



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ALTERNATIVNÍ ŘEŠENÍ A PEVNOSTNÍ KONTROLA MECHANICKÝCH ČESLÍ

ALTERNATIVE SOLUTION AND STRENGTH CHECK OF MECHANICAL SCREENS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MATĚJ SOMMER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Matěj Sommer**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Alternativní řešení a pevnostní kontrola mechanických česlí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracování rešerše a vlastních konkurenčních konstrukčních návrhů vůči mechanicky stíraným česlím firmy INKOS, a.s.

Cíle diplomové práce:

Vypracování technické zprávy s rozsáhlou rešerší mechanicky stíraných česlí. Návrh několika možných alternativ a úprav z hlediska konstrukce i funkčnosti vůči mechanicky stíraným česlím firmy INKOS, a.s. Vyhodnocení těchto úprav pomocí pevnostních výpočtů a z hlediska trvanlivosti a spolehlivosti, z hlediska ceny a výrobní složitosti.

U vybrané alternativy technického řešení vypracování konstrukční dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá novým návrhem mechanicky stíraných česlí. Cílem bylo navrhnout vlastní konkurenční návrh vůči již existujícímu řešení firmy INKOS a.s. V úvodní teoretické části je vypracovaná rešerše zařízení pracujících v obdobných podmínkách. Zjištěné poznatky posloužily jako inspirace pro nový návrh. Jeho základ konstrukčně vychází z již osvědčených realizovaných projektů, ale využívá také nových mechanických principů a je doplněn o nové funkce. Praktická část popisuje analytické výpočty, pomocí kterých byly zjištěny vznikající síly v sestavě při chodu zařízení. Na základě výsledků těchto výpočtů byla provedena pevnostní analýza důležitých součástí pomocí metody konečných prvků. Výsledkem je návrh a optimalizace nového zařízení včetně konstrukční dokumentace a podkladů pro jeho další vývoj.

Summary

This master's thesis deals with a new design of bar screens. The goal was to come up with an alternative design to already existing device made by INKOS a. s. In the first part, there is a summary of various machines working in similiar conditions. The insights gained by this research influenced the design of the new device. It utilizes well proven solutions from previous projects, but some of these were reworked and a few new functions were added. Second part of the thesis describes the analytical solutions, which were used to determine the forces in the assembly during the operation of the device. Based on the results of these calculations, a strength analysis of important components was performed using the finite element method. The result of this thesis is the design and optimization of new bar screens, including engineering drawings and tools for its further development.

Klíčová slova

mechanické předčištění odpadních vod, strojně stírané česle, hrubé jemné předčištění, čistírna odpadních vod, ČOV, malá vodní elektrárna, MVE, lanové, drapákové, řetězové, vozíkové, hřebenové, zahnuté, pásové, česličky, česlicový pás, samočistící česle, hrablo, stírací lišta, česlicová mříž, průlina, nátokový žlab, MKP, metoda konečných prvků

Keywords

water, wastewater pretreatment, screens, chain bar screens, mechanical screenings, rake bar, electric motor, cleaner machine, trash racks, roller chain, fine screen, coarse screen, mechanical trash rack cleaner machine, screens, trash rack cleaning machine, mechanical cleaning, hydroelectric power plant station, hydropower, sewage, FEM, finite element method

Schlüsselwörter

mechanische Abwasserreinigung, Abwasserbehandlung, Vorreinigung, Sieben, Siebung, Sieb, Rechen, Rechensysteme, Kläranlage, Grobrechen, Mittelrechen, Feinrechen, Feinstrechen, rechengut, filtrieren, Stabrechen, Stufenrechen, Siebmaschine, Filterbandrechen, Harkenumlaufrechen, Korbrechen, Schalengreiferrechen

Mots clefs

traitement des eaux usées, dégrillage, grilles, dégrilleurs, dégrillage fin, dégrilleur à barreaux, à chaîne, à câble, courbe à nettoyage mécanique, dégrilleur escalier, dégrillage grossier, MEF, méthode des éléments finis

SOMMER, M. *Alternativní řešení a pevnostní kontrola mechanických česlí*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124892>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 87 s. Vedoucí doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

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.

Bc. Matěj Sommer

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za ochotu, podporu a cenné rady při vytváření této práce.

Bc. Matěj Sommer

Obsah

Úvod	4
1 Strojně stírané česle	5
1.1 Lanové	5
1.2 Drapákové	7
1.3 Zahnuté	8
1.4 Řetězové	9
1.5 Pásové	11
1.5.1 S česlicovým pásem	11
1.5.2 S lamelovým pásem	12
1.6 Rotační bubnové	13
1.7 Stupňovité	14
1.8 Vozíkové česle	15
1.8.1 Vozíkové hřebenové Inkos	15
1.8.2 Vozíkové hřebenové Vulcan	17
1.8.3 Vozíkové pásové Inkos	17
1.8.4 Vozíkové pásové FB Proscreen	19
2 Zadání úkolu	22
2.1 Výchozí parametry	22
2.2 Nový konstrukční návrh	22
3 Zatěžující síly od shrabků	24
4 Reakční síly v sestavě vozíku a hrabla	29
4.1 Sbíráání shrabků nad hladinou s plným hrablem	30
4.1.1 Kinematický rozbor	30
4.1.2 Uvolnění soustavy	31
4.1.3 Statický rozbor	32
4.1.4 Rovnice statické rovnováhy	32
4.2 Sbíráání shrabků nad hladinou s prázdným hrablem	34
4.2.1 Rovnice statické rovnováhy	34
4.3 Zvedání hrabla do horní polohy	37
4.3.1 Kinematický rozbor	37
4.3.2 Uvolnění soustavy	37
4.3.3 Statický rozbor	38
4.3.4 Rovnice statické rovnováhy	38
4.4 Zhodnocení výsledků	40
5 Pohon	41
5.1 Převodový motor	41
5.1.1 Zvolený převodový motor	41
5.1.2 Převodový poměr	42
5.2 Silový omezovač	43
5.2.1 Vypínací síla	43

5.2.2	Nastavení vypínací síly	44
5.2.3	Navýšení maximální síly v lanech	45
5.3	Výkon motoru	45
5.4	Ocelová lana	45
5.4.1	Parametry lana	46
5.4.2	Volba průměru	46
5.5	Rozměry bubnu	47
5.6	Ložiska hřídele	48
5.7	Návrh pera mezi hřídelem a převodovkou	49
5.8	Kontrola úhlu náběhu lana	50
6	Pevnostní výpočet bubnu	51
6.1	Hřídel	51
6.1.1	Zatížení a podpory	51
6.1.2	Kinematický rozbor	52
6.1.3	Uvolnění soustavy	52
6.1.4	Statický rozbor	53
6.1.5	Rovnice statické rovnováhy	53
6.1.6	Výsledné vnitřní účinky	54
6.1.7	Napětí od vnitřních účinků	56
6.1.8	Redukované napětí	58
6.1.9	Bezpečnost vůči mezi únavy	58
6.1.10	Průhyb	62
6.2	Plášť bubnu	64
6.2.1	Napětí v ohybu	64
6.2.2	Napětí v krutu	65
6.2.3	Napětí od vnějšího přetlaku	66
6.2.4	Redukované napětí	66
7	Ostatní analytické výpočty	67
7.1	Síla na lano od pák prověšení	67
7.2	Tažné pružiny na pákách hrabla	68
7.3	Otlačení rolny nájezdu	71
8	Pevnostní analýza metodou konečných prvků	73
8.1	Zatížení	73
8.2	Model	73
8.3	Kontakty součástí	74
8.4	Spojky	74
8.5	Uchycení	75
8.6	Síť	76
8.7	Výsledky	76
9	Výrobní náklady	78
9.1	Pohon	79
9.2	Vozík a hrablo	80
9.3	Silový omezovač	82

Závěr	83
Seznam použitých zkratk a symbolů	86
Seznam příloh	87

Úvod

V této práci řeším alternativní návrh mechanicky stíraných česlí pro čistírnu odpadních vod. Od roku roku 2017 pracuji ve firmě Inkos CZ, která se zabývá návrhem a realizací strojních zařízení právě pro vodohospodářský průmysl. Za tuto dobu jsem byl přítomný u vývoje produktů z různých oblastí výrobního programu včetně mechanicky stíraných česlí. V době mého nástupu se zrovna zaváděla nová řada česlí, které ke svému pohonu využívají řemenového převodu (kap. 1.8.3). Jednoduchý, ale zároveň důmyslný mechanismus zabezpečuje spolehlivý chod.

V technologii vozíkových česlí však stále existuje prostor pro další vývoj. Stávající konstrukční návrh zařízení je možné vylepšit ve třech směrech. První možností je doladění již existujících řešení. Například funkční rozměry mechanismu lze optimalizovat ve snaze dosáhnout příznivějších silových působení na nejslabší místa konstrukce. Další možností vývoje je úplné přepracování některých dílčích celků. Využitím nových principů lze vytvořit alternativní verze celých podsestav. Poslední možností, jak zařízení vylepšit, je přidání nových funkcí. Ty mohou buď zefektivnit pracovní proces, nebo zvýšit spolehlivost chodu zařízení.

Jedním z cílů této práce je vypracovat rešerši obdobných strojních zařízení pracujících v podobných podmínkách. U konkurenčních řešení se chci inspirovat při návrhu nového zařízení. Důležité uzly návrhu bude nutné podložit správnými výpočty tak, aby se potvrdila funkčnost zařízení a mohlo dojít k optimalizaci jednotlivých součástí. Většina těchto výpočtů bude analytická, ale pro pevnostní analýzu složitějších součástí bude nejspíš potřeba využít numerického výpočtu metodou konečných prvků. Nakonec bude provedeno srovnání vůči původnímu zařízení z hlediska ceny a výrobní složitosti. Součástí práce bude také výkresová dokumentace hlavních celků.

1. Strojně stírané česle

Požadavek na hrubé předčištění odpadní, říční nebo jiné vody se objevuje v různých průmyslových odvětvích. Obvykle se jedná o první krok úpravy vody na vstupu do procesu, ve kterém je s vodou dále nakládáno.

Nejčastěji se s hrubým předčištěním setkáváme u malých vodních elektráren, kde musí být říční voda před vstupem do turbíny mechanicky zbavena větších nečistot. To samé platí pro čistírny odpadních vod, kde je hrubé předčištění součástí prvního kroku a má za úkol z vody odstranit odpadky a jiné větší předměty.



Obrázek 1.1: Řada řetězových česlí [1]

Kromě MVE a ČOV, kde je tato technologie používána nejčastěji, se lze s hrubým předčištěním setkat také v procesech, kde funguje říční voda jako chladicí médium. To se týká především tepelných a jaderných elektráren nebo chlazení budov. S vodou se během výroby setká také většina průmyslových výrobků. Voda je využívána k mnoha operacím, které zahrnují rozpouštění, umývání, chlazení, přepravu výrobků, sanitaci výrobních zařízení nebo přímé použití do výrobků. Všechny provozy, které těmito způsoby využívají říční vodu, se neobejdou bez hrubého předčištění na vstupu vody do zařízení, ale mnohdy může být vyžadováno i na jeho výstupu.

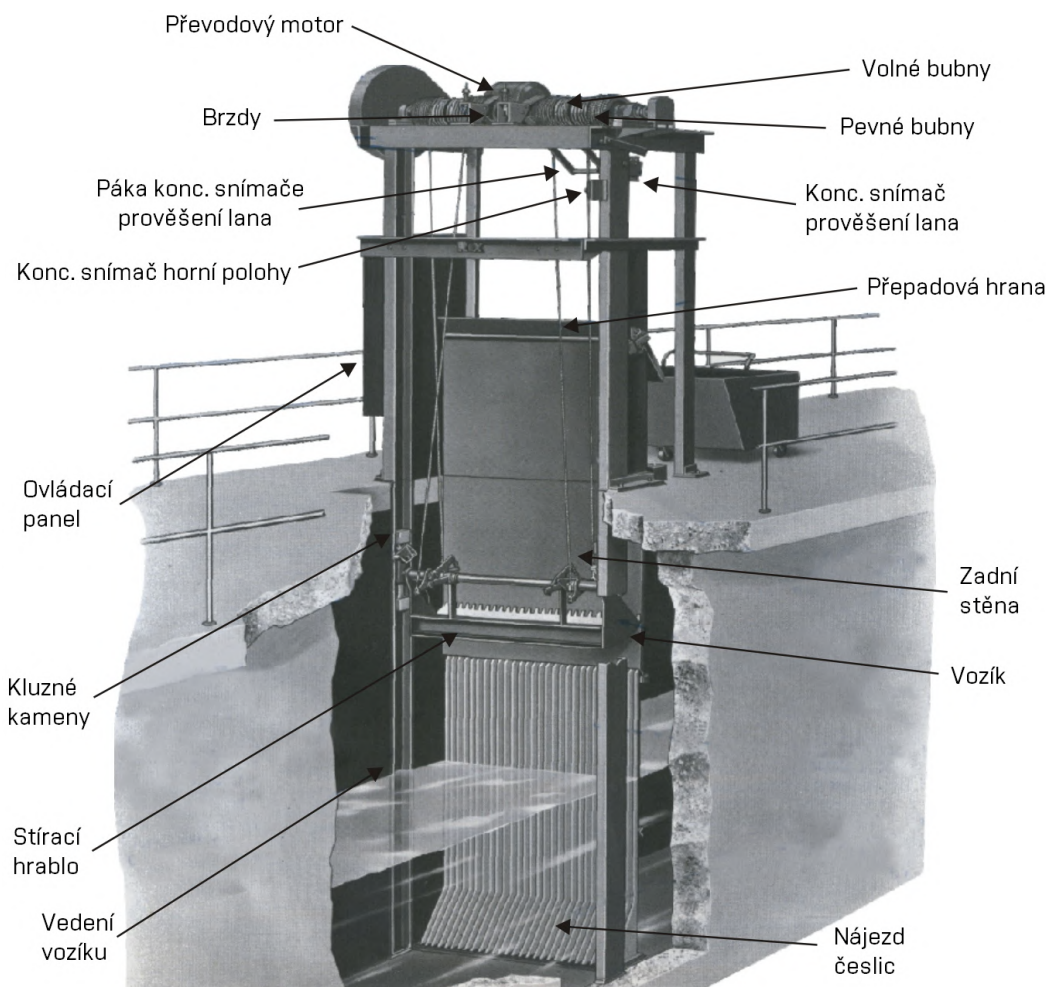
Čisticí česle jsou zařízení využívaná k hrubému předčištění vody. Tyto lze dělit podle stupně mechanizace na česle ruční a česle strojní. Ruční česle se instalují v místech, kde se předpokládá lehký provoz, a obvykle se jedná o záložní zařízení ke strojním česlím. Strojně stírané česle je možné dále dělit podle principu stírání shrabků z jejich česlic. Pokud jsou shrabky stírané hrablem, jedná se o česle stírané, a pokud se shrabky po česlích pohybují společně s česlicemi, jde o česle samočisticí.

1.1. Lanové

Pro menší objemy stíraného materiálu a středně hluboké až hluboké kanály lze instalovat lanové česle (obr. 1.2). Česlicová mříž je tvořena řadou plochých tyčí. V případě verti-

1.1. LANOVÉ

kálního umístění česlí je potřeba jednotlivé segmenty česlicové mříže doplnit v oblasti dna kanálu o trojúhelníkové plechové výpalky, které pomáhají k rozprostření usazovaného materiálu po větší délce mříže a zabraňují tak hromadění materiálu na dně kanálu. Při instalaci do hlubokého kanálu nemusí být česlicová mříž v celé hloubce, ale v zájmu menších výrobních nákladů může v určité vzdálenosti přejít v plechovou stěnu. Stírání česlic zajišťuje hrablo, které se společně s vozíkem pohybuje v rámu česlí. Vozík je vedený kluznými kameny uvnitř U-profilů, které jsou zároveň hlavními nosnými prvky rámu.



Obrázek 1.2: Lanové česle od firmy Triveni [2]

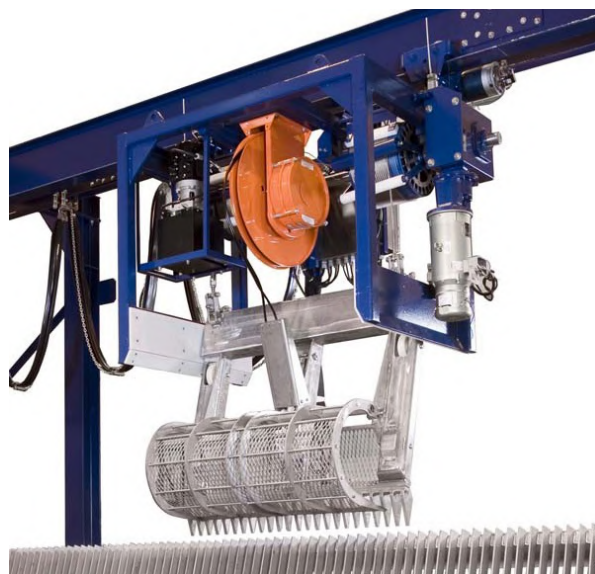
Pohon vozíku zajišťuje převodový motor v kombinaci s lanovým převodem. Kromě pohybu vozíku má soustava převodového motoru a dvou dvojic lanových bubnů na starosti také otevírání a zavírání hrabla. Dvojice lanových bubnů, které jsou pevně připojené k hřídeli pohonu a nachází se na jeho koncích, mají na starosti zvedání a spouštění vozíku. Dvojice bubnů blíže k motoru je k hřídeli připojena pomocí mechanismu, který v případě potřeby umožňuje jejich volné otáčení na hřídeli bez přenosu točivého momentu. Tyto vnitřní bubny jsou navíc opatřeny pásovými brzdami. Kombinace těchto dvou prvků umožňuje dvojici vnitřních bubnů práci ve třech režimech. V režimu a), při odbrzděných brzdách a při připojení vnitřních bubnů k hřídeli se všechny čtyři bubny otáčejí stejnou rychlostí a mohou přenášet kroticí moment. V režimu b), při odbrzděných brzdách a odpojení vnitřních bubnů od hřídele se vnitřní bubny mohou volně protáčet nezávisle na

pohybu vnějších bubnů a nepřenáší žádný moment. V režimu c), kdy jsou brzdy zabrzděné a bubny odpojené, vnitřní bubny stojí a vnější bubny se točí a konají práci.

Ve spodní poloze je hrablo přitisknuté k česlicové mříži a vnitřní bubny pohonu jsou připojené k hřídeli. Vozík se pohybuje vzhůru a dochází ke sbírání shrabků. Při dosažení přešlapové hrany se shrabky začínají sypat do výsyvky a přešlapová hrana uložená na pantech se otevře směrem k nátokové straně, tak aby shrabky nepadaly zpět do žlabu. Ve chvíli, kdy vozík dosáhne vrchního koncového spínače, dojde k reverzaci pohonu, odpojení dvojice vnitřních bubnů od hřídele a jejich zabrzdění. Odvíjením lan připojených k vozíku v kombinaci s fixací lan hrabla dochází k jeho zvedání. Ve chvíli, kdy hrablo dosáhne rozevření potřebného při klesání vozíku do žlabu, se dvojice vnitřních bubnů pohonu odbrzdí a dojde k jejich připojení k hřídeli pohonu. V tu chvíli je poloha hrabla vzhledem k vozíku fixovaná a celý vozík je spouštěn do kanálu. Ve spodní poloze se vozík zastaví o dorazy a lana pohonu se při dalším odvíjení prověsí. Tím dojde k pootočení ramene, které se v horní části rámu opírá o lana pohonu. Tento pohyb zaznamená koncový spínač spodní polohy. V tu chvíli dochází k reverzaci pohonu, dvojice vnitřních lanových bubnů se odpojí od hřídele a hrablo je vlastní vahou přitlačováno k česlicové mříži. Posledním krokem je opětovné připojení vnitřních bubnů k hřídeli a proces stírání se opakuje.

1.2. Drapákové

Základním členem česlí s drapákem je sestava vozíku s hrablem, která je vlastní vahou spouštěna do přítokového kanálu na dvou ocelových lanech (obr. 1.3). Ta se odvíjí z lanových bubnů poháněných převodovým motorem.



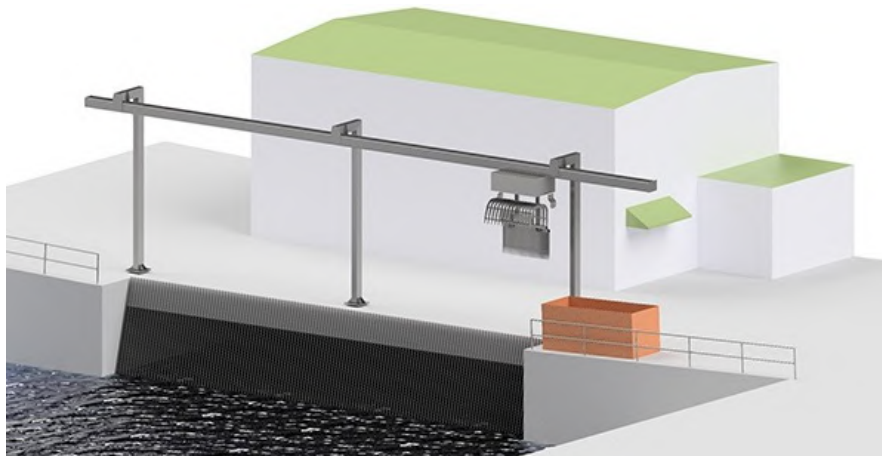
Obrázek 1.3: Grab Style Trash Rake od firmy Evoqua [3]

V první fázi spouštění je vozík celý ve vzduchu a není nijak vedený. Po přiblížení k okraji kanálu začnou mezi jednotlivé česlice vnikat segmenty špičatého hřebenu, které jsou součástí přední části vozíku. Tento hřeben později pomáhá k jednoduššímu nabírání a přenosu usazenin do prostoru drapáku.

1.3. ZAHNUTÉ

Dalším spuštěním vozík dosedne na česlicovou mříž také svojí zadní částí, která má na obou stranách kolečka. Ta se odvalují po vrchních hranách česlic a umožňují vozíku pohyb přímo po česlicové mříži bez potřeby jiného vedení.

Fáze sbírání shrabků končí ve chvíli, kdy se vozík z jakéhokoliv důvodu zastaví. To se může stát buď při kontaktu s usazeným materiálem, nebo při dosažení dna kanálu. V tu chvíli dochází k prověšení ocelových lan, což zaznamenává koncový snímač a následuje reverzace pohonu.



Obrázek 1.4: Talon Rake od firmy WTR Engineering [4]

Dříve než se vozík začne pohybovat společně se setřeným materiálem zpět do horní polohy, musí dojít k zavření hrabla pomocí hydraulického pístu, který je součástí vozíku. Hydraulické hadice k tomuto pístu jsou odvíjeny ze samonavíjecího bubnu. Po dosažení horní polohy (kde je vozík příčně vedený deskami pokrytými otěruvzdornými plastovými segmenty), je možné s celým zařízením pojíždět po spodní pásnici hlavního rámu (obr. 1.4). Podobně se pohybuje například jeřábová kočka po mostovém jeřábu. Tímto způsobem lze pokrýt česlicovou mříž o několikanásobně větší šířce, než je šířka hrabla vozíku, a navíc lze vytažený materiál odkládat do strany mimo prostor za česlemi.

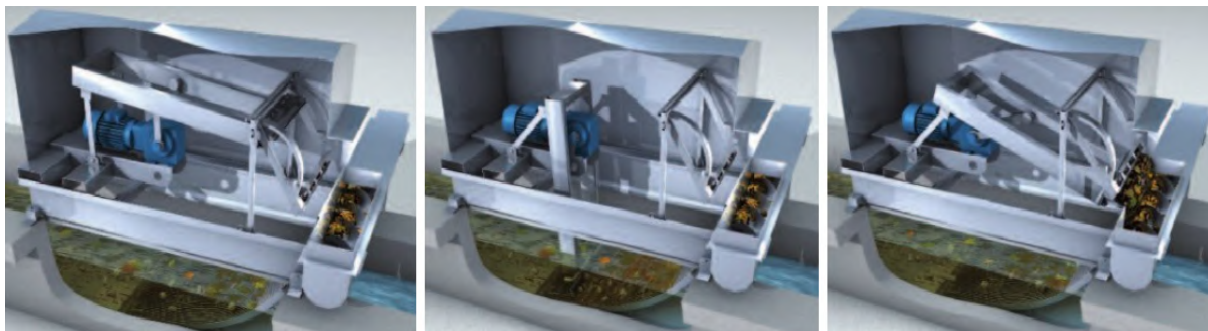
Tento typ česlí se používá nejčastěji v první fázi úpravy říční vody pro vodní elektrárny, či pro chlazení výrobních strojů a dalších zařízení. Výhodou je možnost zdvihu a další manipulace těžkých a objemných předmětů, jako jsou například větve stromů nebo velké chuchvalce vodních řas. Tato konstrukce navíc umožňuje uložení česlicové mříže pod velmi malým sklonem, a tím zmenšovat celkový zástavbový prostor zařízení.

1.3. Zahnuté

Princip zahnutých česlí je založený na kinematice kliko-vahadlového čtyřkloubového mechanismu. Těhlíce tohoto mechanismu je tvořena ramenem, které má na svém odlehlejší konci připevněné hrablo na stírání shrabků (obr. 1.5).

V počáteční poloze je rameno hrabla položeno téměř horizontálně nad pohonem a žádná část mechanismu se nenachází ve vodě. Otočením kliky pohonu dochází ke vnoření hrabla do vody a proniknutí prstů hrabla mezi česlice zahnuté mříže. Dalším otáčením kliky se setře česlicová mříž kopírující trajektorii konce ramene. Z důvodu téměř vodorovné polohy hrabla nedochází po dosažení přepadové hrany k samovolnému odpadávání shrabků, a ty je nutné z povrchu hrabla očistit použitím rotujícího kartáče nebo stírací

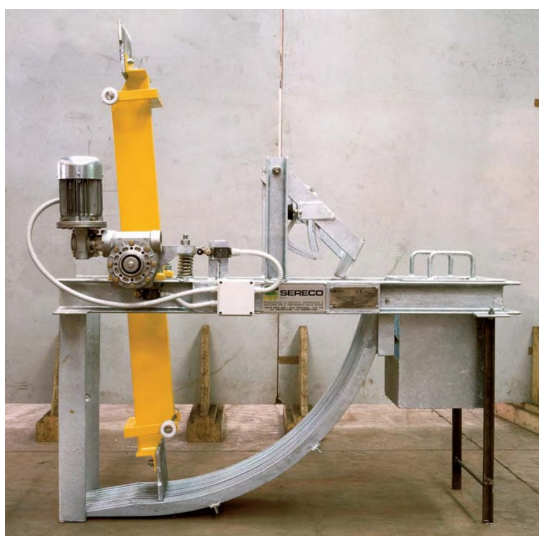
lišty. V poslední fázi se hrablo dalším otočením kliky pohonu vrátí zpět do počáteční polohy.



