



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HYDRAULICKÉ SHRABOVACÍ ČESLE

HYDRAULIC RAKE SCREEN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN RŮČKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Růčka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Hydraulické shrabovací česle

v anglickém jazyce:

Hydraulic rake screen

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci hydraulických česlí pro čističku odpadních vod dle zadaných parametrů. Proveďte výběr nejméně vhodného zatěžujícího stavu tohoto zařízení včetně pevnostní kontroly konstrukcí.

Zadané parametry:

šířka kanálu 900 mm

délka zdvihu 1700 mm

Cíle diplomové práce:

Posouzení optimálního návrhu konstrukce vzhledem k provozním podmínkám a zatížení.

Rozbor pevnostních kontrol z hlediska nejméně vhodného zatěžujícího stavu.

Návrh hydraulického obvodu.

Zhotovení výkresu sestavy zařízení a důležitých detailních výkresů.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E.,Mischke Ch.R.,Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009.
3. Bigoš P.,Kulka J.,Kopas M.,Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6.
4. Medek, J.: Hydraulické pochody PC DIR s.r.o., Brno 1998.
5. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
6. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
7. Firemní literatura a příslušné ČSN.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulicky shrabovacích česlí umístěných před čistírnou odpadních vod. V první části práce jsou popsány jednotlivé možnosti čištění vody od kusových pevných částic. V druhé části jsou řešeny základní parametry česlí a výpočet pohonu pro zvolenou konstrukci. Dále je provedena pevnostní kontrola konstrukce v nejméně vhodném zatíženém stavu. Diplomová práce je doplněna výkresovou dokumentací celé sestavy hydraulicky shrabovacích česlí, plus několik vybraných komponentů.

KLÍČOVÁ SLOVA

česle, shrabky, mechanické předčištění, lineární hydromotor

ABSTRACT

This thesis deals with the structural design of hydraulic raking screens placed before a sewage treatment plant. The first part describes various possibilities of water treatment from individual particles. The second part deals with basic parameters of screens and calculations of propelling power for previously chosen structure. Furthermore, a strength check of structure under the most unfavourable load is performed. Drawings of the whole assembly of hydraulic raking screens, plus a few selected components are attached to the thesis.

KEYWORDS

screen, screenings, mechanical cleaning, linear hydraulic engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RŮČKA, M. *Hydraulické shrabovací česle*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 80 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Bc. Martin Růčka



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D., za jeho trpělivost a ochotu odpovídat na mé otázky. Dále všem, kteří mě podporovali v průběhu studia.



OBSAH

| | |
|---|----|
| Úvod..... | 17 |
| 1 Česle..... | 18 |
| 1.1 Dělení česlí..... | 18 |
| 2 Dělení dle principu funkce a stupně mechanizace..... | 19 |
| 2.1 Ručně stírané česle..... | 19 |
| 2.2 Strojně stírané česle..... | 19 |
| 2.2.1 Hydraulicky stírané česle..... | 20 |
| 2.2.2 Mechanicky stírané česle..... | 21 |
| 2.2.3 Samočisticí česle..... | 22 |
| 2.2.4 Pásové česle..... | 23 |
| 2.2.5 Lanový čistící stroje..... | 24 |
| 2.2.6 Rotační česle..... | 24 |
| 2.3 Rozměňovací česle..... | 25 |
| 3 Základní technické parametry česlí..... | 26 |
| 3.1 Česle..... | 26 |
| 3.2 Ztráta tlakové výšky na česlích dle Kirschnera..... | 28 |
| 3.3 Síly působící na česle..... | 28 |
| 3.4 Hmotnost shrabků..... | 29 |
| 4 Návrh pohonu stroje..... | 30 |
| 4.1 Hydromotor_1..... | 30 |
| 4.1.1 Výpočet..... | 31 |
| 4.2 Hydromotor_2..... | 33 |
| 4.2.1 Výpočet..... | 34 |
| 5 Hydraulický obvod..... | 36 |
| 5.1 Výpočet potřebného průtoku..... | 36 |
| 5.2 Základní prvky agregátu..... | 36 |
| 5.3 Schéma obvodu..... | 37 |
| 5.4 Tlakové ztráty v obvodu..... | 37 |
| 5.4.1 Tlakový ventil..... | 38 |
| 5.4.2 Řadová připojovací deska..... | 38 |
| 5.4.3 Rozvaděče..... | 39 |
| 5.4.4 Prvky spojující blok s hydromotory..... | 39 |
| 5.5 Oteplování obvodu..... | 41 |
| 5.5.1 Ztrátový výkon..... | 41 |
| 5.5.2 Ochlazovací konstanta..... | 43 |



| | | |
|-------|--|----|
| 5.5.3 | Ustálená teplota obvodu..... | 43 |
| 5.6 | Ohřev oleje | 44 |
| 5.7 | Skutečné síly vytvářené hydromotory..... | 44 |
| 5.7.1 | Hydromotor_1..... | 44 |
| 5.7.2 | Hydromotor_2..... | 44 |
| 5.8 | Rychlost posuvu pístnic | 46 |
| 5.8.1 | Hydromotor_1..... | 46 |
| 5.8.2 | Hydromotor_2..... | 46 |
| 6 | Konstrukční řešení | 48 |
| 6.1 | Česle..... | 48 |
| 6.2 | Žlab..... | 48 |
| 6.3 | Čistící stroj | 49 |
| 6.3.1 | Základna..... | 49 |
| 6.3.2 | Vedení..... | 49 |
| 6.3.3 | Hrablo se stěrkou | 50 |
| 7 | Silový rozbor..... | 51 |
| 7.1 | Síly působící na rameno při stírání..... | 51 |
| 7.1.1 | Rozbor sil..... | 51 |
| 7.1.2 | Podmínky rovnováhy | 52 |
| 7.2 | Síly působící na hrablo se stěrkou při stírání | 52 |
| 7.2.1 | Podmínky rovnováhy | 53 |
| 7.3 | Reakce vzniklé při zaseknutí hrabla..... | 53 |
| 7.4 | Boční síla působící na kladky při zaseknutí o boční hranu stěrky | 55 |
| 7.4.1 | Podmínky rovnováhy | 56 |
| 8 | Pevnostní kontrola | 57 |
| 8.1 | Kladky | 57 |
| 8.1.1 | Kontrola čepu..... | 57 |
| 8.1.2 | Kontrola kladky | 59 |
| 8.1.3 | Kontrola ložiska | 60 |
| 8.2 | Hlavní čep | 61 |
| 8.2.1 | Kontrola uchycení..... | 61 |
| 8.3 | Hydromotor_1 | 62 |
| 8.3.1 | Kontrola uchycení..... | 63 |
| 8.4 | Hydromotor_2..... | 65 |
| 8.4.1 | Kontrola uchycení..... | 65 |
| 9 | Kontrola hrabla se stěrkou podle metody konečných prvků..... | 66 |
| | Závěr | 69 |



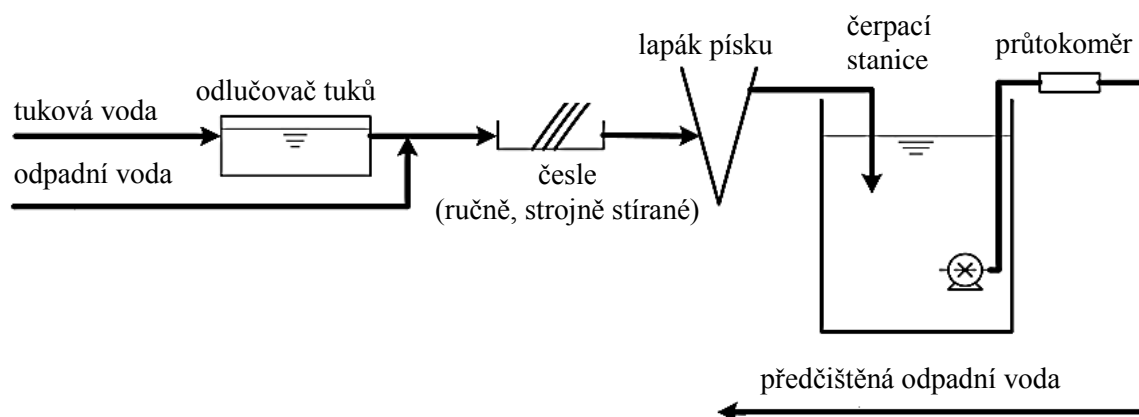
| | |
|---|----|
| Seznam použitých zkratek a symbolů..... | 74 |
| Seznam příloh | 80 |



ÚVOD

Na přítoku do čistírny mají být umístěny česle nebo jiné zařízení obdobného účinku. Pro čistírny se doporučuje použití jemných česlí, nejčastěji usazených v betonovém žlabu. Hrubé nečistoty přinášené odpadními vodami se mohou zachycovat na hrubých česlích, ale v každém případě musí být čistírny osazeny jemnými česlemi. [4]

Česle slouží k předčištění vod, pro zajištění účinného provozu a ochrany následujících zařízení (např. čerpadla). Konkrétně česle odstraňují hrubé plovoucí a nerozpustitelné látky (dřevo, plasty, textilie, ledové kry...). Látky menších rozměrů, než je rozměr průlin, procházejí dál. Materiál zachycený na česlích se označuje jako shrabky [10]. Tento proces se nazývá cezení, mezi další stupně předčištění patří usazování písku – sedimentace a separace tuků a olejů – flotace [6]. [3]



Obr. 1 Schéma mechanického předčištění [11]

Cílem této diplomové práce je navrhnout zařízení pro odstraňování nečistot z česlí, které jsou umístěny před čističkou odpadních vod. Tento návrh zahrnuje výpočet technických parametrů česlí, návrh pohonu, pevnostní kontrolu navržené konstrukce a tvorbu výkresové dokumentace.



1 ČESLE

Česle jsou technické zařízení, tvořené hustou mříží, která sestává z prutů (česlic) a mezer mezi těmito pruty (průlin) [10]. Sklon česlí od horizontální roviny se volí 30° až 90° dle použitého konstrukčního provedení [1].

Materiál zachycený na česlích, by měl být shrabáván pravidelně a co možno v nejkratších intervalech [3]. Vždy s ohledem na konkrétní podmínky, např. při větším podílu průmyslových odpadních vod je předpoklad zvýšeného množství shrabků a může se měnit i jejich charakter (odpadní vody z textilní výroby) [1][4]. Pravidelné shrabávání shrabků zabraňuje zahnívání materiálu na česlích. Dále materiál zachycený na česlích má vliv na výšku hladiny za česlemi, tedy na průtoku. Výrazná změna průtoku může způsobovat provozní problémy v následujících procesech čištění odpadních vod (zejména u malých čistíren) [2][3]. Odstraněné shrabky je nutno dostatečně odvodnit a případně zabezpečit proti zápachu během skladování na místě k tomu určeném [4]. Následně musí být zajištěn jejich odvoz za účelem kompostování, spálení nebo jiného nezávadného zneškodnění v souladu s platnými předpisy [3][4].

1.1 DĚLENÍ ČESLÍ

Česle lze dělit podle velikosti průlin (mezer mezi česlicemi) nebo dle principu funkce a stupně mechanizace.

Dělení podle velikosti průlin:

Každá literatura uvádí jiné hodnoty rozdělení velikosti průlin. Pro informaci, zde uvádím hodnoty uvedené v normě ČSN 12 255-3. Minimální hodnoty průlin česlí [3]:

- a) hrubé česle – 20 mm až 50 mm,
- b) střední česle – 10 mm až 20 mm,
- c) jemné česle/síta – 2 mm až 10 mm.

Hrubé česle jsou tvořeny z vertikálních nebo nakloněných česlic. Slouží obvykle jako ochrana čerpadel před poškozením většími předměty. Bývají stírané obvykle ručně, protože množství zachyceného materiálu bývá malé. [6]

Dělení dle principu funkce a stupně mechanizace:

- a) ručně stírané
- b) strojně stírané
- c) rozměňovací česle



2 DĚLENÍ DLE PRINCIPU FUNKCE A STUPNĚ MECHANIZACE

2.1 RUČNĚ STÍRANÉ ČESLE

Ručně stírané česle musí být vyjímatelné a stíratelné po celé ploše. Sklon česlí má být přibližně 45° (30° až 75°). V přítokovém žlabu před česlemi a za nimi nesmí být místa, kde by docházelo k usazování pevných látek a zachycování plovoucích látek unášenými odpadními vodami [4]. Dno žlabu za česlemi se doporučuje snížit, tak aby nedocházelo ke vzduť vody před česlemi. Součástí ručně stíraných česlí má být odkapávací plocha [4]. Pro obsluhu musí být instalována bezpečná obsluhovací plocha s dostatečným prostorem pro potřebnou manipulaci. [1]

Ručně stírané česle nacházejí uplatnění na čistírnách odpadních vod, kde jsou umístovány do obtokových kanálů nebo před jemné strojně stírané česle, jako zařízení pro hrubé předčištění. [10]

Ručně stírané hrubé česle se používají také před dlouhé kanály, kterými v běžných situacích protéká malé množství vody. Kanály jsou jimi osazeny pouze pro případ náhlého zvednutí hladiny (povodně), kdy dojde ke splavení hrubých předmětů z okolí toků a mohlo by dojít k ucpávání kanálu.



Obr. 2 Ručně stírané česle [12]

2.2 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE

Skлон česlí od horizontální roviny se volí okolo 60° (v rozmezí 45° až 90°) [1]. V přítokovém žlabu před česlemi a za nimi nesmí být místa, kde by docházelo k usazování pevných látek a zachycování plovoucích látek unášenými odpadními vodami [4].

Norma doporučuje přednostně navrhovat strojně čištěné česle s minimální náročností na obsluhu [4]. U česlí větších rozměrů nebo s větším obsahem (hmotností) shrabků nelze ani jinak zajistit účinné čištění česlí (hlavně u vodních elektráren) [5].



Stírací mechanismus může být spouštěn ručně nebo automaticky. Kdy automaticky stírané česle mají řízený chod podle rozdílu hladin před a za česlemi. Tento rozdíl výšek hladin je ovlivněn, kromě samotné konstrukce česlí, také i množstvím shrabků na česlích. [10]

U strojně čistících česlí, pokud nejsou zdvojeny, je nutné osazovat je rezervními česlemi pro nouzový obtok. Dále je nutné zajistit, aby se každý žlab mohl samostatně vyřadit z provozu. [3]

Strojně čistící česle se doporučuje kombinovat se strojním zařízením na dopravu shrabků, jejich praní a lisování. Česle se mají chránit před povětrnostními vlivy stavební nebo konstrukční úpravou. [4]

Strojně stírané česle lze dále dělit podle konstrukčního řešení na:

- a) hydraulicky stírané česle
- b) mechanicky stírané česle
- c) samočistící česle
- d) pásové česle
- e) lanové čistící stroje
- f) rotační česle

Samotné čistící zařízení může být pevné, pro menší česle, nebo pojízdné po celé délce česlí.

2.2.1 HYDRAULICKY STÍRANÉ ČESLE

Stroje tohoto typu jsou konstruovány pro venkovní prostředí a celoroční provoz. Hydraulická jednotka musí být vybavena temperováním olejové náplně po dobu zimního období. [13]

Systém hydraulicky stíraných česlí může být řešen jako jednoramenný teleskopický nebo jako dvouramenný kloubový.

Jednoramenný teleskopický čistící stroj se používá pro menší hloubky. Tento stroj má dva přímočaré hydromotory. Menší hydromotor nadzdvihne shrabovací rameno a větší hydromotor vysune stírací lištu. Po vysunutí je lišta menším hydromotorem přiklopena k česlím a větším hydromotorem tažena po česlích do horní polohy. Tímto pohybem dochází ke stírání shrabků z česlí. V horní poloze shrabky ze stírací lišty samovolně vypadnou. [14]



Obr. 3 Jednoramenný teleskopický čistící stroj [18] [14]

Dvouramenný kloubový čistící stroj má robustnější konstrukci a je konstrukčně složitější. Výhodou dvouramenného kloubového čistícího stroje je jeho velký dosah, používá se do hloubky až 15 m, a velká nosnost, která může být i přes jednu tunu. Pohyb je zajištěn dvěma přímočarými hydromotory. První hydromotor, uchycený k základně (zem nebo pojízdné zařízení), slouží ke zvedání celého mechanismu. Druhý hydromotor, mezi rameny, slouží k pohybu ramene se stírací lištou, tak aby byl zajištěn stálý přítlak stírací lišty na česle. V některých případech je i samotná stírací lišta kloubově usazena a pohybuje se pomocí třetího přímočarého hydromotoru. [14]



Obr. 4 Dvouramenný kloubový čistící stroj [14]

2.2.2 MECHANICKY STÍRANÉ ČESLE

Mechanicky stírané česle mohou být česle jemné i hrubé [10]. Shrabky jsou odstraňovány vozíkem. Pohon vozíku je zajištěn elektromotorem s převodovkou přes dva řetězy, nebo pomocí ozubeného pojezdového hřebene.



