nm}^3]$	Statický moment 3
$S_4$	$[\text{Nm}^3]$	Statický moment 4
$b$	[m]	Šířka plováku
$b$	[mm]	Šířka průřezu
$\lambda$	[1]	Štíhlostní poloměr
$\sigma_o$	[MPa]	Tahové napětí od osové síly šroubového spoje
$\sigma_{dr}$	[MPa]	Tahové napětí v dřívku
$F_p$	[N]	Tíhová síla plováku
$F_{vzpěra}$	[N]	Tíhová síla vzpěry
$F_{\dot{z}}$	[N]	Tíhová síla žlabu
$g$	$[\text{ms}^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$F$	[N]	Tlaková síla
$p_{\dot{s}}$	[MPa]	Tlak v soustavě pohybového šroubu a matice
$t$	[m]	Tloušťka stěny plováku
$\phi'$	[°]	Třecí úhel
$\eta_{\dot{r}}$	[1]	Účinnost řemene
$\eta_z$	[1]	Účinnost závitové dvojice
$\beta_n$	[°]	Úhel boku profilu
$\gamma$	[°]	Úhel stoupání
$d$	[mm]	Velký průměr šroubu
$a_v$	[m]	Vnitřní délka plováku
$b_v$	[m]	Vnitřní šířka plováku
$l$	[m]	Vnitřní šířka žlabu
$c_v$	[m]	Vnitřní výška plováku
$P_{vyst}$	[kW]	Výstupní výkon mechanismu
$h$	[m]	Výška hladiny
$h$	[mm]	Výška matice
$c$	[m]	Výška plováku
$h_p$	[mm]	Výška průřezu
$w$	[m]	Vzdálenost mezi vzpěrami
$F_{vztlak}$	[N]	Vztlaková síla

## 7. Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma pohybu a hlavní části zdvihadla	3
Obrázek 2: Schéma konstrukce pístového zdvihadla	4
Obrázek 3: Pístové lodní zdvihadlo	5
Obrázek 4: Schéma plovákového lodního zdvihadla	6
Obrázek 5: Plovákové zdvihadlo u Heinrichenburgu	6
Obrázek 6: Schéma lodního zdvihadla s protizávažím	7
Obrázek 7: Dvojitě mechanicky vyvážené lodní zdvihadlo u Lüneburgu	7
Obrázek 8: Otočné lodní zdvihadlo Falkirk ve Skotsku	8
Obrázek 9: Postup proplavení šikmým lodním zdvihadlem	9
Obrázek 10: Návrh plovákového lodního zdvihadla	10
Obrázek 11: Silová rovnováha pohyblivé části konstrukce	11
Obrázek 12: Plavební žlab	11
Obrázek 13: Vzpěra	12
Obrázek 14: Plavební žlab	13
Obrázek 15: Rozvinutí výztuhy	14
Obrázek 16: Třímomentová rovnice	15
Obrázek 17: Rozdělení výztuhy na jednotlivé třímomentové rovnice	15
Obrázek 18: Profil HEA 900	20
Obrázek 19: Průřez vzpěry	20
Obrázek 20: Silová rovnováha pohyblivé části konstrukce	25
Obrázek 21: Šroubový spoj	34



## 8. Seznam tabulek

Tabulka 1: Vstupní hodnoty – Spojité zatížení	13
Tabulka 2: Vstupní hodnoty – Vzdálenost výztuh	18
Tabulka 3: Vstupní hodnoty – Hmotnost vody ve žlabu	19
Tabulka 4: Profil HEA 900	20
Tabulka 5: Vstupní hodnoty – Kontrola vzpěr	21
Tabulka 6: Vstupní hodnoty – Rozměry plováku	24
Tabulka 7: Rozměry plováku	26
Tabulka 8: Vstupní hodnoty – Osově zatížení	28
Tabulka 9: Vstupní hodnoty – Kontrola šroubu na vzpěr	28
Tabulka 10: Tr-290x12 ČSN 01 4050	29
Tabulka 11: Vstupní hodnoty – Parametry závitů	30
Tabulka 12: Vstupní hodnoty – Návrh pohonu	33
Tabulka 13: Vstupní hodnoty – Šroubový spoj	31



## 9. Seznam použité literatury

- [1] HAVLÍK, Aleš. *Vodní cesty a plavba*. [cit. 20.7.2021] Prezentace ve formátu PDF. Dostupné z: [http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Vin/ke\\_stazeni/Vodni\\_cesty\\_a\\_plavba.pdf](http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Vin/ke_stazeni/Vodni_cesty_a_plavba.pdf)
- [2] MEDŘICKÝ, Vladimír. *Hydrotechnické stavby 2: vodní cesty*. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN isbn80-01-03423-2.
- [3] „FERONA“ [Online]. [cit. 16.2.2021] <https://online.ferona.cz/detail/33703/plech-valcovany-za-tepla-en-10029-a-n-rozmer-120x2000x5000>
- [4] „FERONA“ [Online]. [cit. 16.2.2021] <https://online.ferona.cz/detail/24134/profil-i-valcovany-za-tepla-din-1025-1-i-300>
- [5] „FERONA“ [Online]. [cit. 20.2.2021] <https://online.ferona.cz/detail/34007/profil-hea-valcovany-za-tepla-din-1025-3-hea-900>
- [6] ČSN 41 1375. Ocel 11 375, 1994
- [7] „VYBO Electric a.s.“ [Online <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-45kw-750ot-1c280m-8/>]
- [8] Ú12113, Ústav konstruování a částí strojů. *Části a mechanismy strojů I, Převodový mechanismus se závitovou dvojicí, Úloha č.1.*, Praha, ČVUT, 2014
- [9] ČSN 01 4050. Základní pravidla zaměnitelnosti. Lichoběžníkový závit rovnoramenný jednochodý. Profily, průměry a rozteče, základní rozměry a tolerance, 1990
- [10] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [11] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01934-9