Obrázek 1.5: Curvemax od firmy Huber [5]

Kromě zahnutých česlí s kinematikou čtyřkloubového mechanismu se lze setkat i s jednodušší formou. Ta ke stírání využívá pouze jednoho ramene, přímo poháněného převodovým motorem (obr. 1.6). Hrabla takových česlí jsou připevněna buď na oba konce ramene, nebo pouze na jednu z jeho stran. V případě, že mají česle pouze jedno hrablo, je na opačnou stranu připevněno závaží, které má funkci protiváhy. Česlicová mříž má tvar kružnicového oblouku, tak aby kopírovala trajektorii konce hrabla.

Obě tyto varianty se hodí spíše pro instalaci do mělkých přítokových kanálů a je nutné počítat s obsazením velkého pracovního prostoru.



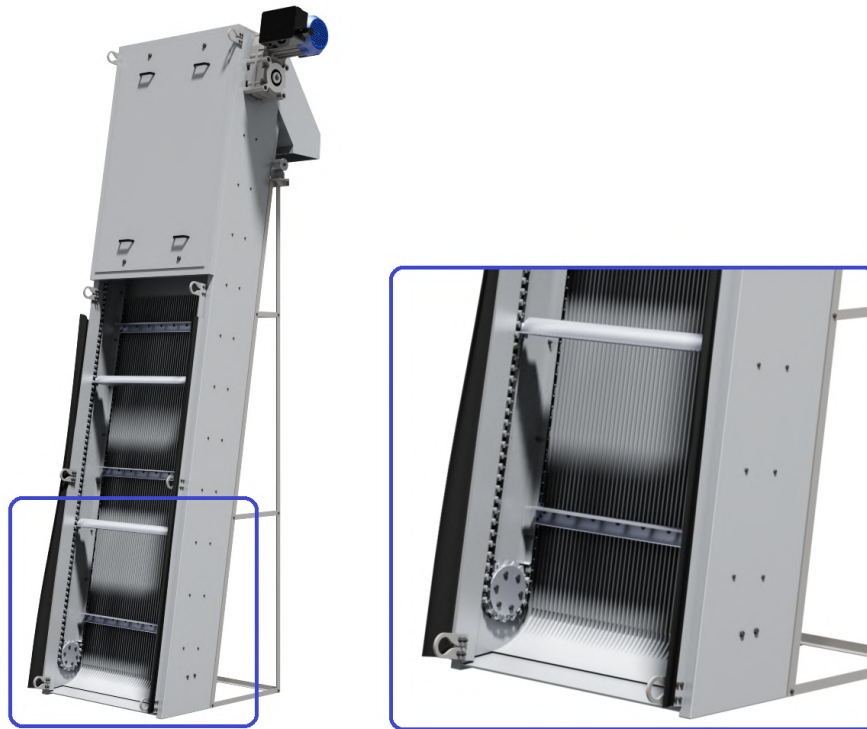
Obrázek 1.6: GCM od firmy Sereco [6]

1.4. Řetězové

Shrabky jsou z česlí stírány pomocí skupiny hrabel unášených dvěma dopravními řetězy. Kladky těchto řetězů se odvalují po vedení v rámu stroje (obr. 1.7). Jednotlivá hrabla jsou po obou stranách pevně připojena přímo na vnější článek řetězu.

Přenos výkonu převodového motoru na řetězy je realizován pomocí dvou řetězových kol, která se nachází v horní části zařízení a jsou navzájem spojena hřídelí. Na opačné straně rámu jsou řetězy napínány opět dvěma spojenými řetězovými koly, která mají vůči

1.4. ŘETĚZOVÉ



Obrázek 1.7: Vrchem stírané česle od firmy TPK TechAlliance [7]

kolům pohonu stavitelnou rozteč. Existuje také varianta, kdy je na spodní části rámu místo řetězových kol instalováno pouze jednoduché vedení, po kterém se kladky řetězu odvalují. Takové vedení musí být opět stavitelné, aby bylo možné nastavit napnutí řetězu.

Pracovní cyklus má dvě jednoduché fáze. Při cestě ke dnu kanálu se řetěz společně s hrablem pohybuje ve vedení odlehlem od česlicové mříže, tak aby nedocházelo k unášení nečistot špatným směrem. Ve spodní poloze články řetězu najíždí do vedení blíže u česlicové mříže a začíná fáze stírání. Po dosažení přepadové hrany začínají shrabky samovolně odpadávat do výsypky. Před dosažením horní úvratě je povrch hrabla očištěn od zbylých shrabků pomocí stíracích lišt. Zařízení však může být pro stejný účel vybaveno také ostříkovacími tryskami.

Nejčastěji je česlicová mříž stíraná ze vstupní strany. V takovém případě se jedná o vrchem stírané česle. Existují však také spodem stírané řetězové česle, kdy se větší část mechanismu včetně vedení a samotného řetězu s hrably nachází až na výstupní straně (obr. 1.8). Z této konfigurace vyplývá další významný rozdíl, kterým je konstrukce hrabla. Jeho prsty musí být totiž delší, aby dosáhly na opačnou stranu mříže. Výhodou spodem stíraných česlí je volný prostor pro nátok a zmenšení rizika poškození při příplutí objemného a těžkého tělesa. Nevýhodou je riziko přenesení shrabků do odtokové části při nesprávné funkci stírání hrabla.

Další verze řetězových česlí vznikne při použití samonosného řetězu (obr. 1.9). Jeho články mají takovou geometrii, která umožňuje vzájemné natočení dvou sousedních článků pouze jedním směrem. Hrabla jsou k řetězu připevněna stejným způsobem jako u obyčejných řetězových česlí. Takový systém pro svůj chod nevyžaduje žádné vedení v rámu česlí a ani spodní řetězová kola. Příčné vedení je realizováno pouze stykem zubů hrabla s česlicovou mříží. Jediný prvek, který zabezpečuje, aby se řetěz na straně vzdálenější od česlicové mříže příliš neprověsil a nedošlo tak ke kontaktu jeho protichůdných částí,



Obrázek 1.8: Spodem stírané řetězové česle od firmy Fontana R [8]

jsou dvě kladky umístěné přibližně v polovině dráhy. Tyto kladky podpírají řetěz při jeho cestě ke dnu kanálu a kromě omezení prověšení řetězu mají za úkol omezit namáhání jeho článků. V konstrukci kratších česlí je možné tento prvek vynechat.



Obrázek 1.9: Česle se samonosným řetězem od firmy Ekoton [9]

1.5. Pásové

1.5.1. S česlicovým pásem

Nejrozšířenější ze skupiny samočisticích česlí jsou česle pásové s česlicemi (obr. 1.10). Nečistoty jsou zachytávány na kontinuální česlicový pás. Ten je podobně jako u řetězových česlí veden v rámu díky kolečkům po stranách pásu a poháněný řetězovými koly v horní

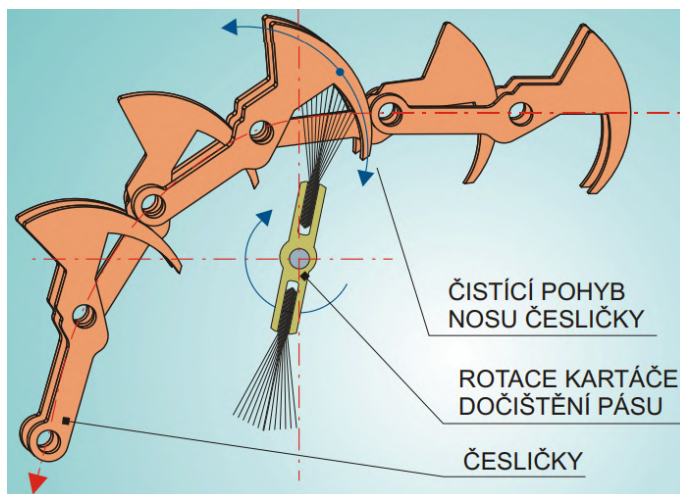
1.5. PÁSOVÉ

části. Pás je složený z česliček spojených dlouhými spojovacími tyčemi a konstrukcí tedy připomíná velmi široký Fleyerův řetěz. Spojovací tyče mají na obou koncích plastové kladky pro odvalování po vodících lištách, které jsou součástí rámu zařízení.



Obrázek 1.10: SČČ od firmy Fontana R [11]

Větší část usazených shrabků se odlučuje při samočisticím procesu díky vhodně tvarovaným česličkám. Nosy česliček se při průjezdu obloukem zasunují dovnitř pásu (obr. 1.11), a tím dochází k vytlačování shrabků z povrchu pásu. Zbytkový podíl shrabků je možné odloučit rotujícím kartáčem s vlastním pohonem a pro konečné dočištění může být v hlavě česlí instalováno ostříkovací zařízení.

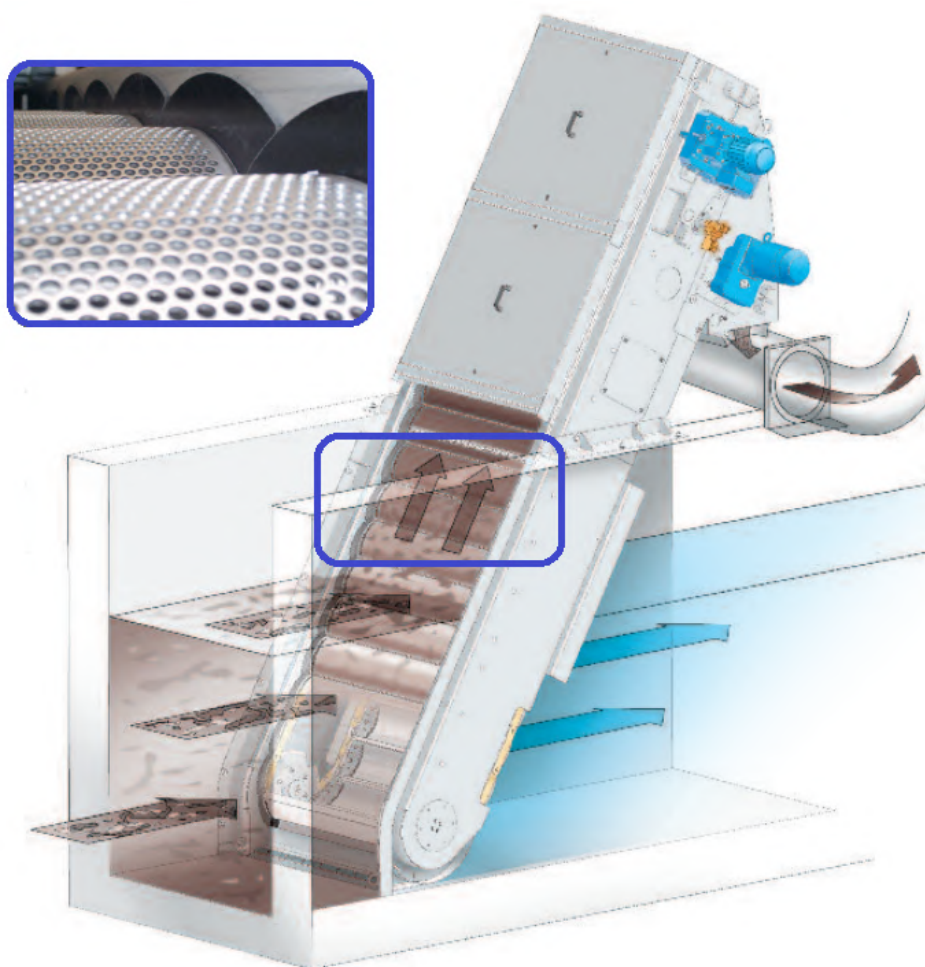


Obrázek 1.11: Samočisticí efekt česlí SČČ [10]

1.5.2. S lamelovým pásem

Na podobném principu fungují samočisticí česle s lamelovým pásem (obr. 1.12). Ten je tvořen perforovanými ohýbanými plechy, které jsou pantově spojené pomocí dlouhých příčných drátů. Tyto jsou na stranách připevněny přímo k článkům řetězů pohonu, a tím je pás unášený. Řetěz je stejně jako u česlí s česlicovým pásem poháněn pomocí řetězových kol. Shrabky jsou odlučovány součinnou funkcí rotujícího kartáče a ostříkových trysek. Při požadavku na schopnost unášet větší předměty, které by nemusely ulpět na povrchu

pásu (např. láhev nebo klacek), může být pás doplněn o několik segmentů s hřebeny vystouplými kolmo k povrchu pásu.



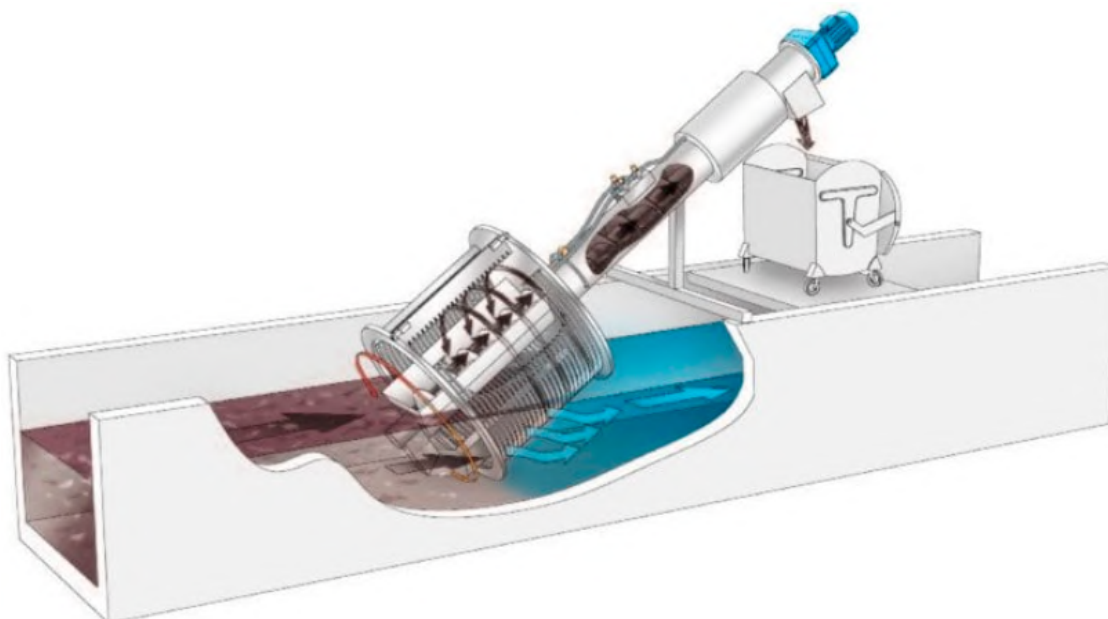
Obrázek 1.12: Samočisticí česle s lamelovým pásem od firmy Huber [12]

1.6. Rotační bubnové

Ze všech konstrukcí česlí se nejvíce vyjímají česle bubnové rotační (obr. 1.13). Jejich česlice na rozdíl od většiny ostatních typů česlí nejsou v jedné rovině, ale tvoří plochu válce (buben). Shrabky zachycené na stacionární česlicové mříži jsou stírané hrablem na rameni, které je připojené na hlavní hřídel zařízení a společně s ním se otáčí. Před dosažením horní polohy při cestě po stěně bubnu začínají shrabky samovolně odpadávat do odpadního žlabu, který se nachází ve středu bubnu. Proces čištění hrabla je navíc podpořen činností stírací lišty pantově uchycené v rámu bubnu. V horní poloze je česlicová mříž přerušena, aby nezasahovala právě do pracovního prostoru stírací lišty. Po setření pokračují shrabky na dno odpadního žlabu, kudy prochází šroubový dopravník. Ten má za úkol kromě dopravy shrabek nakloněnou trubkou také jejich zhutnění a částečné odvodnění před dosažením přepadové hrany výsypky.

Samotný šnek dopravníku je v provedení s hřídelí. Na konec této hřídele je připojené rameno hrabla. Konstrukce rotačních bubnových česlí bývá při venkovním provozu dopl-

1.7. STUPŇOVITÉ

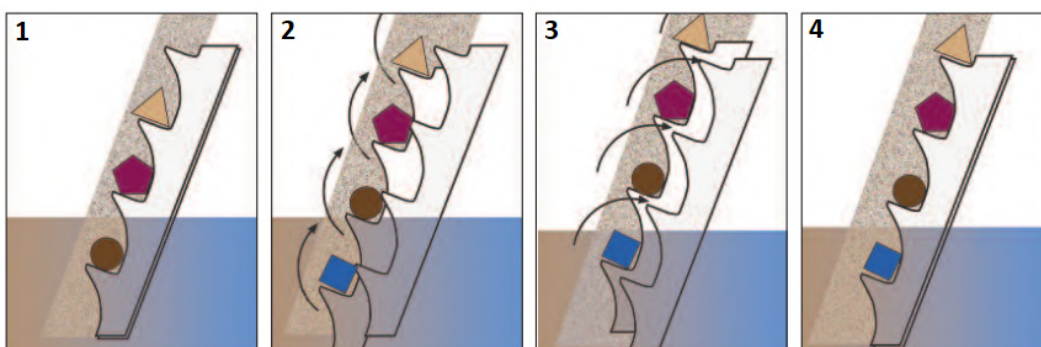


Obrázek 1.13: Rotační bubnové česle Rotamat od firmy Huber [13]

něná o vyhřívání, aby nedocházelo k zamrzávání. Tyto česle se hodí pouze do mělkých přítokových kanálů a součástí jejich konstrukce musí být přechodová stěna na přítokové straně, která vyplňuje prostor mezi stěnami kanálu čtvercového průřezu a válcovým bubnem česlí.

1.7. Stupňovitě

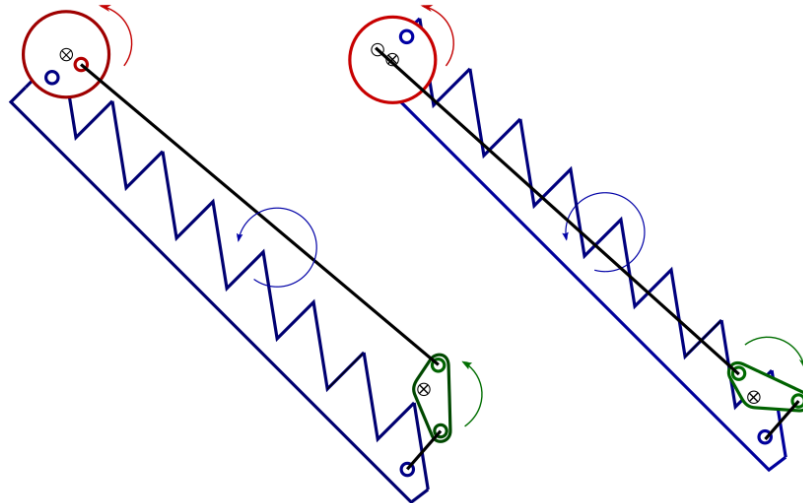
Další ze skupiny samočisticích česlí jsou česle stupňovitě (obr. 1.14). Mají jednu statickou a jednu pohyblivou česlicovou mříž, které mají stejnou geometrii a také orientaci. Shrabky se usazují na statickou mříž a tvoří tzv. „shrabkový koberec“. Díky krouživému pohybu, který vykonává pohyblivá mříž, dochází k předávání shrabků z jedné mříže na druhou, a shrabkový koberec stoupá až k přepadové hraně. Tam shrabky samovolně odpadávají do výsypky a následně sklouzávají mimo rám česlí, a zařízení se obejde i bez kartáče či ostříkových trysek.



Obrázek 1.14: princip stoupání shrabků [14]

Pohyblivá mříž koná obecný rovinný pohyb ve dvou posuvných směrech s výslednou kruhovou trajektorií a velmi omezeně může docházet i k jejímu pootáčení. Tohoto pohybu

je docíleno díky uchycení mříže na hnací kolo v horní části rámu česlí a přes spojovací tyč na vahadlo na opačné straně rámu. Vahadlo společně s dlouhou spojovací tyčí a hnacím kolem tvoří čtyřkloubový mechanismus. Poloměr hnaného členu (vzdálenost čepu dlouhé spojovací tyče od středu otáčení vahadla) je zde větší než poloměr členu hnacího (vzdálenost čepu dlouhé spojovací tyče od středu hnacího kola), a vahadlo se pouze kýve.



Obrázek 1.15: kinematika pohyblivé mříže



Obrázek 1.16: VTR Step Screen od firmy WAM [15]

1.8. Vozíkové česle

1.8.1. Vozíkové hřebenové Inkos

Pro mechanické předčištění odpadních vod lze použít také vozíkových hřebenových česlí (obr. 1.17). Pohyb vozíku s hrablem po rámu česlí zajišťuje sestava pohonu, která je přímo jeho součástí. Základem této soustavy je převodový motor v kombinaci se dvěma hnacími koly po stranách vozíku. Hnací kola mají po svém obvodu rozmístěny plastové válečky. Ty

1.8. VOZÍKOVÉ ČESLE

umožňují přenos točivého momentu při odvalování hnacích kol po plastových hřebenech připevněných na stranách rámu. Jedná se tedy o hřebenový převod. Elektromotor je ve vozíku uchycený pouze na hřídeli, která ho spojuje s hnacími koly. Přímo k motoru je připevněné rameno hrabla, které při dosažení jedné ze svých mezních poloh omezuje pohyb motoru v tangenciálním směru. Při zvedání hrabla a stejně tak při dosedání na česlicovou mříž tedy dochází také k natočení motoru.



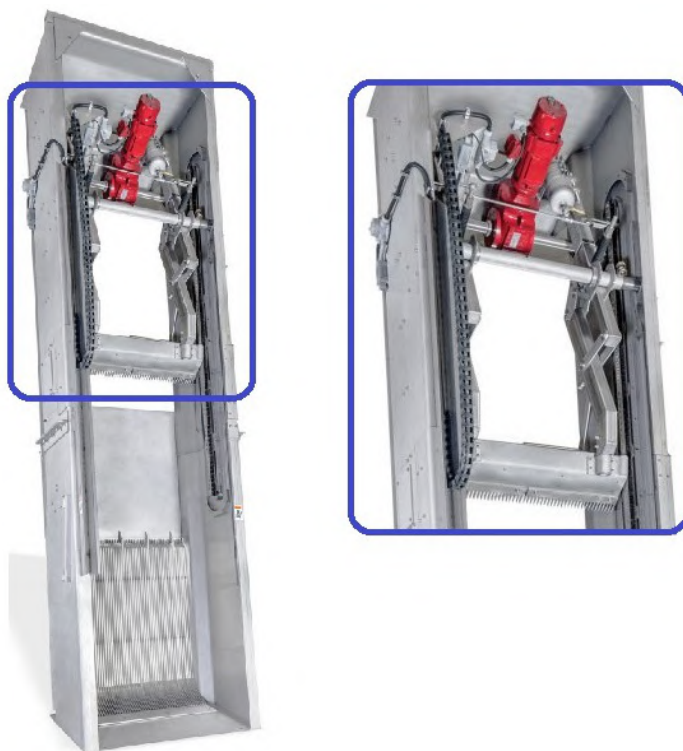
Obrázek 1.17: hřebenové česle Inkos [16]

Při klesání vozíku na dno kanálu je hrablo aretováno ve zdvižené poloze díky zapadnutí aretačního čepu na straně hrabla do výřezu v otočné páce na straně vozíku. Po dosažení spodní polohy je páka pootočena po kontaktu s vyhazovacím plechem, který je připevněný na rám česlí. Aretační čep hrabla vyklouzne z výřezu v otočné páce a hrablo dosedá na česlicovou mříž. Rameno hrabla v tu chvíli zakryje indukční koncový sensor umístěný na vozíku a dochází k signalizaci dosažení spodní polohy. Po této události následuje reverzace pohonu. Vozík stoupá po rámu a sbírá shrabky až do okamžiku dosažení přepadové hrany. Větší část shrabků samovolně odpadá z povrchu hrabla a zbytek je setřen stěrkovou lištou. Cyklus končí nájездem rolny na konci zvedací páky hrabla na nájездový klín usazený v rámu česlí a hrablo se vrací do zvednuté polohy. Aretační čep hrabla opět zapadá do výřezu v otočné páce a po zakrytí vrchního koncového spínače na rámu česlí je signalizován konec cyklu.

Česle je možné použít pouze u kanálů s nižší hladinou vody, protože při použití v hlubším kanálu by mohlo dojít k ponoření některých elektro-komponentů, což je nepřijatelné.

1.8.2. Vozíkové hřebenové Vulcan

Se zajímavou konstrukcí vozíku hřebenových česlí přišla americká firma Vulcan Industries. Pohyb vozíku po rámu je na rozdíl od předchozího řešení realizovaný díky hnacím řetězovým kolům na vozíku a hřebeny na obou stranách rámu zařízení (obr. 1.18). Přítlak ozubených kol zajišťují rolny, které jsou umístěny na stejné hřídeli jako hnací ozubená kola. Tyto rolny se odvalují uvnitř vedení v rámu stroje, které kopíruje směr hřebenu takovým způsobem, že umožňuje řetězovým kolům v horní i spodní úvratí přejet na opačnou stranu hřebenu. Hřeben je tvořen dvěma plochými tyčemi spojenými čepy, po kterých se pohybují hnací řetězová kola, a svojí konstrukcí tak připomíná tzv. „cévové tyče“ používané ke zvedání stavidel. Vzdálenost hrabla od česlicové mříže je řízena vzájemnou polohou vodících roln pohonu a roln umístěných na stranách hrabla, které se pohybují v samostatném vedení.



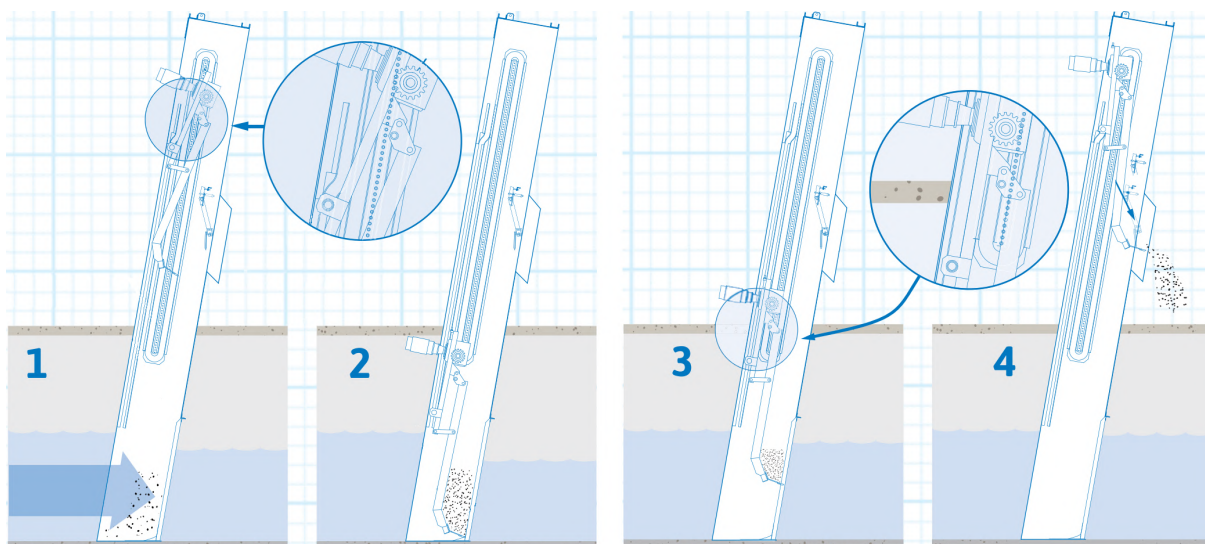
Obrázek 1.18: Mensch Severe Duty od firmy Vulcan [17]

Na počátku čistícího cyklu se hnací kola odvalují po spodní straně hřebenu, hrablo je zvednuté a vozík klesá směrem ke dnu kanálu. Při rotaci hnacího kola okolo posledního článku hřebenu dochází ke spuštění hrabla k česlicím a vozík začíná stoupat. Ihned po dosažení přepadové hrany dojde vlivem přiblížení vodících drah hrabla a pohonu k dalšímu poklesu hrabla (až pod úroveň česlic), a hrablo může být očištěno stírací lištou. Při rotaci hnacího kola okolo vrchního konce hřebenu dochází ke zdvižení hrabla a cyklus je opět v počátku.