U česlí s vozíky poháněnými pomocí řetězů jsou shrabky vynášeny tvarovými prsty ukotvenými do vozíků. Vozíky unášejí shrabky až nad horní úvrať dráhy řetězů, poté dochází k samovolnému vypadnutí shrabků do výsypky. [10]

Takto řešené česle mohou být stírány vrchem nebo spodem. Rozdíl v konstrukci je takový, že u spodem stíraných česlí jsou vozíky za česlemi. [12]



Obr. 5 Strojní česle spodem stírané [12]

Druhým konstrukčním řešením jsou hrablové čistící česle. Na bočnicích rámu jsou připevněny pojezdové hřebeny, po nichž se pohybuje vozík se stíracími hráběmi. Vozík nese pohon a zvedací mechanismus hrábí. Do vody zasahují pouze hrábě. Aby vozík s elektromotorem nezajel do vody, v případě zvýšení hladiny, je zařízení chráněno plovákovým mechanismem, který zastaví pojezd vozíku. [17]



Obr. 6 Hrablové stírané česle [17]

2.2.3 SAMOČISTICÍ ČESLE

Česle jsou složeny ze segmentů tvořících nekonečný pás. Výhodou tohoto zařízení je, že není nutná instalace samotných česlí. Česle jsou samotnou konstrukcí čistícího



stroje. Při pohybu pásu vynáší zubová část segmentu zachycené shrabky a v horní části pásu, při změně směru pohybu pásu, shrabky padají do kontejneru nebo na pás. Materiál segmentů je kov nebo plast. Česle se vyrábějí v provedení jemném i hrubém, záleží na použitých segmentech. [10]

Samočisticí schopnost filtračních elementů je dána specifickým tvarovým uspořádáním filtračních elementů a jejich vzájemným relativním pohybem v místě obrácení filtračního pásu směrem do kanálu. [10]



Obr. 7 Samočisticí česle [12]

2.2.4 PÁSOVÉ ČESLE

Pásové česle jsou určeny k hrubému předčištění vod. Pevné látky jsou zachyceny na pásu česlic a shrabky jsou vynášeny do hlavy česlí, kde padají do výsypky. Česle jsou současně čištěny vymetacím kartáčem a odstříkovacím zařízením. I zde je česlicová mříž integrovaná do samotné konstrukce čistícího stroje. [10]



Obr. 8 Pásové česle [15]



2.2.5 LANOVÉ ČISTÍCÍ STROJE

Čistění česlí pomocí lanového mechanismu se používá pro česle s velkou hloubkou, a to až 30 m. [14]



Obr. 9 Lanový čistící stroj [14]

2.2.6 ROTAČNÍ ČESLE

Rotační česle jsou vhodné pro značně znečištěné odpadní vody (např. textilem, drobnými kousky dřeva, kůry ...), jejichž nečistoty zpravidla činí mnoha česlím potíže. Filtrace může probíhat již od velikosti ok v sítu 0,1 mm. [15]

Funkčním prvkem zařízení je rotující filtrační buben s lopatkami uvnitř. Lopatky nabírají při rotaci zachycené nečistoty. Uvnitř bubnu je umístěn perforovaný žlab, do kterého padají zachycené nečistoty. Perforovaný žlab je opatřen šnekem, který dopravuje shrabky do kontejneru nebo na další zpracování. Během dopravy se shrabky odvodňují. Částice, které uváznou na bubnu nebo ve štěrbinách, jsou vyplachovány proudem vody z trysek. [15]

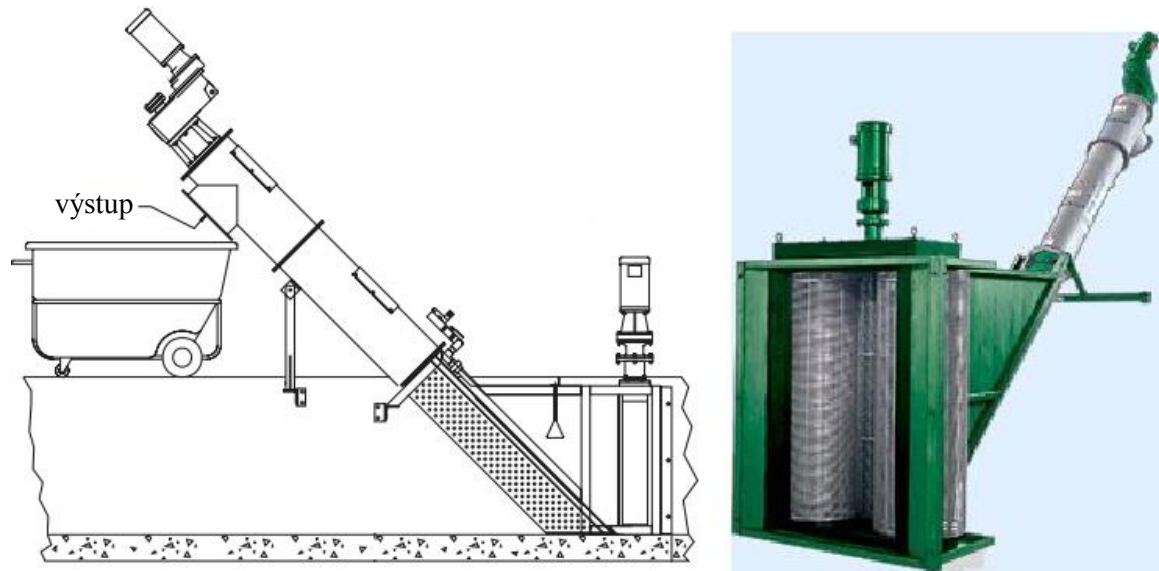


Obr. 10 Rotační česle [15]



2.3 ROZMĚLŇOVACÍ ČESLE

Zařízení se skládá z širokých bubnových česlí, rotačního drtiče, šnekového bezhřídelového dopravníku a perforovaného žlabu. Bubnové česle usměrňují pevné látky do rotačního drtiče, přičemž zajišťují vysokou průtočnost zařízení, jako mají hrubé česle. Pevný materiál usměrněný bubny je v rotačním drtiči rozdrcen a nasměrován do perforovaného žlabu. Jemné částice protečou skrz žlab, hrubé částice jsou zachyceny žlabem. Ty jsou následně bezhřídelovým šnekem dopraveny do kontejneru. Ty jsou následně bezhřídelovým šnekem dopraveny do kontejneru.



Obr. 11 Rozmělňovací česle [16]



3 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY ČESLÍ

Mezi základní technické parametry česlí patří tvar a rozměr kanálu, sklon česlí, velikost průlin, tvar a šířka česlic a objemový průtok nebo výška hladiny v kanálu. Z těchto hodnot lze dopočítat rychlost proudění vody, tlakovou ztrátu hladiny a zatížení česlí.

Česle jsou umístěny v betonovém kanálu obdélníkového průřezu. Šířka kanálu je 900 mm, hloubka kanálu je 1500 mm. Maximální výška hladiny vody v kanálu je 1000 mm. Tato hodnota byla zvolena dle literatury [1], která stanovuje bezpečnostní výšku kanálu nad maximální hladinou vody. Při větším množství vody, voda přepadává přes přepad a teče do vyrovnávací nádrže nebo do nouzového obtoku.

3.1 ČESLE

Sklon česlí je 70°, tento sklon česlí volím na základě používaných hodnot u strojně stíraných česlí firmou Fontana R, s.r.o. [12] a literatury [1]. Čistírny odpadních vod musí být osazeny jemnými česlemi [4], proto volím šířku česlic 6 mm a velikost průlin 10 mm.

POČET ČESLIC A PRŮLIN

Výpočet dle literatury [1]. Česle začínají česlicí a končí česlicí, to znamená, že česlic je o jednu víc než průlin. Počet česlic:

$$B = n_{\text{c}} \cdot b_1 + n_{\text{p}} \cdot b_2 = n_{\text{c}} \cdot b_1 + (n_{\text{c}} - 1) \cdot b_2 \Rightarrow$$

$$n_{\text{c}} = \frac{B + b_2}{b_1 + b_2} = \frac{900 + 10}{6 + 10} = 56,875 \quad (1)$$

kde: n_{c} [-].....počet česlic
 n_{p} [-].....počet průlin
 B [mm].....šířka kanálu
 b_1 [mm].....šířka česlic
 b_2 [mm].....šířka průliny

Počet česlic volím 56 a počet průlin bude o jednu méně, tj. 55.

Velikost průlin:

$$b_2 = \frac{B - n_{\text{c}} \cdot b_1}{n_{\text{p}}} = \frac{900 - 56 \cdot 6}{55} = 10,255 \text{ mm} \quad (2)$$

V dalších výpočtech je počítáno s velikostí průliny 10 mm. Tuto velikost průliny lze reálně vyrobit, ale tato hodnota je minimální.

**VÝPOČET RYCHLOSTI PROUDĚNÍ VODY PRO MAXIMÁLNÍ MNOŽSTVÍ**

Pro výpočet rychlosti jsou použity vztahy uvedené v literatuře [2].

Hydraulický poloměr:

$$R = \frac{S}{O} = \frac{B \cdot H_{kr}}{B + 2 \cdot H_{kr}} = \frac{(900 \cdot 10^{-3}) \cdot 1}{(900 \cdot 10^{-3}) + 2 \cdot 1} = 0,31 \text{ m} \quad (3)$$

kde: R [m]hydraulický poloměr
 S [m²]průtočný průřez
 O [m]omočený obvod
 H_{kr} [m]maximální výška hladiny

Chézyho rychlostní součinitel podle Manninga:

Součinitel drsnosti betonového kanálu volím 0,014, dle literatury [2].

$$C = \frac{1}{n_b} R^{\frac{1}{6}} = \frac{1}{0,014} \cdot 0,31^{\frac{1}{6}} = 58,773 \text{ m}^{0,5} \text{ s}^{-1} \quad (4)$$

kde: C [m^{0,5}s⁻¹]rychlostní součinitel
 n_b [-]součinitel drsnosti

Průřezová rychlost v kanále:

Sklon dna kanálu je minimální, volím 0,5 ‰.

$$v = C \sqrt{R i_o} = 58,773 \sqrt{0,31 \cdot 5 \cdot 10^{-4}} = 0,732 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5)$$

kde: v [m·s⁻¹]průřezová rychlost
 i_o [‰]podélný sklon kanálu

Rychlost mezi česlicemi:

Výpočet je proveden z rovnosti průtoků vody v kanálu a mezi česlicemi.

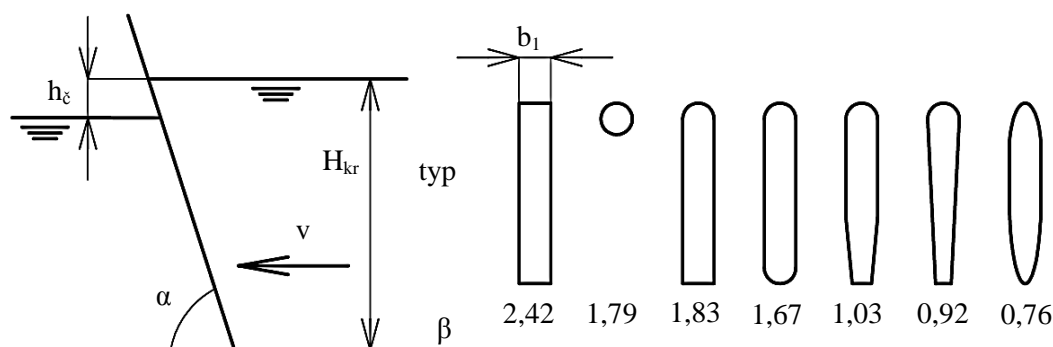
$$v_{m\check{e}} = \frac{v \cdot B}{b_2 \cdot n_p} = \frac{0,732 \cdot 900}{10 \cdot 55} = 1,198 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

Průtočná rychlost v kanálu při minimálním průtoku by neměla být nižší než 0,3 m·s⁻¹. Při nižších rychlostech může docházet k zanášení kanálu (např. pískem). Rychlost mezi česlemi by neměla být větší než 1,2 m·s⁻¹ (1,4 m·s⁻¹ [1]). Při vyšší rychlosti může docházet k strhávání předmětů zachycených na česlích. [3]

Tato podmínka je pro maximální množství vody splněna.

3.2 ZTRÁTA TLAKOVÉ VÝŠKY NA ČESLÍCH DLE KIRSCHNERA

Vliv tvaru česlic na velikosti ztráty tlakové výšky vyjadřuje součinitel β [2].



Obr. 12 Tvarové součinitele česlic různých profilů [2]

Je zvolen obdélníkový průřez česlic. I když zvolený průřez je nejméně vhodný, co se týče velikosti rozdílu hladin před a za česlemi, tak výhodou tohoto průřezu jsou nízké výrobní náklady a vyšší tuhost, oproti průřezu kruhovému. Rozdíl hladin je počítán pro maximální průtok, tedy je rozdíl hladin největší, a pro výpočet je použit postup uvedený v literatuře [2].

$$h_c = \beta \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^{\frac{4}{3}} \frac{v^2}{2g} \sin(\alpha) = 2,42 \left(\frac{6}{10} \right)^{\frac{4}{3}} \frac{0,732^2}{2 \cdot 9,81} \sin(70^\circ) = 31,45 \text{ mm} \quad (7)$$

kde: β [-]tvarový součinitel česlic
 g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]tíhové zrychlení
 α [$^\circ$]sklon česlic

Vypočítaná hodnota udává ztrátu tlakové výšky způsobené česlemi. Skutečná hodnota ztráty tlakové výšky je závislá také na zachyceném materiálu. [2]

3.3 SILY PŮSOBÍCÍ NA ČESLE

Za nejhorší stav, který může nastat, lze považovat úplné zanesení česlí šrabbky, tak že dojde k zabránění průtoku nebo k výraznému omezení průtoku a odpadní voda odtéká přepadem do vyrovnávací nádrže nebo do nouzového obtoku.

Síla působící na česle:

Dle [21] je vypočítána síla působící na šikmou plochu. Za předpokladu, že za česlemi není voda, a přepad je ve výšce $H_{kr} = 1 \text{ m}$.

$$S_{\check{c}} = B \cdot L_{kr} = B \cdot \frac{H_{kr}}{\sin(\alpha)} = (900 \cdot 10^{-3}) \cdot \frac{1}{\sin(70^\circ)} = 0,9578 \text{ m}^2 \quad (8)$$

$$F_{\check{c}k} = \rho_v \cdot g \cdot \frac{H_{kr}}{2} \cdot S_{\check{c}} = 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,9578 = 4698 \text{ N} \quad (9)$$

kde: $S_{\check{c}}$ [m^2]plocha smáčených česlí



L_{kr} [m].....maximální smáčená délka česlí
 $F_{čk}$ [N].....síla působící na česle
 ρ_v [kg.m⁻³].....hustota vody

Na jednu česlici:

$$F_{1čk} = \frac{F_{čk}}{n_č} = \frac{4696}{56} = 83,9 \text{ N} \quad (10)$$

kde: $F_{1čk}$ [N]síla působící na jednu česlici

Vypočítaná síla působící na česle je při nejnepříznivějším stavu. Pro správný chod čistírny odpadních vod by neměla nikdy nastat.

3.4 HMOTNOST SHRABKŮ

Množství shrabků kolísá. Během období dešťů se může i několikanásobně zvýšit [1]. Shrabky obsahují asi 80% vody a mají přibližně hustotu 960 kg.m⁻³ [6]. Hmotnost je počítána z objemu, který je stěrka schopna vytáhnout.

$$V_s = B \cdot L_{kr} \cdot b_s = 0,9 \cdot \frac{1}{\sin(70^\circ)} \cdot 0,12 = 0,115 \text{ m}^3 \quad (11)$$

$$m_s = V_s \cdot \rho_s = 0,115 \cdot 960 = 110,3 \text{ kg} \quad (12)$$

kde: V_s [m³].....objem shrabků
 b_s [m].....šířka stěrky (dle modelu)
 m_s [kg].....hmotnost shrabků
 ρ_s [kg.m⁻³].....hustota shrabků



4 NÁVRH POHONU STROJE

S ohledem na rozměry kanálu je volen hydraulicky čistící stroj s teleskopickým ramenem. Toto konstrukční řešení je jednodušší a v tomto případě dostačující.

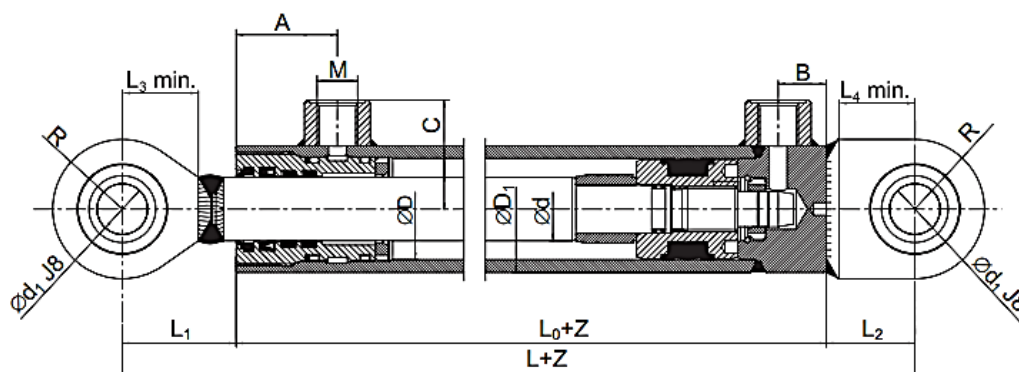
Zařízení je poháněno dvěma přímočarými hydromotory. Hydromotor_1 zajišťuje naklápění celého ramene. Pohyb se skládá z odklopení ramene od česlí, aby nedošlo ke strhávání materiálu z česlí. Dále slouží k vyvození přitlačné síly stěrky na česle. Hydromotor_2 zajišťuje vysouvání hrabla a stírání česlí.

Pohyb zařízení je cyklický. Klidová poloha nastává v okamžiku, kdy jsou oba písty zasunuté, aby nemohlo dojít k poškození povrchu pístnic. Cyklus začíná úplným vysunutím hydromotoru_1, následován vysunutím hydromotoru_2. Po vysunutí hydromotoru_2 dojde k zasouvání hydromotoru_1. Tento pohyb je zastaven konstrukcí česlí, kdy hydromotor_1 působí na česle přitlačnou silou. Dále dochází k zasouvání hydromotoru_2 až do koncové polohy. Při tomto pohybu se česle stírají. Hydromotor_1 se zasune do krajní polohy po projetí celé délky česlí.

Byly zvoleny dva hydromotory od výrobce HYDRAULICS s.r.o. Tento výrobce byl zvolen díky své velké nabídce vyráběných rozměrů hydromotorů, jejich doplňků a možnosti konstrukčních úprav hydromotoru. [22].

4.1 HYDROMOTOR_1

Je zvolen přímočarý hydromotor ZH2T s neregulovaným tlumením. Zdvih hydromotoru je 80 mm, oko válce i oko pístnice je standartní osazeno kloubovým ložiskem. Předpokládaná rychlost pístnice bude větší než $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ [9], proto je zvolen hydromotor s tlumením, aby pístnice nezpůsobovala velké rázy na víka hydromotoru v krajních polohách [9].



Obr. 13 Přímočarý hydromotor_1

Tab. 1 Parametry hydromotoru_1 [22]

| $\varnothing D$ | $\varnothing d$ | $\varnothing D_1$ | $\varnothing d_1$ | L | L_0 | L_1 | L_2 | L_3 | L_4 | M | A | B | C | R | Max. zdvih |
|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|--------|----|----|----|----|------------|
| 55 | 32 | 70 | 25 | 260 | 161 | 57 | 42 | 37 | 36 | 16x1,5 | 50 | 17 | 53 | 35 | 350 |

Hodnoty uvedené v tabulce jsou v mm.

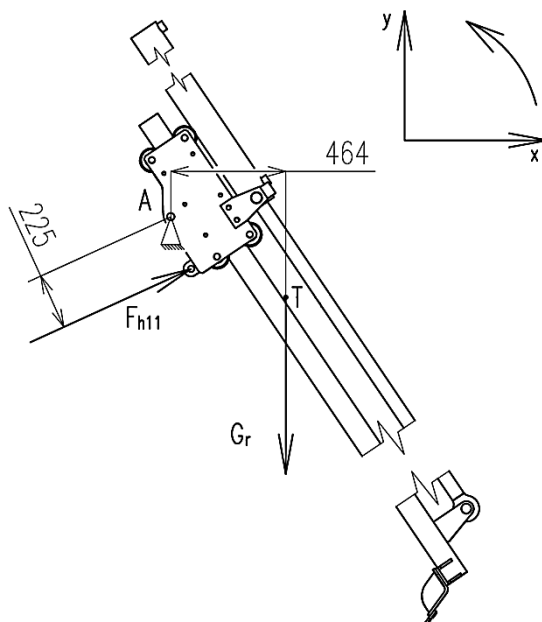


4.1.1 VÝPOČET

POTŘEBNÝ TLAK PRO VYSUNUTÍ

Na hydromotor_1 působí největší síla v okamžiku, kdy hrablo je maximálně vysunuto hydromotorem_2. V tomto okamžiku je už hydromotor_1 zcela vysunut.