1.8.3. Vozíkové pásové Inkos

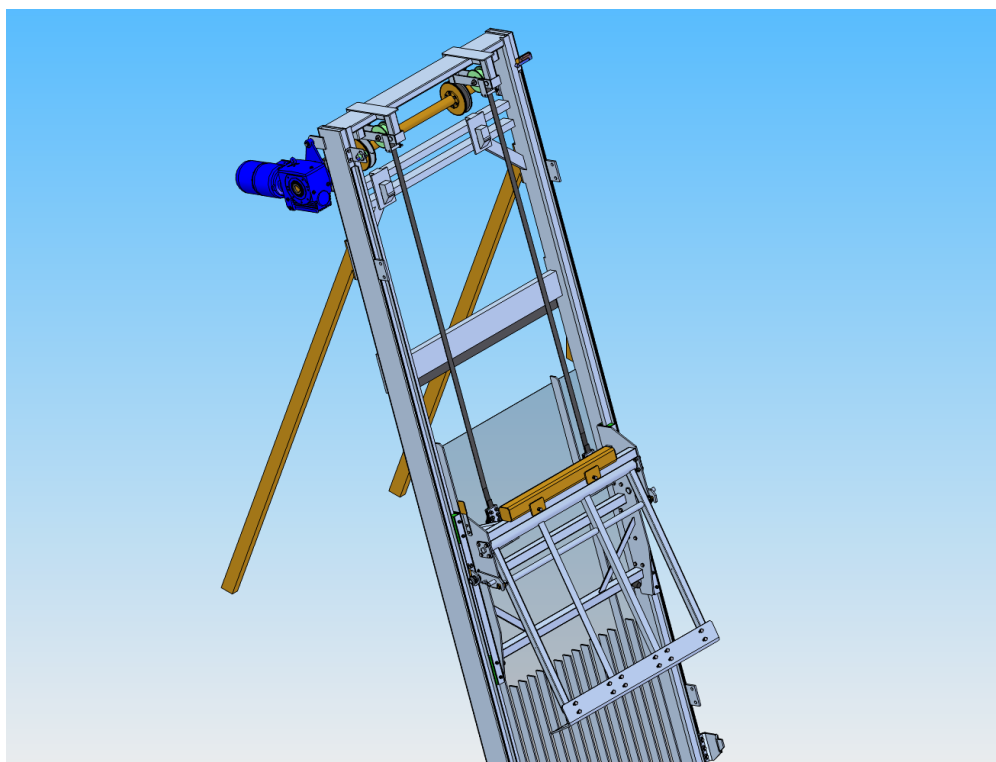
Nejdůležitějším rozdílem mezi hřebenovými a pásovými vozíkovými česlemi je umístění jejich pohonu. Zatímco u hřebenových česlí je pohon součástí vozíku a společně s ním

1.8. VOZÍKOVÉ ČESLE



Obrázek 1.19: jednotlivé provozní fáze česlí Mensch Severe Duty [17]

tak klesá do kanálu, tak u pásových česlí je pohon umístěný na rámu stroje (obr. 1.20). Výhodou je bezpečnější uložení elektro-komponentů a možnost zajíždět s celým vozíkem pod hladinu.



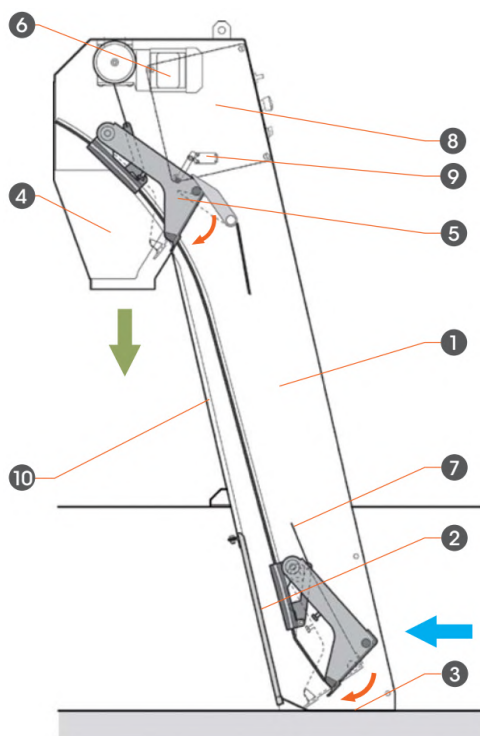
Obrázek 1.20: pásová česle Inkos

Řemen je k vozíku připojen přes páku, která je připevněná na stejnou osu jako rameno hrabla. Tímto způsobem je zajištěn neustálý přítlak konce hrabla k česlicové mříži. Vozík je do kanálu spouštěn gravitačně při odvíjení řemenu, podobně jako u lanových česlí. V rámu je vozík veden díky kluzným kamenům připevněným na vozíku. Tyto se smýkají nejčastěji po L-profilech na obou stranách rámu zařízení. Aretace hrabla ve zdvižené poloze při spouštění vozíku funguje stejně jako u hřebenových česlí. Hrablo je uloženo

v otočné páce, ze které při dosažení spodní polohy vypadne díky vyhadzovacímu plechu, který je připevněný na rám česlí. Po dosednutí hrabla na česlicovou mříž vozík dojíždí na pryžový doraz. V tu chvíli dojde k prověšení řemenu a díky uložení vrchní kladky v otočném rameni se toto rameno pootočí a sepne indukční koncový spínač. Tento spínač signalizuje dosažení spodní polohy vozíku a řídicí jednotka spouští opačný chod pohonu. Po dosažení přepadové hrany hrablo díky přítlaku od pohonu spadne několik centimetrů pod úroveň česlic. Poslední krok je opět stejný jako u hřebenových česlí. Rolna na konci zvedací páky hrabla najíždí na nájezdový klín usazený v rámu česlí a hrablo se opět vrací do zvednuté polohy. Při tomto pohybu zároveň dochází k setření hrabla stírací lištou.

1.8.4. Vozíkové pásové FB Proscreen

Celou řadu vozíkových pásových česlí pro různé aplikace vyvinula americká firma FB Proscreen. Každý model využívá k pohybu vozíku v rámu a otevírání hrabla lehce odlišného mechanismu.

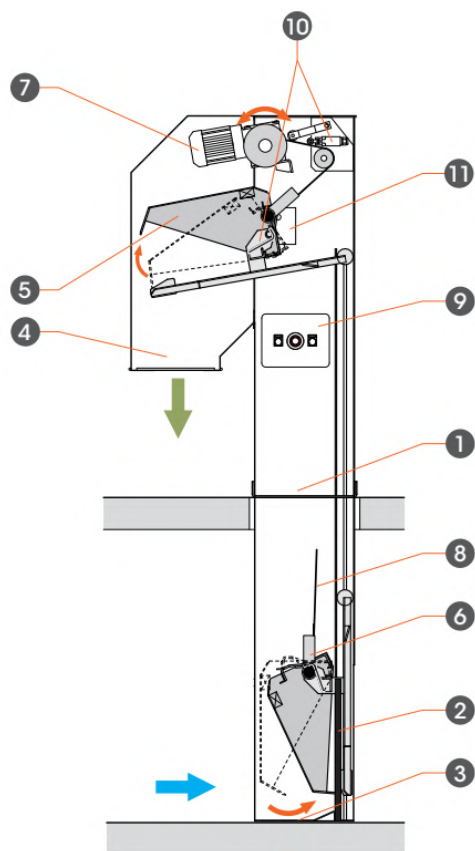


Obrázek 1.21: SI350 od firmy FB Proscreen,
 1 - rám
 2 - vyměnitelná česlicová mříž
 3 - dno přívodního žlabu
 4 - výsypka
 5 - vozík s hrablem
 6 - převodový motor SEW
 7 - řemen z PET
 8 - ovládací panel
 9 - koncový spínač
 10 - vodící lišty [18]

Nejmenší model se nazývá SI350, má fixní šířku 350 mm a slouží pro hrubé předčištění toků s průtokem do $0,014 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ [18]. Vozík tvoří základní deska, která se smýká po vedení v rámu, a na ní je uchycené hrablo (obr. 1.21). Do kanálu je spouštěný pomocí řemenu uchyceného na základní desku a jeho součástí nejsou žádné elektro-komponenty. Při cestě dolů se po vedení základní desky smýkají také kluzné kameny na stranách hrabla, a hrablo zůstává otevřené. Těsně před dosažením spodní polohy sjedou kluzné kameny hrabla z vedení a hrablo je díky proudu v kanálu a gravitační silou přitisknuto k česlicové mříži. V tu chvíli dochází k odvinutí celého řemenu z bubny, načež se řemen začíná na bubnu navíjet opačně, vozík se zvedá a dochází ke sbírání shrabků. Po dosažení přepadové hrany se hrablo rázem pootočí o několik stupňů a shrabky samovolně vypadnou mimo rám. Vozík pokračuje do své horní polohy, kde sepne mechanický koncový spínač a dojde k reverzaci pohonu. Při cestě zpět musí dojít ke zvednutí hrabla. To je realizováno

1.8. VOZÍKOVÉ ČESLE

otočnou záklopkou, na kterou najíždí rolny ve vrchní části hrabla. Díky tomu se hrablo zvedá, dokud se jeho vodící kameny nedostanou nad úroveň vedení po stranách rámu, na které následně klesnou, a dále se po něm opět smýkají.



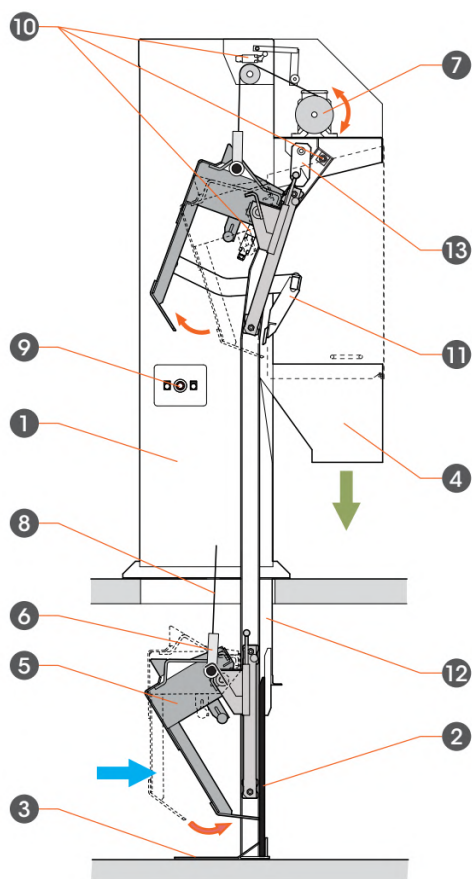
Obrázek 1.22: SG400 od firmy FB

Proscreen,

- 1 - rám
- 2 - česlicová mříž
- 3 - dno přívodního žlabu
- 4 - výsypka
- 5 - vozík s hrablem
- 6 - čep pohonu
- 7 - převodový motor SEW
- 8 - řemen z PET
- 9 - ovládací panel manuálního řízení
- 10 - koncové spínače
- 11 - pojistka [19]

Pro průtoky do $0,035 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ jsou doporučovány česle SG400 [19]. Základna vozíku společně s hrablem tvoří zařízení na bázi drapáku (obr. 1.22). Základna je v rámu česlí vedena ve své vrchní části pomocí rolny na obou stranách a na opačném konci pomocí kluzných kamenů. Rolny i kluzné kameny se pohybují ve stejném vedení, které je umístěno až na odtokové straně za česlicovou mříží. V případě SG400 je na konec řemenu pohonu zavěšený čep, který je během spouštění vozíku do kanálu uchycený v zadní části hrabla, a zajišťuje jeho otevření. Při dosažení dna kanálu dojde k povolení řemenu a hrablo se také díky proudu vody zavírá. Pootočením hrabla v kombinaci s povolením řemenu a působením proudu vody dochází k přesunutí čepu na konci řemenu. Ten se přesouvá ze svého původního uložení ve stěně hrabla do uložení v základně vozíku, díky čemuž zůstává i při cestě nahoru hrablo zavřené. Prověšením řemenu mezi vodící kladkou a bubnem se sepíná mechanický koncový spínač a dochází k reverzaci pohonu. V horní poloze se rolny na základně vozíku zapřou o dorazy na konci vedení a spodní část vozíku se začíná dalším navíjením řemenu odkloňovat od rámu česlí. V určitou chvíli dojde k přemístění čepu řemenu zpět, tedy ze základny vozíku do uložení v hrable, a tím umožní hrablu úplné otevření a vysypání shrabků. Po sepnutí koncového spínače se řemen opět začíná odvíjet a cyklus se opakuje. Na stejném principu funguje také model NG určený pro průtoky do $1,7 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ [21].

Pro největší průtoky nabízí FB Proscreen model XG a NI (obr. 1.23). Princip otevírání a zavírání hrabla pomocí změny polohy čepu pohonu je podobný jako u nižších řad SG400 a NG, ale natočení vozíku v horní poloze je dosaženo odlišným způsobem. Vedení



Obrázek 1.23: XG od firmy FB Pro-screen,

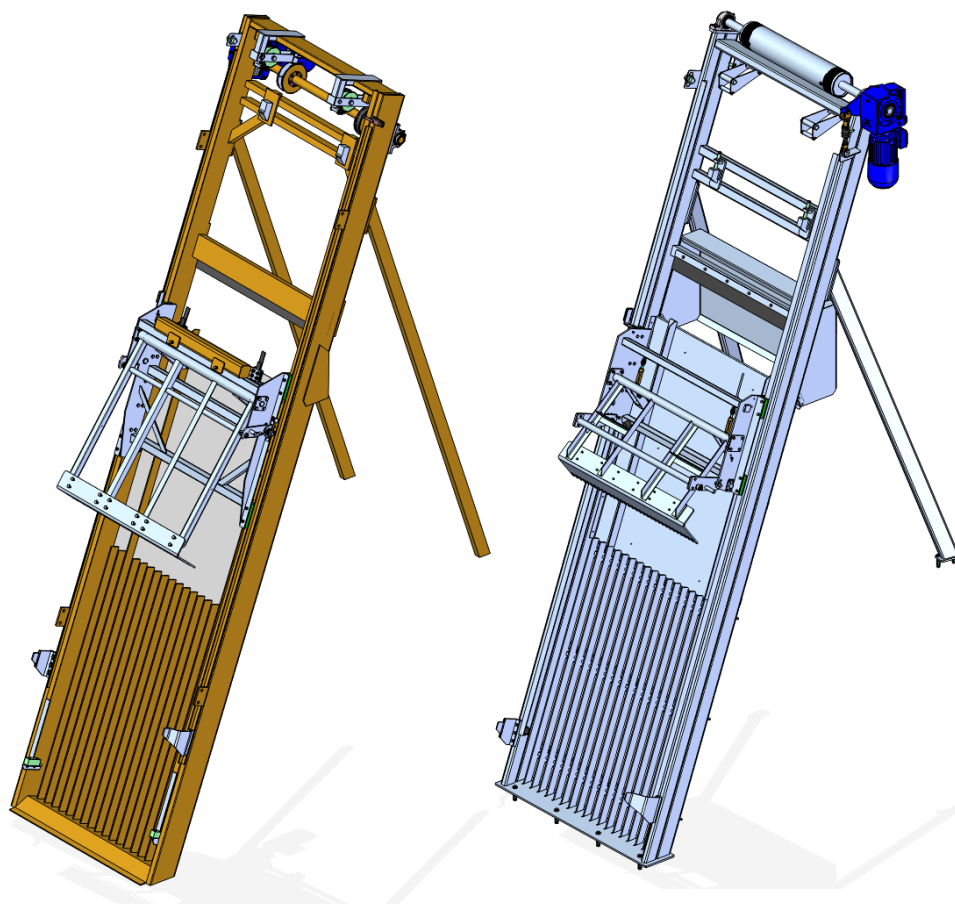
- 1 - rám
- 2 - česlicová mříž
- 3 - dno přívodního žlabu
- 4 - výsypka
- 5 - vozík s hrablem
- 6 - čep pohonu
- 7 - převodový motor SEW
- 8 - řemen z PET
- 9 - ovládací panel manuálního řízení
- 10 - koncové spínače
- 11 - stírací lišta
- 12 - vodicí lišty
- 13 - zámek [20]

pro rolny, či kluzné kameny základny vozíku je totiž v horní části rámu zakřivené, a při průjezdu vozíku touto polohou dochází k samovolnému vysypání shrabků z hrabla. Výsypka shrabků je v této konfiguraci umístěna na opačné (odtokové) straně rámu. Tento proces je v případě menšího modelu XG navíc podpořen stírací lištou, která je z rámu zařízení při průjezdu vozíku uvolněna, aby setřela shrabky z vnitřní strany hrabla do výsypky.

2. Zadání úkolu

Jako výchozí zařízení, ke kterému ve zbytku práce bude snaha navrhnout konkurenční řešení, byla vybrána již dříve realizovaná zakázka pro jednu z čistíren odpadních vod. Jedná se tedy o hrubé předčištění.

Původně byl kanál přivádějící odpadní vodu osazený ručně stíranými česlemi. Z důvodu požadavku na bezobslužný provoz se provozovatel zařízení rozhodl pro náhradu za vozíkové hřebenové česle (kap. 1.8.1). Po deseti letech provozu došlo k rozsáhlému opotřebení stroje a bylo rozhodnuto o pořízení nové technologie vozíkových pásových česlí (kap. 1.8.3). V porovnání s původní technologií lze hovořit o značném zjednodušení konstrukce a zvýšení spolehlivosti.



Obrázek 2.1: Porovnání původních česlí a nového návrhu

2.1. Výchozí parametry

Většinu výchozích parametrů nátokového žlabu, česlicové mříže a některé další funkční rozměry určuje projektant ČOV v závislosti na charakteristice čistěné vody a stavebních dispozic zařízení. V tomto případě byl navíc požadavek na vyhotovení celé konstrukce z nerezavějící oceli.

$$Q = 0,541 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{maximální průtok}$$

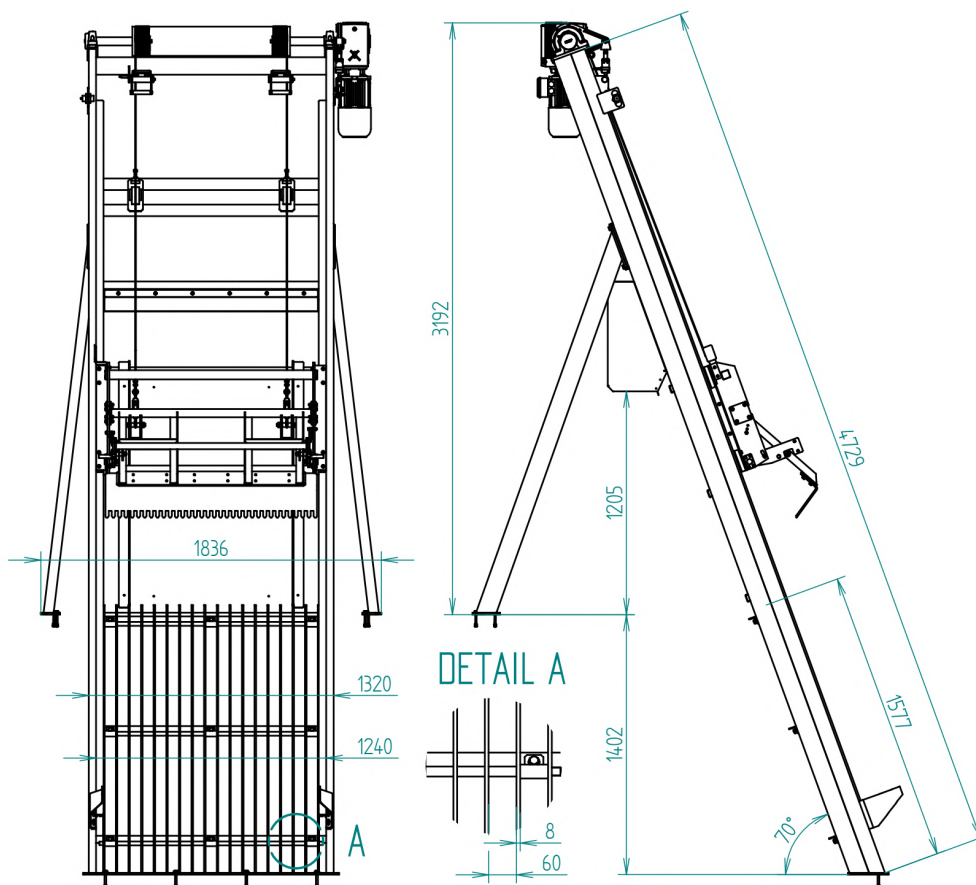
$$B_k = 1380 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad \text{šířka kanálu}$$

$H_k = 1400 \cdot 10^{-3} m$	hloubka kanálu
$V_0 = 2200 \cdot 10^{-3} m$	výška výsypky nad terénem
$V = 1000 \cdot 10^{-3} m$	výška koruny kanálu nad terénem
$h_v = 700 \cdot 10^{-3} m$	maximální hloubka vody v kanále
$p = 60 \cdot 10^{-3} m$	velikost průřezu
$\alpha = 70^\circ$	sklon česlí

2.2. Nový konstrukční návrh

Nová verze česlí vychází z vozíkových česlí s řemenem. Mezi největší odlišnosti patří například využití lanového převodu namísto řemenového, využití axiálního silového omezovače, zjednodušení pák prověšení, montovaná česlicová mříž, zkrácení ramene hrabla a další prvky, jejichž návrhem se zabývá následující kapitoly. Název zařízení je „Mechanicky stírané česle vozíkové lanové“ (MSČ V-L).

Kinematiku vozíku a hrabla lze optimalizovat ve snaze dosáhnout příznivějších silových působení na nejslabší místa konstrukce. V původním řešení je použito mnoho součástí s obráběnými plochami (čepy, plastová uložení, kladky), jejichž počet lze omezit ve prospěch nakupovaných dílů. Tím dojde ke snížení výrobní ceny a výrobní náročnosti zařízení.



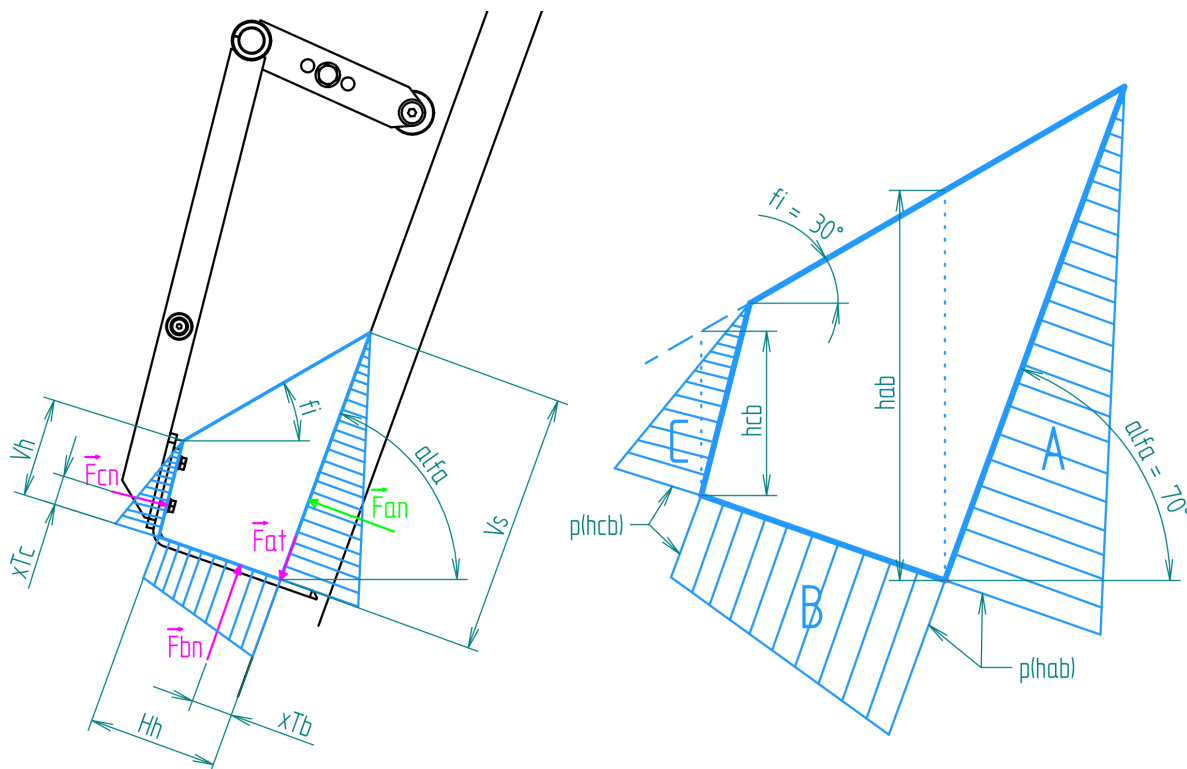
Obrázek 2.2: Zástavbové rozměry nových česlí MSČ V-L

2.2. NOVÝ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, původně byla pro tuto aplikaci použita technologie vozíkových česlí s hřebenem. Tyto česle není možné provozovat v hlubokých kanálech z důvodu umístění elektrotechnických komponentů přímo na sestavě vozíku a při ponoření pod hladinu vody by hrozilo jejich zničení. Původní parametry kanálu zůstávají stejné a ani u nového zařízení nebude nutné, aby vozík v celé své délce pracoval pod vodou. Při návrhu zařízení je však s touto možností počítáno z důvodu možného budoucího využití vozíku v aplikaci, kde požadavek na schopnost provozu pod vodou již bude.

3. Zatěžující síly od shrabků

Pro výpočet všech sil, které v soustavě působí ve fázi sbírání shrabků je nutné nejprve zjistit, jakými silami na hrablo působí samotné shrabky. Ty jsou tvořeny zejména zbytky papíru, textilními vlákny, tuky, vlasy a dalším drobným odpadem z domácnosti. Vlastnosti takové směsi lze bez bližšího zkoumání jen těžko popsat fyzikálními veličinami. V rámci tohoto výpočtu je třeba nahradit dopravovaný materiál vhodným modelem, který by co nejlépe reprezentoval chování reálného materiálu.

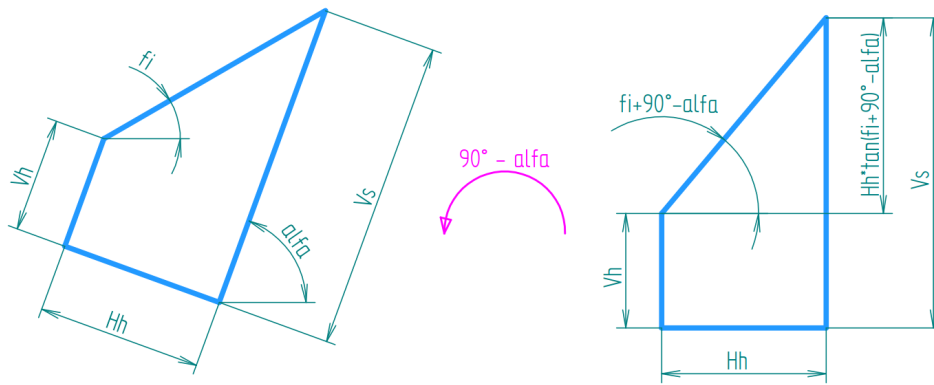


Obrázek 3.1: Model shrabků pro maximálně naplněné hrablo

Při stírání shrabků, které ulpívají na česlicové mříži, tvoří materiál hladinu, která není vodorovná. Lze tedy předpokládat existenci smykových napětí uvnitř materiálu. Pro šíření napětí v materiálu by tedy bylo možné zvažovat užití vzorců například pro partikulární materiály nebo ještě lépe Binghamské kapaliny. V rámci hledání maximálních odporů a zatížení při výpočtu sil působících na stěny součástí bylo však rozhodnuto o využití vzorce pro výpočet hydrostatického tlaku v Newtonských kapalinách. Výsledné vypočtené tlaky na stěny součástí jsou v porovnání s reálným stavem lehce vyšší a tento rozdíl zaručí lehké předdimenzování celého zařízení.

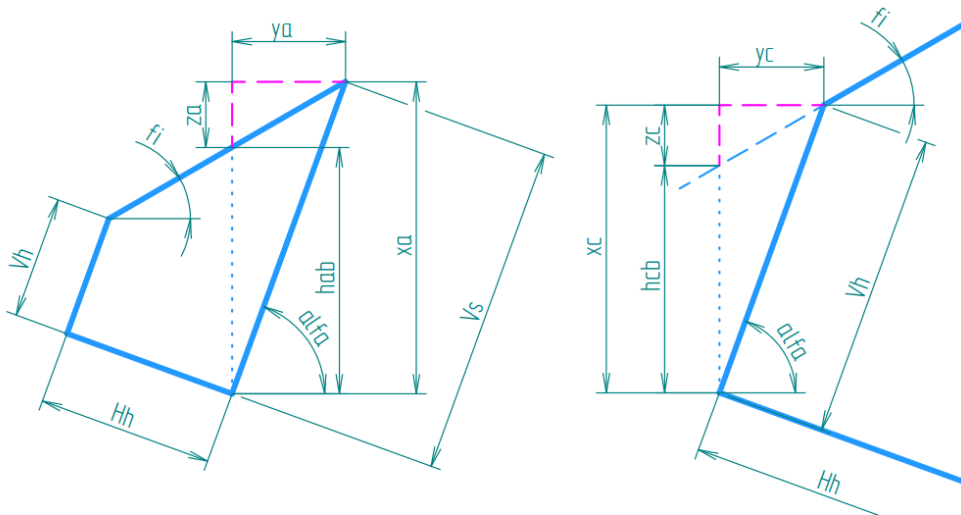
Doprovázaný materiál je ohraničený čtyřmi plochami. Tři z těchto ploch tvoří rozhraní materiálu a součástí zařízení. Tlakové působení na tyto plochy je možné nahradit normálovou silou.

$$\begin{aligned}
 V_s &= V_h + H_h \cdot \tan(\varphi + 90^\circ - \alpha) = \\
 &= 110 \cdot 10^{-3} + 150 \cdot 10^{-3} \cdot \tan(30^\circ + 90^\circ - 70^\circ) = \\
 &= 289 \cdot 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$



Obrázek 3.2: Výška shrabků

V_s	výška shrabků (délka strany A)
$V_h = 110 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	výška hrabla
$H_h = 150 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	hloubka hrabla
$\varphi = 30^\circ$	úhel hladiny shrabků (zvoleno)
$\alpha = 70^\circ$	sklon rámu česlí



Obrázek 3.3: Hloubka pod hladinou shrabků

$$\begin{aligned}
 h_{ab} &= x_a - z_a = x_a - y_a \cdot \tan \varphi = V_s \cdot \sin \alpha - V_s \cdot \cos \alpha \cdot \tan \varphi = \\
 &= V_s \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \tan \varphi) = 289 \cdot 10^{-3} \cdot (\sin 70^\circ - \cos 70^\circ \cdot \tan 30^\circ) = \\
 &= 214 \cdot 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

$$\begin{aligned}
 p(h_{ab}) &= h_{ab} \cdot \rho_{H_2O} \cdot g = \\
 &= 214 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 9,81 = \\
 &= 2103 \text{ Pa}
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

$$\begin{aligned}
F_{an} &= B_h \cdot \left[p(h_{ab}) \cdot V_s \cdot \frac{1}{2} \right] = \\
&= 1140 \cdot 10^{-3} \cdot \left[2103 \cdot 289 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2} \right] = \\
&= 346 \text{ N}
\end{aligned} \tag{3.4}$$

$$\begin{aligned}
h_{cb} &= x_c - z_c = x_c - y_c \cdot \tan\varphi = V_s \cdot \sin\alpha - V_s \cdot \cos\alpha \cdot \tan\varphi = \\
&= V_s \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \tan\varphi) = 289 \cdot 10^{-3} \cdot (\sin 70^\circ - \cos 70^\circ \cdot \tan 30^\circ) = \\
&= 81,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}
\end{aligned} \tag{3.5}$$

$$\begin{aligned}
p(h_{cb}) &= h_{cb} \cdot \rho_{H_2O} \cdot g = \\
&= 81,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 9,81 = \\
&= 801 \text{ Pa}
\end{aligned} \tag{3.6}$$

$$\begin{aligned}
F_{bn} &= B_h \cdot \left[p(h_{cb}) \cdot H_h + \frac{1}{2} \cdot [p(h_{ab}) - p(h_{cb})] \cdot H_h \right] = \\
&= 1140 \cdot 10^{-3} \cdot \left[801 \cdot 150 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{2} \cdot [2103 - 801] \cdot 150 \cdot 10^{-3} \right] = \\
&= 248 \text{ N}
\end{aligned} \tag{3.7}$$

$$\begin{aligned}
F_{cn} &= B_h \cdot \left[p(h_{cb}) \cdot V_h \cdot \frac{1}{2} \right] = \\
&= 1140 \cdot 10^{-3} \cdot \left[801 \cdot 110 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2} \right] = \\
&= 50,2 \text{ N}
\end{aligned} \tag{3.8}$$

h_{ab}	hloubka v místě spoje stran a a b
h_{cb}	hloubka v místě spoje stran c a b
x_a, y_a, z_a	odvšny trojúhelníka (obr. 3.3)
x_c, y_c, z_c	odvšny trojúhelníka (obr. 3.3)
$p(h_{ab})$	tlak od shrabků v místě spoje stran a a b
$p(h_{cb})$	tlak od shrabků v místě spoje stran c a b
$\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	objemová hustota vody
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
F_{an}	normálová síla od shrabků na stranu a
F_{bn}	normálová síla od shrabků na stranu b
F_{cn}	normálová síla od shrabků na stranu c
$B_h = 1140 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	šířka hrabla

Normálová síla F_{an} (obr. 3.2) vznikající tlakovým působením shrabků na česlicovou mříž se do hrabla nepřenáší přímo. Po jejím zjištění je však možné dopočítat vznikající třecí sílu F_{at} mezi shrabky a povrchem mříže. Působíště vzniklé třecí síly je možné v rámci

dalšího zjednodušení modelu uvažovat v místě styku hrabla a česlicové mříže. Směr této síly je tečný ke směru mříže.

$$\begin{aligned}
 F_{at} &= F_{an} \cdot f_S = \\
 &= 346 \cdot 0,5 = \\
 &= 173 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3.9}$$

F_{at} tečná síla od shrabků na stranu A
 $f_S = 0,5 [-]$ součinitel smykového tření mezi ocelí a shrabky (zvoleno)

Pro výpočet reakčních sil v sestavě vozíku je nutné znát působišť sil F_{bn} a F_{cn} . Působišť síly F_{bn} se nachází ve vzdálenosti odpovídající x-ové složce těžiště $T_B(x_{TB}, y_{TB})$ rovinného obrazce B . Ten je tvořen oblastí pod funkcí průběhu tlakového zatížení od shrabků na stranu b (obr. 3.1).

$$\begin{aligned}
 x_{Tb} &= \frac{x_{T1} \cdot S_1 + x_{T2} \cdot S_2}{S_1 + S_2} = \\
 &= \frac{\frac{1}{2} \cdot H_h \cdot p(h_{cb}) \cdot H_h + \frac{1}{3} \cdot H_h \cdot [p(h_{ab}) - p(h_{cb})] \cdot H_h}{p(h_{cb}) \cdot H_h + [p(h_{ab}) - p(h_{cb})] \cdot H_h} = \\
 &= \frac{\frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot 801 \cdot 150 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{3} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot [2103 - 801] \cdot 150 \cdot 10^{-3}}{801 \cdot 150 \cdot 10^{-3} + [2103 - 801] \cdot 150 \cdot 10^{-3}} = \\
 &= 63,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

x_{Tb} x-ová složka těžiště obrazce B
 x_{T1} x-vá složka těžiště obrazce B_1 (obdelník)
 S_1 obsah obrazce B_1
 x_{T2} x-vá složka těžiště obrazce B_2 (trojúhelník)
 S_2 obsah obrazce B_2

Působišť síly F_{cn} se nachází ve vzdálenosti odpovídající x-ové složce těžiště $T_C(x_{TC}, y_{TC})$ rovinného obrazce C . Ten má tvar pravoúhlého trojúhelníka a těžiště se tedy nachází v jedné třetině jeho odvěsny (obr. 3.1).

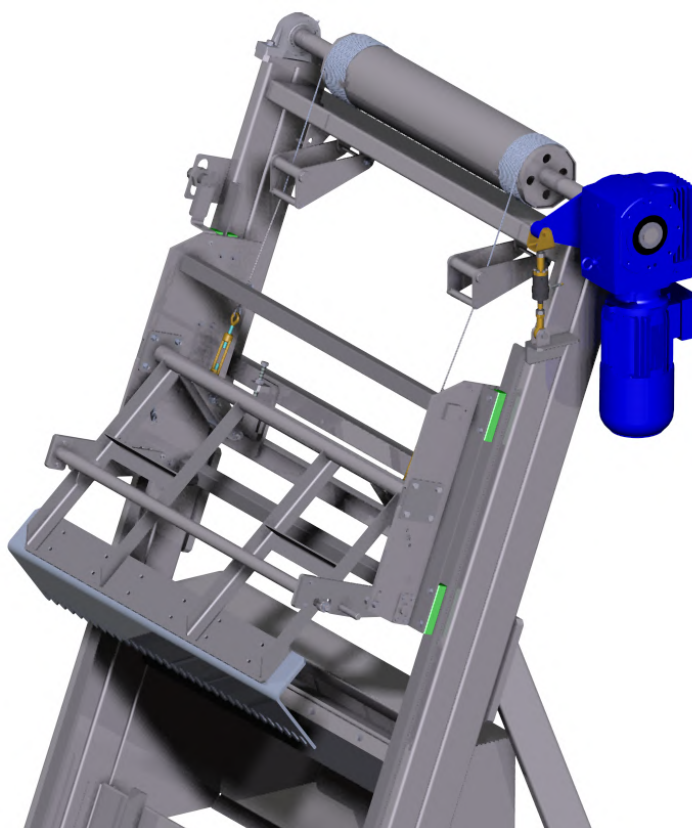
$$\begin{aligned}
 x_{Tc} &= \frac{1}{3} \cdot V_h = \\
 &= \frac{1}{3} \cdot 110 \cdot 10^{-3} = \\
 &= 36,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

x_{Tc} x-ová složka těžiště obrazce C

4. Reakční síly v sestavě vozíku a hrabla

Pro zjištění výkonnostních požadavků na pohon česlí a podkladů pro další pevnostní výpočty je třeba přesně určit síly vznikající v sestavě vozíku a hrabla. Tuto sestavu, ve které dochází k pohybu konstantní rychlostí, lze nahradit 2D úlohou s využitím NNTP (neprostupnost, neproměnnost, tlakovost, pasivita) vazeb. Je tvořena třemi členy, a to rámem česlí jako základním tělesem, vozíkem a hrablem. Během celého cyklu se může nacházet v různých situacích a jednotlivé členy vůči sobě navzájem mohou zaujímat různé konfigurace, se kterými se mění například také vazby. Z tohoto pohledu se sestava během pracovního cyklu může nacházet v následujících fázích:

- 1) Klesání vozíku do přítokového kanálu se zvednutým hrablem
- 2) Kontakt vyhazovacího plechu s čepem podpěrné páky hrabla
- 3) Sbíráání shrabků pod hladinou s plným hrablem
- 4) Sbíráání shrabků pod hladinou s prázdným hrablem
- 5) Sbíráání shrabků nad hladinou s plným hrablem
- 6) Sbíráání shrabků nad hladinou s prázdným hrablem
- 7) Přitahování vozíku se spadlým hrablem ke stěrce nad výsypkou
- 8) Zvedání hrabla do horní polohy



Obrázek 4.1: Vozík v horní poloze

Výpočtem lze získat všechny vznikající síly v sestavě. Pro návrh pohonu je nutné znát zejména velikost síly v laněch. Změnou rozměrů ramen hrabla a vzdáleností připojení lana

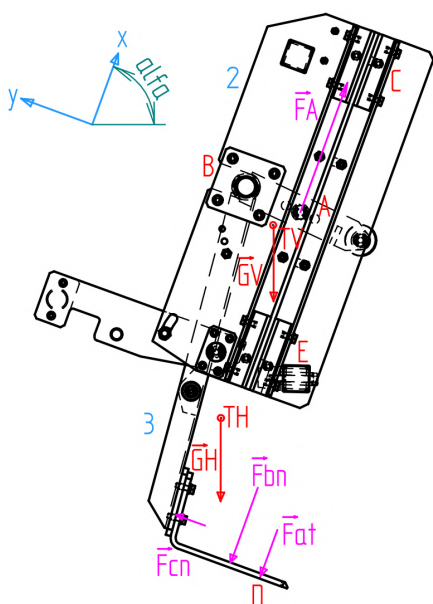
4.1. SBÍRÁNÍ SHRABKŮ NAD HLADINOU S PLNÝM HRABLEM

lze nalézt nejvýhodnější konfiguraci, při které v lanech vzniká co nejmenší síla. Zároveň je však nutné za všech okolností dosáhnout určité nejnižší přítláčné síly hrabla. Během sbírání shrabků nesmí docházet k jeho nadzvedávání.

Při hledání maximálních napětí v součástech nemá smysl počítat všechny možné stavy, ale stačí se zaměřit jen na ty nejhorší. Pro další analýzu byly tedy vybrány fáze 5), 6) a 8). Další variace těchto tří základních výpočtů vznikají při změně polohy uchycení lana na rameno hrabla. Tyto polohy jsou celkem tři a zařízení musí být funkční ve všech nastaveních.

4.1. Sbíráání shrabků nad hladinou s plným hrablem

Při úplném zaplnění hrabla dochází ke vzniku největších sil v lanech (síla F_A). Velikost těchto sil je nutné získat pro výpočet pohonu a následnou pevnostní analýzu.



Obrázek 4.2: Soustava, vazby a vnější zatížení

1 ... těleso 1 (základní těleso)

2 ... těleso 2 (vozík)

3 ... těleso 3 (hrablo)

F_A ... síla od lan

B ... vazba rotační

C ... obecná vazba, smýkání

D ... obecná vazba, smýkání

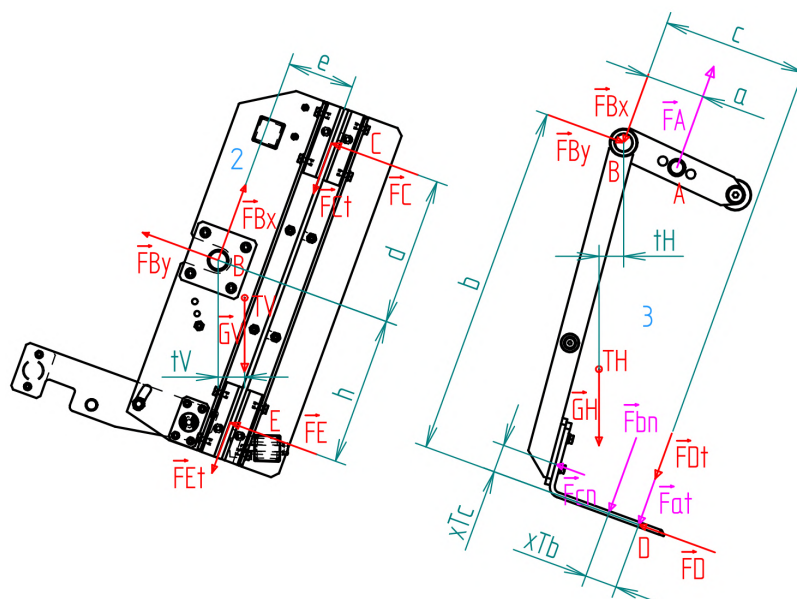
E ... obecná vazba, smýkání

4.1.1. Kinematický rozbor

$$\begin{aligned}
 i_5 &= (u - 1) \cdot i_v - \sum \xi_j + \eta = (u - 1) \cdot i_v - (\xi_B + \xi_C + \xi_D + \xi_E) + \eta = \\
 &= (3 - 1) \cdot 3 - (2 + 3 \cdot 1) + 0 = 1^\circ
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

i_5	počet stupňů volnosti soustavy
$u = 3$	počet těles soustavy (včetně základního tělesa)
$i_v = 3$	počet stupňů volnosti volného tělesa
$\sum \xi_j$	počet stupňů volnosti odebraných vazbami
$\xi_B = 2$	počet stupňů volnosti odebraných vazbou B
$\xi_C = 1$	počet stupňů volnosti odebraných vazbou C
$\xi_D = 1$	počet stupňů volnosti odebraných vazbou D
$\xi_E = 1$	počet stupňů volnosti odebraných vazbou E
$\eta = 0$	počet omezených deformačních parametrů

4.1.2. Uvolnění soustavy



Obrázek 4.3: Uvolnění soustavy

F_{Bx}	ložka reakční síly ve vazbě B ve směru x
F_{By}	ložka reakční síly ve vazbě B ve směru y
F_C	reakční síla ve vazbě C
F_{Ct}	třecí síla vznikající v místě vazby C
F_D	reakční síla ve vazbě D
F_{Dt}	třecí síla vznikající v místě vazby D
F_E	reakční síla ve vazbě E
F_{Et}	třecí síla vznikající v místě vazby E
G_V	tíhová síla působící na těleso 2 (vozík)
G_H	tíhová síla působící na těleso 3 (hrablo)
a	vzdálenost osy hrabla a připojení lana
$a_1 = 70 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost a pro připojení v pozici 1
$a_2 = 100 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost a pro připojení v pozici 2
$a_3 = 120 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost a pro připojení v pozici 3
$b = 571 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost osy hrabla a konce hrabla
$d = 240 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost osy hrabla a vodicího kamene ve směru x
$e = 108 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost osy hrabla a vodicího kamene ve směru y
$h = 240 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost osy hrabla a vodicího kamene ve směru x
T_V	těžiště tělesa 2 (vozík)
T_H	těžiště tělesa 3 (hrablo)
$t_V = 43 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost osy hrabla a těžiště tělesa 2 (vozík)
$t_H = 47 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost osy hrabla a těžiště tělesa 3 (hrablo)

$$F_{Ct} = F_C \cdot f_2, \quad F_{Dt} = F_D \cdot f_1, \quad F_{Et} = F_E \cdot f_2 \quad (4.2)$$

$f_1 = 0,15 [-]$	součinitel tření; ocel - ocel
$f_2 = 0,25 [-]$	součinitel tření; ocel - plast

4.1. SBÍRÁNÍ SHRABKŮ NAD HLADINOU S PLNÝM HRABLEM

$$G_V = m_V \cdot g = 510 \text{ N}, \quad G_H = m_H \cdot g = 461 \text{ N} \quad (4.3)$$

$$\begin{array}{ll} m_V = 52 \text{ kg} & \text{hmotnost vozíku} \\ m_H = 47 \text{ kg} & \text{hmotnost hrabla} \end{array}$$

4.1.3. Statický rozbor

$$NP_5 = \{F_A, F_{Bx}, F_{By}, F_C, F_E, F_D\} \quad (4.4)$$

$$\mu_{F5} = 6, \quad \mu_{M5} = 0, \quad \mu_{r5} = 0, \quad \mu_5 = \mu_{F5} + \mu_{M5} = 6 \quad (4.5)$$

NP_5	množina neznámých parametrů
μ_{F5}	počet silových nezávislých parametrů
μ_{M5}	počet momentových nezávislých parametrů
μ_{r5}	počet nezávislých parametrů polohy
μ_5	počet nezávislých parametrů

$$\nu = \nu_2 + \nu_3 = 3 + 3 = 6, \quad \nu_F = 4, \quad \nu_M = 2 \quad (4.6)$$

ν	počet nezávislých podmínek
ν_2	počet nezávislých podmínek pro soustavu tělesa 2 (rovinná obecná soustava)
ν_3	počet nezávislých podmínek pro soustavu tělesa 3 (rovinná obecná soustava)
ν_F	počet statických podmínek silových
ν_M	počet statických podmínek momentových

Ověření nutné podmínky statické určitosti:

$$\begin{array}{l} \mu = \nu \\ 6 = 6 \end{array} \quad (4.7)$$

$$\begin{array}{l} \mu_M + \mu_r \leq \nu_M \\ 2 + 0 < 6 \end{array} \quad (4.8)$$

Nutná podmínka statické určitosti je splněna a má smysl pokračovat ve statickém řešení.

4.1.4. Rovnice statické rovnováhy

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 2 (obr. 4.3):

$$\sum F_x = 0 : F_{Bx} - F_{Ct} - F_{Et} - G_V \cdot \sin\alpha = 0 \quad (4.9)$$

$$\sum F_y = 0 : F_{By} + F_C + F_E - G_V \cdot \cos\alpha = 0 \quad (4.10)$$

$$\sum M_{zB} = 0 : F_C \cdot d - F_E \cdot h - F_{Ct} \cdot e - F_{Et} \cdot e - G_V \cdot t_V = 0 \quad (4.11)$$

4. REAKČNÍ SÍLY V SESTAVĚ VOZÍKU A HRABLA

$\sum F_x$	součet všech sil působících ve směru x
$\sum F_y$	součet všech sil působících ve směru y
$\sum M_{zB}$	součet všech momentů sil k bodu B působících ve směru z

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3 (obr. 4.3):

$$\sum F_x = 0 : -F_{Bx} + F_A - F_{Dt} - G_H \cdot \sin\alpha - F_{bn} - F_{at} = 0 \quad (4.12)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_{By} + F_D - G_H \cdot \cos\alpha + F_{cn} = 0 \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{zB} = 0 : \\ F_A \cdot a + G_H \cdot t_H - F_D \cdot b - F_{Dt} \cdot c - F_{bn} \cdot (c - x_{Tb}) - F_{cn} \cdot (b - x_{Tc}) - F_{at} \cdot c = 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Vložení vztahů 4.2 do soustavy šesti rovnic 4.9, 4.10, 4.11, 4.12, 4.13, 4.14 a jejich úpravou vznikne:

$$F_{Bx} - F_C \cdot f_2 - F_E \cdot f_2 = G_V \cdot \sin\alpha \quad (4.15)$$

$$F_{By} + F_C + F_E = G_V \cdot \cos\alpha \quad (4.16)$$

$$F_C \cdot (d - f_2 \cdot e) + F_E \cdot (-h - f_2 \cdot e) = G_V \cdot t_V \quad (4.17)$$

$$F_A - F_{Bx} - F_D \cdot f_1 = G_H \cdot \sin\alpha + F_{bn} + F_{at} \quad (4.18)$$

$$-F_{By} + F_D = G_H \cdot \cos\alpha - F_{cn} \quad (4.19)$$

$$F_A \cdot a + F_D \cdot (-b - f_1 \cdot c) = -G_H \cdot t_H + F_{bn} \cdot (c - x_{Tb}) + F_{cn} \cdot (b - x_{Tc}) + F_{at} \cdot c \quad (4.20)$$

Vyjádření soustavy rovnic 4.28, 4.29, 4.30, 4.31, 4.32 a 4.33 v maticovém tvaru:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -f_2 & 0 & -f_2 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & d - f_2 \cdot e & 0 & -h - f_2 \cdot e \\ 1 & -1 & 0 & 0 & -f_1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ a & 0 & 0 & 0 & -b - f_1 \cdot c & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_A \\ F_{Bx} \\ F_{By} \\ F_C \\ F_D \\ F_E \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} G_V \cdot \sin\alpha \\ G_V \cdot \cos\alpha \\ G_V \cdot t_V \\ G_H \cdot \sin\alpha + F_{bn} + F_{at} \\ G_H \cdot \cos\alpha - F_{cn} \\ -G_H \cdot t_H + F_{bn} \cdot (c - x_{Tb}) + F_{cn} \cdot (b - x_{Tc}) + F_{at} \cdot c \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.21)$$

Vyřešením soustavy rovnic 4.21 pomocí programu Scilab byly zjištěny výsledky:

4.2. SBÍRÁNÍ SHRABKŮ NAD HLADINOU S PRÁZDNÝM HRABLEM

$F_{A51} = 1403 N$	síla F_A pro $a = a_1$
$F_{A52} = 1396 N$	síla F_A pro $a = a_2$
$F_{A53} = 1391 N$	síla F_A pro $a = a_3$
$F_{Bx51} = 546 N$	síla F_{Bx} pro $a = a_1$
$F_{Bx52} = 529 N$	síla F_{Bx} pro $a = a_2$
$F_{Bx53} = 517 N$	síla F_{Bx} pro $a = a_3$
$F_{By51} = -90,5 N$	síla F_{By} pro $a = a_1$
$F_{By52} = -22,2 N$	síla F_{By} pro $a = a_2$
$F_{By53} = 23 N$	síla F_{By} pro $a = a_3$
$F_{C51} = 193 N$	síla F_C pro $a = a_1$
$F_{C52} = 155 N$	síla F_C pro $a = a_2$
$F_{C53} = 130 N$	síla F_C pro $a = a_3$
$F_{D51} = 17 N$	síla F_D pro $a = a_1$
$F_{D52} = 85,3 N$	síla F_D pro $a = a_2$
$F_{D53} = 130 N$	síla F_D pro $a = a_3$
$F_{E51} = 71,9 N$	síla F_E pro $a = a_1$
$F_{E52} = 41,6 N$	síla F_E pro $a = a_2$
$F_{E53} = 21,5 N$	síla F_E pro $a = a_3$

Dosažením ze vztahů 4.2 lze získat velikosti vznikajících třecích sil ve vodících kamenech:

$F_{Ct51} = 48,3 N$	síla F_{Ct} pro $a = a_1$
$F_{Ct52} = 38,8 N$	síla F_{Ct} pro $a = a_2$
$F_{Ct53} = 32,5 N$	síla F_{Ct} pro $a = a_3$
$F_{Et51} = 18 N$	síla F_{Et} pro $a = a_1$
$F_{Et52} = 10,4 N$	síla F_{Et} pro $a = a_2$
$F_{Et53} = 5,38 N$	síla F_{Et} pro $a = a_3$

4.2. Sbírání shrabků nad hladinou s prázdným hrablem

Stav, kdy je hrablo při pohybu vozíku nahoru prázdné, je třeba prošetřit zvláště z důvodu velkých vznikajících sil, kterými je hrablo přitlačováno k česlicové mříži (síla F_D).