Schéma:



Obr. 14 Silový rozbor (hydromotor_1)

Momentová rovnováha:

Hmotnost ramena (175 kg) a rozměry jsou zjištěny z modelu v požadované poloze.

$$G_r = m_r \cdot g = 175 \cdot 9,81 = 1716 \text{ N} \quad (13)$$

$$\sum M_A = 0 \quad - G_r \cdot 464 \text{ mm} + F_{h11} \cdot 225 \text{ mm} = 0 \quad \Rightarrow \quad (14)$$

$$F_{h11} = \frac{G_r \cdot 407}{225} = \frac{1716 \cdot 464}{225} = 3539 \text{ N}$$

kde: G_r [N]tíha ramene

F_{h11} [N]potřebná síla vyvinuta hydromotorem_1, pod pístnici

m_r [kg]hmotnost ramene 175 kg

Výpočet tlaku v pístu:

$$S_{h11} = \frac{\pi \cdot D_{h1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 55^2}{4} = 2376 \text{ mm}^2 \quad (15)$$

$$p_{h11} = \frac{F_{h11}}{S_{h11}} = \frac{3539}{2376} = 1,49 \text{ MPa} \quad (16)$$

kde: p_{h11} [MPa]potřebný tlak v hydromotoru_1



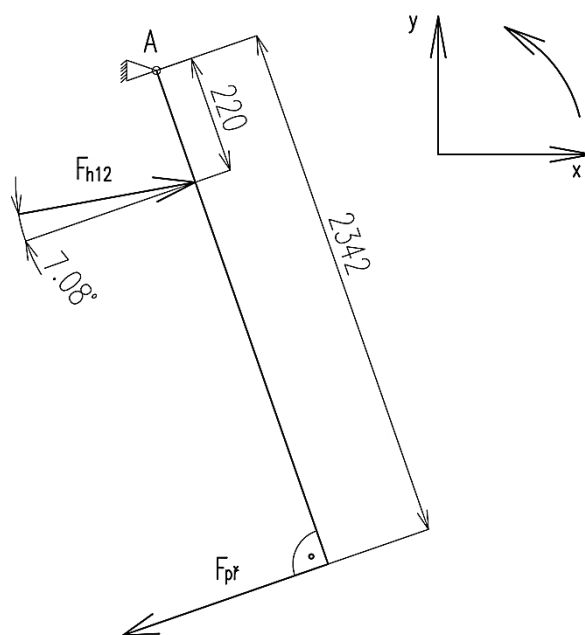
S_{h11} [mm²]plocha pístu hydromotoru_1

D_{h1} [mm]průměr pístu hydromotoru_1 (viz Tab. 1)

POTŘEBNÝ TLAK PRO VYVOZENÍ PŘÍTLAČNÉ SÍLY

Předběžná přítláčná síla působící na česle je zvolena 200 N. Přítláčná síla má zefektivnit stírání, aby i nalepené shrabky na česlích byly odstraněny. Výpočet je proveden pro zvolenou přítláčnou sílu. Její skutečná hodnota je proměnná s polohou hrabla a závislá na zvoleném hydrogenerátoru. Tato síla by neměla být příliš malá, aby nastal požadovaný efekt, a neměla by být příliš velká (zbytečné namáhání česlic). Dostatečná přítláčná síla by měla působit po celé délce česlic, proto je výpočet proveden v nejdálším bodu (na dnu kanálu).

Schéma:



Obr. 15 Silový rozbor ramena

Momentová rovnováha:

$$\sum M_A = 0 \quad - F_{př} \cdot 2342 + F_{h12} \cdot \cos(7.08^\circ) \cdot 220 = 0 \quad \Rightarrow \quad (17)$$

$$F_{h12} = \frac{F_{př} \cdot 2342}{\cos(7.08^\circ) \cdot 220} = \frac{200 \cdot 2342}{\cos(7.08^\circ) \cdot 220} = 2145 \text{ N}$$

kde: $F_{př}$ [N]přítláčná síla

F_{h12} [N]potřebná síla vyvinuta hydromotorem_1, nad pístnicí

Potřebný tlak pro přitlačení stěrky:

$$S_{h12} = \frac{\pi \cdot D_{h1}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{h1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 55^2}{4} - \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 1572 \text{ mm}^2 \quad (18)$$



$$p_{h12} = \frac{F_{h12}}{S_{h12}} = \frac{2145}{1571.5} = 1,365 \text{ MPa} \quad (19)$$

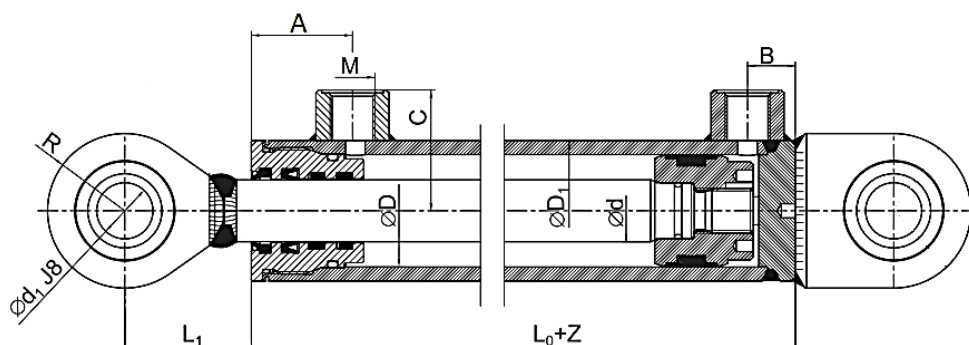
kde: p_{h12} [MPa]potřebný tlak v hydromotoru_1
 S_{h12} [mm²]plocha mezikruží hydromotoru_1
 d_{h1} [mm].....průměr pístnice hydromotoru_1 (viz Tab. 1)

Potřebný tlak pro udržení ramene je 1,49 MPa, potřebný tlak pro vyvození přítlačné síly je 1,365 MPa.

4.2 HYDROMOTOR_2

Dle předpokladu malé rychlosti pístnice není potřeba tlumení v koncových polohách hydromotoru. Proto je zvolen hydromotor série ZH1. Zdvih hydromotoru je 1740 mm. Hydromotory s tímto zdvihem se sériově nevyrábí. Dle informací poskytnuté konstrukčním oddělením firmy HYDRAULICS s.r.o. [22] lze přímočarý hydromotor série ZH1 upravit na požadovaný zdvih. Další konstrukční úpravou je větší vysunutí oka pístnice (rozměr L_1 Obr. 16). S ohledem na velký zdvih je volen větší průměr válce.

Uchycení hydromotoru je pomocí obruby se souosými čepy v místě otvoru pro pístnici ve víku. Tento způsob je zvolen z důvodu snadnější konstrukce uchycení hydromotoru, než uchycení na konci hydromotoru. Dále uchycení musí být kloubové, protože při stírání dochází k mírnému prohnutí hrabla a to by způsobovalo vznik radiálních sil mezi pístnicí a válcem, které by vedlo k vydírání válcové plochy a k rychlému opotřebení.



Obr. 16 Přímočarý hydromotor_2 [22]

Tab. 2 Parametry hydromotoru_2 [22]

| $\varnothing D$ | $\varnothing d$ | $\varnothing D_1$ | $\varnothing d_1$ | L_1 | L_0 | M | A | B | C | R |
|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------|-------|--------|----|----|------|------|
| 90 | 45 | 105 | 35 | 154 | 140 | 22x1,5 | 64 | 27 | 70,5 | 42,5 |

Hodnoty uvedené v tabulce jsou v mm.

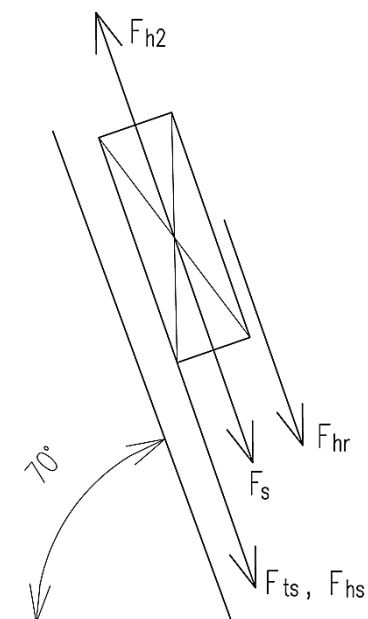
Čepy na obrubě mají průměr 40 mm s tolerancí f8 [22].



4.2.1 VÝPOČET

POTŘEBNÝ TLAK V HYDROMOTORU_2 PRO ZASOUVÁNÍ:

Schéma:



Obr. 17 Silový rozbor (hydromotor_2)

Síly působící proti hydromotoru 2:

Síla, kterou musí vyvinout hydromotor_2, musí překonat tíhu hrabla, pístnice a shrabků, dále odporu proti pohybu vzniklé třením. Jedná se o smykové tření hřebene o česle, shrabků o česle a valivý odpor ve vedení hrabla. Z důvodu nedostatku informací nelze vypočítat všechny tyto odpory. Konkrétně se jedná o valivý odpor v kladkách a smykové tření hřebenu o česle. Třecí síla vzniklá mezi hřebenem a česlemi je alespoň vypočítána se zvolenou přítláčnou silou. A aby byly zohledněny tyto nedostatky, je vypočítaná síla zvětšena o 25%.

Hmotnost shrabků je 110,3 kg a hmotnost hrabla, stěrky a pístnice je 89,9 kg.

$$F_s = G_s \cdot \sin(\alpha) = g \cdot m_s \cdot \sin(\alpha) = 9,81 \cdot 110,3 \cdot \sin(70^\circ) = 1017 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{hr} = G_h \cdot \sin(\alpha) = g \cdot m_h \cdot \sin(\alpha) = 9,81 \cdot 89,9 \cdot \sin(70^\circ) = 828 \text{ N} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} F_{ts} &= f_s \cdot G_s \cdot \cos(\alpha) = f_s \cdot g \cdot m_s \cdot \cos(\alpha) = \\ &= 0,5 \cdot 9,81 \cdot 110,3 \cdot \cos(70^\circ) = 185 \text{ N} \end{aligned} \quad (22)$$

$$F_{th} = f_h \cdot F_{př} = 0,19 \cdot 200 = 38 \text{ N} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} F_{h2} &= (F_{hr} + F_s + F_{ts} + F_{th}) \cdot 1,25 = (1017 + 828 + 185 + 38) \cdot 1,25 \\ &= 2585 \text{ N} \end{aligned} \quad (24)$$

kde: F_s [N]síla potřebná ke zvedání shrabků



- G_s [N].....tíha shrabků
 F_{hr} [N].....síla potřebná ke zvedání hrabla, stěrky a pístitice
 G_h [N]tíha hrabla
 m_h [kg]hmotnost hrabla se stěrkou a s pístiticí
 F_{ts} [N]třecí síla česle – shrabky
 f_s [-].....součinitel smykového tření česle - shrabky
 F_{th} [N]třecí síla česle - hřeben
 f_h [-].....součinitel smykového tření česle – hřeben [29]
 F_{h2} [N].....potřebná síla vyvinuta hydromotorem _2 při zasouvání

Součinitel smykového tření shrabků o ocel, byl zvolen. Skutečná hodnota je závislá na samotném charakteru shrabků, Zvolená hodnota je volena s ohledem na součinitel smykového tření mokrého dřeva na ocel (0,25) [28], mokré kůže na ocel (0,36) [28] a s předpokladu lepivého charakteru shrabků.

Potřebný tlak pro zasouvání:

$$S_{h22} = \frac{\pi \cdot D_{h2}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{h2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 90}{4} - \frac{\pi \cdot 45^2}{4} = 4771 \text{ mm}^2 \quad (25)$$

$$p_{h2} = \frac{F_{h2}}{S_{h22}} = \frac{2582}{5478} = 0,542 \text{ MPa} \quad (26)$$

- kde: S_{h22} [mm²].....plocha mezikruží hydromotoru_2
 D_{h2} [mm].....průměr pístu hydromotoru_2 (viz Tab. 2)
 d_{h2} [mm].....průměr pístitice hydromotoru_2 (viz Tab. 2)
 p_{h2} [MPa]potřebný tlak v hydromotoru_2

Potřebný tlak pro zasunutí pístitice je 0,542 MPa.



5 HYDRAULICKÝ OBVOD

Je zvolen systém od firmy ARGO-HYTOS s.r.o. [23], která dodává stavebnice hydraulických agregátů. Tento systém se skládá z typizovaných podskupin a to z nádrže, hydrogenerátoru a z prvků řídicích tlak a průtok. Konkrétně se jedná o Stavebnici hydraulických agregátů řady SA4.

5.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO PRŮTOKU

Délka cyklu shrabování by neměla být delší než dvě minuty [3]. Proto výpočet je proveden pro hydromotor_2 a rychlost zasouvání pístnice je předběžně zvolena na $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

$$Q_{hp} = S_{h22} \cdot v_{h22} = \frac{4771}{1000^2} \cdot 0,1 = 4,737 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad (27)$$

$$= 32,87 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$$

kde: $Q_{hp} [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$.. předběžný objemový průtok hydrogenerátoru
 $v_{22} [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$ rychlost pístnice hydromotoru_2 při zasouvání

S ohledem na vypočítané hodnoty (potřebné tlaky a potřebný průtok) byl zvolen agregát typu SA4-100H dodávající objem $27 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlaku 2 MPa, kdy tlak je regulován tlakovým ventilem na hodnotu 1,8 MPa. Tato hodnota byla stanovena dle uvedených p-Q charakteristik tlakového ventilu od společnosti, ze které je zvolen hydrogenerátor. Komponenty a schéma agregátu viz příloha 1. [23]

5.2 ZÁKLADNÍ PRVKY AGREGÁTU

ELEKTROMOTOR

Asynchronní elektromotor má výkon 1,1 kW, otáčky 1410 min^{-1} . Motor je k nádrži připevněn přírubou (o průměru 200 mm). Motor nádrž převyšuje o 296 mm. Motor musí mít větší klimatickou odolnost, protože bude pracovat ve zvýšené vlhkosti. [23]

HYDROGENERÁTOR

Jedná se o zubový hydrogenerátor (řada T2). Geometrický objem hydrogenerátoru je 20 cm^3 . [23]

PRACOVNÍ KAPALINA

Zařízení bude pracovat v čistírně odpadních vod a případné uniky pracovní kapaliny se dostanou do odpadní vody. Protože minerální oleje nejsou biologicky odbouratelné, je zvolen biologicky odbouratelný olej od výrobce STATIOL, olej s označením HydraWay Bio SE 32-68. Jedná se o hydraulický olej na bázi esterů, který pracuje v širokém pracovním rozsahu ($-30^\circ\text{C} \div +85^\circ\text{C}$). Kinematická viskozita je $36 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ při teplotě 40°C a $7,6 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ při teplotě 100°C . Hustota oleje je $916 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. [24]

HYDRAULICKÉ HADICE

Jsou zvoleny hydraulické hadice dle DIN EN 853 1 SN. Vnitřní průměr hadice je 12,7 mm, teplotní rozsah je $-40^\circ\text{C} \div 100^\circ\text{C}$. Hadice mají na obou koncích kolena (90°) a oba konce mají převlečnou matici. [25]

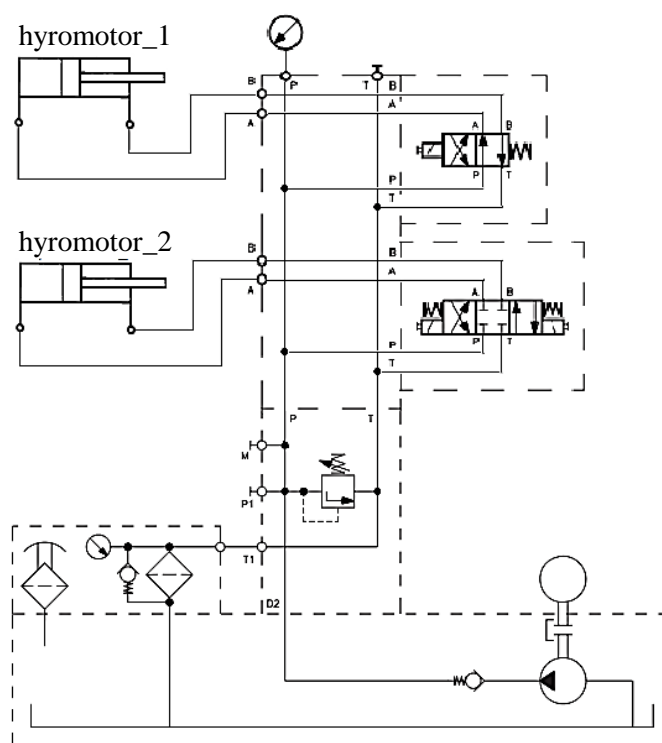


NÁDRŽ

Objem nádrže je doporučen volit u stabilních hydraulických soustav ve výši 3 až 6-ti násobku max. průtoku [9] [23]. Proto je zvolena nádrž o objemu 100 l, označena výrobcem 100H. Rozměry nádrže jsou 700x550x565 mm (délka x šířka x výška). Nádrž je uchycena čtyřmi šrouby. Nádrž dále obsahuje spojitý olejoznak, zemnicí šroub, víko s protiprachovým těsněním a vypouštěcí zátku na dně nádrže. Na víko nádrže je připevněn elektromotor s hydrogenerátorem a řídicí prvky.

5.3 SCHÉMA OBVODU

Obvod se skládá z agregátu SA4 na kterém je umístěna řadová přípojovací deska s dvěma sekcemi. Ke každé sekci je připojen rozvaděč. K řadové přípojovací desce a k hydromotorům jsou hadice spojeny přes spojky.



Obr. 18 Hydraulický obvod [23]

5.4 TLAKOVÉ ZTRÁTY V OBVODU

Hydraulické ztráty vznikají při proudění skutečných kapalin. Dělí se na ztráty třením a na místní ztráty. Ztráty třením jsou způsobeny viskozitou kapaliny, která vyvolává tření při obtékání ploch. Rostou s rostoucí délkou potrubí. Místní ztráty vznikají v místech, kde dochází ke změně velikosti rychlosti způsobené změnou průřezu nebo ke změně směru průtoku kapaliny. [9]

I když je zapojení hydromotorů paralelní, tak netečou kapaliny do obou obvodů současně, nedochází k dělení průtoku. Proto následné výpočty rychlostí kapaliny jsou počítány z celého průtoku.



5.4.1 TLAKOVÝ VENTIL

Tlakový ventil je vestavěný do desky. Jeho funkce je bezpečnostní, a při přetížení obvodu a náhlého nárůstu tlaku dojde ke snížení tlaku přes tento ventil. Dle konstrukce tlakových ventilů je patrné, že zde vzniklé ztráty budou minimální, tedy zanedbatelné.

5.4.2 ŘADOVÁ PŘIPOJOVACÍ DESKA

Řadová připojovací deska slouží k propojení hydrogenerátoru s dalšími komponenty. Výrobce neuvádí tlakovou ztrátu u použité připojovací desky. Proto hodnota byla stanovena výpočtem s použitím literatury [9] a rozměrů z katalogu [23]. Je vypočítána ztráta zúžením, která vzniká při proudění kapaliny z hlavního tlakového kanálu do kanálu k rozvaděči. Dále ztráta zvětšením průřezu, která vzniká při proudění kapaliny z rozvaděče do výstupního kanálu.

Průměry jednotlivých kanálů jsou zjištěny z katalogu řadové připojovací desky [23]. Hlavní tlakový kanál a výstupní kanál mají vnitřní trubkový závit G 3/8, malý průměr tohoto závitu je 14,950 mm, ve výpočtech je počítáno s průměrem kanálu 14,5 mm. Průměr kanálu propojující rozvaděč z hlavním a výstupním kanálem má průměr 8 mm.