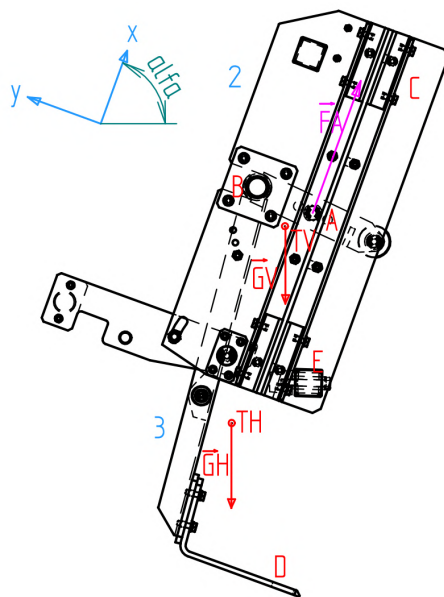
Při srovnání obrázku 4.5, který reprezentuje soustavu ve fázi sbírání shrabků s prázdným hrablem, a obrázku 4.2, na kterém je stejná soustava, ale s hrablem plným, lze uznat, že tyto dvě úlohy se z hlediska statického výpočtu vnitřních a vnějších sil liší pouze přítomností sil F_{cn} , F_{bn} a F_{at} . Kinematický rozbor, uvolnění soustavy a statický rozbor tedy není nutné pro tuto soustavu řešit, protože jsou všechny tyto fáze výpočtu stejné jako v kapitole 4.1. Je tedy možné navázat přímo vytvořením rovnic statické rovnováhy.

4.2.1. Rovnice statické rovnováhy

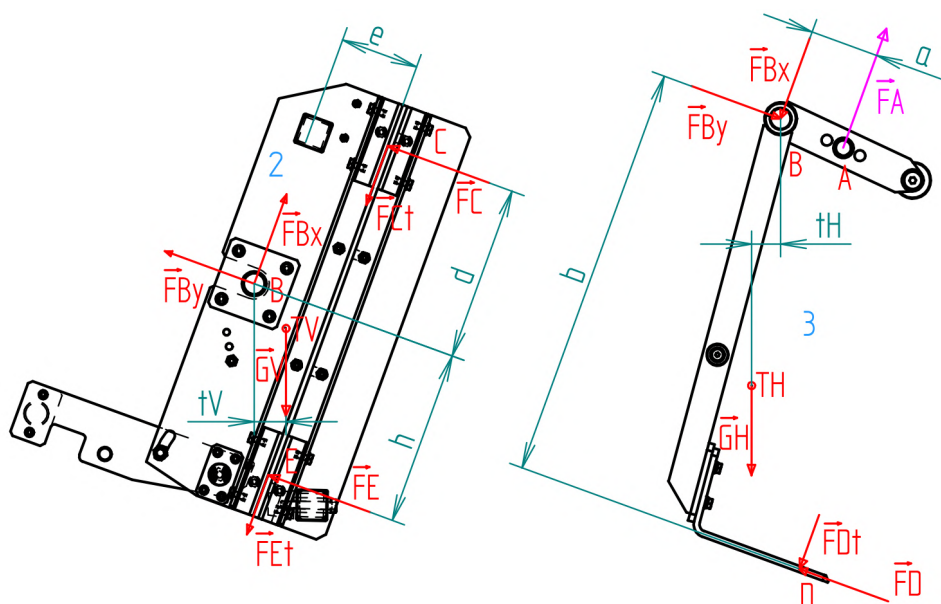
Rovnice statické rovnováhy pro těleso 2 (obr. 4.5):

$$\sum F_x = 0 : F_{Bx} - F_{Ct} - F_{Et} - G_V \cdot \sin\alpha = 0 \quad (4.22)$$

4. REAKČNÍ SÍLY V SESTAVĚ VOZÍKU A HRABLA



Obrázek 4.4: Soustava, vazby a vnější zatížení



Obrázek 4.5: Uvolnění soustavy

$$\sum F_y = 0 : F_{By} + F_C + F_E - G_V \cdot \cos\alpha = 0 \quad (4.23)$$

$$\sum M_{zB} = 0 : F_C \cdot d - F_E \cdot h - F_{Ct} \cdot e - F_{Et} \cdot e - G_V \cdot t_V = 0 \quad (4.24)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3 (obr. 4.5):

$$\sum F_x = 0 : -F_{Bx} + F_A - F_{Dt} - G_H \cdot \sin\alpha = 0 \quad (4.25)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_{By} + F_D - G_H \cdot \cos\alpha = 0 \quad (4.26)$$

4.2. SBÍRÁNÍ SHRABKŮ NAD HLADINOU S PRÁZDNÝM HRABLEM

$$\sum M_{zB} = 0 : F_A \cdot a + G_H \cdot t_H - F_D \cdot b - F_{Dt} \cdot c = 0 \quad (4.27)$$

Vložení vztahů 4.2 do soustavy šesti rovnic 4.22, 4.23, 4.24, 4.25, 4.26, 4.27 a jejich následnou úpravou vznikne:

$$F_{Bx} - F_C \cdot f_2 - F_E \cdot f_2 = G_V \cdot \sin\alpha \quad (4.28)$$

$$F_{By} + F_C + F_E = G_V \cdot \cos\alpha \quad (4.29)$$

$$F_C \cdot (d - f_2 \cdot e) + F_E \cdot (-h - f_2 \cdot e) = G_V \cdot t_V \quad (4.30)$$

$$F_A - F_{Bx} - F_D \cdot f_1 = G_H \cdot \sin\alpha \quad (4.31)$$

$$-F_{By} + F_D = G_H \cdot \cos\alpha \quad (4.32)$$

$$F_A \cdot a + F_D \cdot (-b - f_1 \cdot c) = -G_H \cdot t_H \quad (4.33)$$

Vyjádření soustavy rovnic 4.28, 4.29, 4.30, 4.31, 4.32 a 4.33 v maticovém tvaru:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -f_2 & 0 & -f_2 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & d - f_2 \cdot e & 0 & -h - f_2 \cdot e \\ 1 & -1 & 0 & 0 & -f_1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ a & 0 & 0 & 0 & -b - f_1 \cdot c & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_A \\ F_{Bx} \\ F_{By} \\ F_C \\ F_D \\ F_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_V \cdot \sin\alpha \\ G_V \cdot \cos\alpha \\ G_V \cdot t_V \\ G_H \cdot \sin\alpha \\ G_H \cdot \cos\alpha \\ -G_H \cdot t_H \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

Vyřešením soustavy rovnic 4.34 pomocí programu Scilab byly zjištěny výsledky:

$F_{A61} = 981 \text{ N}$	síla F_A pro $a = a_1$
$F_{A62} = 976 \text{ N}$	síla F_A pro $a = a_2$
$F_{A63} = 973 \text{ N}$	síla F_A pro $a = a_3$
$F_{Bx61} = 525 \text{ N}$	síla F_{Bx} pro $a = a_1$
$F_{Bx62} = 513 \text{ N}$	síla F_{Bx} pro $a = a_2$
$F_{Bx63} = 505 \text{ N}$	síla F_{Bx} pro $a = a_3$
$F_{By61} = -8,7 \text{ N}$	síla F_{By} pro $a = a_1$
$F_{By62} = 39,1 \text{ N}$	síla F_{By} pro $a = a_2$
$F_{By63} = 70,7 \text{ N}$	síla F_{By} pro $a = a_3$
$F_{C61} = 148 \text{ N}$	síla F_C pro $a = a_1$
$F_{C62} = 121 \text{ N}$	síla F_C pro $a = a_2$
$F_{C63} = 103 \text{ N}$	síla F_C pro $a = a_3$
$F_{D61} = 149 \text{ N}$	síla F_D pro $a = a_1$
$F_{D62} = 197 \text{ N}$	síla F_D pro $a = a_2$
$F_{D63} = 228 \text{ N}$	síla F_D pro $a = a_3$
$F_{E61} = 35,6 \text{ N}$	síla F_E pro $a = a_1$
$F_{E62} = 14,4 \text{ N}$	síla F_E pro $a = a_2$
$F_{E63} = 0,4 \text{ N}$	síla F_E pro $a = a_3$

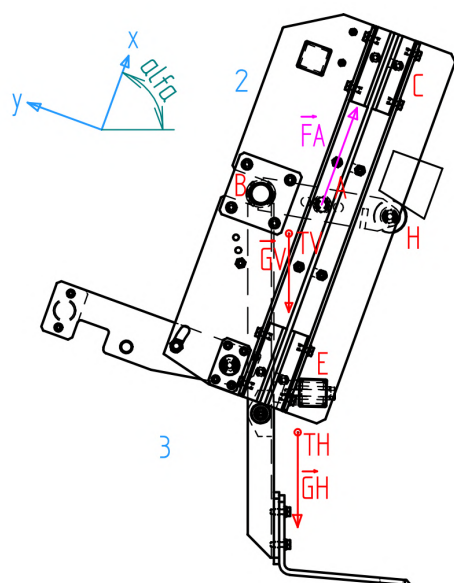
4. REAKČNÍ SÍLY V SESTAVĚ VOZÍKU A HRABLA

Dosažením ze vztahů 4.2 lze získat velikosti vznikajících třecích sil ve vodicích kamenech:

$F_{Ct61} = 37 \text{ N}$	síla F_{Ct} pro $a = a_1$
$F_{Ct62} = 30 \text{ N}$	síla F_{Ct} pro $a = a_2$
$F_{Ct63} = 26 \text{ N}$	síla F_{Ct} pro $a = a_3$
$F_{Et61} = 8,9 \text{ N}$	síla F_{Et} pro $a = a_1$
$F_{Et62} = 3,6 \text{ N}$	síla F_{Et} pro $a = a_2$
$F_{Et63} = 0 \text{ N}$	síla F_{Et} pro $a = a_3$

4.3. Zvedání hrabla do horní polohy

Velikost vznikajících reakčních sil v soustavě při zvedání hrabla ovlivňuje zejména vzdálenost připojení lana od osy hrabla a také úhel náběhu rolny na nájezd.



Obrázek 4.6: Soustava, vazby a vnější zatížení

- 1 ... těleso 1 (základní těleso)
- 2 ... těleso 2 (vozík)
- 3 ... těleso 3 (hrablo)
- F_A ... síla od řemenů
- B ... vazba rotační
- C ... obecná vazba, smýkání
- E ... obecná vazba, smýkání
- H ... obecná vazba, valení

4.3.1. Kinematický rozbor

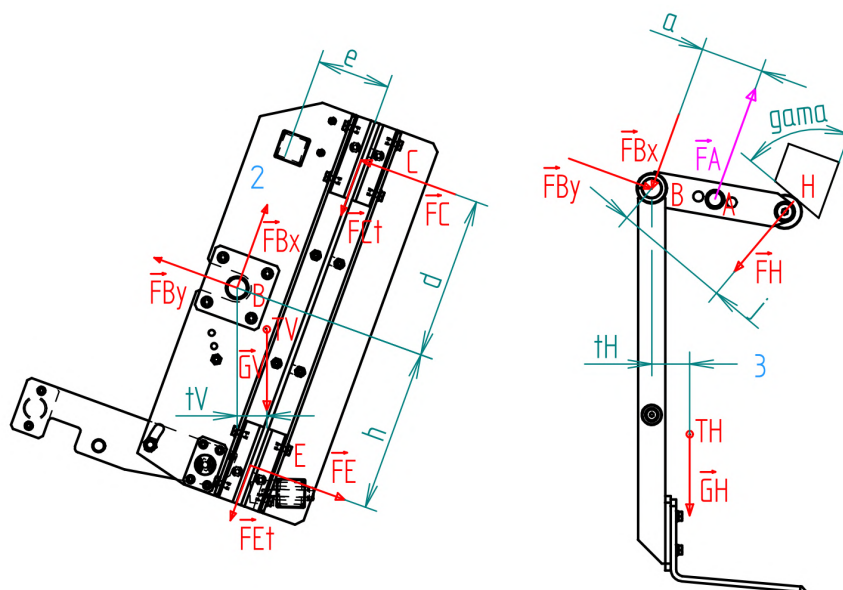
$$\begin{aligned}
 i_8 &= (u - 1) \cdot i_v - \sum \xi_j + \eta = (u - 1) \cdot i_v - (\xi_B + \xi_C + \xi_E + \xi_H) + \eta = \\
 &= (3 - 1) \cdot 3 - (2 + 3 \cdot 1) + 0 = 1^\circ
 \end{aligned}
 \tag{4.35}$$

- i_8 počet stupňů volnosti soustavy
- $\xi_H = 1$ počet stupňů volnosti odebraných vazbou H

4.3.2. Uvolnění soustavy

- F_H reakční síla ve vazbě H
- $\gamma = 30^\circ$ úhel mezi nositelkou síly F_H a osou x
- $j = 164 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ vzdálenost osy hrabla a nositelky síly F_H
- $t_H = 74 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ vzdálenost osy hrabla a těžiště tělesa 3 (hrablo)

4.3. ZVEDÁNÍ HRABLA DO HORNÍ POLOHY



Obrázek 4.7: Uvolnění soustavy

4.3.3. Statický rozbor

$$NP_8 = \{F_A, F_{Bx}, F_{By}, F_C, F_E, F_H\} \quad (4.36)$$

$$\mu_{F8} = 6, \quad \mu_{M8} = 0, \quad \mu_{r8} = 0, \quad \mu_8 = \mu_{F8} + \mu_{M8} = 6 \quad (4.37)$$

NP_8	množina neznámých parametrů
μ_{F8}	počet silových nezávislých parametrů
μ_{M8}	počet momentových nezávislých parametrů
μ_{r8}	počet nezávislých parametrů polohy
μ_8	počet nezávislých parametrů

Určení počtu nezávislých podmínek a ověření nutné podmínky statické rovnováhy se řídí identickými vztahy jako v kapitole 4.1.3. Nutná podmínka statické určitosti je splněna a má smysl pokračovat ve statickém řešení.

4.3.4. Rovnice statické rovnováhy

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 2 (obr. 4.7):

$$\sum F_x = 0 : F_{Bx} - F_{Ct} - F_{Et} - G_V \cdot \sin\alpha = 0 \quad (4.38)$$

$$\sum F_y = 0 : F_{By} + F_C - F_E - G_V \cdot \cos\alpha = 0 \quad (4.39)$$

$$\sum M_{Bz} = 0 : -F_{Ct} \cdot e - F_{Et} \cdot e + F_E \cdot h + F_C \cdot d - G_V \cdot t_V = 0 \quad (4.40)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3 (obr. 4.7):

$$\sum F_x = 0 : -F_{Bx} + F_A - F_H \cdot \sin\gamma - G_H \cdot \sin\alpha = 0 \quad (4.41)$$

4. REAKČNÍ SÍLY V SESTAVĚ VOZÍKU A HRABLA

$$\sum F_y = 0 : -F_{By} + F_H \cdot \cos\gamma - G_H \cdot \cos\alpha = 0 \quad (4.42)$$

$$\sum M_{Bz} = 0 : F_A \cdot a - F_H \cdot j + G_H \cdot t_H = 0 \quad (4.43)$$

Vložení vztahů 4.2 do soustavy šesti rovnic 4.38, 4.39, 4.40, 4.41, 4.42, 4.43 a jejich následnou úpravou vznikne:

$$F_{Bx} - F_C \cdot f_2 - F_E \cdot f_2 = G_V \cdot \sin\alpha \quad (4.44)$$

$$F_{By} + F_C - F_E = G_V \cdot \sin\alpha \quad (4.45)$$

$$F_C \cdot (d - f_2 \cdot e) + F_E \cdot (h - f_2 \cdot e) = G_V \cdot t_V \quad (4.46)$$

$$F_A - F_{Bx} - F_H \cdot \sin\gamma = G_H \cdot \sin\alpha \quad (4.47)$$

$$-F_{By} + F_H \cdot \cos\gamma = G_H \cdot \cos\alpha \quad (4.48)$$

$$F_A \cdot a - F_H \cdot j = -G_H \cdot t_H \quad (4.49)$$

Vyjádření soustavy rovnic 4.44, 4.45, 4.46, 4.47, 4.48 a 4.49 v maticovém tvaru:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -f_2 & -f_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d - f_2 \cdot e & h - f_2 \cdot e & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -\sin\gamma \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & \cos\gamma \\ a & 0 & 0 & 0 & 0 & -j \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_A \\ F_{Bx} \\ F_{By} \\ F_C \\ F_E \\ F_H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_V \cdot \sin\alpha \\ G_V \cdot \cos\alpha \\ G_V \cdot t_V \\ G_H \cdot \sin\alpha \\ G_H \cdot \cos\alpha \\ -G_H \cdot t_H \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

Vyřešením soustavy rovnic 4.50 pomocí programu Scilab byly zjištěny výsledky:

$F_{A81} = 1580 \text{ N}$	síla F_A pro $a = a_1$
$F_{A82} = 2150 \text{ N}$	síla F_A pro $a = a_2$
$F_{A83} = 3010 \text{ N}$	síla F_A pro $a = a_3$
$F_{Bx81} = 505 \text{ N}$	síla F_{Bx} pro $a = a_1$
$F_{Bx82} = 506 \text{ N}$	síla F_{Bx} pro $a = a_2$
$F_{Bx83} = 578 \text{ N}$	síla F_{Bx} pro $a = a_3$
$F_{By81} = 77,6 \text{ N}$	síla F_{By} pro $a = a_1$
$F_{By82} = 281 \text{ N}$	síla F_{By} pro $a = a_2$
$F_{By83} = 569 \text{ N}$	síla F_{By} pro $a = a_3$
$F_{C81} = 100 \text{ N}$	síla F_C pro $a = a_1$
$F_{C82} = 1,7 \text{ N}$	síla F_C pro $a = a_2$
$F_{C83} = 129 \text{ N}$	síla F_C pro $a = a_3$
$F_{E81} = 3 \text{ N}$	síla F_D pro $a = a_1$
$F_{E82} = 105 \text{ N}$	síla F_D pro $a = a_2$
$F_{E83} = 265 \text{ N}$	síla F_D pro $a = a_3$
$F_{H81} = 688 \text{ N}$	síla F_E pro $a = a_1$
$F_{H82} = 1280 \text{ N}$	síla F_E pro $a = a_2$
$F_{H83} = 2120 \text{ N}$	síla F_E pro $a = a_3$

4.4. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Dosažením ze vztahů 4.2 lze získat velikosti vznikajících třecích sil ve vodicích kamenech:

$$\begin{array}{ll} F_{Ct81} = 25 N & \text{síla } F_{Ct} \text{ pro } a = a_1 \\ F_{Ct82} = 0,4 N & \text{síla } F_{Ct} \text{ pro } a = a_2 \\ F_{Ct83} = 32,3 N & \text{síla } F_{Ct} \text{ pro } a = a_3 \\ F_{Et81} = 0,8 N & \text{síla } F_{Et} \text{ pro } a = a_1 \\ F_{Et82} = 26,3 N & \text{síla } F_{Et} \text{ pro } a = a_2 \\ F_{Et83} = 66,3 N & \text{síla } F_{Et} \text{ pro } a = a_3 \end{array}$$

4.4. Zhodnocení výsledků

Jak již bylo řečeno v úvodu této kapitoly, pro další výpočty je důležité znát zejména maximální sílu F_{AMAX} , která může vznikat v lanech během celého pracovního cyklu. Porovnáním výsledků z kapitol 4.1.4, 4.2.1 a 4.3.4 bylo zjištěno, že ke vzniku největší síly v lanech dochází při zvedání hrabla v kombinaci s nastavením připojení lan ve třetí poloze ($a = a_3$ viz. obr. 4.7).

Výslednou maximální sílu je nutné vynásobit přetěžovacím koeficientem pro případ zvýšení odporů v sestavě (např. zvýšení tření ve vodicích kamenech). Získaná hodnota je zatím pouze teoretická (v kapitole 5.2 je tato síla dále navýšena vlivem nastavení silového omezovače).

$$F_{AMAXt} = F_{A83} \cdot k_p = 3010 \cdot 1,1 = 3310 N \quad (4.51)$$

F_{AMAXt} teoretická maximální síla v lanech
 $k_p = 1,1 [-]$ přetěžovací koeficient (zvoleno)

Ke vzniku nejmenší přítláčné síly hrabla na česlicovou mříž dochází při sbírání shrabků s plným hrablem v kombinaci s nastavením připojení lan v první poloze ($a = a_1$ viz. obr. 4.3).

$$F_{DMIN} = F_{D51} = 17 N \quad (4.52)$$

5. Pohon

Nová verze česlí tedy vychází z vozíkových česlí s řemenem. K pohonu je však použitý lanový převod. Z použití lanového převodu namísto řemenového plyne několik výhod.

Ocelová lana vycházejí na zlomek ceny řemenu, a navíc mají příznivější charakteristiku navíjení. U česlí s řemenem dochází při stoupání vozíku do horní polohy ke zrychlování. Zvětšuje se totiž průměr, na který je řemen navíjený, a obvodová rychlost tedy roste navzdory konstantní úhlové rychlosti převodového motoru. Problém nastává při dosažení horní polohy. Tam je rychlost vozíku největší a při rychlém zdvihání hrabla dochází ke vzniku zbytečně velkých sil v řemenu a samotném rameni hrabla. Naopak ve chvíli dosažení spodní polohy je rychlost vozíku nejnižší a hrozí, že jeho kinetická energie nebude stačit na vyhození páky podírající hrablo ve zdvižené pozici. Použití lanového převodu zaručuje konstantní rychlost vozíku v celém pracovním rozsahu, a lze najít výhodnější kompromis pro obě tyto pracovní fáze. Další výhodou lanového převodu je možnost jednoduššího nastavení délky lan pomocí lanových napínáků.

5.1. Převodový motor

Výrobci převodových motorů pro strojní zařízení nabízejí velké množství provedení, konfigurací a dodatečného příslušenství ke svým produktům. Díky tomu lze nalézt řešení vhodné přímo pro konkrétní aplikaci a díky volitelnému příslušenství omezit množství součástí, které by se jinak musely navrhovat zvlášť (elektromagnetická brzda, měnič napětí, proudová ochrana atd.).

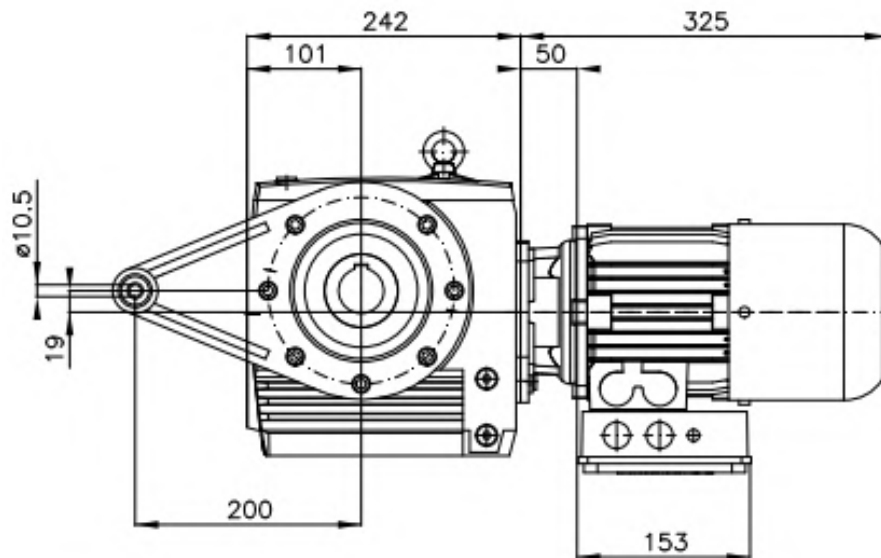
5.1.1. Zvolený převodový motor

Pro aplikaci na vozíkových česlích byla díky zástavbovým rozměrům, možnostem různých pracovních poloh a vyššího převodového poměru zvolena šneková převodovka s čelním předstupněm.

Výstupní hřídel je dutý s perodrážkou. Jeho připojení je axiálně jistěné stavěcími šrouby, skříň převodovky je na zařízení uchycená pomocí torzního ramene a motor je vybavený elektromagnetickou brzdou. Asynchronní motor nevyžaduje pro rozběh použití frekvenčních měničů a počítá se s jeho síťovým provozem. Převodový poměr bude zvolený v následující kapitole v závislosti na otáčkách zvoleného motoru.

Označení výrobku:	šneková převodovka s čelním předstupněm
Typové označení:	SK 12080AZBH - 80SH/4 BRE20 RG TF
Otáčky motoru:	$n_m = 1420 \cdot \frac{1}{60} s^{-1}$
Výkon:	$P = 550 W$
Napětí:	230/400 V
Rozměr hřídele:	$d_3 = 40 \cdot 10^{-3} m$
Tolerance hřídele:	H7
Provedení:	teplotní čidla, elektromagnetická brzda, axiální zajištění výstupního hřídele
Hmotnost:	$m_m = 40$

5.1. PŘEVODOVÝ MOTOR



Obrázek 5.1: SK 12080AZBH - 80SH/4 BRE20 RG TF

5.1.2. Převodový poměr

Požadovaný převodový poměr závisí na rychlosti vozíku a průměru lanového bubnu.

$$v_{vt} = \omega_{bt} \cdot \frac{D_b}{2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{bt} \cdot D_b}{2} = \pi \cdot n_{bt} \cdot D_b \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} \omega_{bt} &= 2 \cdot \pi \cdot n_{bt} && \text{teoretická úhlová rychlost bubnu} \\ D_b &= 160 \cdot 10^{-3} \text{ m} && \text{průměr bubnu (zvoleno ze standardní řady) [23]} \\ n_{bt} &&& \text{teoretické otáčky bubnu} \end{aligned}$$

Vyjádřením teoretických otáček bubnu:

$$\begin{aligned} n_{bt} &= \frac{v_v}{\pi \cdot D_b} = \\ &= \frac{0,1}{\pi \cdot 160 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 0,199 \text{ s}^{-1} \end{aligned} \quad (5.2)$$

Teoretický převodový poměr:

$$\begin{aligned} i_t &= \frac{n_m}{n_{bt}} = \\ &= \frac{1420 \cdot \frac{1}{60}}{0,199} = \\ &= 119 [-] \end{aligned} \quad (5.3)$$

Z nabízených převodových poměrů je zvolen nejbližší nižší. Při zvolení vyššího převodového poměru by hrozilo, že by se vozík mohl pohybovat příliš pomalu a docházelo by k jeho trhavému pohybu vlivem tzv. stick-slip efektu. K tomu může docházet mezi vodicími kameny vozíku a plochami vedení.