Ztrátový součinitel náhlého zúžení:

$$\zeta_{m1} = \left(\frac{\frac{\pi \cdot D_{PD}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D_{PDR}^2}{4}} - 1 \right) \cdot \frac{\pi \cdot D_{PD}^2}{4} = \left(\frac{\frac{\pi \cdot 14,5^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} - 1 \right) \cdot \frac{\pi \cdot 14,5^2}{4} \quad (28)$$

$$= 7,507$$

kde: D_{PD} [mm].....průměr hlavního a výstupního kanálu

D_{PDR} [mm].....průměr kanálu k rozvaděči

ζ_{m1} [-].....ztrátový součinitel

Ztrátový součinitel náhlého zvětšení průřezu:

$$\zeta_{m2} = \left(\frac{\frac{\pi \cdot D_{PD}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D_{PDR}^2}{4}} - 1 \right)^2 = \left(\frac{\frac{\pi \cdot 14,5^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} - 1 \right)^2 = 5,222 \quad (29)$$

kde: ζ_{m2} [-].....ztrátový součinitel

Rychlost kapaliny:

$$v_1 = \frac{Q_h}{\frac{\pi \cdot D_{PD}^2}{4}} = \frac{27:60 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (14,5 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 2,725 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (30)$$

kde: v_1 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]..... rychlost oleje v připojovací desce

Q_h [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] . objemový průtok hydrogenerátoru

**Tlaková ztráta:**

$$\begin{aligned}\Delta p_1 &= \frac{\rho_o}{2} \cdot (\zeta_{m1} \cdot v_1^2 + \zeta_{m2} \cdot v_1^2) \\ &= \frac{916}{2} \cdot (7,507 \cdot 2,725^2 + 5,222 \cdot 2,725^2) = 0,043 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (31)$$

kde: ρ_o [kg.m⁻³]hustota oleje [24]

Δp_1 [MPa]tlaková ztráta řadové připojovací desky

5.4.3 ROZVADĚČE

Jsou použity šoupátkové rozvaděče ovládané elektromagneticky. Jedná se o rozvaděč typu 4/3 a 4/2. Tlakové ztráty byly odečteny z grafu uvedeného výrobcem. [23]

Tlaková ztráta:

Pro rozvaděč 4/3, hodnota platí pro všechny polohy.

$$\Delta p_2 = 0,38 \text{ MPa} \quad (32)$$

kde: Δp_2 [MPa]tlaková ztráta rozvaděče

Pro rozvaděč 4/2, je tlaková ztráta závislá na poloze. Tento rozvaděč má menší tlakovou ztrátu ve své základní poloze (viz Obr.18).

$$\Delta p_{3II} = 0,23 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$\Delta p_{3X} = 0,55 \text{ MPa} \quad (34)$$

kde: Δp_{3II} [MPa]tlaková ztráta rozvaděče v základní poloze

Δp_{3X} [MPa].....tlaková ztráta rozvaděče, průtok do kříže

5.4.4 PRVKY PROPOJUJÍCÍ HYDROMOTOR S ŘADOVOU PŘIPOJOVACÍ DESKOU

Mezi tyto prvky patří spojka (spojující hadici s řadovou připojovací deskou), hadice (s 90° kolenem na obou koncích) a druhá spojka spojující koleno s hydromotorem. Z důvodu nedostatku potřebných informací o jednotlivých dílech (přesné rozměry), je výpočet tlakové ztráty proveden pro hadice, pro každý hydromotor zvlášť, a tato hodnota je zvětšena o 20%.

TLAKOVÁ ZTRÁTA V HADICÍCH

Tlaková ztráta je vypočítána pomocí literatury [9]. Je počítáno s delší hadicí pro každý hydromotor a délka hadic je zvolena dle rozměrů konstrukce a předpokladu umístění agregátu vedle kanálu. Délka hadice pro hydromotor_1 je 1500 mm, pro hydromotor_2 je 2800 mm.

**Rychlost kapaliny:**

$$v_v = \frac{Q_h}{\frac{\pi \cdot d_v^2}{4}} = \frac{27:60 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (12,7 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 3,552 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (35)$$

kde: v_v [m.s⁻¹].....rychlost oleje v hadici
 d_v [mm]vnitřní průměr hadice

REYNOLDSOVO ČÍSLO:

$$Re = \frac{v_v \cdot d_v}{\nu} = \frac{3,552 \cdot 10^3 \cdot 12,7}{36} = 1253 \quad (36)$$

kde: ν [mm².s⁻¹].....kinematická viskozita oleje [24]
 Re [-].....Reynoldsovo číslo

Kritická hodnota Reynoldsova čísla u pryžové hadice je přibližně 1600 [9].
 Vypočítaná hodnota je nižší, kapalina ve vedení proudí laminárně.

Součinitel tření pro pryžové hadice:

$$\lambda = \frac{80 \div 85}{Re} = \frac{80}{Re} = \frac{80}{1253} = 0,064 \quad (37)$$

kde: λ [-] součinitel tření

Tlaková ztráta, hadice pro hydromotor 1:

$$\Delta p_{4h} = \lambda \cdot \frac{l_{h1}}{d_v} \cdot \rho_o \cdot \frac{v_v^2}{2} = 0,064 \cdot \frac{1,5}{12,7 \cdot 10^{-3}} \cdot 916 \cdot \frac{3,55^2}{2} \quad (38)$$

$$= 0,044 \text{ MPa}$$

kde: Δp_{4h} [MPa].....tlaková ztráta hadice, hydromotor_1
 l_{h1} [m].....délka hadice

Tlaková ztráta, hadice pro hydromotor 2:

$$\Delta p_{5h} = \lambda \cdot \frac{l_{h2}}{d_v} \cdot \rho_o \cdot \frac{v_v^2}{2} = 0,064 \cdot \frac{2,8}{12,7 \cdot 10^{-3}} \cdot 916 \cdot \frac{3,55^2}{2} \quad (39)$$

$$= 0,081 \text{ MPa}$$

kde: Δp_{5h} [MPa].....tlaková ztráta hadice, hydromotor_2
 l_{h2} [mm]délka hadice

**TLAKOVÁ ZTRÁTA ZOHLEDŇUJÍCÍ I OSTATNÍ SPOJUJÍCÍ PRVKY****Tlaková ztráta (hydromotor 1):**

$$\Delta p_4 = \Delta p_{4h} \cdot 1,2 = 0,044 \cdot 1,2 = 0,052 \text{ MPa} \quad (40)$$

kde: Δp_4 [MPa]tlaková ztráta všech spojujících prvků (hydromotor_1)

Tlaková ztráta (hydromotor 2):

$$\Delta p_5 = \Delta p_{5h} \cdot 1,2 = 0,081 \cdot 1,2 = 0,098 \text{ MPa} \quad (41)$$

kde: Δp_5 [MPa]tlaková ztráta všech spojujících prvků (hydromotor_2)

5.5 OTEPLOVÁNÍ OBVODU

Při průtoku kapaliny obvodem dochází k přeměně části tlakové energie kapaliny v energii tepelnou. Tato změna se děje díky místním odporům, třením kapaliny o povrch prvků, vnitřnímu tření v kapalině atd. Tímto teplem se ohřívá samotná kapalina a ostatní části obvodu. Teplo se odvádí převážně povrchem nádrže a hydraulických prvků. [9]

Teplotu kapaliny a hydraulických prvků je doporučeno udržovat na optimální výši. Pro stacionární hydraulické mechanismy je doporučena v rozmezí 45 až 55 °C. [9]

Při výpočtu bylo vycházeno z těchto zjednodušujících předpokladů:

- všechny části hydraulického obvodu se oteplují rovnoměrně a stejně;
- odvod tepla do okolí je přímo úměrný rozdílu teploty mezi povrchem části hydraulického obvodu a okolí. [9]

Výpočet oteplení obvodu je proveden dle postupu uvedeném v literatuře [9].

5.5.1 ZTRÁTOVÝ VÝKON

Ztrátový výkon se stanoví z celkové účinnosti, který se skládá z účinnosti hydrogenerátoru, účinnosti hydromotoru a účinnosti obvodu.

ÚČINNOST HYDROGENERÁTORU

Účinnost zubového hydrogenerátoru je stanovena dle literatury [9]. Která uvádí, že průtoková účinnost zubových generátorů je přibližně 0,9 až 0,93 a celková účinnost se pohybuje v rozmezí 0,8 až 0,9.

Pro zvolený zubový hydrogenerátor volím celkovou účinnost:

$$\eta_{hgc} = 0,8 \quad (42)$$

kde: η_{hgc} [-]celková účinnost hydrogenerátoru



ÚČINNOST HYDROMOTORU

Hydromotory mají velmi dobrou průtokovou účinnost, proto je zvolena průtoková účinnost jedna [9]. Tlaková účinnost je závislá na tlakových ztrátách, které v hydromotoru_1 budou vznikat díky tlumení. Proto je zvolena celková účinnost:

$$\eta_{hmc} = 0,95 \quad (43)$$

kde: η_{hmc} [-].....celková účinnost hydromotoru

ÚČINNOST OBVODU

Při výpočtu účinnosti obvodu je zanedbána objemová a průtoková účinnost a vychází se pouze z tlakové účinnosti. Výpočet je proveden pomocí literatury [9].

Celková tlaková ztráta v obvodě

Celková tlaková ztráta je vypočítána jako součet jednotlivých tlakových ztrát v jednom a druhém okruhu. Pro rozvaděč ovládající hydromotor_1 je použita průměrná hodnota z obou tlakových ztrát.

$$\begin{aligned} \Delta p &= \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_4 + \Delta p_1 + \frac{\Delta p_{3II} + \Delta p_{3X}}{2} + \Delta p_5 \\ &= 0,043 + 0,38 + 0,052 + 0,043 + \frac{0,23 + 0,55}{2} + 0,098 \\ &= 1,006 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (44)$$

kde: Δp [MPa].....součet tlakových ztrát v obvodě

Účinnost obvodu:

$$\eta_{hoc} = \frac{p_h - \Delta p}{p_h} = \frac{1,8 - 1,006}{1,8} = 0,441 \quad (45)$$

kde: η_{hoc} [-]celková účinnost obvodu

Celková účinnost obvodu je malá, je to způsobené nízkým tlakem a velkým průtokem generovaným hydrogenerátorem. Tento průtok vytváří tlakové ztráty úměrné ke své velikosti a tyto tlakové ztráty jsou ale v poměru ke generovanému tlaku velké.

CELKOVÁ ÚČINNOST

$$\eta_c = \eta_{hgc} \cdot \eta_{hmc} \cdot \eta_{hoc} = 0,8 \cdot 0,95 \cdot 0,441 = 0,335 \quad (46)$$

kde: η_c [-].....celková účinnost

ZTRÁTOVÝ VÝKON

Ztrátový výkon je vypočítán z příkonu hydrogenerátoru. Výpočet dle literatury [9].

**Příkon hydrogenerátoru:**

$$P_h = \frac{V_o \cdot n_h \cdot p_h}{\eta_{hgc}} = \frac{20 \cdot 100^{-3} \cdot \frac{1410}{60} \cdot 1.8 \cdot 10^6}{0,8} = 1058 \text{ W} \quad (47)$$

kde: P_h [W].....příkon hydrogenerátoru
 V_o [cm³]geometrický objem hydrogenerátoru (5.2)
 n_h [min⁻¹].....otáčky hydrogenerátoru (5.2)
 p_h [MPa].....maximální dodávaný tlak (5.2)

Ztrátový výkon:

$$P_z = P_h \cdot (1 - \eta_c) = 1058 \cdot (1 - 0,335) = 703 \text{ W} \quad (48)$$

kde: P_z [W].....ztrátový výkon

5.5.2 OCHLAZOVACÍ KONSTANTA

Ochlazovací konstanta je rovna součinu teplosměnné plochy a součinitele prostupu tepla. Teplosměnná plocha odpovídá vnější ploše prvků hydraulického obvodu. V tomto případě nejvýznamnějším prvkem je nádrž oleje. Součinitel prostupu tepla z nádrže do okolí je 11,3 W.K⁻¹.m⁻², a je volen dle zdroje [26].

TEPLOSMĚNNÁ PLOCHA

Teplosměnná plocha je tvořena vnější plochou nádrže.

$$\begin{aligned} S_{tp} &= (a \cdot b + a \cdot c + b \cdot c) \cdot 2 \\ &= (0,7 \cdot 0,55 + 0,7 \cdot 0,565 + 0,55 \cdot 0,565) \cdot 2 = 2,183 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (49)$$

kde: S_{tp} [m²].....teplosměnná plocha
 a [m].....délka nádrže
 b [m]šířka nádrže
 c [m].....výška nádrže

OCHLAZOVACÍ KONSTANTA

$$A = S_{tp} \cdot k = 2,183 \cdot 11,3 = 24,662 \text{ W.K}^{-1} \quad (50)$$

kde: A [W.K⁻¹]ochlazovací konstanta
 k [W.m⁻².k⁻¹] ..součinitel prostupu tepla

5.5.3 USTÁLENÁ TEPLOTA OBVODU

Ustálenou teplotou se rozumí maximální teplota obvodu při zvolené teplotě okolí.

$$t_u = t_o + \frac{\Phi}{A} = 20 + \frac{703}{24,662} = 48,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (51)$$

kde: t_u [°C].....ustálená teplota
 t_o [°C].....teplota okolí
 Φ [W]tepelný tok, roven ztrátám obvodu



Vypočítaná ustálená teplota je v doporučeném rozmezí. Dále stroj pracuje cyklicky, takže nebezpečí přehřátí je minimální. Pouze v případě, že by okolní teplota mohla spadnout hluboko pod bod mrazu, by měla nádrž obsahovat předehřívání oleje.

5.6 OHŘEV OLEJE

Protože zařízení pracuje cyklicky a interval jednotlivých cyklů je závislý na množství shrabků, které může být taky proměnné, je obtížné stanovit skutečné vytížení stroje. To by mohlo mít nepříznivý vliv na viskozitu oleje, hlavně v zimním období. Pokud zařízení bude pracovat v místě, kde teplota padá hluboko pod bod mrazu, měla by nádrž obsahovat předehřívání oleje.

Výrobce nádrže tuto možnost neuvádí, tak je zvolen předehříváč od jiné společnosti. Firma NORMANS [27] vyrábí ponorné průmyslové ohříváče v hodné pro ohřev hydraulického oleje. Ohříváče jsou vybaveny termostatem a mají nízkou intenzitu vyzařování, a proto jsou vhodné pro přímý ohřev olej [27]. Jedná se o ohříváč vhodný do objemu 100 l, s V-svorkou, výkonem 1000 W, s přípojovacím napětím 230 V a odebíraným proudem 4,35 A. Zabudovaný termostat vypíná ohříváč při dosažení teploty 27 °C. Zabudování ohříváče do nádrže by se muselo konzultovat s výrobcem nádrže.

5.7 SKUTEČNÉ SÍLY VYTVÁŘENÉ HYDROMOTORY

5.7.1 HYDROMOTOR_1

Na hydromotor působí největší síla při úplném vysunutí hrabla. V tomto okamžiku v hydromotoru_1 je tlak 1,8 MPa, protože už je v krajní poloze a nepohybuje se. Potřebný tlak pro udržení ramene je 1,61 MPa, proto hydromotor_1 rameno udrží.

Maximální vyvozená síla hydromotorem_1:

$$F_{h11m} = p_h \cdot S_{h11} = 1,8 \cdot 2376 = 4276 \text{ N} \quad (52)$$

kde: F_{h11m} [N]maximální síla vytvářena hydromotorem_1, vysouvání

V okamžiku kdy je hrablo opřené o česle, je v klidu a na píst působí tlak 1.8 MPa. Hydromotor_1 vytváří tuto sílu:

$$F_{h12m} = p_h \cdot S_{h12} = 1.8 \cdot 1572 = 2829 \text{ N} \quad (53)$$

kde: F_{h12m} [N]maximální síla vyvinuta hydromotorem_1, zasouvání

5.7.2 HYDROMOTOR_2

MAXIMÁLNÍ SÍLA (ZASOUVÁNÍ)

V okamžiku kdy se hrablo zasekne při zasouvání, hydromotor_2 vyvine tuto sílu:

$$F_{h2m} = p_h \cdot S_{h22} = 1,8 \cdot 5478 = 8588 \text{ N} \quad (54)$$

kde: F_{h2m} [N]maximální síla vyvinuta hydromotorem_2, zasouvání

Výše vypočítaná hodnota je vyvinuta v okamžiku, kdy na píst působí tlak 1,8 MPa. Pokud se ale pístnice pohybuje, tlak v hydromotoru je nižší o tlakové ztráty vzniklé v obvodu. Velikost této síly je vypočítaná následně.



SÍLA PŘI ZASOUVÁNÍ S PŘIHLÉDNUTÍM NA ZTRÁTY

Velikost síly vychází ze vztahu uvedeném v literatuře [9], obecný vztah:

$$F = S_1 \cdot p_{S1} - S_2 \cdot p_{S2} \quad (55)$$

Síla je tedy rovna síle vytvářené tlakem p_{S1} na danou plochu S_1 a zmenšena o sílu vytvářenou tlakem p_{S2} na opačnou plochu S_2 . Za tlak p_{S2} je volena hodnota tlakové ztráty dané větve, která se musí překonat.

TLAK V PÍSTU

$$\begin{aligned} p_2 &= p_h - \Delta p_1 - \Delta p_2 - \Delta p_5 = 1,8 - 0,043 - 0,38 - 0,098 \\ &= 1,279 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (56)$$

kde: p_2 [MPa].....skutečný tlak v hydromotoru_2 při pohybu

CELKOVÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA VE VRATNÉ VĚTVI

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_5 \\ &= 0,043 + 0,38 + 0,098 = 0,521 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (57)$$

kde: Δ_2 [MPa].....součet tlakových ztrát ve vratné větvi pro hydromotor_2

SÍLA PŘI POHYBU

Dosazením do vztahu (55) je vypočítána síla vyvinuta hydromotorem_2 pro celkový průtok.

$$S_{h21} = \frac{\pi \cdot D_{h2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = 6362 \text{ mm}^2 \quad (58)$$

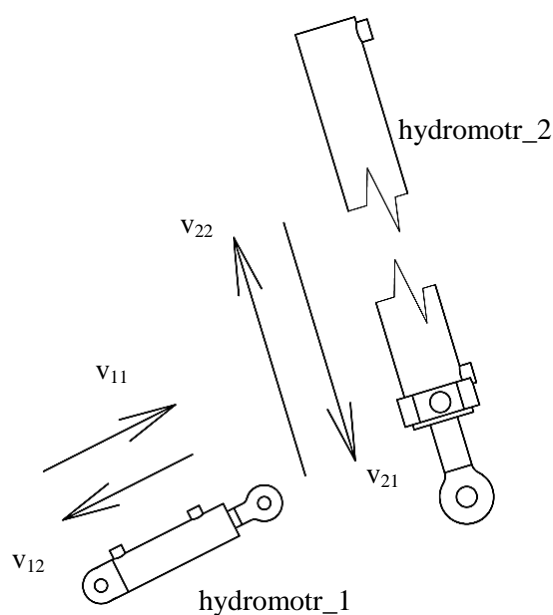
$$F_{h2p} = S_{h22} \cdot p_2 - S_{h21} \cdot \Delta_2 = 4771 \cdot 1,279 - 6362 \cdot 0,521 = 2787 \text{ N} \quad (59)$$

kde: F_{h2p} [N]síla vytvářená hydromotorem_2 pro pohyb zasouvání
 S_{h21} [mm²]plocha mezikruží hydromotoru_2

Hydromotor_2 je schopen vyvinout potřebnou sílu i při pohybu.