$i = 106,08$ zvolený převodový poměr

$$\begin{aligned}
 v_v &= \pi \cdot n_b \cdot D_b = \\
 &= \pi \cdot \frac{n_m}{i} \cdot D_b = \\
 &= \pi \cdot \frac{1420 \cdot \frac{1}{60}}{106,08} \cdot 160 \cdot 10^{-3} = \\
 &= 0,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

v_v reálná rychlost vozíku
 $n_b = \frac{n_m}{i}$ reálné otáčky bubnu

5.2. Silový omezovač

Jednou z nových funkcí česlí je schopnost mechanického vypnutí pohonu v případě přetížení sestavy. K přetížení může dojít například při zaseknutí hrabla ve fázi sbírání shrabků. Jmenovitý výkon motoru je zvolený na základě výkonových požadavků při maximálním možném zatížení za standartního chodu. Synchronní motory je však možné přetěžovat a při zaseknutí hrabla by takový motor vyvinul tak velký moment, že by mohlo dojít k poškození slabých míst konstrukce. Proto je nutné pohon vybavit nějakou formou silového omezovače.

Součástí zařízení vybavených převodovými motory bývají odporové jističe a teplotní senzory, které před přetížením chrání zejména samotné motory a převodovky. Při přetížení pohonu mají za úkol vypnout přívod elektrické energie k pohonu. Nástup sepnutí těchto jističů má však jistou odezvu způsobenou pozvolným zahřátím daného prvku a za dobu této prodlevy již může dojít ke zničení ostatních součástí stroje. Z tohoto důvodu je nutné pohon vybavit mechanickým silovým omezovačem, který zajistí okamžité vypnutí motoru.

Zvolen byl axiální omezovač DSA 2 od firmy ComInTec. Vypnutí omezovače funguje tak, že v okamžiku překročení nastavené vypínací síly dojde k vytlačení kuliček umístěných na obvodu zúžení spojovací tyče, a tím ke stlačení talířových pružin. Tento pohyb je zaznamenaný indukčním senzorem umístěným v těle omezovače a v tu chvíli vypíná řídicí algoritmus proud k motoru, čímž zabraňuje přetížení zařízení. Po vypnutí však spojovací tyč doputuje působením síly od vozíku a zabrzděním motoru až do své koncové polohy. V tu chvíli zařízení hlásí poruchu a obsluha musí nejprve odstranit příčinu přetížení pohonu a následně vrátit spojovací tyč silového omezovače do své pracovní polohy.

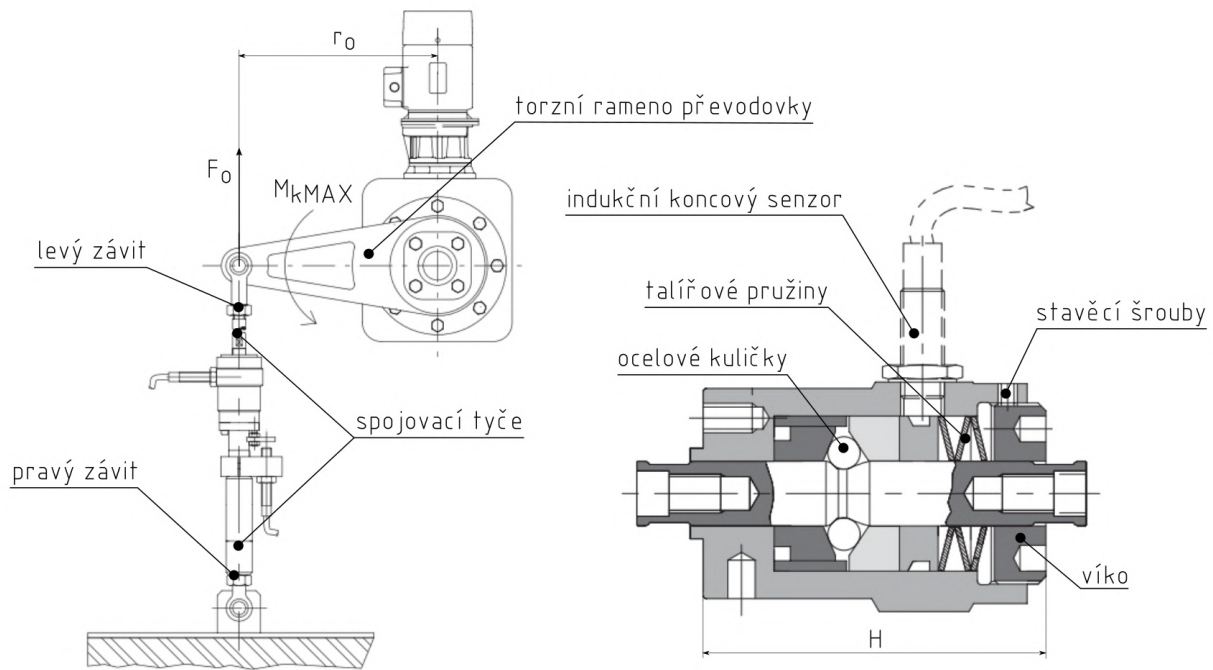
5.2.1. Vypínací síla

Potřebná vypínací síla omezovače je závislá na maximální potřebné síle v lanech, průměru bubnu a délce torzního ramene převodovky. Momentová rovnováha pohonu:

$$\sum M_k = 0 : M_{kMAX} - F_{ot} \cdot r_o = 0 \tag{5.5}$$

$\sum M_k$	součet krouticích momentů
M_{kMAX}	maximální krouticí výstupní moment převodovky
F_{ot}	teoretická vypínací síla omezovače
$r_o = 200 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	délka torzního ramene převodovky

5.2. SILOVÝ OMEZOVAČ



Obrázek 5.2: možná instalace a hlavní části axiálního silového omezovače [24]

$$M_{kMAX} = F_{AMAXt} \cdot \frac{D_b}{2} \quad (5.6)$$

Dosažením z rovnice 5.6 do rovnice 5.5 a vyjádřením F_{ot} :

$$\begin{aligned} F_{ot} &= \frac{F_{AMAXt} \cdot \frac{D_b}{2}}{r_o} = \\ &= \frac{3310 \cdot \frac{160 \cdot 10^{-3}}{2}}{200 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 1323 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.7)$$

5.2.2. Nastavení vypínací síly

Nastavení potřebné síly se realizuje ve dvou krocích. Nejprve je třeba zvolit vhodnou sadu pružin o určité tuhosti. Tím se vymezí rozsah přesnějšího nastavení. V druhém kroku následuje aretace víka (pomocí stavěcích šroubů) v určité vzdálenosti od opačného konce těla omezovače. V talířových pružinách se tak vytváří předpětí ovlivňující výslednou vypínací sílu. Daná vzdálenost pro správnou aretaci je zvolená dle tabulky od výrobce (obr. 5.3).

Z tabulky možných nastavení je zvolena nejbližší vyšší vypínací síla $F_o = 1640 \text{ N}$. K dosažení této síly je třeba použít sadu pružin A7G1 a víko omezovače aretovat ve vzdálenosti $H = 63,5 \text{ mm}$ (obr. 5.2).

DSA 2 [320 ÷ 2850] N		
H (mm)	T1 (A6S1)	T2 (A7G1)
64.5	320	880
64	475	1250
63.5	620	1640
63	755	2030
62.5	870	2430
62	975	2850
61.5	1050	

Obrázek 5.3: nastavení vypínací síly silového omezovače DSA 2 [25]

5.2.3. Navýšení maximální síly v lanech

Vyšší vypínací silou se zvýší také maximální síla v lanech F_{AMAX} . Vyjádřením F_{AMAXt} z rovnice 5.7 vznikne:

$$F_{AMAXt} = \frac{F_{ot} \cdot r_o}{\frac{D_b}{2}} \quad (5.8)$$

Dosazením F_{AMAX} a F_o :

$$\begin{aligned} F_{AMAX} &= \frac{F_o \cdot r_o}{\frac{D_b}{2}} = \\ &= \frac{1640 \cdot 200 \cdot 10^{-3}}{\frac{160 \cdot 10^{-3}}{2}} = \\ &= 4100 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.9)$$

5.3. Výkon motoru

Po navýšení maximální síly v lanech lze vypočítat minimální potřebný výkon motoru.

$$\begin{aligned} P_{MIN} &= F_{AMAX} \cdot v_v = \\ &= 4100 \cdot 0,11 = \\ &= 451 \text{ W} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Zvolený motor o výkonu 550 W je tedy dostačující.

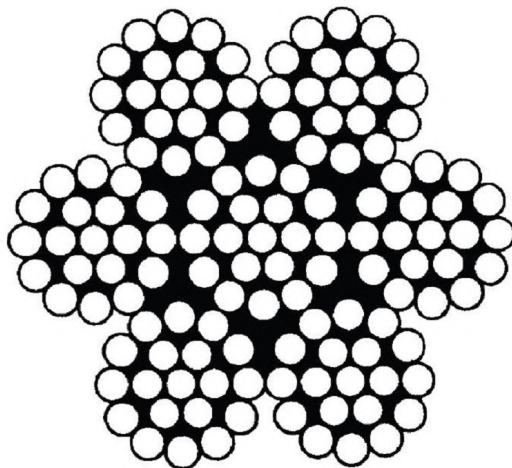
5.4. Ocelová lana

Na základě výpočtu maximální síly v lanech lze zvolit typ lana a jeho průměr. Pro zvýšení bezpečnosti je nutné počítat s možností poškození jednoho z lan. V takovou chvíli musí být i samotné zbylé lano schopné unést maximální síly od pohonu. Tento předpoklad je zanesen do výpočtu v rovnici 5.11.

5.4. OCELOVÁ LANA

5.4.1. Parametry lana

Zvolené nerezové lano DIN 3060 je konstrukce 6x19M-WSC (7x19). Má 7 pramenů po 19 drátech. Duše lana je vyrobena také z nerezů Aisi 316. Počet drátů v laně je 133 (6x19 + duše 1x19). Lano je středně ohebné a snese ohyby přes kladky středních průměrů. Jmenovitá pevnost drátů lana je 1570 MPa.



Obrázek 5.4: ocelové lano DIN 3060 7x19

5.4.2. Volba průměru

Napětí vzniklé při namáhání v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot \frac{F_{AMAX}}{2}}{\pi \cdot \frac{d_{IMIN}^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{AMAX}}{\pi \cdot d_{IMIN}^2} \quad (5.11)$$

$\sigma_t [Pa]$	napětí v tahu
$F [N]$	síla v laně
$S [m^2]$	průřez lana
$d_{IMIN} [m]$	nejmenší průměr lana

Součinitel bezpečnosti:

$$k_l = \frac{\sigma_{jm}}{\sigma_t} = \frac{\sigma_{jm}}{\frac{4 \cdot F_{AMAX}}{\pi \cdot d_{IMIN}^2}} = \frac{\sigma_{jm} \cdot \pi \cdot d_{IMIN}^2}{4 \cdot F_{AMAX}} \quad (5.12)$$

$k_l = 5 [-]$ souč. bezp. pro lana jeřábů a kladkostrojů (lehké zatížení) [23]
 $\sigma_{jm} = 1570 \cdot 10^6 Pa$ jmenovitá pevnost drátů lana udávaná výrobcem

Vyjádřením d_{IMIN} :

$$\begin{aligned} d_{IMIN} &= \sqrt{\frac{4 \cdot F_{AMAX} \cdot k_l}{\pi \cdot \sigma_{jm}}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 4100 \cdot 5}{\pi \cdot 1570 \cdot 10^6}} = \\ &= 4,08 \cdot 10^{-3} m \end{aligned} \quad (5.13)$$

Zvolený průměr lana:

$$d = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (5.14)$$

5.5. Rozměry bubnu

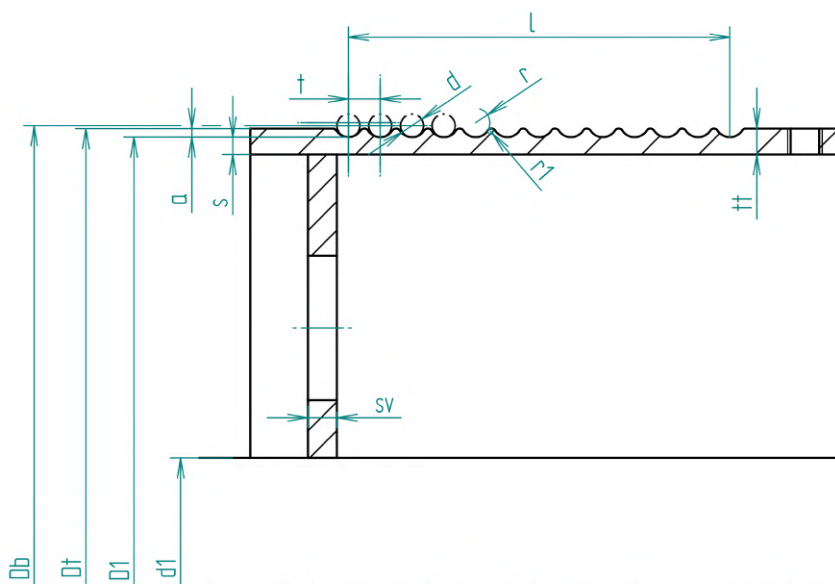
$$\begin{aligned} D_{bMIN} &= d \cdot \alpha_b = \\ &= 5 \cdot 18 = \\ &= 90 \cdot 10^{-3} \text{ m} \end{aligned} \quad (5.15)$$

D_{bMIN} minimální průměr bubnu
 $\alpha_b = 18$ součinitel α pro skupinu jeřábů I [23]

Porovnáním poloměru D_{bMIN} s již dříve zvoleným poloměrem D_b lze potvrdit, že zvolený průměr je dostačující.

$$\begin{aligned} z_{bt} &= \frac{L_l}{\pi \cdot D_b + 3} = \\ &= \frac{5,165}{\pi \cdot 160 \cdot 10^{-3} + 3} = \\ &= 13,28 \end{aligned} \quad (5.16)$$

z_{bt} teoretický počet závitů na bubnu (na jednu stranu)
 $L_l = 5,165 \text{ m}$ délka lana (= výška zdvihu)
 3 volné závity na upevnění lana



Obrázek 5.5: rozměry drážky pro lano

5.6. LOŽISKA HŘÍDELE

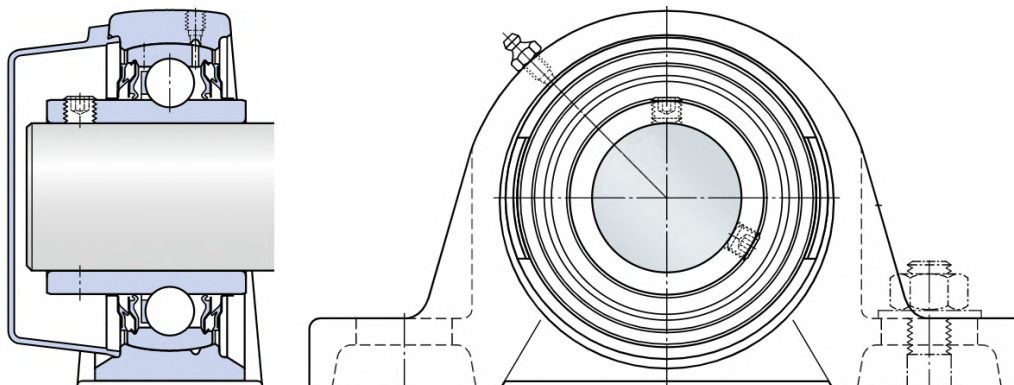
Na základě zvoleného průměru lana, průměru bubnu a známého počtu závitů lze navrhnout plášť bubnu a tvar drážky pro lano. Jako polotovary pro výrobu pláště je volena bežešvá nerezová trubka $\text{Ø}159 \times 6$.

$$\begin{aligned}
 l &= z_b \cdot t = \\
 &= 14 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = \\
 &= 98 \cdot 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{5.17}$$

l	délka závitů lana na bubnu
$z_b = 14$	počet závitů na bubnu (na jednu stranu)
$D_t = 159 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr trubky
$t_t = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	tloušťka stěny trubky
$t = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	stoupání závitů (rozteč lana)
$r = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	poloměr drážky
$r_1 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	zaoblení hrany drážky
$s = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	tloušťka bubnu v pod lanem
$a = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	hloubka drážky
$D_1 = 155 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr bubnu pod lanem
$s_v = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	tloušťka čela bubnu
$d_1 = 45 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr hřídele v místě připojení čela bubnu

5.6. Ložiska hřídele

Pro uložení hřídele na rám stroje byly vybrány ložiskové jednotky SKF SY 45 TR. Jedná se o kombinaci ložiska YAR 209-2RF a domku SY 509 M. Ložisková jednotka umístěná na odlehle straně od motoru je navíc osazena zátkou ECY 209.



Obrázek 5.6: ložisková jednotka SKF SY 45 TR se zátkou ECY 209 [jednotkyskf?]

Tato ložiska umožňují omezené naklápění a při dodržení předepsané tolerance hřídele h7 se jedná o smykové uložení. Polotovarem pro hřídel je tažená kruhová tyč vyráběná v toleranci h9. Její povrch tedy není nutné obrábět a vazbu hřídele v místě ložiska lze považovat za rotačně posuvnou. Na straně připojení motoru musí být hřídel axiálně vedená. K tomu slouží stavěcí šrouby M8, které lze montovat do vnitřního kroužku ložiska. Reálná vazba v místě ložiska u připojení k motoru tedy odpovídá vazbě rotační.

Ložisko je navrhované pro statické radiální zatížení až $21,6 \cdot 10^3 N$ a otáčky 2400 min^{-1} . Parametry ložiska tedy mnohonásobně převyšují výkonové požadavky navrhovaného zařízení. Při dodržení minimálního průměru, který je určený průměrem výstupního hřídele motoru, však výrobce žádné ložisko s nižší únosností nenabízí.

5.7. Návrh pera mezi hřídelem a převodovkou

Výpočet minimální délky pera vychází ze vztahu pro dovolený tlak na bocích drážek v náboji [22].

$$p_D \leq \frac{F_{o3}}{t_1 \cdot (l_{pMIN} - b_p)} \quad (5.18)$$

p_D	dovolený tlak pro jednosměrné zatížení a malé rázy
F_{o3}	tečná síla na obvodu hřídele v místě pera
$t_1 = 3,1 \cdot 10^{-3} m$	hloubka drážky pro pero pro hřídele o průměrech $(38 \div 44) \cdot 10^{-3} m$
l_{pMIN}	minimální délka těsného pera
$b_p = 12 \cdot 10^{-3} m$	šířka pera pro hřídele o průměrech $(38 \div 44) \cdot 10^{-3} m$

Velikost tečné síly F_{o3} na obvodu hřídele v místě připojení k převodovce lze získat z momentové rovnováhy:

$$\sum M_k = 0 : F_{AMAX} \cdot \frac{D_b}{2} + F_{o3} \cdot \frac{d_3}{2} = 0 \quad (5.19)$$

Vyjádřením F_{o3} :

$$F_{o3} = \frac{F_{AMAX} \cdot \frac{D_b}{2}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{F_{AMAX} \cdot D_b}{d_3} \quad (5.20)$$

Pro dovolený tlak na bocích drážek v náboji pro jednosměrné zatížení a malé rázy platí vztah [22]:

$$p_D = 0,7 \cdot p_0 \quad (5.21)$$

$p_0 = 150 \cdot 10^6 Pa$ základní hodnota tlaku pro náboj z oceli

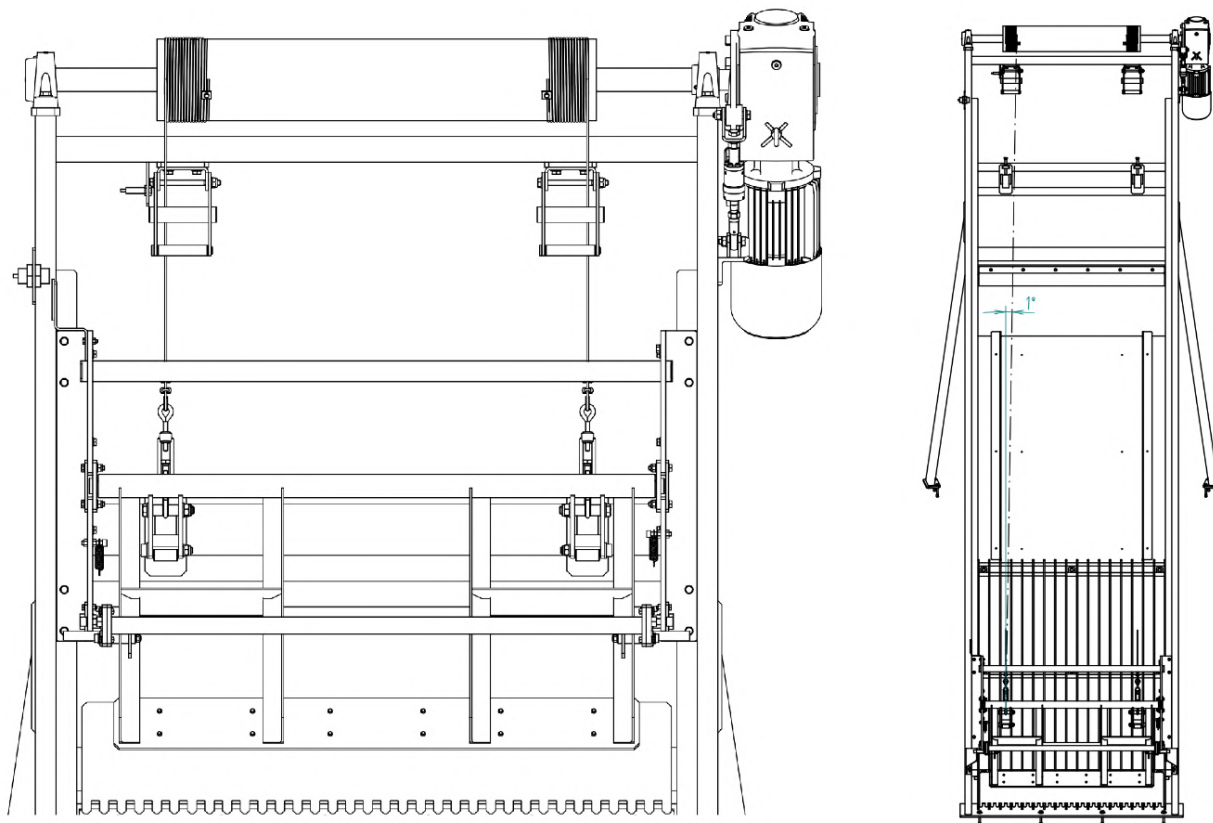
Vyjádřením l_{pMIN} z rovnice 5.18:

$$\begin{aligned} l_{pMIN} &= \frac{F_{o3}}{t_1 \cdot p_D} + b_p = \\ &= \frac{F_{AMAX} \cdot D_b}{t_1 \cdot (0,7 \cdot p_0)} + b_p = \\ &= \frac{\frac{4100 \cdot 160 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 10^{-3}}}{3,1 \cdot 10^{-3} \cdot (0,7 \cdot 150 \cdot 10^6)} + 12 \cdot 10^{-3} = \\ &= 62,38 \cdot 10^{-3} m \end{aligned} \quad (5.22)$$

Z řady vyráběných per dle ČSN 02 2562 zvolena délka pera $l_p = 70 \cdot 10^{-3} m$

5.8. Kontrola úhlu náběhu lana

Správné navíjení lana na buben je závislé na úhlu náběhu. Jako maximální přípustný úhel, který nesmí být překročený v žádné fázi chodu zařízení, je uváděna hodnota 4° [23]. Zařízení je navrženo tak, že náběhový úhel v horní poloze je $\delta_0 = 0^\circ$. Reálný úhel náběhu ve spodní poloze je možné změřit ve výkresu a dosahuje hodnoty $\delta_1 = 1^\circ$, což je vyhovující.



Obrázek 5.7: Úhel náběhu lana na buben v mezních polohách vozíku

6. Pevnostní výpočet bubnu

Lanový buben je tvořen svarkem hřídele, čely bubnu a pláštěm vlastního bubnu. Pro zjednodušení je analytický pevnostní výpočet bubnu rozdělený na dvě části. První část se věnuje samotné hřídeli, která bubnem prochází, a druhou částí je výpočet samotného pláště bubnu.

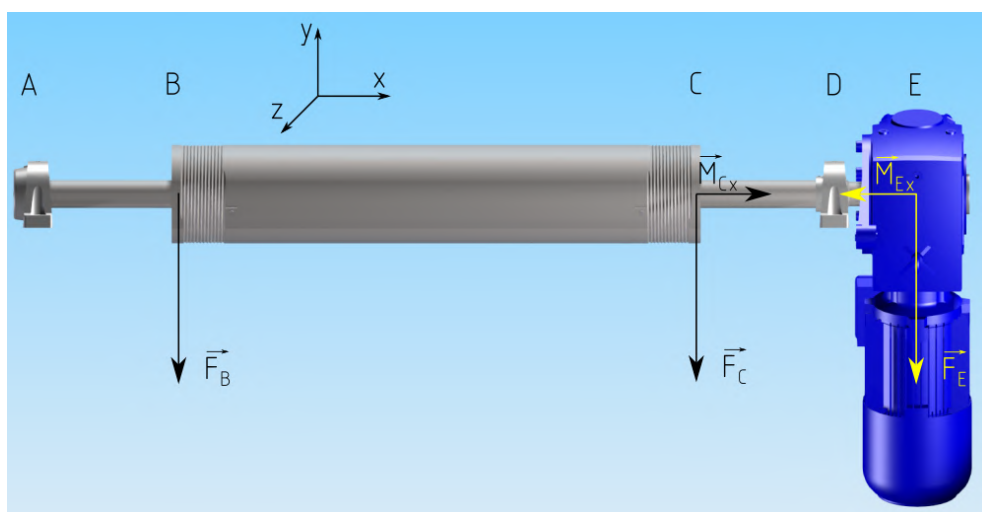
6.1. Hřídel

Polotovarem pro výrobu hřídele je kruhová tyč o průměru $45 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Na straně připojení k motoru je obrobena na průměr $40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ a je v ní vyfrézována drážka pro pero.

Cílem této kapitoly bude zjistit maximální průhyby hřídele, redukováná napětí v kritických místech a bezpečnost vůči mezi únavy.