5.8 RYCHLOST POSUVU PÍSTNIC



Obr. 19 Grafické znázornění směrů rychlostí pístnic

5.8.1 HYDROMOTOR_1

RYCHLOST POSUVU PÍSTNICE, VYSOUVÁNÍ

$$v_{h11} = \frac{Q_h}{S_{h11}} = \frac{27 \cdot 100^3 : 60}{2376} = 189 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,189 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (60)$$

kde: v_{h11} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].....rychlost vysouvání pístnice hydromotoru_1

RYCHLOST POSUVU PÍSTNICE, ZASOUVÁNÍ

$$v_{h12} = \frac{Q_h}{S_{h12}} = \frac{27 \cdot 100^3 : 60}{1572} = 286 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,286 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (61)$$

kde: v_{h12} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].....rychlost zasouvání pístnice hydromotoru_1

Byl zvolen hydromotor s tlumením, proto vyšší rychlosti pístnice nevadí, nebudou způsobovat rázy na víka hydromotoru.

5.8.2 HYDROMOTOR_2

RYCHLOST POSUVU PÍSTNICE, VYSOUVÁNÍ

$$v_{h21} = \frac{Q_h}{S_{h21}} = \frac{27 \cdot 100^3 : 60}{6362} = 71 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,071 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (62)$$

kde: v_{h21} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].....rychlost vysouvání pístnice hydromotoru_2

**RYCHLOST POSUVU PÍSTNICE, ZASOUVÁNÍ**

$$v_{h22} = \frac{Q_h}{S_{h22}} = \frac{27 \cdot 100^3 : 60}{4771} = 94 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,094 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (63)$$

kde: v_{h22} [m.s⁻¹].....rychlost zasouvání pístnice hydromotoru_2

Norma doporučuje, aby proces shrabování nebyl delší než dvě minuty [3]. Proto je vypočítaná celková doba pohybu hydromotoru_2.

$$t_s = \frac{z_2}{v_{h22}} + \frac{z_2}{v_{h21}} = \frac{1,74}{0,094} + \frac{1,74}{0,071} = 43 \text{ s} \quad (64)$$

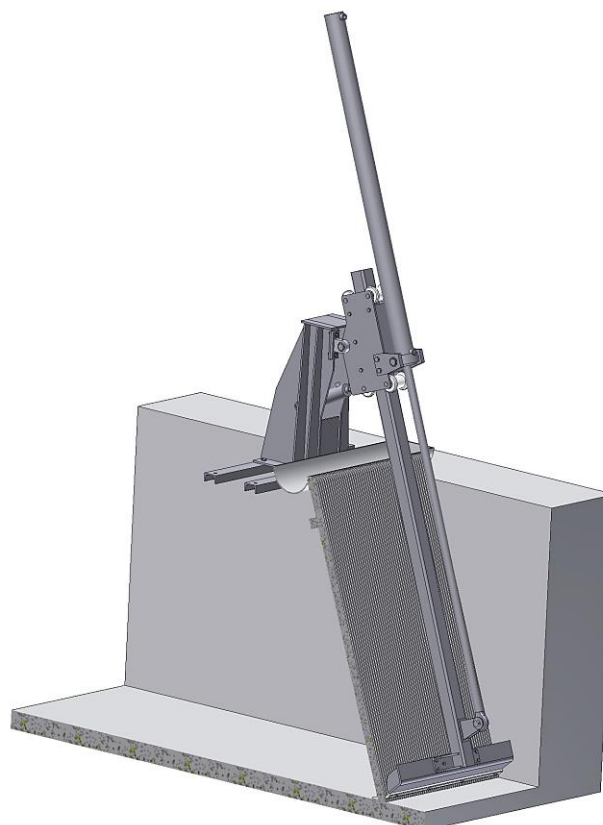
kde: t_s [s]doba shrnování
 z_2 [m].....zdvih hydromotoru_2

Tento požadavek je splněn i s dostatečnou rezervou.



6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Při návrhu konstrukčního řešení byl brán ohled na skutečnost, že zařízení bude pracovat v prostředí se zvýšenou vlhkostí a na některé části bude působit splašková voda, která může být znečištěna i abrazivními látkami. Proto celá konstrukce je žárově zinkována s výjimkou čepů, které jsou vyrobeny z korozivzdorné oceli. Výhodou zinkového povlaku, zhotoveného žárovým zinkováním, je odolnost vůči nárazu a otěru, neztenčená vrstva povlaku v rozích a nižší cena oproti nerezové oceli. Pistnice hydromotorů jsou chromované. Konstrukce je tvořena z česlí, žlabu a samotného čistícího stroje.



Obr. 20 Hydraulicky stírané česle

6.1 ČESLE

Česle jsou svařované. Samotná česlice má obdélníkový průřez 50x6. Spodní část česlí je přišroubovaná ke kanálu, dále česle jsou přišroubovány ke kanálu nad úroveň maximální hladiny vody. Mezi betonovým kanálem a česlicovou mříží jsou mezery vzniklé nepřesnosti kanálu. Proto jsou tyto plochy ošetřeny flexibilním tmelem (Mamut Glue total [34]), který tyto plochy utěsí. Tento tmel je odolný proti UV záření, plísním, vodě a mrazu, má vysokou konečnou pevnost.

6.2 ŽLAB

Žlab je tvořen ohnutým plechem o tloušťce 8 mm, ke kterému je navařeno z jedné strany víko a zespod jsou přivařeny dosedací plochy z důvodů stability žlabu a zvýšení tuhosti celého žlabu. Do žlabu jsou vyhrnovány shrabky a odtud jsou dále odváděny dalším mechanismem nebo proudem vody na další zpracování.



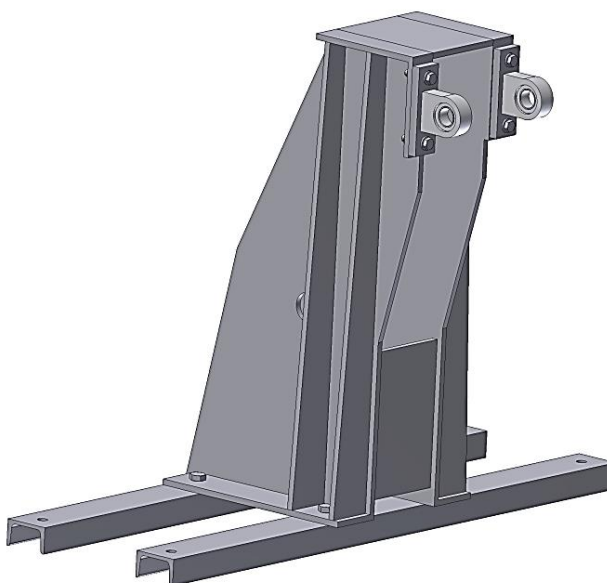
6.3 ČISTÍCÍ STROJ

Samotný čistící stroj není spojen s česlemi. To sice vede k potřebě seřízení stroje na místě, ale výhodou je lepší manipulace, menší nároky na přesnost a nezávislost česlicové mříže na čistícím stroji.

Před uvedením stroje do provozu je nutné jej seřídit. Základna nesmí být příliš vzdálená od česlicové mříže, jinak při pohybu stírání dochází k vysouvání pístnice hydromotoru_1. Vhodnější je aby při stírání docházelo k zasouvání pístnice hydromotoru_1. Dále při větší vzdálenosti základny, hrablo nedosáhne až na dno. A také je nutné zaručit správné natočení základny, aby se hřeben na stěrce pohyboval rovnoběžně s česlemi.

6.3.1 ZÁKLADNA

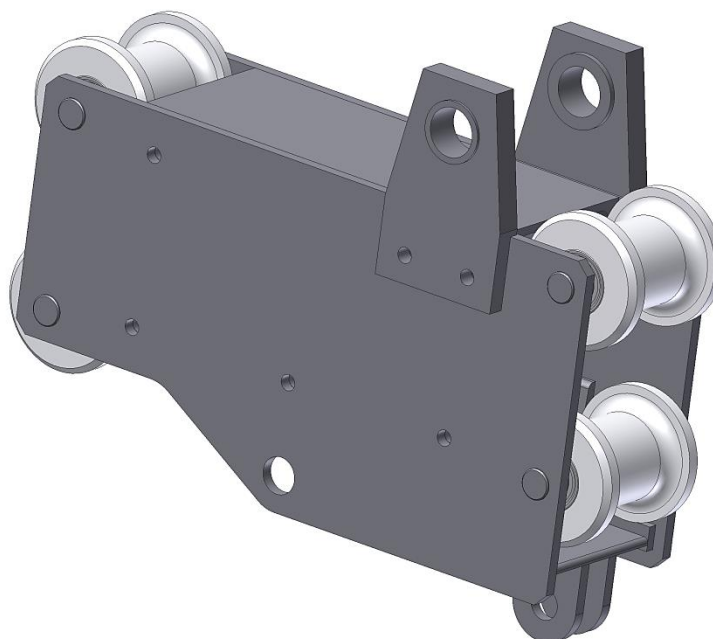
Základna je svařena z plechů. Pro zvýšení tuhosti celé konstrukce jsou na pravé a levé straně základny přivařeny dvě žebra. Uvnitř je přivařen úchyt pro hydromotor_1. Hydromotor_1 je spojen se základnou pomocí čepu, který se prostrčí otvorem v bočnicích základny. V horní části jsou přišroubovány dvě desky s kluznými kloubovými ložisky. Tyto ložiska zachytávají síly z ramene. Samotná základna je posazena na dvou U-profilech, ke kterým je přišroubována. U-profiley jsou dále uchyceny ke kanálu.



Obr. 21 Základna

6.3.2 VEDENÍ

Vedení se skládá ze dvou U-profilů, které jsou pomocí šroubů spojeny s bočnicemi. Uchycení hydromotoru_2 je provedeno pomocí úchytů přišroubovaných k hornímu U-profilu. Vedení hrabla je zajištěno pomocí kladek. Kladky jsou osazeny valivými ložisky a jsou vyrobeny z polyamidu PA 12 G, aby nedocházelo k odírání zinkového povlaku na hrablu.



Obr. 22 Vedení

6.3.3 HRABLO SE STĚRKOU

Hrablo je tvořeno z trubky čtvercového průřezu o rozměrech 90x90x6. K hrablu je přivařen úchyt, ke kterému je přes čep uchycen hydromotor_2. Dále je k hrablu přivařena přípojovací deska, přes kterou je uchycena stěrka. Stěrka je vyrobena z plechu ohnutého do požadovaného tvaru a jsou k ni přivařeny bočnice. Dále je ke stěrce přišroubovaný hřeben vyrobený z ultra vysokomolekulárního polyetylenu (PE-UHMW 1000) z důvodu zabránění otěru zinkového povlaku na česlích a stěrce. Tento materiál je vysoce odolný vůči opotřebení a abrazi, má dobré kluzné vlastnosti, vysokou mechanickou odolnost a minimální nasákavost [30].



Obr. 23 Hrablo se stěrkou

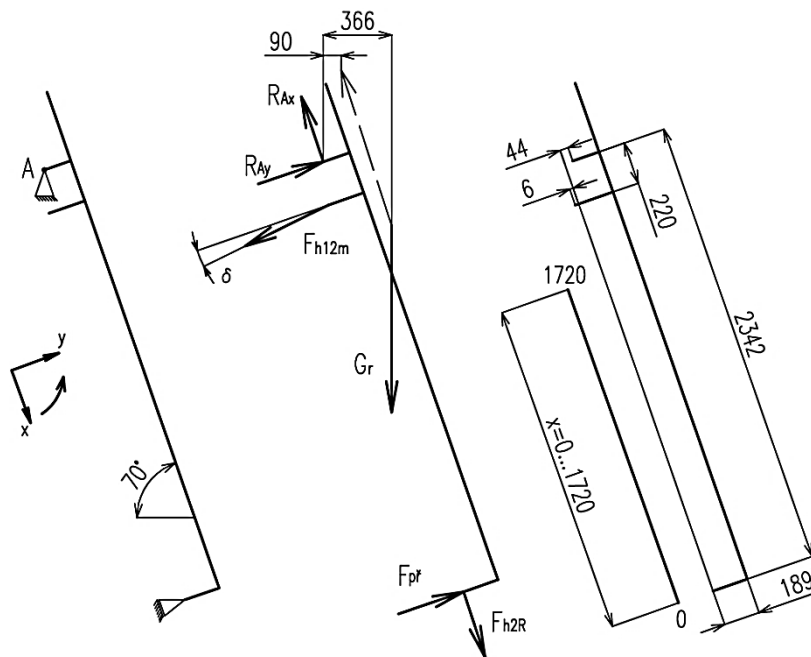


7 SILOVÝ ROZBOR

7.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA RAMENO PŘI STÍRÁNÍ

SCHÉMA:

Síla F_{h2R} je reakce na sílu vyvinutou hydromotorem_2. V případě zaseknutí stěrky je rovna maximální síle hydromotoru_2 (F_{h2m}). A je umístěna na hraně stěrky, tato poloha je nejnepříznivější.



Obr. 24 Silový rozbor

7.1.1 ROZBOR SIL

Hodnota x nabývá hodnot 0 až 1720, to představuje pohyb hrabla po česlích. Při této změně se mění i další hodnoty, jako je sklon hydromotoru_1, poloha hrabla vůči uchycení a poloha těžiště.

Proměnná:

$$x = 0 \dots 1720 \tag{65}$$

kde: x [-]proměnná veličina

Sklon hydromotoru 1 (od 7,08° do 9,92°):

$$\delta = 7,08 + \frac{9,92 - 7,08}{1720} \cdot x = \dots \tag{66}$$

kde: δ [°]sklon hydromotoru_1

**Poloha hrabla vůči uchycení:**

$$Lh = 2342 - x = \dots \quad (67)$$

kde: Lh [mm].....poloha hrabla

Poloha těžiště:

$$T_{Gr} = 366 - \frac{366 - 90}{1720} \cdot x = \dots \quad (68)$$

kde: T_{Gr} [mm].....poloha těžiště

7.1.2 PODMÍNKY ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0 \quad - R_{Ax} + F_{h12m} \cdot \sin(\delta) + F_{h2R} + G_r \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (69)$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Ay} - F_{h12m} \cdot \cos(\delta) + F_{př} - G_r \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (70)$$

$$\sum M_A = 0 \quad - F_{h12m} \cos(\delta) \cdot 220 + F_{h12m} \sin(\delta) \cdot 50 + F_{př} \cdot Lh + F_{h2R} \cdot 44 - G_r T_{Gr} = 0 \quad (71)$$

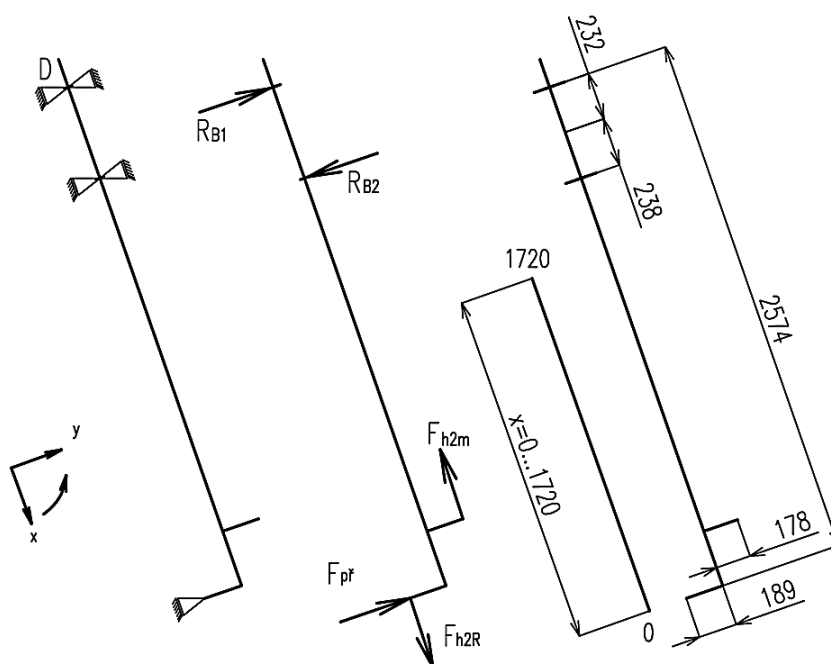
kde: R_{Ax} [N].....reakce ve směru x v bodě A

R_{Ay} [N].....reakce ve směru y v bodě A

F_{h2R} [N].....reakce působící na stěrku

7.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HRABLO SE STĚRKOU PŘI STÍRÁNÍ

SCHÉMA:



Obr. 25 Silový rozbor



7.2.1 PODMÍNKY ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0 \quad F_{h2m} - F_{h2R} = 0 \quad (72)$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{B1} - R_{B2} + F_{př} = 0 \quad (73)$$

$$\sum M_D = 0 \quad - R_{B2} \cdot 470 + F_{př} \cdot (2574 - x) + F_{h2m} \cdot 178 + F_{h2R} \cdot 189 = 0 \quad (74)$$

kde: R_{B1} [N]reakce v první kladce
 R_{B2} [N]reakce ve druhé kladce

7.3 REAKCE VZNIKLÉ PŘI ZASEKNUTÍ HRABLA

Pro pevnostní kontrolu je potřeba zjistit jednotlivé reakce a jejich maximální hodnoty. Výpočet je proveden pro pohyb stírání, protože při tomto pohybu jsou součásti namáhány nejvíce. A výpočet je proveden pro stav, kdy se hrablo se stěrkou zasekne a to v každém bodě stírání.

VÝPOČET REAKCÍ V HLAVNÍM ČEPU SPOJUJÍCÍCH RAMENO SE ZÁKLADNOU

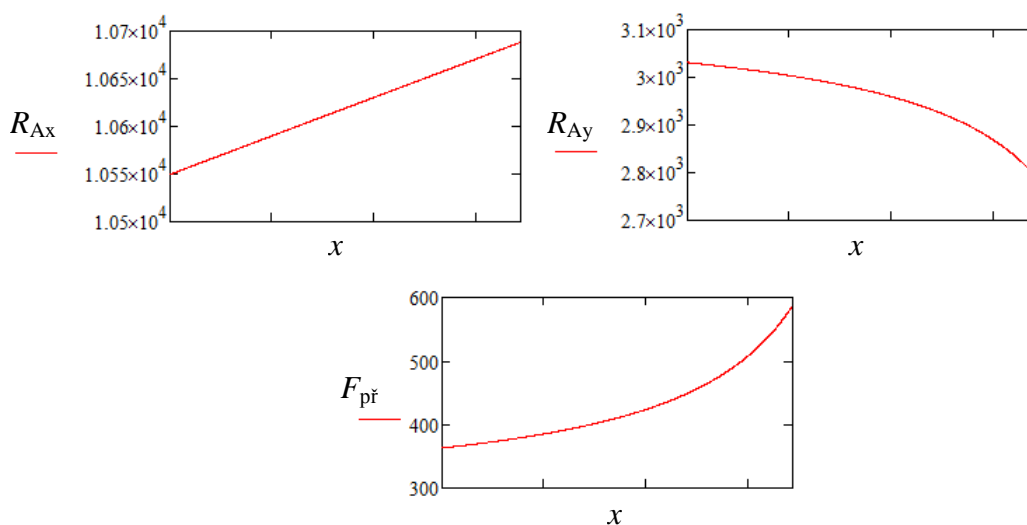
K výpočtu jsou použity vztahy (65) až (71), síla $F_{h12m} = 2829$ N (53), síla $F_{h2R} = F_{h2m} = 8588$ N (54) a $G_r = 1716$ N (13).

$$F_{př} = \frac{F_{h12m} \cos(\delta) \cdot 220 - F_{h12m} \sin(\delta) \cdot 50 - F_{h2R} \cdot 44 + G_r T_{Gr}}{Lh} = \dots \quad (75)$$

$$R_{Ax} = F_{h12m} \cdot \sin(\delta) + F_{h2m} + G_r \cdot \sin(\alpha) = \dots \quad (76)$$

$$R_{Ay} = F_{h12m} \cdot \cos(\delta) - F_{př} + G_r \cdot \cos(\alpha) = \dots \quad (77)$$

PRŮBĚHY SIL



Obr. 26 Průběh reakcí v hlavním čepu, přitlačná síla



Hodnoty sil:

$$R_{Ax0} = 10550 \text{ N} \quad (78)$$

$$R_{Ax1720} = 10688 \text{ N} \quad (79)$$

$$R_{Ay0} = 3031 \text{ N} \quad (80)$$

$$R_{Ay1720} = 2786 \text{ N} \quad (81)$$

$$F_{př0} = 363 \text{ N} \quad (82)$$

$$F_{př1720} = 587 \text{ N} \quad (83)$$

kde: R_{Ax0} [N].....reakce ve směru x v poloze 0
 R_{Ax1720} [N].....reakce ve směru x v poloze 1720
 R_{Ay0} [N].....reakce ve směru y v poloze 0
 R_{Ay1720} [N].....reakce ve směru y v poloze 1720
 $F_{př0}$ [N].....přítlačná síla v poloze 0
 $F_{př1720}$ [N].....přítlačná síla v poloze 1720

NEJVĚTŠÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HLAVNÍ ČEP

Výslednice sil je největší při hodnotě $x = 1720$. Tato hodnota odpovídá skoro zasunutému hrablu.

$$R_{Amax} = \sqrt{(R_{Ax1720})^2 + (R_{Ay1720})^2} = \sqrt{10688^2 + 2786^2} \quad (84)$$

$$= 11045 \text{ N}$$

kde: R_{Amax} [N].....reakce v hlavním čepu

VÝPOČET REAKCÍ V KLADKÁCH

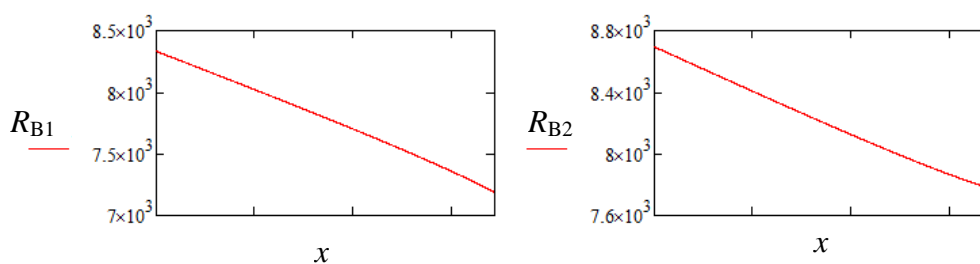
K výpočtu jsou použity vztahy (73) až (74), síla $F_{h2R} = F_{h2m} = 8588 \text{ N}$ (54) a průběh síly $F_{př}$ je použit z předchozího výpočtu, vztah (75).

$$R_{B2} = \frac{F_{př} \cdot (2574 - x) + F_{h2m} \cdot 185 + F_{h2R} \cdot 189}{470} = \dots \quad (85)$$

$$R_{B1} = R_{B2} - F_{př} = \dots \quad (86)$$



PRŮBĚHY SIL



Obr. 27 Průběh reakcí v kladkách

Hodnoty sil:

$$R_{B1\ 0} = 8332\ \text{N} \quad (87)$$

$$R_{B1\ 1720} = 7186\ \text{N} \quad (88)$$

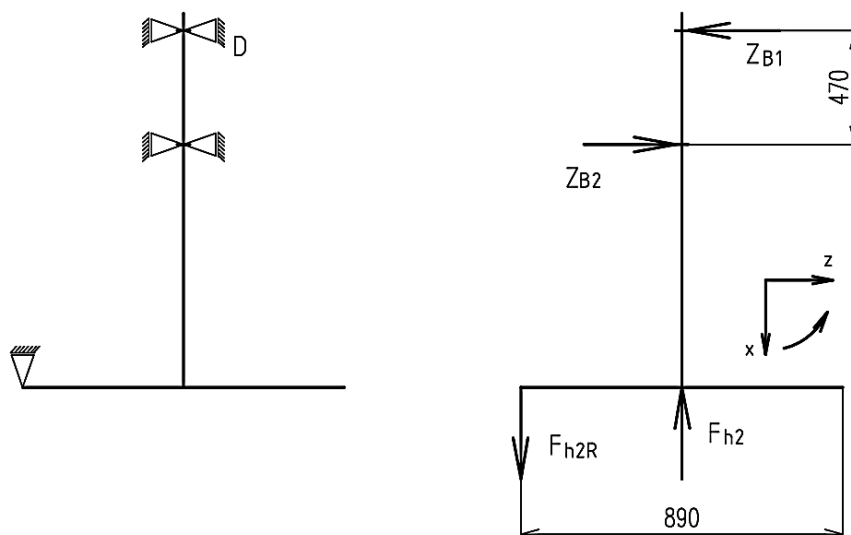
$$R_{B2\ 0} = 8695\ \text{N} \quad (89)$$

$$R_{B2\ 1720} = 7773\ \text{N} \quad (90)$$

kde: $R_{B1\ 0}$ [N]reakce v první kladce v poloze 0
 $R_{B1\ 1720}$ [N]reakce v první kladce v poloze 1720
 $R_{B2\ 0}$ [N]reakce v druhé kladce v poloze 0
 $R_{B2\ 1720}$ [N]reakce v druhé kladce v poloze 1720

7.4 BOČNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA KLDKY PŘI ZASEKNUTÍ O BOČNÍ HRANU STĚRKY

SCHEMA:



Obr. 28 Silový rozbor

**7.4.1 PODMÍNKY ROVNOVÁHY**

$$\sum x = 0 \quad F_{h2m} - F_{h2R} = 0 \quad (91)$$

$$\sum z = 0 \quad -Z_{B1} + Z_{B2} = 0 \quad (92)$$

$$\sum M_D = 0 \quad Z_{B2} \cdot 470 - F_{h2R} \cdot \frac{890}{2} = 0 \quad (93)$$

kde: Z_{B1} [N]boční reakce v první dvojici kladek

Z_{B2} [N]boční reakce v druhé dvojici kladek

$$Z_{B1} = Z_{B2} = \frac{F_{h2R} \cdot \frac{890}{2}}{470} = \frac{F_{h2m} \cdot \frac{890}{2}}{470} = \frac{8588 \cdot \frac{890}{2}}{470} = 8132 \text{ N} \dots \quad (94)$$

Boční síla působící na každou dvojici kladek je 8132 N.

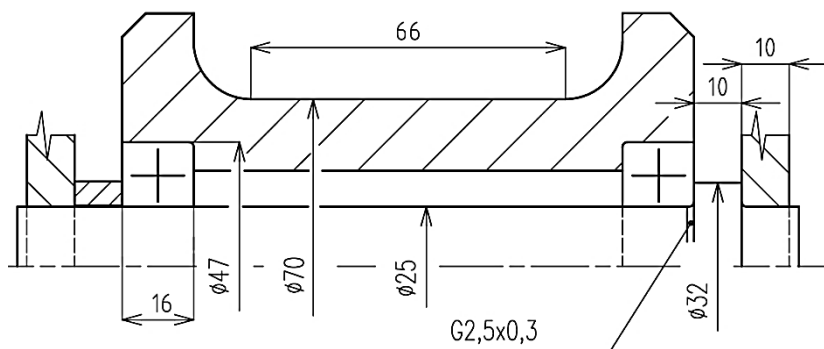


8 PEVNOSTNÍ KONTROLA

8.1 KLADKA

Kladka je uchycena přes ložiska na čepu, ten je usazený v bočnicích.

SCHÉMA:



Obr. 29 Kladky

8.1.1 KONTROLA ČEPU

Čep je vyroben z materiálu 1.4301, tento materiál má mez kluzu 195 MPa [35]. Největší radiální síla působící na kladku je $R_{B20} = 8695$ N (89). Na čep působí v místě obou ložisek síla, která odpovídá poloviční velikosti síly R_{B20} .

VÝPOČET:

Kontrola je provedena v místě zápichu, místo koncentrace napětí.

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{\frac{R_{B20}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{kč}^2}{4}} = \frac{\frac{8695}{2}}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 8,856 \text{ MPa} \quad (95)$$

kde: τ [MPa].....smykové napětí
 $d_{kč}$ [mm].....průměr čepu

Ohybové napětí:

Zohlednění zápichu $\alpha_k = 2$ [7].

$$\sigma_o = \alpha_k \cdot \frac{M_o}{W_o} = \alpha_k \cdot \frac{\frac{R_{B20}}{2} \cdot 15}{\frac{\pi \cdot d_{kč}^3}{32}} = 2 \cdot \frac{\frac{8695}{2} \cdot 15}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 85,022 \text{ MPa} \quad (96)$$

kde: α_k [-].....součinitel koncentrace v přechodu osazeného dříku
 σ_o [MPa].....ohybové napětí
 M_o [Nmm].....ohybový moment
 W_o [mm³].....průřezový modul v ohybu



Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{85,022^2 + 3 \cdot 8,856^2} = 86,395 \text{ MPa} \quad (97)$$

kde: σ_{red} [MPa].....redukované napětí

Bezpečnost:

$$k_b = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{195}{86,395} = 2,3 \quad (98)$$

kde: k_b [-].....součinitel bezpečnosti

Kontrola na otláčení v bočnicích:

Tloušťka bočnice je 10 mm, tato hodnota je zmenšena o zkosení. Bočnice jsou vyrobeny z materiálu S235JR+AR (1.0038) [32]. Dovolené minimální napětí v tlaku pro míjivé zatížení je 65 MPa [8]. Dovolené napětí v tlaku pro materiál čepu výrobce neuvádí. Ale hodnota dovoleného napětí v tlaku pro oceli je stejná, jako dovolená hodnota napětí v tahu [8]. Dovolené napětí v tahu pro čep se určí, jako podíl hodnoty meze kluzu ku bezpečnosti. Materiál čepu má mez kluzu 195 MPa, se zvolenou bezpečností 2 je dovolené napětí v tahu, tedy tlaku, 97,5 MPa. Tato hodnota je větší, než dovolené napětí v tlaku pro bočnici, proto je dále počítáno s dovoleným napětím v tlaku pro materiál bočnic.

$$p = \frac{\frac{R_{B20}}{2}}{d_{kč} \cdot 9} = \frac{\frac{8695}{2}}{25 \cdot 9} = 19,322 \text{ MPa} \quad (99)$$

$$k_b = \frac{p_{dov}}{p} = \frac{65}{19,322} = 3,4 \quad (100)$$

kde: p_{dov} [MPa]dovolené napětí v tlaku

Kontrola na otláčení distančního kroužku:

Distanční kroužek je vyroben ze stejného materiálu, jako bočnice. Boční síla se pro každou dvojici kladek rozdělí do horní a spodní kladky, proto na distanční kroužek působí poloviční boční síla.

$$p = \frac{\frac{Z_{B1}}{2}}{\frac{\pi \cdot D_{kč}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{kč}^2}{4}} = \frac{\frac{8132}{2}}{\frac{\pi \cdot 32^2}{4} - \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 12,974 \text{ MPa} \quad (101)$$

$$k_b = \frac{p_{dov}}{p} = \frac{65}{12,974} = 5 \quad (102)$$

kde: $D_{kč}$ [mm].....velký průměr čepu



Čep vyhovuje pevnostní kontrole a kontrole na otláčení, dále uložení čepu v bočnicích také vyhovuje na otláčení.

8.1.2 KONTROLA KLADKY

Kladky budou namáhány kontaktním tlakem od hrabla a od boční síly, která bude namáhat nákolky kladek.

Napětí mezi válcovou plochou a rovinou:

Výpočet maximálního napětí mezi válcovou plochou a rovinou – přímkový styk, dle Hertze, dle [30].

Technické vlastnosti materiálu kladky PA 12 G [37]: $E_p = 2100 \text{ MPa}$
 $HB = 100 \text{ MPa}$

$$\sigma_{max} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{R_{B20} \cdot E_p}{b_k \cdot \frac{D_k}{2}}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{8695 \cdot 2100}{66 \cdot \frac{70}{2}}} = 37,163 \text{ MPa} \quad (103)$$

kde: σ_{max} [MPa].....maximální (kontaktní) napětí v tlaku
 E_p [MPa]modul pružnosti v tlaku
 b_k [mm]délka styku kladky s hrablem (bez zaoblení profilu)
 D_k [mm]průměr kladky

Výpočet počtů styků odvalovaných ploch před projevení únavy dle Niemanna:

$$X = \left(0,487 \cdot \frac{HB}{\sigma_{max}}\right)^6 = \left(0,487 \cdot \frac{100}{37,163}\right)^6 = 5,0643 \quad (104)$$

kde: X [-].....počet miliónů styků odvalovaných ploch
 HB [MPa].....tvrdost materiálu podle Brinella

Nákoklek:

Tlakové napětí:

$$p = \frac{Z_{B1}}{S_{uk}} = \frac{8132}{252 \text{ mm}^2} = 16,134 \text{ MPa} \quad (105)$$

kde: S_{uk} [mm²].....plocha úseče kladky (odměřeno z modelu)

Materiál kladky je polyamid PA 12 G. Jedná se o technický plast s mezí kluzu 60 MPa [37], je odolný vůči rázům a ropným produktům. Má minimální nasákavost a je stabilizován proti UV záření.

Kontaktní napětí a napětí působící na nákoklek je vypočítáno pro maximální sílu, která může působit na kladku. V běžném provozu na kladku budou působit menší síly. Kladky jsou dostatečně robustní, takže vyhovují pevnostní kontrole.



8.1.3 KONTROLA LOŽISKA

Ložiska jsou kontrolována na statickou únosnost, protože jsou nejvíce zatížena při zaseknutí hrabla, kdy se neotáčí. V tomto případě přípustné zatížení ložiska závisí nikoliv na únavě materiálu, ale na plastické deformaci působícím stykem valivého tělesa a oběžné dráhy vyvolané zatížením [33]. Jsou použity ložiska společnosti SKF [33], a proto je použit postup výpočtu (vztahy, tabulkové hodnoty...), který uvádí výrobce.

VÝPOČET

Je vybráno jednořadé ložisko 63005-2RS1 s těmito parametry [33]:

| | |
|-------------------|------------------------|
| Vnitřní průměr | $d_1 = 25 \text{ mm}$ |
| Vnější průměr | $D_1 = 47 \text{ mm}$ |
| Šířka | $B_1 = 16 \text{ mm}$ |
| Statická únosnost | $C_0 = 6550 \text{ N}$ |

Ekvivalentní statické zatížení ložiska (dle [33]):

V každé kladce jsou dvě ložiska, radiální síla se rozdělí do těchto dvou ložisek. Axiální síla se rozdělí do horní a spodní kladky v každé dvojici kladek.

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad ; \quad P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r \quad (106)$$

$$P_0 = 0,6 \cdot \frac{R_{B20}}{2} + 0,5 \cdot \frac{Z_{B1}}{2} = 0,6 \cdot \frac{8695}{2} + 0,5 \cdot \frac{8132}{2} = 4642 \text{ N} \quad (107)$$

$$F_r = \frac{R_{B20}}{2} = \frac{8695}{2} = 4347,5 \text{ N} \quad (108)$$

$$\Rightarrow P_0 = 4642 \text{ N} \quad (109)$$

kde: P_0 [N].....ekvivalentní statické zatížení ložiska

F_r [N].....radiální zatížení

F_a [N].....axiální zatížení

Kontrola statické únosnosti (dle [33]):

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{6550}{4642} = 1,4 \quad (110)$$

kde: C_0 [N].....statická únosnost ložiska

s_0 [-].....součinitel statické bezpečnosti

Výrobce udává minimální hodnotu směrné hodnoty součinitele statické bezpečnosti $s_0 = 1$. Tento součinitel s_0 platí pro bodový styk, výrazné rázové zatížení (dosedání stěrky na česle) a pro nerotující ložiska. [33]

Ložisko vyhovuje statické únosnosti.

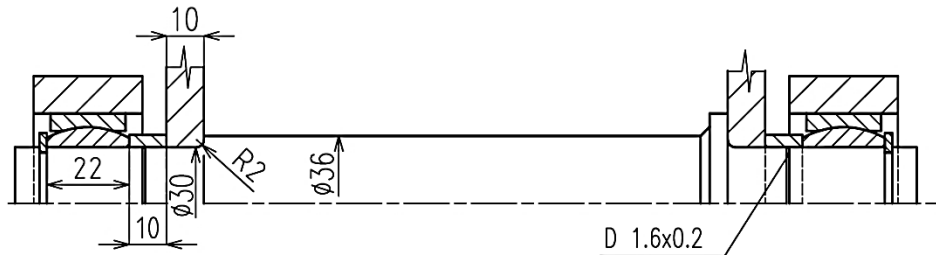


8.2 HLAVNÍ ČEP

Čep je vyroben z materiálu 1.4841, tento materiál má mez kluzu 225 MPa [35]. Na čep se přenáší síla $R_{Amax} = 11045$ N (84) přes bočnice. Je předpokládáno, že v každé bočnici působí polovina této síly.

8.2.1 KONTROLA UCHYCENÍ

SCHÉMA:



Obr. 30 Hlavní čep

VÝPOČET:

Kontrola je provedena pro místo přechodu průměrů čepu, kde se vyskytuje rádius R_2 , a místo zápichu na menším průměru čepu. Oba tyto zápichy jsou místa koncentrace napětí.

KONTROLA MÍSTA PŘECHODU PRŮMĚRŮ:

Kontrolované místo je namáháno ohybovým napětím a ještě i smykovým napětím.