6.1.1. Zatížení a podpory

Hřídel je na dvou místech uložená v ložiskových jednotkách. Konstrukce ložiska dovoluje omezené naklápění a na straně motoru (vazba D , obr. 6.1) je hřídel v ložisku axiálně zajištěna pomocí stavěcích šroubů. V rámci 3-D úlohy tedy tuto vazbu reprezentuje vazba sférická. Na opačné straně (vazba A) je použito stejné ložisko, ale stavěcí šrouby nejsou využité. Při dodržení předepsaných rozměrových tolerancí hřídele (kapitola 5.6) se jedná o smykové uložení. Tato vazba je tedy sféricko-posuvná. Motor zatěžuje hřídel svojí tíhovou silou a kroutícím momentem (bod E). Od bubnu působí dvě stejně velké síly v místech připojení čel bubnu (body B a C) a jejich součet se rovná součtu sil v lanech. Bod C v této úloze funguje zároveň jako vazba, která zabraňuje natočení ve směru osy x a zachytává tak kroutící moment od motoru. Zde se jedná o další zjednodušení. Čelo bubnu na opačné straně (bod B) je k hřídeli také přivařeno a určitý kroutící moment přenáší, ale vzhledem k velikosti ostatních zatížení je tento moment zanedbatelný. Stejně tak od čel ve skutečnosti působí ohybový moment, jehož působením se snižuje výsledný průhyb. Jeho zanedbáním tedy budou ve srovnání se skutečností vycházet horší výsledky.



Obrázek 6.1: Podpory a zatížení hřídele

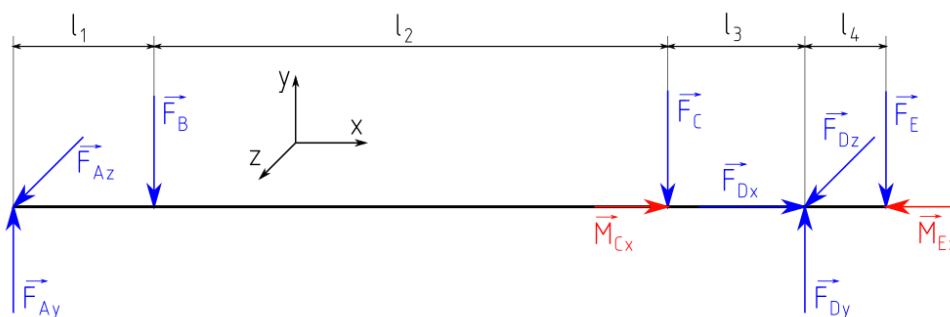
6.1. HRÍDEL

6.1.2. Kinematický rozbor

$$i_h = i_v - \sum \xi_j + \eta = i_v - (\xi_A + \xi_D + \xi_E) + \eta = 6 - (3 + 2 + 1) + 0 = 0^\circ \quad (6.1)$$

i_h	počet stupňů volnosti tělesa (hřídele)
i_v	počet stupňů volnosti volného tělesa
$\sum \xi_j$	počet stupňů volnosti odebraných vazbami
$\xi_A = 3$	počet stupňů volnosti odebraných vazbou A
$\xi_D = 2$	počet stupňů volnosti odebraných vazbou D
$\xi_E = 1$	počet stupňů volnosti odebraných vazbou E
η	počet omezených deformačních parametrů

6.1.3. Uvolnění soustavy



Obrázek 6.2: Uvolnění soustavy

F_{Ay}, F_{Az}	reakční síly ve vazbě A
F_B, F_C	síly od lan
M_{Cx}	kroučící moment od vazby C
F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Dz}	reakční síly ve vazbě D
F_E	tíhová síla od převodového motoru
M_{Ex}	výstupní moment převodovky
$l_1 = 228 \cdot 10^{-3} m$	vzálenost viz. obr. 6.2
$l_2 = 825 \cdot 10^{-3} m$	vzálenost viz. obr. 6.2
$l_3 = 228 \cdot 10^{-3} m$	vzálenost viz. obr. 6.2
$l_4 = 133 \cdot 10^{-3} m$	vzálenost viz. obr. 6.2

$$F_B = F_C = \frac{F_{AMAX}}{2} = \frac{4100}{2} = 2050 N \quad (6.2)$$

$$F_E = m_m \cdot g = m_m \cdot g = 40 \cdot 9,81 = 392 N \quad (6.3)$$

$$M_{Ex} = F_{AMAX} \cdot \frac{D_b}{2} = 4100 \cdot \frac{160 \cdot 10^{-3}}{2} = 328 Nm \quad (6.4)$$

6.1.4. Statický rozbor

$$NP = \{F_{Ay}, F_{Az}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Dz}, M_{Cx}\} \quad (6.5)$$

$$\mu_F = 5, \quad \mu_M = 1, \quad \mu_r = 0, \quad \mu_5 = \mu_F + \mu_M + \mu_r = 6 \quad (6.6)$$

NP	množina neznámých parametrů
μ_F	počet silových nezávislých parametrů
μ_M	počet momentových nezávislých parametrů
μ_r	počet nezávislých parametrů polohy
μ	počet nezávislých parametrů

$$\nu_F = 3, \quad \nu_M = 3, \quad \nu = \nu_F + \nu_M = 6 \quad (6.7)$$

ν_F	počet statických podmínek silových
ν_M	počet statických podmínek momentových
ν	počet nezávislých podmínek (obecná prostorová silová soustava)

Ověření nutné podmínky statické určitosti:

$$\begin{aligned} \mu &= \nu \\ 6 &= 6 \end{aligned} \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} \mu_M + \mu_r &\leq \nu_M \\ 1 + 0 &< 6 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Nutná podmínka statické určitosti je splněna a má smysl pokračovat ve statickém řešení.

6.1.5. Rovnice statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 : F_{Dx} = 0 \quad (6.10)$$

$$\sum F_y = 0 : F_{Ay} - F_B - F_C + F_{Dy} - F_E = 0 \quad (6.11)$$

$$\sum F_z = 0 : F_{Az} + F_{Dz} = 0 \quad (6.12)$$

$$\sum M_{Ax} = 0 : M_{Cx} - M_{Ex} = 0 \quad (6.13)$$

$$\sum M_{Ay} = 0 : -F_{Dz} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (6.14)$$

$$\sum M_{Bz} = 0 : -F_{Ay} \cdot l_1 - F_C \cdot l_2 + F_{Dy} \cdot (l_2 + l_3) - F_E \cdot (l_2 + l_3 + l_4) = 0 \quad (6.15)$$

6.1. HRÍDEL

Vyřešením rovnic statické rovnováhy lze získat množinu neznámých parametrů:

$$F_{Dx} = 0 \quad (6.16)$$

$$F_{Ay} = \frac{F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_C \cdot l_3 - F_E \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (6.17)$$

$$F_{Az} = 0 \quad (6.18)$$

$$F_{Dy} = \frac{F_E \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_C \cdot (l_1 + l_2) + F_B \cdot l_1}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (6.19)$$

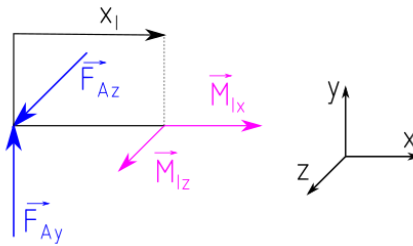
$$F_{Dz} = 0 \quad (6.20)$$

$$M_{Cx} = M_{Ex} \quad (6.21)$$

6.1.6. Výsledné vnitřní účinky

Pro výpočty napětí a průhybů je potřeba zjistit průběh ohybového a krouticího momentu v závislosti na ose x .

Úsek I: $x \in (0; l_1)$



Obrázek 6.3: Úsek I

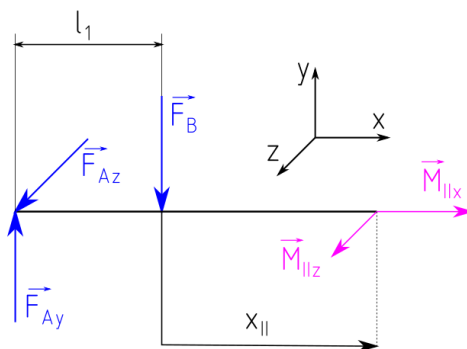
$$M_{Ix} = 0 \quad (6.22)$$

$$M_{Iz} = F_{Ay} \cdot x_I = \left(\frac{F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_C \cdot l_3 - F_E \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3} \right) \cdot x_I \quad (6.23)$$

Úsek II: $x \in (0; l_2)$

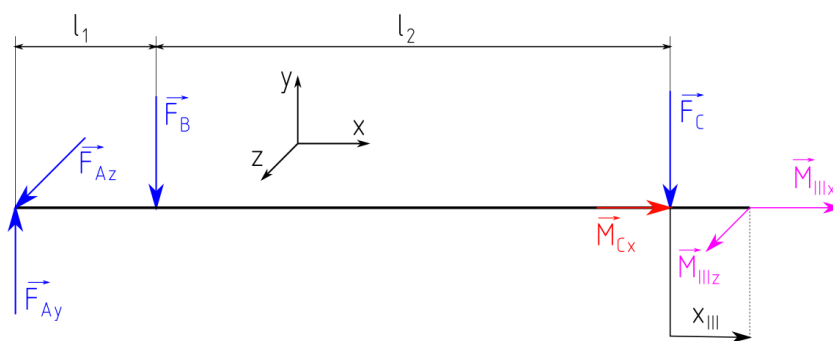
$$M_{IIx} = 0 \quad (6.24)$$

$$\begin{aligned} M_{IIz} &= F_{Ay} \cdot (x_{II} + l_1) - F_B \cdot x_{II} = \\ &= \left(\frac{F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_C \cdot l_3 - F_E \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3} \right) \cdot (x_{II} + l_1) - F_B \cdot x_{II} \end{aligned} \quad (6.25)$$



Obrázek 6.4: Úsek II

Úsek III: $x \in (0; l_3)$



Obrázek 6.5: Úsek III

$$M_{IIIx} = -M_{Cx} \quad (6.26)$$

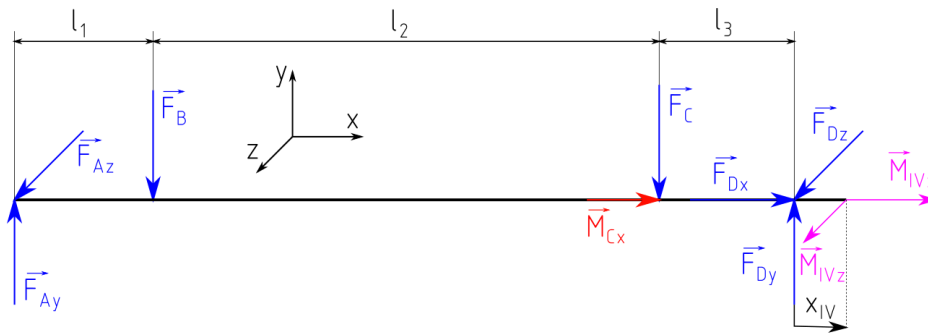
$$\begin{aligned} M_{IIIz} &= F_{Ay} \cdot (x_{III} + l_2 + l_1) - F_B \cdot (x_{III} + l_2) - F_C \cdot x_{III} = \\ &= \left(\frac{F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_C \cdot l_3 - F_E \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3} \right) \cdot (x_{III} + l_2 + l_1) - F_B \cdot (x_{III} + l_2) - F_C \cdot x_{III} \end{aligned} \quad (6.27)$$

Úsek IV: $x \in (l_1 + l_2 + l_3; l_1 + l_2 + l_3 + l_4)$

$$M_{IVx} = -M_{Cx} \quad (6.28)$$

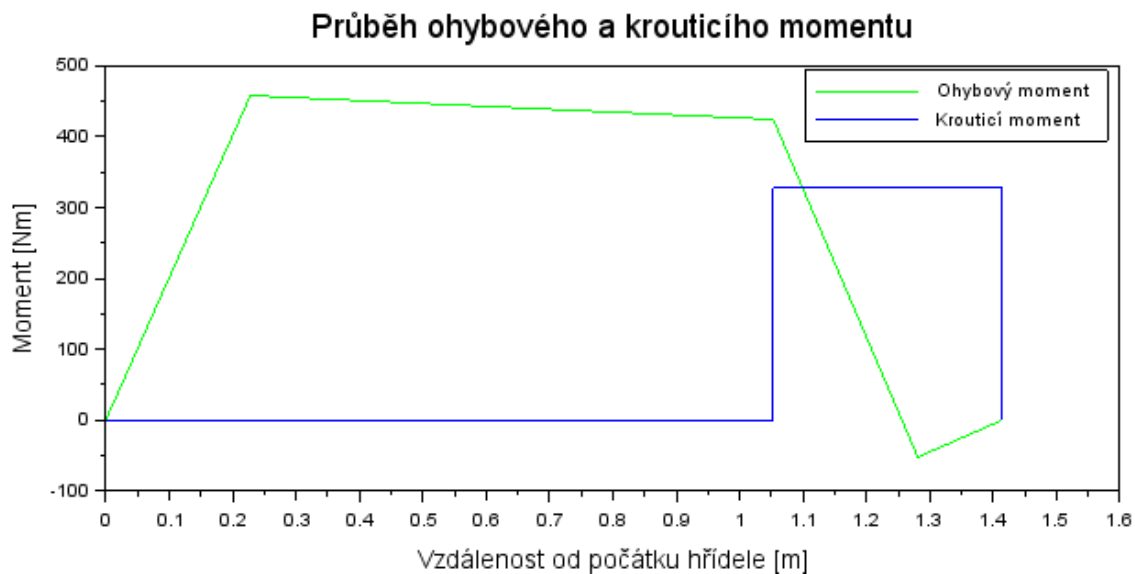
$$\begin{aligned} M_{IVz} &= F_{Ay} \cdot (x_{IV} + l_3 + l_2 + l_1) - F_B \cdot (x_{IV} + l_3 + l_2) - F_C \cdot (x_{IV} + l_3) + F_D \cdot x_{IV} = \\ &= \left(\frac{F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_C \cdot l_3 - F_E \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3} \right) \cdot (x_{IV} + l_3 + l_2 + l_1) - F_B \cdot (x_{IV} + l_3 + l_2) - \\ &- F_C \cdot (x_{IV} + l_3) + \left(\frac{F_E \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_C \cdot (l_1 + l_2) + F_B \cdot l_1}{l_1 + l_2 + l_3} \right) \cdot x_{IV} \end{aligned} \quad (6.29)$$

6.1. HRÍDEL



Obrázek 6.6: Úsek IV

Průběh ohybového (M_z) a krouticího (M_x) momentu lze zobrazit pomocí programu Scilab.



Obrázek 6.7: Graf vytvořený v programu Scilab

6.1.7. Napětí od vnitřních účinků

Na základě VVÚ a průřezových charakteristik lze dopočítat maximální napětí v průřezu zvláště pro napětí od ohybového a krouticího momentu.

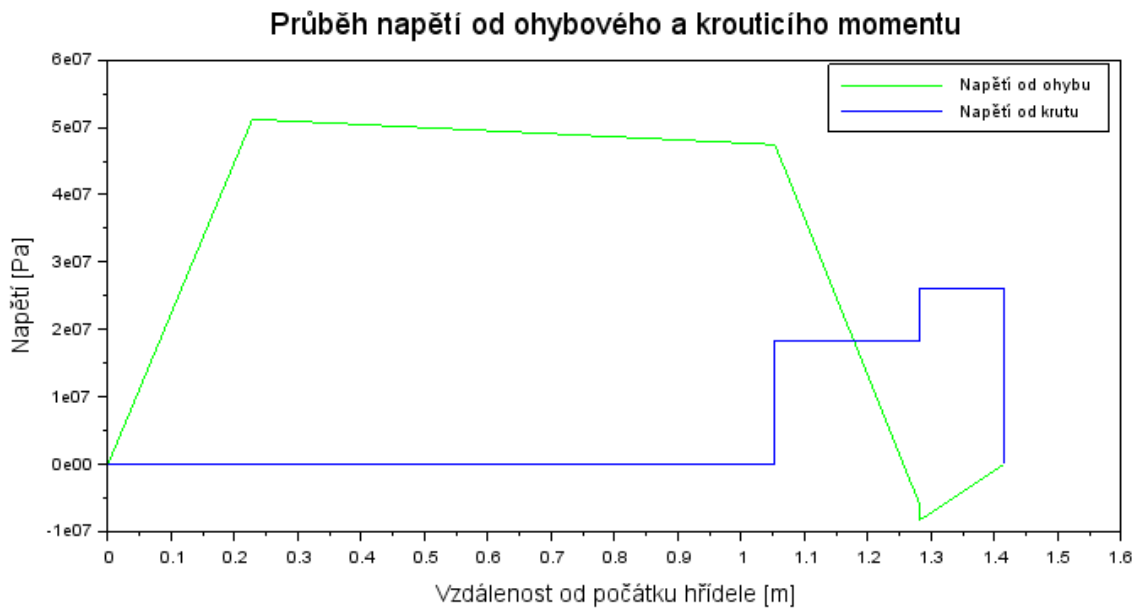
Napětí od ohybového momentu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (6.30)$$

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{Iz}}{W_{oI}}, \quad \sigma_{oII} = \frac{M_{IIz}}{W_{oII}}, \quad \sigma_{oIII} = \frac{M_{IIIz}}{W_{oIII}}, \quad \sigma_{oIV} = \frac{M_{IVz}}{W_{oIV}} \quad (6.31)$$

$$W_o = \frac{J_z}{c} \quad (6.32)$$

$$W_{oI} = \frac{J_{zI}}{c_I} = \frac{\frac{\pi \cdot D_1^4}{64}}{\frac{D_1}{2}} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32}, \quad W_{oII} = \frac{\pi \cdot D_2^3}{32}, \quad W_{oIII} = \frac{\pi \cdot D_3^3}{32}, \quad W_{oIV} = \frac{\pi \cdot D_4^3}{32} \quad (6.33)$$



Obrázek 6.8: Graf vytvořený v programu Scilab

σ_o	napětí od ohybového momentu
M_o	ohybový moment
W_o	modul průřezu v ohybu
$J_{zI} = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64}$	osový kvadratický moment průřezu vzhledem k ose z
$c = y_{MAX} = \frac{D}{2}$	vzdálenost ke střednici
$D_1 = D_2 = D_3$	průměr hřídele v daném úseku
$D_4 = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr hřídele v úseku IV

Napětí od krouticího momentu

$$\tau_k = \frac{M_k \cdot r}{J_p} \quad (6.34)$$

$$\tau_{kI} = \frac{M_{Ix} \cdot \frac{D_1}{2}}{J_{pI}}, \quad \tau_{kII} = \frac{M_{IIx} \cdot \frac{D_2}{2}}{J_{pII}}, \quad \tau_{kIII} = \frac{M_{IIIx} \cdot \frac{D_3}{2}}{J_{pIII}}, \quad \tau_{kIV} = \frac{M_{IVx} \cdot \frac{D_4}{2}}{J_{pIV}} \quad (6.35)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (6.36)$$

$$J_{pI} = \frac{\pi \cdot D_1^4}{32}, \quad J_{pII} = \frac{\pi \cdot D_2^4}{32}, \quad J_{pIII} = \frac{\pi \cdot D_3^4}{32}, \quad J_{pIV} = \frac{\pi \cdot D_4^4}{32} \quad (6.37)$$

τ_k	napětí od krouticího momentu
M_k	krouticí moment
r	poloměr hřídele
J_p	polární kvadratický moment průřezu

6.1.8. Redukované napětí

V místech současného působení ohybových a krouticích momentů je třeba vypočítat redukovaná napětí. Jako podmínka pevnosti byla zvolena podmínka HMM.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (6.38)$$

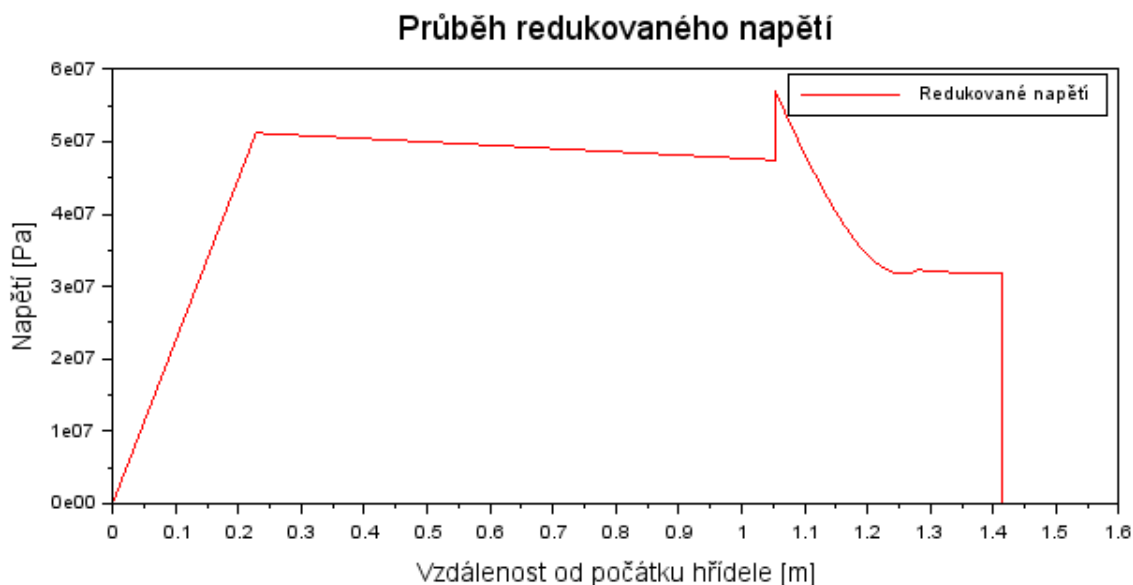
Dosažením z rovnic 6.31 a 6.35 do rovnice 6.38:

$$\sigma_{redI} = \sqrt{\sigma_{oI}^2 + 3 \cdot \tau_{kI}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{Iz}}{W_{oI}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{Ix} \cdot \frac{D_1}{2}}{J_{pI}}\right)^2} \quad (6.39)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\left(\frac{M_{IIz}}{W_{oII}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{IIx} \cdot \frac{D_2}{2}}{J_{pII}}\right)^2} \quad (6.40)$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\left(\frac{M_{IIIz}}{W_{oIII}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{IIIx} \cdot \frac{D_3}{2}}{J_{pIII}}\right)^2} \quad (6.41)$$

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{\left(\frac{M_{IVz}}{W_{oIV}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{IVx} \cdot \frac{D_4}{2}}{J_{pIV}}\right)^2} \quad (6.42)$$



Obrázek 6.9: Graf vytvořený v programu Scilab

6.1.9. Bezpečnost vůči mezi únavy

Na základě předchozích výpočtů lze ve vybraných kritických místech součásti vypočítat bezpečnost vůči mezi únavy. Jako kritická místa byly vyhodnoceny spoje čel bubnu a hřídele (body *B* a *C* viz. obr. 6.1) a osazení v místě připoje k motoru (vazba *D*).

Bezpečnost v bodě B

Mez únavy materiálu je závislá na mezi pevnosti v tahu [22].

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m \quad (6.43)$$

$$\begin{array}{ll} \sigma_{Co} & \text{mez únavy} \\ R_m = 520 \cdot 10^6 \text{ Pa} & \text{mez pevnosti v tahu} \end{array}$$

$$k_a = 4,51 \cdot (R_m \cdot 10^{-6})^{-0,265} = 0,86 [-] \quad (6.44)$$

$$k_b = 1,24 \cdot D_1^{-0,107} = 1,73 [-] \quad (6.45)$$

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 317 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (6.46)$$

$$\begin{array}{ll} \sigma'_{CoB} & \text{korigovaná mez únavy v bodě B (Marinova rovnice)} \\ k_a & \text{souč. vlivu jakosti povrchu (tažení za studena)} \\ k_b & \text{souč. vlivu velikosti tělesa} \\ k_c = 1 [-] & \text{souč. vlivu způsobu zatěžování (ohyb za rotace)} \\ k_d = 1 [-] & \text{souč. vlivu teploty (do 50° C)} \\ k_e = 0,814 [-] & \text{souč. spolehlivosti (spolehlivost 99\%)} \end{array}$$

Dosažením z rovnic 6.23 a 6.33 do rovnice 6.31 lze získat hodnotu maximálního napětí od ohybu v bodě B:

$$\begin{aligned} \sigma_{oB} &= \sigma_{oI}(x_I = l_1) = \\ &= \frac{M_{Iz}(x_I = l_1)}{W_{oI}} = \\ &= \frac{\left(\frac{F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_C \cdot l_3 - F_E \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3} \right) \cdot l_1}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{32}} = \\ &= \frac{\left(\frac{2050 \cdot (825 \cdot 10^{-3} + 228 \cdot 10^{-3}) + 2050 \cdot 228 \cdot 10^{-3} - 392,4 \cdot 133 \cdot 10^{-3}}{228 \cdot 10^{-3} + 825 \cdot 10^{-3} + 228 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot 228 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (45 \cdot 10^{-3})^3}{32}} = \\ &= 51,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (6.47)$$

Bezpečnost v bodě B se rovná podílu hodnoty korigované meze únavy a maximálního napětí od ohybu.

$$k_{CoB} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{oB}} = \frac{317}{51,2} = 6,2 [-] \quad (6.48)$$

6.1. HRÁDEL

Bezpečnost v bodě C

Dosazením z rovnic 6.23 a 6.33 do rovnice 6.31 lze získat hodnotu maximálního napětí od ohybu v bodě C:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{oC} &= \sigma_{oIII}(x_{III} = 0) = \\
 &= \frac{M_{IIIz}(x_{III} = 0)}{W_{oIII}} = \\
 &= \frac{\left(\frac{F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_C \cdot l_3 - F_E \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3} \right) \cdot (l_2 + l_1) - F_B \cdot l_2}{\frac{\pi \cdot D_3^3}{32}} = \\
 &= \frac{\left(\frac{2050 \cdot (825 \cdot 10^{-3} + 228 \cdot 10^{-3}) + 2050 \cdot 228 \cdot 10^{-3} - 392,4 \cdot 133 \cdot 10^{-3}}{228 \cdot 10^{-3} + 825 \cdot 10^{-3} + 228 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot (825 \cdot 10^{-3} + 228 \cdot 10^{-3})}{\frac{\pi \cdot (45 \cdot 10^{-3})^3}{32}} = \\
 &= \frac{2050 \cdot 825 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (45 \cdot 10^{-3})^3}{32}} = \\
 &= 47,5 \cdot 10^6 Pa
 \end{aligned} \tag{6.49}$$

Dosazením z rovnic 6.26 a 6.37 do rovnice 6.35 lze získat hodnotu maximálního napětí od krutu v bodě C:

$$\begin{aligned}
 \tau_{kC} &= \tau_{kIII}(x_{III} = 0) = \\
 &= \frac{M_{IIIx}(x_{III} = 0) \cdot \frac{D_1}{2}}{J_{pIII}} = \\
 &= \frac{M_{Cx} \cdot \frac{D_1}{2}}{J_{pIII}} = \\
 &= \frac{328 \cdot \frac{45 \cdot 10^{-3}}{2}}{4,025 \cdot 10^{-7}} = \\
 &= 18,3 \cdot 10^6 Pa
 \end{aligned} \tag{6.50}$$

Dosazením do rovnice 6.38:

$$\sigma_{redC} = \sqrt{\sigma_{oC}^2 + 3 \cdot \tau_{kC}^2} = \sqrt{47,5^2 + 3 \cdot 18,3^2} = 57,1 \cdot 10^6 Pa \tag{6.51}$$

Bezpečnost v bodě C se rovná podílu hodnoty korigované meze únavy a redukovaného napětí.

$$k_{CoC} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{redC}} = \frac{317}{57,1} = 5,6 [-] \tag{6.52}$$

Bezpečnost v bodě D

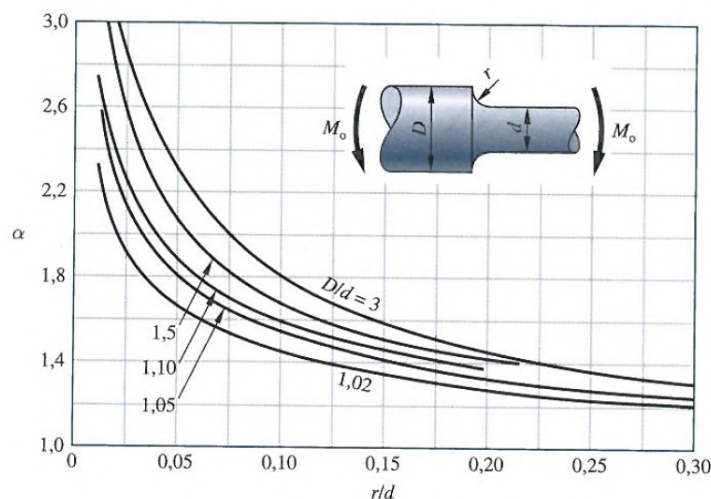
Dosažením z rovnic 6.23 a 6.33 do rovnice 6.31 lze získat hodnotu nominálního napětí od ohybu v bodě D :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{oDnom} &= \sigma_{oIV}(x_{IV} = 0) = \\
 &= \frac{M_{IVz}(x_{IV} = 0)}{W_{oIV}} = \\
 &= \frac{-F_C \cdot l_3}{\frac{\pi \cdot D_4^3}{32}} = \\
 &= \frac{-2050 \cdot 228 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (40 \cdot 10^{-3})^3}{32}} = \\
 &= -8,3 \cdot 10^6 \text{ Pa}
 \end{aligned} \tag{6.53}$$

Dosažením z rovnic 6.26 a 6.37 do rovnice 6.35 lze získat hodnotu nominálního napětí od krutu v bodě D :

$$\begin{aligned}
 \tau_{kDnom} &= \tau_{kIV}(x_{IV} = 0) = \\
 &= \frac{M_{IVx}(x_{IV} = 0) \cdot \frac{D_1}{2}}{J_{pIV}} = \\
 &= \frac{M_{Cx} \cdot \frac{D_1}{2}}{J_{pIV}} = \\
 &= \frac{328 \cdot \frac{45 \cdot 10^{-3}}{2}}{2,51 \cdot 10^{-7}} = \\
 &= 26,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}
 \end{aligned} \tag{6.54}$$

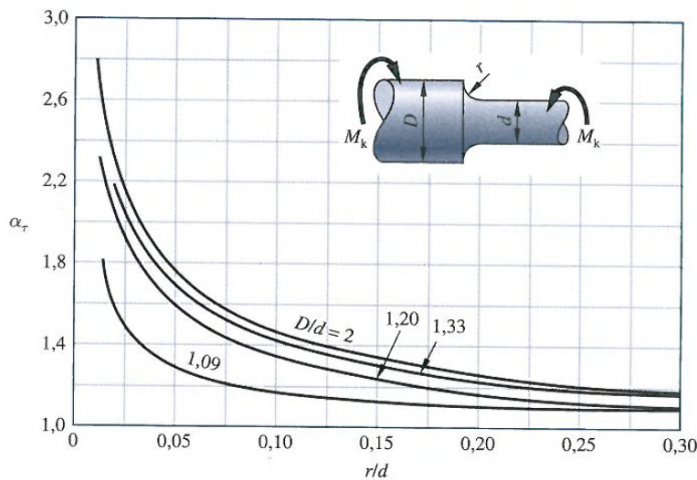
V bodě D se nachází osazení a pro získání hodnot maximálních napětí od ohybu a krutu je třeba vynásobit hodnoty nominálních napětí příslušnými součiniteli tvaru.