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{\frac{R_{Amax}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{hč}^2}{4}} = \frac{\frac{11045}{2}}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 7,813 \text{ MPa} \quad (111)$$

kde: $d_{hč}$ [mm].....průměr hlavního čepu

Ohybové napětí:

Zohlednění koncentrátoru napětí (rádius) $\alpha_k = 1,75$, dle literatury [7].

$$\sigma_o = \alpha_k \cdot \frac{M_o}{W_o} = \alpha_k \cdot \frac{\frac{R_{Amax} \cdot 26}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{hč}^3}{32}} = 1,75 \cdot \frac{\frac{11045 \cdot 26}{2}}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 94,799 \text{ MPa} \quad (112)$$

Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{94,799^2 + 3 \cdot 7,813^2} = 95,76 \text{ MPa} \quad (113)$$

**Bezpečnost:**

$$k_b = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{225}{95,76} = 2,0 \quad (114)$$

KONTROLA ZÁPICHU:**Smykové napětí:**

$$\tau = \frac{\frac{R_{Amax}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{hč}^2}{4}} = \frac{\frac{11045}{2}}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 7,813 \text{ MPa} \quad (115)$$

Ohybové napětí:

Zohlednění koncentrátoru napětí (zápich) $\alpha_k = 1,7$, dle literatury [7].

$$\sigma_o = \alpha_k \cdot \frac{M_o}{W_o} = \alpha_k \cdot \frac{\frac{R_{Amax} \cdot 26}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{hč}^3}{32}} = 1,7 \cdot \frac{\frac{11045 \cdot 16}{2}}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 56,671 \text{ MPa} \quad (116)$$

Redukované napětí dle HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{56,671^2 + 3 \cdot 7,813^2} = 58,265 \text{ MPa} \quad (117)$$

Bezpečnost:

$$k_b = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{225}{58,265} = 3.3 \quad (118)$$

Kontrola na otlačení:

Tloušťka bočnice je 10 mm, tato hodnota je zmenšena o zkosení. Dovolené minimální napětí v tlaku pro míjivé zatížení pro bočnice je 65 MPa [8].

$$p = \frac{\frac{R_{Amax}}{2}}{d_{hč} \cdot 7} = \frac{\frac{11046}{2}}{30 \cdot 7} = 26,309 \text{ MPa} \quad (119)$$

$$k_b = \frac{p_{dov}}{p} = \frac{65}{26,309} = 2,5 \quad (120)$$

Čep vyhovuje pevnostní kontrole a uložení čepu v bočnicích vyhovuje na otlačení.

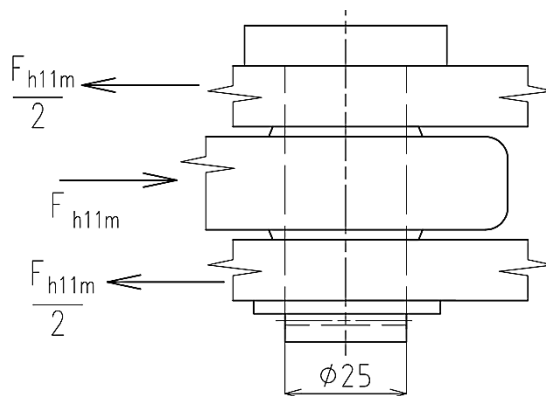


8.3 HYDROMOTOR_1

8.3.1 KONTROLA UCHYCENÍ

Kontrola čepu je provedena na stříh pro maximální sílu, kterou je schopen hydromotor vyvinout. Čep je vyroben z materiálu 1.4301, tento materiál má mez kluzu 195 MPa [35].

SCHÉMA:



Obr. 31 Uchycení hydromotoru_1

VÝPOČET:

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{\frac{F_{h11m}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{h10}^2}{4}} = \frac{\frac{4276}{2}}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 4,356 \text{ MPa} \quad (121)$$

kde: d_{h10} [mm].....průměr oka hydromotoru_1 (viz Tab. 1)

Mez kluzu ve smyku:

Mez kluzu ve smyku je vypočítána dle literatury [7].

$$\tau_d = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{195}{\sqrt{3}} = 112,6 \quad (122)$$

kde: τ_d [MPa]mez kluzu ve smyku

Vypočítaná hodnota meze kluzu ve smyku je mnohonásobně větší, než vypočítané smykové napětí, nebezpečí stříhu zde nehrozí.



Kontrola vzpěrné stability:

Poloměr setrvačnosti průřezu prutu:

$$i_h = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S_{\text{ph}}}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{h1}^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_{h1}^2}{4}}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 32^4}{64}}{\frac{\pi \cdot 32^2}{4}} = 8 \text{ mm} \quad (123)$$

kde: I_{\min} [mm⁴].....minimální kvadratický moment namáhaného průřezu
 S_{ph} [mm²].....plocha namáhaného průřezu
 i_h [mm].....poloměr setrvačnosti průřezu prutu

Štíhlost prutu:

$$\lambda_h = \frac{l_o}{i_h} = \frac{340}{8} = 42,5 \quad (124)$$

kde: l_o [mm].....redukovaná délka prutu (viz Tab.1)
 λ_h [-]štíhlostní poměr prutu

Mezní štíhlostní poměr pro nelegované oceli je 99 až 105 [8]. Tato hodnota je vyšší než vypočítaná hodnota štíhlostního poměru prutu λ_h , proto vzpěr zde nehrozí. A pístnice je kontrolována na prostý tlak.

Tlak v pístnici:

$$p = \frac{F_{h2m}}{S_{\text{ph}}} = \frac{4276}{\frac{\pi \cdot d_{h1}^2}{4}} = \frac{4276}{\frac{\pi \cdot 32^2}{4}} = 5,317 \text{ MPa} \quad (125)$$

Vypočítaný tlak v pístnici je malý, pístnice zatížení vydrží.

Kontrola na otlačení:

Tloušťka bočnice je 10 mm, tato hodnota je zmenšena o zkosení hran. Bočnice jsou vyrobeny z materiálu S235JR (1.0038), dovolené minimální napětí v tlaku je 65 MPa [8].

$$p = \frac{\frac{F_{h2m}}{2}}{d_{h1o} \cdot 9} = \frac{\frac{4276}{2}}{25 \cdot 9} = 9,503 \text{ MPa} \quad (126)$$

$$k_b = \frac{p_{dov}}{p} = \frac{65}{9,503} = 6,8 \quad (127)$$

Uložení čepu na otlačení vyhovuje.



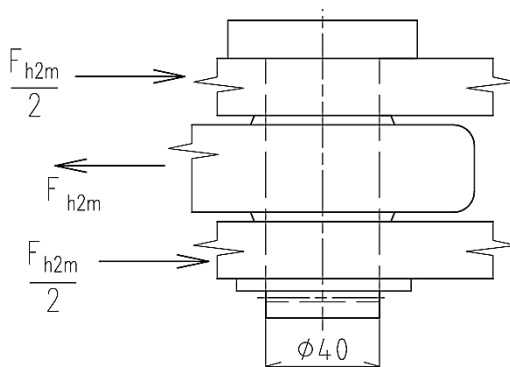
8.4 HYDROMOTOR_2

Hydromotor_2 je zatížen pouze při zasouvání, z toho důvodu zde nehrozí vzpěr.

8.4.1 KONTROLA UCHYCENÍ

Kontrola čepu je provedena na stříh pro maximální sílu, kterou je schopen hydromotor vyvinout. Čep je vyroben z materiálu 1.4301, tento materiál má mez kluzu 195 MPa [35].

SCHÉMA:



Obr. 32 Uchycení hydromotoru_2

VÝPOČET:

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{\frac{F_{h2m}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{h2o}^2}{4}} = \frac{\frac{8588}{2}}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} = 4,463 \text{ MPa} \quad (128)$$

kde: d_{h2o} [mm].....průměr oka hydromotoru_2 (viz Tab. 2)

Hodnota meze kluzu ve smyku dle vztahu (122), je opět mnohonásobně větší, než vypočítané smykové napětí, nebezpečí stříhu zde nehrozí.

Kontrola na otláčení:

Ploušťka bočnice je 8 mm, tato hodnota je zmenšena o zkosení hran. Bočnice jsou vyrobeny z materiálu S355J2, dovolené minimální napětí v tlaku je 90 MPa [8].

$$p = \frac{\frac{F_{h2m}}{2}}{d_{hc} \cdot 7} = \frac{\frac{8588}{2}}{35 \cdot 7} = 17,527 \text{ MPa} \quad (129)$$

$$k_b = \frac{p_{dov}}{p} = \frac{90}{17,527} = 5,1 \quad (130)$$

Uložení čepu vyhovuje na otláčení.



9 KONTROLA HRABLA SE STĚRKOU PODLE METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

Pro zjištění přesného rozložení napětí v hrablu a stěrce je použit výpočtový program Ansys Workbench 14.5. Kontrola je provedena pro nejnepříznivější stav, tj. tehdy, kdy dojde k zaseknutí stěrky o její krajní hranu při úplně vysunutém hrablu. Hrablo s přípojovací deskou se žebry a stěrka je vyrobena z materiálu S355J2 (1.0576), minimální mez kluzu je 355 MPa [36].

Hrablo se stěrkou jsou brány jako dvě tělesa v kontaktu. Soustava je zatížena silou od hydromotoru₂ ($F_{h2m} = 8588 \text{ N}$ (54)) a tomu odpovídá přítlačná síla ($F_{př} = 363 \text{ N}$ (75)). Dále jsou na modelu použity dvě vazby. Jedna pevná vazba na krajní hraně stěrky, která představuje zaseknutí stěrky. Druhá vazba je posuvně umístěná na hrablu, která představuje vedení hrabla mezi kladkami.

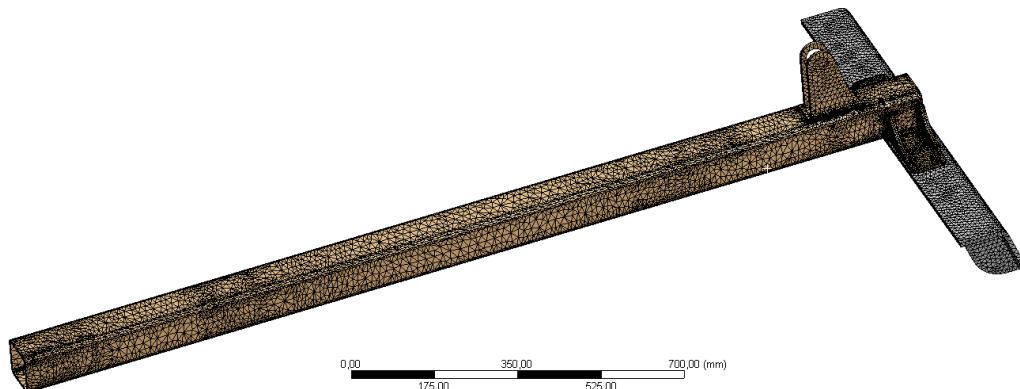


Obr. 33 Model, okrajové podmínky

Výpočet napětí je proveden dle podmínky redukovaného napětí dle HMH („Equivalent (von-Mises) Stress“). Dále je zjištěna celková deformace.

Síť

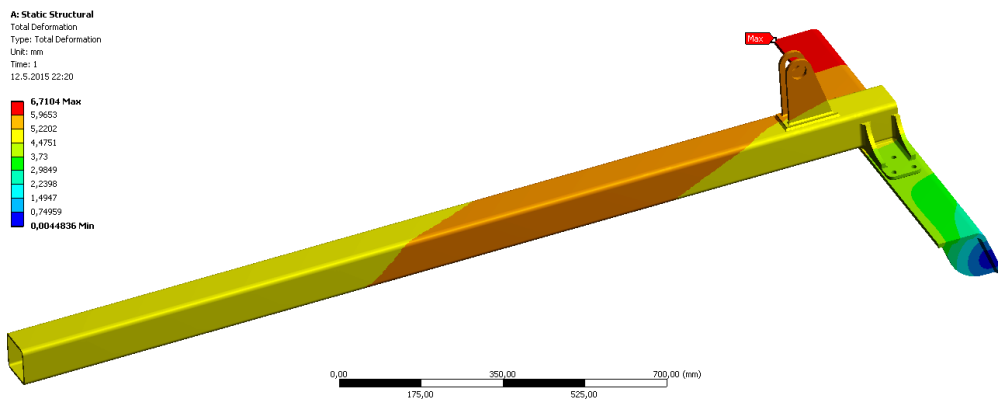
Velikost prvků je nejmenší v místech svaru, v těchto místech je předpokládáno největší napětí.



Obr. 34 Na síťovaný model



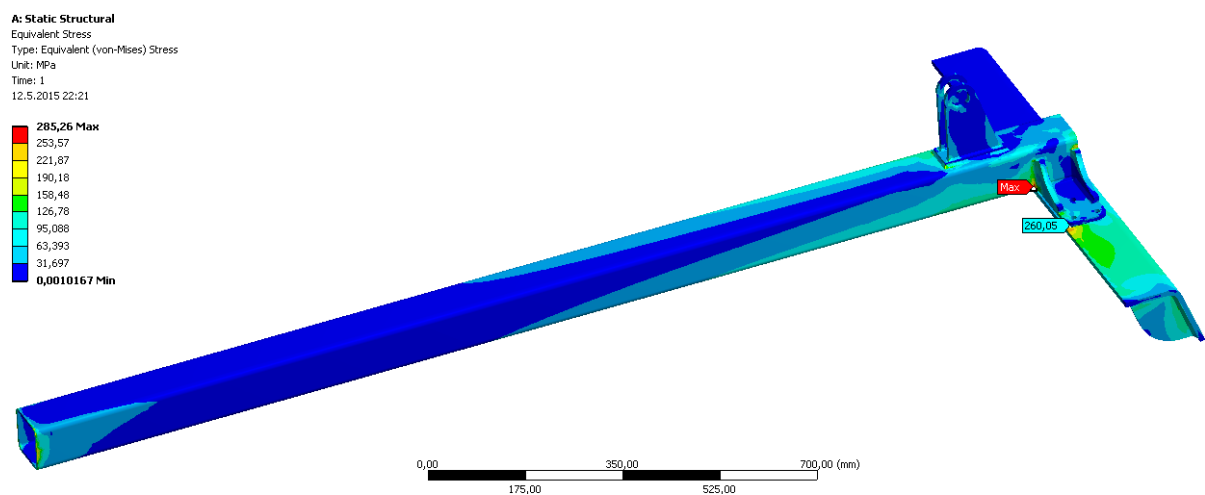
CELKOVÁ DEFORMACE



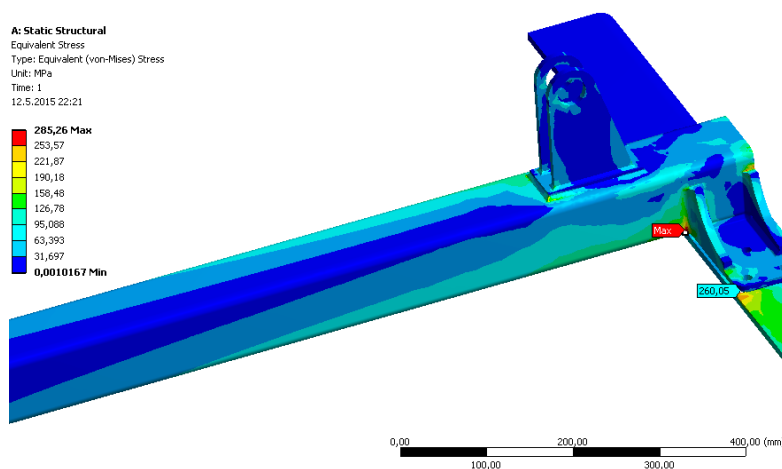
Obr. 35 Celková deformace

Z výsledku je patrné, že největší deformace je od původního tvaru 6,7 mm na opačné straně stěrky, než je pevná vazba. Tato deformace s porovnáním s délkou stěrky (890 mm) je malá.

NAPĚTÍ



Obr. 36 Rozložení napětí



Obr. 37 Detail rozložení napětí



Z obrázků (Obr. 36 a Obr. 37) je patrné, že nejvíce je namáhán svár spojující hrablo s přípojnou deskou a žebry. Velikost napětí je 285 MPa. Toto napětí je nižší než minimální hodnota meze kluzu spojovaných materiálů, a proto nedojte k plastické deformaci. Zlepšení mechanických vlastností svárů lze zajistit lepším svarovým kovem. Druhé nejvíce namáhané místo je oblast na stěrci na rohu přípojně desky. Zde napětí dosahuje hodnot 260MPa, toto napětí je taky pod minimální hodnotou meze kluzu.

Tento stav je nejnepríznivější a v provozu by neměl nastat. Přesto tomuto extrémnímu stavu by se mělo předcházet. Normálně na hrablo se stěrkou budou působit mnohem menší síly.



ZÁVĚR

V diplomové práci je proveden konstrukční návrh hydraulicky stíraných česlí pro odpadní vody. Dle běžně používaných hydraulicky čistících mechanismů je zvolena konstrukce s teleskopickým ramenem. Tato zvolená konstrukce je vhodná pro zvolené parametry kanálu a množství shrabků.

Mechanismus je určen pro venkovní použití, pouze pro hydraulický agregát je nutný přístřešek. Z důvodu venkovního použití mechanismu je navržena povrchová úprava žárovým pozinkováním.

Z důvodu použití hydraulického zařízení ve vodním hospodářství je použit hydraulický olej, který je biologicky odbouratelný. Aby při případném úniku oleje ze systému nedošlo k ekologické havárii. Použitá kluzná ložiska, na zařízení i na hydromotorech, jsou vybaveny maznicemi pro domazávání. Použité mazivo pro domazávání by mělo být také biologicky odbouratelné.

Pevnostní kontrola je provedena pro havarijní stav, tehdy kdy budou jednotlivé díly namáhány nejvíce. Nejvíce namáhanou součástí je hrablo. Průběh rozložení ekvivalentního redukovaného napětí na hrablu byl proveden metodou konečných prvků a výsledné maximální napětí bylo pod hodnotou mezi kluzu zvoleného materiálu. Při výpočtu byla zanedbána hmotnost kapaliny v hydromotorech, díky malým rychlostem setrvačné síly a síly od tekoucí odpadní vody.

V běžném provozu budou na mechanismus působit malé síly. Aby nedocházelo ke zbytečnému přetěžování mechanismu, je nutná pravidelná kontrola mechanismu a zajištění vhodného pracovního prostředí (zabránění pádu tuhých těles do česlí s následkem zaseknutí hrabla)

Součástí diplomové práce není řešení řízení mechanismu a jeho spouštění. Systém by měl být spouštěn automaticky v závislosti na rozdílu hladin před a za česlemi. Z důvodu cyklické práce mechanismu je nejvhodnější použít zařízení na bázi PLC.





POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HLAVÍNEK, Petr a Jiří HLAVÁČEK. *Čistění odpadních vod*. 1. vyd. Brno: Noel, 1996, 196 s. ISBN 80-86020-00-2.
- [2] HLAVÍNEK, Petr a Jan JANDORA, *Hydraulika čistíren odpadních vod*. 1. vyd. Brno: Noel 2000, 1996, 167 s. ISBN 80-86020-04-05.
- [3] ČSN EN 12 255-3. ČISTĚNÍ ODPADNÍCH VOD – ČÁST 3: PŘEDČIŠTĚNÍ. Praha: Český normalizační institut, 2002. 12 s.
- [4] ČSN 75 6401. ČISTÍRNÝ ODPADNÍCH VOD PRO EKVIVALENTNÍ POČET OBYVATEL (EO) VĚTŠÍ NEŽ 500. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014. 40 s.
- [5] ČSN 75 2601. MALÉ VODNÍ ELEKTRÁRNY – ZÁKLADNÍ POŽADAVKY. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 28 s.
- [6] HLAVÍNEK, P. *Stokování a čistění odpadních vod, modul 2*, [online]. Dostupné z: <<http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BP02-Stokovani%20a%20cistení%20odpadnich%20vod/Stokovani%20a%20cistení%20odpadnich%20vod%20-%20cistení%20odpadnich%20vod.pdf>>
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [9] ŠKOPÁN, M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2009. 166 s.
- [10] ASIO, spol. s r. o.: Články. *Česle a síta* [online]. [cit 2015-02-20] Dostupné z: <<http://www.asio.cz/cz/285.cesle-a-sita>>
- [11] EKOSYSTEM spol. s.r.o.: Úprava a čištění vod. *Komunální čistírny EKOKOM RDN* [online]. [cit 2015-02-26] Dostupné z: <<http://www.ekosystem.cz/uprava-a-cistení-vod/komunalni-cistirny-ekokom>>
- [12] FONTANA R, s.r.o.: *Výrobní program* [online]. [cit 2015-03-2] Dostupné z: <<http://www.fontanar.cz/vyrobní-program.php>>
- [13] HYDRAULICKÉ STROJE A ZAŘÍZENÍ s.r.o.: *Strojní zařízení pro energetiku* [online]. [cit 2015-03-2] Dostupné z: <<http://www.hydraulickestroje.cz/energetika.php>>
- [14] P&S a.s.: *Čistící stroje česlí* [online]. [cit 2015-03-5] Dostupné z: <<http://www.p-s.cz/cistící-stroje-celisti>>



- [15] IN-EKO TEAM s.r.o.: Výrobní program. *Jemné předčištění* [online]. [cit 2015-03-5] Dostupné z: <<http://www.in-eko.cz/jemne-predcisteni> >
- [16] K&H KINETIC a.s.: *Drtiče JWCI* [online]. [cit 2015-03-8] Dostupné z: <<http://www.kh-kinetic.cz/home/velke/vyrobkyJWCI.html>>
- [17] INKOS CZ a.s.: *Hrubé předčištění* [online]. [cit 2015-03-8] Dostupné z: <http://www.inkos.cz/lang/cz/tech_hrube_predcisteni.htm>
- [18] GYRUS: *Fotografie* [online]. [cit 2015-03-14] Dostupné z: <<http://www.gyrus-mve.cz/fotogalerie/>>
- [19] INOX, spol. s r. o.: *Nerezové materiály* [online]. [cit 2015-03-14] Dostupné z: <<http://www.inoxspol.cz/nerezove-materialy-druhy-vlastnosti-jakosti-inox-rubrika.html> >
- [20] NOVEL, spol. s.r.o.: *Produkty* [online]. [cit 2015-03-14] Dostupné z: <<http://www.novel.sk/nerezove-materialy/>>
- [21] JANALÍK, J. ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*, [online]. [cit 2015-03-15] Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>>
- [22] HYDRAULICS s.r.o.: Výroba. *Výroba katalogových hydromotorů*, [online]. [cit 2015-03-21] Dostupné z: <<http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru>>
- [23] ARGO_HYTOS s.r.o.: *Výrobky*, [online]. [cit 2015-3-28] Dostupné z: <<http://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky.html>>
- [24] Filtration technology s.r.o.: Filtry / oleje a maziva. *Oleje a maziva Statoil*, [online]. [cit 2015-03-31] Dostupné z: <http://www.filtration.cz/wp-content/uploads/2011/08/statoil_katalog-2008.pdf>
- [25] Haberkorn Ulmer s.r.o.: *Hydraulické hadice a komponenty*, [online]. [cit 2015-03-31] Dostupné z: <<http://www.haberkorn.cz/vysokotlake-hadice-a-koncovky/>>
- [26] The Engineering ToolBox: *Overall Heat Transfer Coefficients for some common Fluids and Heat Exchanger Surfaces*, [online]. [cit 2015-04-7] Dostupné z: <http://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficients-d_284.html>
- [27] Normans – ohřev motorů s.r.o.: Ohřev olejů a paliv. *Ponorný průmyslový ohříváč*. [online]. [cit 2015-04-7] Dostupné z: <<http://www.normans.cz/produkty/predehrevy-pro-prumysl/ohrev-oleju-a-paliv/ponorny-prumyslovy-ohrivac>>
- [28] Techmania: Fyzika v pozadí, Síla. *Smykové tření*. [online]. [cit 2015-04-15] Dostupné z: <http://www.techmania.cz/edutorium/art_exponaty.php?xkat=fyzika&xser=53ed6c61h&key=116>
- [29] Portaflex s.r.o.: Materiály pro stavebnictví. *Polyethylen*. [online]. [cit 2015-04-18] Dostupné z: <http://www.portaflex.cz/cz/produkty/materialy-pro-stavebnictvi/polyetylen/art_53/polyetylen.aspx>



- [30] Issuu: michdor. *Dopravní a manipulační systémy*. [online]. [cit 2015-04-18] Dostupné z: <http://issuu.com/michdor/docs/m1_text>
- [31] conVERTER: Tabulky. *Valivé tření*. [online]. [cit 2015-04-21] Dostupné z: <<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>
- [32] Feron, a. s.: Katalog. *Strom výrobků*. [online]. [cit 2015-04-25] Dostupné z: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/strom.php>>
- [33] SKF: Výrobky. *Kuličková ložiska, jednořadá*. [online]. [cit 2015-04-25] Dostupné z: <<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>>
- [34] Den Braven Czech and Slovak a.s.: Tmely a silikony. *MS polymerní lepidla a tmely*. [online]. [cit 2015-04-30] Dostupné z: <<http://www.denbraven.cz/ms-polymerni-lepidla-a-tmely/0439-mamut-glue-total-51-cz519.html>>
- [35] NOVEL, spol. s.r.o.: Produkty. *Nerezové tyče*. [online]. [cit 2015-04-30] Dostupné z: <<http://www.novel.sk/nerezove-tyce/>>
- [36] Bohdan Bolzano, s.r.o.: Technická podpora. *Tyčová ocel uhlíková, konstrukční a legovaná*. [online]. [cit 2015-04-30] Dostupné z: <<http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-mechanickych-vlastnosti-oceli-podle-en-10025-nove>>
- [37] LPM s.r.o.: Materiálové datové listy. *Polyamid 12 (PA 12)*. [online]. [cit 2015-04-30] Dostupné z: <<http://www.lpm.cz/cgi-bin/riweta.cgi?nr=1176&lng=1>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|------------|-------------------------------------|---|
| A | [W.K ⁻¹] | ochlazovací konstanta |
| a | [m] | délka nádrže |
| b | [m] | šířka nádrže |
| B | [mm] | šířka kanálu |
| b_1 | [mm] | šířka česlic |
| b_2 | [mm] | šířka průliny |
| b_k | [mm] | délka styku kladky s hrablem (bez zaoblení profilu) |
| b_s | [m] | šířka stěrky (dle modelu) |
| c | [m] | výška nádrže |
| C | [m ^{0.5} s ⁻¹] | rychlostní součinitel |
| C_0 | [N] | statická únosnost ložiska |
| D_{h1} | [mm] | průměr pístu hydromotoru_1 |
| d_{h1} | [mm] | průměr pístnice hydromotoru_1 |
| d_{h1o} | [mm] | průměr oka hydromotoru_1 |
| D_{h2} | [mm] | průměr pístu hydromotoru_2 |
| d_{h2} | [mm] | průměr pístnice hydromotoru_2 |
| d_{h2o} | [mm] | průměr oka hydromotoru_2 |
| $d_{hč}$ | [mm] | průměr hlavního čepu |
| D_k | [mm] | průměr kladky |
| $d_{kč}$ | [mm] | průměr čepu |
| $D_{kč}$ | [mm] | velký průměr čepu |
| D_{PD} | [mm] | průměr hlavního a výstupního kanálu |
| D_{PDR} | [mm] | průměr kanálu k rozvaděči |
| d_v | [mm] | vnitřní průměr hadice |
| E_p | [MPa] | podul pružnosti v tlaku |
| $F_{1čk}$ | [N] | síla působící na jednu česlici |
| F_a | [N] | axiální zatížení |
| $F_{čk}$ | [N] | síla působící na česle |
| f_h | [-] | součinitel smykového tření česle – hřeben |
| F_{h11} | [N] | potřebná síla vyvinuta hydromotorem_1, pod pístnicí |
| F_{h11m} | [N] | maximální síla vytvářena hydromotorem_1, vysouvání |
| F_{h12} | [N] | potřebná síla vyvinuta hydromotorem_1, nad pístnicí |



| | | |
|---------------|---------------------------------------|---|
| F_{h12m} | [N] | maximální síla vyvinuta hydromotorem_1, zasouvání |
| F_{h2} | [N] | potřebná síla vyvinuta hydromotorem_2 při zasouvání |
| F_{h2m} | [N] | maximální síla vyvinuta hydromotorem_2, zasouvání |
| F_{h2p} | [N] | síla vytvářená hydromotorem_2 pro pohyb zasouvání |
| F_{h2R} | [N] | reakce působící na stěrku |
| F_{hr} | [N] | síla potřebná ke zvedání hrabla, stěrky a pístnice |
| $F_{př}$ | [N] | přítlačná síla |
| $F_{př 0}$ | [N] | přítlačná síla v poloze 0 |
| $F_{př 1720}$ | [N] | přítlačná síla v poloze 1720 |
| F_r | [N] | radiální zatížení |
| F_s | [N] | síla potřebná ke zvedání shrabků |
| f_s | [-] | součinitel smykového tření česle - shrabky |
| F_{th} | [N] | třecí síla česle - hřeben |
| F_{ts} | [N] | třecí síla česle – shrabky |
| g | [m.s ⁻²] | tíhové zrychlení |
| G_h | [N] | tíha hrabla |
| G_r | [N] | tíha ramene |
| G_s | [N] | tíha shrabků |
| HB | [MPa] | tvrdost materiálu podle Brinella |
| H_{kr} | [m] | maximální výška hladiny |
| i_h | [mm] | poloměr setrvačnosti průřezu prutu |
| I_{min} | [mm ⁴] | minimální kvadratický moment namáhaného průřezu |
| i_o | [‰] | podélný sklon kanálu |
| k | [W.m ⁻² .K ⁻¹] | součinitel prostupu tepla |
| k_b | [-] | součinitel bezpečnosti |
| Lh | [mm] | poloha hrabla |
| l_{h1} | [m] | délka hadice |
| l_{h2} | [m] | délka hadice |
| L_{kr} | [m] | maximální smáčená délka česlí |
| l_o | [mm] | redukovaná délka prutu (viz Tab. 1) |
| m_h | [kg] | hmotnost hrabla se stěrkou a s pístnicí |
| M_o | [Nmm] | ohybový moment |
| m_r | [kg] | hmotnost ramene 206 kg |



| | | |
|---------------|---------------------------------------|---|
| m_s | [kg] | hmotnost shrabků |
| n_b | [-] | součinitel drsnosti |
| $n_{\dot{c}}$ | [-] | počet česlic |
| n_h | [min ⁻¹] | otáčky hydrogenerátoru |
| n_p | [-] | počet česlic |
| O | [m] | omocný obvod |
| P_0 | [N] | ekvivalentní statické zatížení ložiska |
| p_2 | [MPa] | skutečný tlak v hydromotoru_2 při pohybu |
| p_{dov} | [MPa] | dovolené napětí v tlaku |
| P_h | [W] | příkon hydrogenerátoru |
| p_h | [MPa] | maximální dodávaný tlak |
| p_{h11} | [MPa] | potřebný tlak v hydromotoru_1 |
| p_{h12} | [MPa] | potřebný tlak v hydromotoru_1 |
| p_{h2} | [MPa] | potřebný tlak v hydromotoru_2 |
| p_{S1} | [MPa] | tlak působící na obecnou plochu |
| p_{S2} | [MPa] | tlak působící na obecnou plochu |
| P_z | [W] | ztrátový výkon |
| Q_h | [dm ³ ·min ⁻¹] | objemový průtok hydrogenerátoru |
| Q_{hp} | [dm ³ ·min ⁻¹] | předběžný objemový průtok hydrogenerátoru |
| R | [m] | hydraulický poloměr |
| R_{Amax} | [N] | reakce v hlavním čepu |
| R_{Ax} | [N] | reakce ve směru x v bodě A |
| R_{Ax0} | [N] | reakce ve směru x v poloze 0 |
| R_{Ax1720} | [N] | reakce ve směru x v poloze 1720 |
| R_{Ay} | [N] | reakce ve směru y v bodě A |
| R_{Ay0} | [N] | reakce ve směru y v poloze 0 |
| R_{Ay1720} | [N] | reakce ve směru y v poloze 1720 |
| R_{B1} | [N] | reakce v první kladce |
| R_{B10} | [N] | reakce v první kladce v poloze 0 |
| R_{B11720} | [N] | reakce v první kladce v poloze 1720 |
| R_{B2} | [N] | reakce ve druhé kladce |
| R_{B20} | [N] | reakce v druhé kladce v poloze 0 |
| R_{B21720} | [N] | reakce v druhé kladce v poloze 1720 |



| | | |
|-----------|----------------------|---|
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| S | [m ²] | průtočný průřez |
| s_0 | [-] | součinitel statické bezpečnosti |
| S_1 | [mm ²] | obecná plocha |
| S_2 | [mm ²] | obecná plocha |
| $S_č$ | [m ²] | plocha smáčených česlí |
| S_{h11} | [mm ²] | plocha pístu hydromotoru_1 |
| S_{h12} | [mm ²] | plocha pístu hydromotoru_1 |
| S_{h21} | [mm ²] | plocha mezikruží hydromotoru_2 |
| S_{h22} | [mm ²] | plocha mezikruží hydromotoru_2 |
| S_{ph} | [mm ²] | plocha namáhaného průřezu |
| S_{tp} | [m ²] | teplosměnná plocha |
| S_{uk} | [mm ²] | plocha úseče kladky (odměřeno z modelu) |
| T_{Gr} | [mm] | poloha těžiště |
| t_o | [°C] | teplota okolí |
| t_s | [s] | doba shrnování |
| t_u | [°C] | ustálená teplota |
| v | [m·s ⁻¹] | průřezová rychlost |
| v_1 | [m·s ⁻¹] | rychlost oleje v připojovací desce |
| v_{22} | [m·s ⁻¹] | rychlost pístnice hydromotoru_2 při zasouvání |
| v_{h11} | [m·s ⁻¹] | rychlost vysouvání pístnice hydromotoru_1 |
| v_{h12} | [m·s ⁻¹] | rychlost zasouvání pístnice hydromotoru_1 |
| v_{h21} | [m·s ⁻¹] | rychlost vysouvání pístnice hydromotoru_2 |
| v_{h22} | [m·s ⁻¹] | rychlost zasouvání pístnice hydromotoru_2 |
| V_o | [cm ³] | geometrický objem hydrogenerátoru |
| V_s | [m ³] | objem shrabků |
| v_v | [m·s ⁻¹] | rychlost oleje v hadici |
| W_o | [mm ³] | průřezový modul v ohybu |
| x | [-] | proměnná veličina |
| X | [-] | počet miliónů styků odvalovaných ploch |
| z_2 | [m] | zdvih hydromotoru_2 |
| Z_{B1} | [N] | boční reakce v první dvojici kladek |
| Z_{B2} | [N] | boční reakce v druhé dvojici kladek |



| | | |
|------------------|-------------------------------------|---|
| α | [°] | sklon česlic |
| α_k | [-] | součinitel koncentrace v přechodu osazeného dříku |
| β | [-] | tvarový součinitel česlic |
| δ | [°] | sklon hydromotoru_1 |
| Δ_2 | [MPa] | součet tlakových ztrát ve vratné větvi pro hydromotor_2 |
| Δp | [MPa] | součet tlakových ztrát v obvodě |
| Δp_1 | [MPa] | tlaková ztráta řadové připojovací desky |
| Δp_2 | [MPa] | tlaková ztráta rozvaděče |
| Δp_{3II} | [MPa] | tlaková ztráta rozvaděče v základní poloze |
| Δp_{3X} | [MPa] | tlaková ztráta rozvaděče, průtok do kříže |
| Δp_4 | [MPa] | tlaková ztráta všech spojujících prvků (hydromotor_1) |
| Δp_{4h} | [MPa] | tlaková ztráta hadice, hydromotor_1 |
| Δp_5 | [MPa] | tlaková ztráta všech spojujících prvků (hydromotor_2) |
| Δp_{5h} | [MPa] | tlaková ztráta hadice, hydromotor_2 |
| η_c | [-] | celková účinnost |
| η_{hgc} | [-] | celková účinnost hydrogenerátoru |
| η_{hmc} | [-] | celková účinnost hydromotoru |
| η_{hoc} | [-] | celková účinnost obvodu |
| λ | [-] | součinitel tření |
| λ_h | [-] | štíhlostní poměr prutu |
| ξ_{m1} | [-] | ztrátový součinitel místní ztráty |
| ξ_{m2} | [-] | ztrátový součinitel místní ztráty |
| ρ_o | [kg.m ⁻³] | hustota oleje [24] |
| ρ_s | [kg.m ⁻³] | hustota shrabků |
| ρ_v | [kg.m ⁻³] | hustota vody |
| σ_{max} | [MPa] | maximální (kontaktní) napětí v tlaku |
| σ_o | [MPa] | ohybové napětí |
| σ_{red} | [MPa] | redukované napětí |
| T | [MPa] | smykové napětí |
| τ_d | [MPa] | mez kluzu ve smyku |
| Y | [mm ² .s ⁻¹] | kinematická viskozita oleje [24] |
| Φ | [W] | tepelný tok, roven ztrátám obvodu |
| $\sum F_x$ | [N] | silová rovnováha v ose x |



| | | |
|--------------|------|------------------------------|
| ΣF_y | [N] | silová rovnováha v ose y |
| ΣF_z | [N] | silová rovnováha v ose z |
| ΣM_A | [Nm] | momentová rovnováha k bodu A |
| ΣM_D | [Nm] | momentová rovnováha k bodu D |



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1: Schéma agregátu

Příloha č. 2: Výkresová dokumentace

- Výkres sestavy hydraulicky shrabovacích česlí se seznamem položek

DP -01 – 00

- Výkres sestavy hrabla včetně seznamu položek

DP -01 - 01 – 00

- Výkres sestavy stěrky včetně seznamu položek

DP -01 - 04 – 00

- Výkres sestavy základny včetně seznamu položek

DP -01 - 02 – 00

- Výkres součástí

DP -01 - 04 – 01

DP -01 - 04 – 16

DP -01 - 04 - 23

Příloha č. 1:
Schéma agregátu

- 1 Nádrž
- 2 Náhon hydrogenerátoru
- 3 Hydrogenerátor
- 4 Elektromotor
- 5 Základní blok (pojistný blok akumulátoru)
- 6 Systém podélného modulového sdružování
- 7 Systém výškového modulového sdružování
- 8 Manometr
- 9 Odpadní filtr s obtokem, nalévacím otvorem a indikací zanesení vložky
- 10 Spojitý olejoznak
- 11 Vypouštěcí magnetická zátka
- 12 Zemní šroub