Obrázek 6.10: Součinitel tvaru pro ohyb [22]

$$\frac{D}{d} = \frac{D_3}{D_4} = \frac{45}{40} = 1,125 [-] \tag{6.55}$$

6.1. HRÍDEL



Obrázek 6.11: Součinitel tvaru pro krut [22]

$$\frac{r}{d} = \frac{r}{D_4} = \frac{2}{40} = 0,05 [-] \quad (6.56)$$

$$\sigma_{oD} = \sigma_{oDnom} \cdot \alpha_{oD} = -8,3 \cdot 1,99 = -16,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (6.57)$$

$$\tau_{kD} = \tau_{kDnom} \cdot \alpha_{kD} = 26,1 \cdot 1,39 = 36,3 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (6.58)$$

$$\alpha_{oD} = 1,99 [-] \quad \text{součinitel tvaru pro ohyb (obr. 6.10)}$$

$$\alpha_{kD} = 1,39 [-] \quad \text{součinitel tvaru pro krut (obr. 6.11)}$$

Dosažením do rovnice 6.38:

$$\sigma_{redD} = \sqrt{\sigma_{oD}^2 + 3 \cdot \tau_{kD}^2} = \sqrt{(-16,5)^2 + 3 \cdot 36,3^2} = 65 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (6.59)$$

Bezpečnost v bodě *C* se rovná podílu hodnoty korigované meze únavy a redukovaného napětí.

$$k_{CoD} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{redD}} = \frac{317}{65} = 4,9 [-] \quad (6.60)$$

Zhodnocení výsledků únavových výpočtů

Oblast osazení mezi motorem a ložiskem je tedy nejkritičtější a bezpečnost pro tuto oblast dosahuje hodnoty $k_{CoD} = 4,9 [-]$. Přijatelná bezpečnost by mohla být bezpochyby i nižší. Průměr hřídele pohonu však nelze zmenšit, jelikož dutá výstupní hřídel převodovky není dodávána v menším průměru než $D_4 = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

6.1.10. Průhyb

Místo s maximálním průhybem se nachází mezi čely bubnu. Na posun samotného pláště bubnu však nemá žádný vliv. Pro tento výpočet jsou tedy zajímavé pouze průhyby v místech připojení čel bubnu (body *B* a *C* obr. 6.2). Průhyb v konkrétním místě hřídele lze spočítat pomocí Castiglianovy věty.

$$w_i = \frac{\partial W}{\partial F_i} = \int \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \left(M_o \cdot \frac{\partial M_o}{\partial F_i} \right) dx \quad (6.61)$$

$F_i [N]$	síla působící v šetřeném bodě
$w_i [m]$	posuv působitelé síly F_i ve směru jejího působení
$\frac{\partial W}{\partial F_i}$	parciální derivace celkové energie napjatosti podle síly F_i
$E = 193 \cdot 10^9 Pa$	modul pružnosti v tahu pro nerezavějící ocel
$\frac{\partial M_o}{\partial F_i}$	parciální derivace ohybového momentu půs. v šetřeném bodě podle síly F_i

Parciální derivace ohybových momentů

Pro výpočet průhybu je třeba nejprve zjistit parciální derivace ohybových momentů na všech úsecích hřídele podle příslušných sil působících v šetřených bodech. Těchto je celkem 8 a lze je získat z rovnic 6.23, 6.25, 6.27 a 6.29.

$$\frac{\partial M_{Iz}}{\partial F_B} = \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot x_I \quad (6.62)$$

$$\frac{\partial M_{IIz}}{\partial F_B} = \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot (x_{II} + l_1) - x_{II} \quad (6.63)$$

$$\frac{\partial M_{IIIz}}{\partial F_B} = \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot (x_{III} + l_2 + l_1) - (x_{III} + l_2) \quad (6.64)$$

$$\frac{\partial M_{IVz}}{\partial F_B} = \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot (x_{IV} + l_3 + l_2 + l_1) - (x_{IV} + l_3 + l_2) + \frac{l_1}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot x_{IV} \quad (6.65)$$

$$\frac{\partial M_{Iz}}{\partial F_C} = \frac{l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot x_I \quad (6.66)$$

$$\frac{\partial M_{IIz}}{\partial F_C} = \frac{l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot (x_{II} + l_1) \quad (6.67)$$

$$\frac{\partial M_{IIIz}}{\partial F_C} = \frac{l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot (x_{III} + l_2 + l_1) - x_{III} \quad (6.68)$$

$$\frac{\partial M_{IVz}}{\partial F_C} = \frac{l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot (x_{IV} + l_3 + l_2 + l_1) - (x_{IV} + l_3) + \frac{l_1 + l_2}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot x_{IV} \quad (6.69)$$

Průhyb v bodě B

Dosazením z rovnic 6.23, 6.25, 6.27, 6.29, 6.62, 6.63, 6.64 a 6.65 do rovnice 6.61:

$$\begin{aligned} w_B &= \int_0^{l_1} \frac{M_{Iz}}{E \cdot J_{zI}} \cdot \frac{\partial M_{Iz}}{\partial F_B} dx_I + \int_0^{l_2} \frac{M_{IIz}}{E \cdot J_{zII}} \cdot \frac{\partial M_{IIz}}{\partial F_B} dx_{II} + \\ &+ \int_0^{l_3} \frac{M_{IIIz}}{E \cdot J_{zIII}} \cdot \frac{\partial M_{IIIz}}{\partial F_B} dx_{III} + \int_0^{l_4} \frac{M_{IVz}}{E \cdot J_{zIV}} \cdot \frac{\partial M_{IVz}}{\partial F_B} dx_{IV} = \\ &= 0,168 \cdot 10^{-3} + 1,1 \cdot 10^{-3} + 0 \cdot 10^{-3} + 0 \cdot 10^{-3} = \\ &= 1,28 \cdot 10^{-3} m \end{aligned} \quad (6.70)$$

6.2. PLÁŠŤ BUBNU

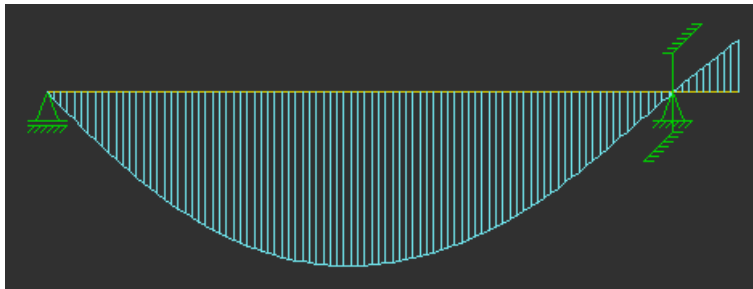
Průhyb v bodě C

Dosazením z rovnic 6.23, 6.25, 6.27, 6.29, 6.66, 6.67, 6.68 a 6.69 do rovnice 6.61:

$$\begin{aligned}w_C &= \int_0^{l_1} \frac{M_{Iz}}{E \cdot J_{zI}} \cdot \frac{\partial M_{Iz}}{\partial F_C} dx_I + \int_0^{l_2} \frac{M_{IIz}}{E \cdot J_{zII}} \cdot \frac{\partial M_{IIz}}{\partial F_C} dx_{II} + \\ &+ \int_0^{l_3} \frac{M_{Iz}}{E \cdot J_{zIII}} \cdot \frac{\partial M_{IIIz}}{\partial F_C} dx_{III} + \int_0^{l_4} \frac{M_{IVz}}{E \cdot J_{zIV}} \cdot \frac{\partial M_{IVz}}{\partial F_C} dx_{IV} = \\ &= 0 \cdot 10^{-3} + 1,06 \cdot 10^{-3} + 0,15 \cdot 10^{-3} + 0 \cdot 10^{-3} = \\ &= 1,24 \cdot 10^{-3} m\end{aligned}\tag{6.71}$$

Zhodnocení

Poslední krok výpočtu integrálu je vyřešený programem Scilab. Maximální průhyb je tedy v bodě B a při maximálním havarijním zatížení dosahuje hodnoty $1,28 \cdot 10^{-3} m$. S uvážením předpokladu nižších reálných průhybů (viz. kapitola 6.1.1) jde o přijatelný výsledek.



Obrázek 6.12: Průhyb hřídele

Celý statický výpočet hřídele byl zadaný do výpočtového modulu programu VariCAD. Kromě ověření správnosti výpočtů byl získaný také průběh posunutí hřídele od ohybového momentu na celé její délce 6.12.

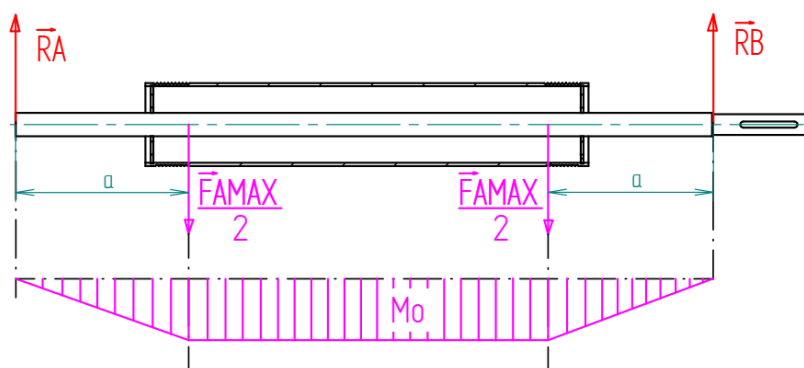
6.2. Plášť bubnu

Maximální napětí v materiálu bubnu se rovná redukovanému napětí, které je tvořené třemi složkami. Napětím v ohybu, v krutu a od vnějšího přetlaku.

6.2.1. Napětí v ohybu

$$M_o = \frac{F_{AMAX}}{2} \cdot a\tag{6.72}$$

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s\tag{6.73}$$



Obrázek 6.13: Ohybový moment

$$\begin{aligned}
 \sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} = \\
 &= \frac{\frac{F_{AMAX}}{2} \cdot a}{0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s} = \\
 &= \frac{\frac{4100}{2} \cdot 330 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot (155 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = \\
 &= 9,3 \cdot 10^6 Pa
 \end{aligned} \tag{6.74}$$

M_o maximální ohybový moment
 W_o průřezový modul v ohybu pláště lanového bubnu
 σ_o napětí v ohybu
 $a = 330 \cdot 10^{-3} m$ vzdálenost nositelky síly od lana

Vhodné dovolené napětí v ohybu pro plášť lanového bubnu se pohybuje v rozmezí $\sigma_{o,dov} = (10 \div 15) \cdot 10^6 Pa$. V tomto ohledu je tedy navržená tloušťka pláště vyhovující.

6.2.2. Napětí v krutu

$$M_k = 2 \cdot \frac{F_{AMAX}}{2} \cdot \frac{D_b}{2} \tag{6.75}$$

$$W_k = 1,6 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s \tag{6.76}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_k &= \frac{M_k}{W_k} = \\
 &= \frac{2 \cdot \frac{F_{AMAX}}{2} \cdot \frac{D_b}{2}}{1,6 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s} = \\
 &= \frac{2 \cdot \frac{4100}{2} \cdot \frac{160 \cdot 10^{-3}}{2}}{1,6 \cdot (155 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = \\
 &= 2,2 \cdot 10^6 Pa
 \end{aligned} \tag{6.77}$$

6.2. PLÁŠŤ BUBNU

M_k	kroucí moment
W_o	průřezový modul v krutu pláště lanového bubnu
σ_o	napětí v krutu

6.2.3. Napětí od vnějšího přetlaku

Největší napětí σ_{tl} vzniká vnějším přetlakem od sevření lana.

$$\begin{aligned}\sigma_{tl} &= \frac{F_{AMAX}}{s \cdot t} = \\ &= \frac{\frac{4100}{2}}{4 \cdot 10^{-3} \cdot 6,5 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 78,8 \cdot 10^6 Pa\end{aligned}\tag{6.78}$$

6.2.4. Redukované napětí

Hodnotu redukovaného napětí lze získat sečtením všech tří vznikajících napětí dle podmínky HMH pro houževnaté materiály:

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} = \\ &= \sqrt{(9,3 \cdot 10^6)^2 + (78,8 \cdot 10^6)^2 + (9,3 \cdot 10^6) \cdot (78,8 \cdot 10^6) + 3 \cdot (2,2 \cdot 10^6)^2} = \\ &= 84 \cdot 10^6 Pa\end{aligned}\tag{6.79}$$

Hodnota dovoleného redukovaného napětí se pohybuje v rozmezí $\sigma_{red.dov} = (100 \div 110) \cdot 10^6 Pa$. V tomto ohledu je tedy navržena tloušťka pláště a stoupání závitu drážky pro lano vyhovující.

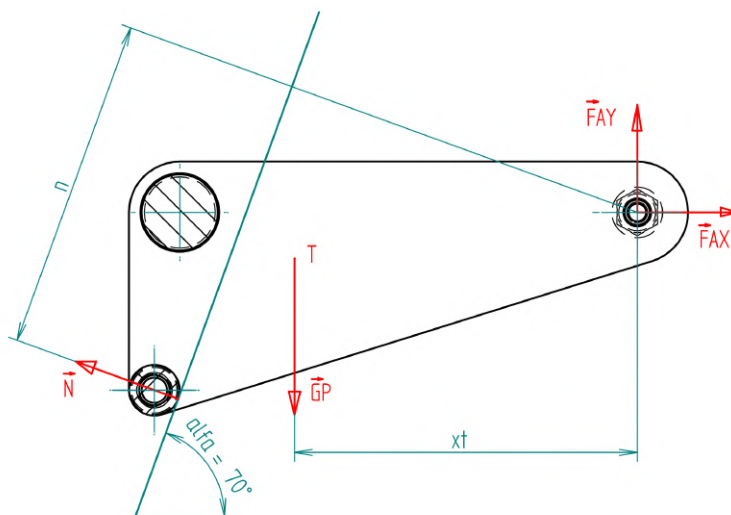
7. Ostatní analytické výpočty

Pro větší přehlednost byly ostatní analytické výpočty seskupeny do této kapitoly.

7.1. Síla na lano od páky prověšení

Pro detekci dosažení spodní polohy je zařízení vybaveno pákami připevněnými v horní části rámu. Když vozík dosáhne dna a zastaví se, tak vlivem pokračujícího chodu pohonu dochází k prověšení lan pohonu. Právě páky prověšení mají za úkol vytvářet na lano určitý přítlak, který zaručí, aby v takovou chvíli bylo lano stále napnuté a aby koncové snímače vlivem pootočení páky prověšení signalizovaly dosažení spodní polohy vozíku.

Tyto snímače jsou indukční a tělo páky tedy není možné vyrobit z nerezavějící oceli, která má v porovnání s běžnou uhlíkovou ocelí mnohem nižší vodivost a snímače by nefungovaly správně. Jako materiál pro výrobu těchto pák byla z tohoto důvodu (na rozdíl od zbytku konstrukce zařízení) zvolena nízkolegovaná ocel s povrchovou úpravou zinkováním.



Obrázek 7.1: Uvolnění soustavy páky prověšení

Momentová rovnováha vztahená k rotační vazbě A:

$$\sum M_{Az} = 0 : -N \cdot n + G_P \cdot x_t = 0 \quad (7.1)$$

Vyjádřením normálové síly N :

$$N = \frac{G_P \cdot x_t}{n} = \frac{21,7 \cdot 135 \cdot 10^{-3}}{131 \cdot 10^{-3}} = 22,36 \text{ N} \quad (7.2)$$

$$G_P = m_p \cdot g = 2,21 \cdot 9,81 = 21,7 \text{ N} \quad (7.3)$$

$\sum M_{Az}$ součet všech momentů ve směru osy z k bodu A
 N normálová síla na lano od páky prověšení

7.2. TAŽNÉ PRUŽINY NA PÁKÁCH HRABLA

$n = 131 \cdot 10^{-3} m$	vzdálenost nositelky síly N a bodu A
G_P	tíhová síla působící na páku prověšení
$m_p = 2,21 kg$	hmotnost páky prověšení
$x_t = 135 \cdot 10^{-3} m$	vzdálenost nositelky síly G_P a bodu A

Při požadavku na vyšší přítláčnou sílu je možné díky stavitelnému uchycení posunout páku blíže směrem k lanu a pro změnu snímaného rozsahu indukčního snímače lze výškově měnit jeho uchycení.

7.2. Tažné pružiny na pákách hrabla

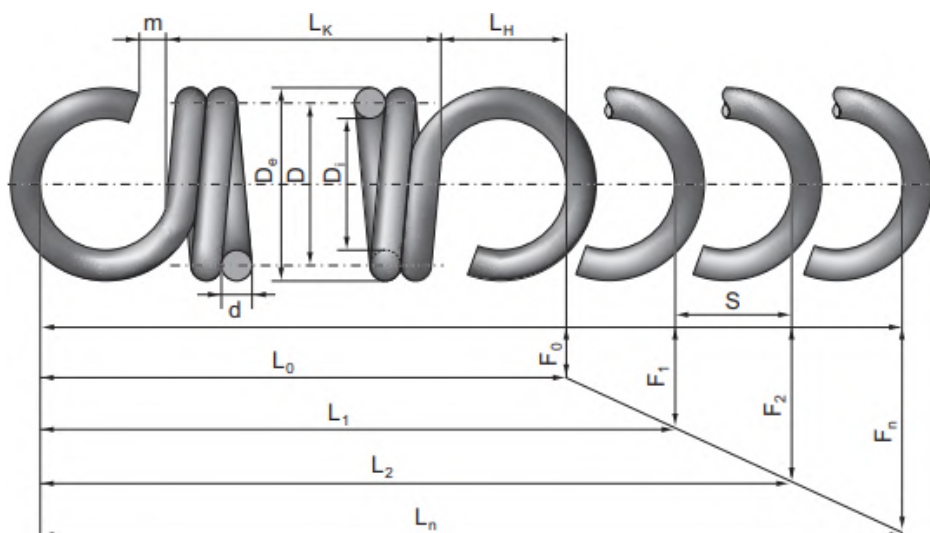
Při cestě vozíku do kanálu je rameno hrabla zajištěno ve zvednuté poloze díky jedné páce na každé straně. V těchto pákách je výřez, do kterého při zvedání hrabla zapadne čep uchycený v rameni hrabla. Dokud páka není ve spodní poloze vozíku pootočená vyhazovacím plechem, je třeba na čep ramena hrabla vytvářet určitou minimální sílu. Nesmí totiž hrozit, aby rameno hrabla samovolně spadlo již při cestě vozíku do spodní polohy. Na vyvození přítláčné síly se podílí tažná pružina a tíhová síla samotné páky.

Výpočet tečné síly v místě styku čepu ramena hrabla a pákou hrabla vychází z momentové rovnováhy. Tento výpočet je nutné provést jak pro situaci, kdy je čep zapadlý v páce, tak pro okamžik, kdy se rovna čepu odvaluje po hraně páky a pružina je nejvíce natažená. Pružinu je navíc možné uchytnit ve třech různých polohách pro možnost nastavení výsledné přítláčné síly. Přípojné rozměry je tedy nutné optimalizovat tak, aby byly všechny možnosti nastavení funkční.

Pro velikost výsledné síly při čepu zapadlém ve výřezu páky a nastavení pružiny ve 2. poloze F_{R22} (obr. 7.4) byla zvolena hodnota 50 N.

Volba pružin

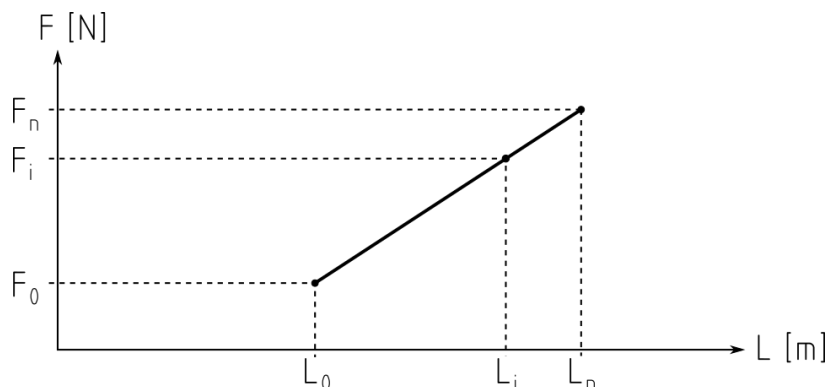
Nejprve je nutné zanést do výpočtu charakteristiku pružin. Zvoleny byly pružiny z nere-zové oceli od výrobce Hennlich s označením 17/75/4.



Obrázek 7.2: Důležité rozměry tažné pružiny

$d = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr drátu
$D_e = 15,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vnější průměr pružiny
$L_0 = 100,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	délka pružiny ve stavu volném
$F_0 = 15 \text{ N}$	minimální síla potřebná k oddálení závitů
$L_n = 192,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	délka pružiny ve stavu plně zatíženém, při F_n
$F_n = 144 \text{ N}$	síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém, při L_n

Síla vyvinutá pružinou



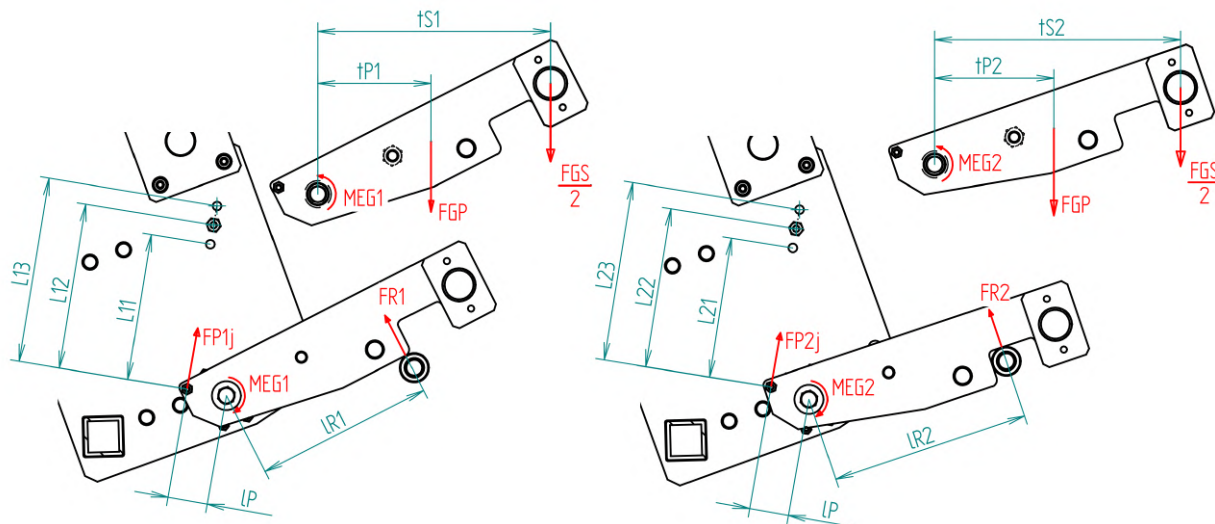
Obrázek 7.3: Závislost síly vyvinuté pružinou na jejím prodloužení

Síla vyvinutá pružinou pro danou délku odpovídá lineární funkci:

$$F_P(L_i) = F_0 + \frac{F_n - F_0}{L_n - L_0} \cdot (L_i - L_0) \quad (7.4)$$

Síla působící na rolnu ramena

Po zjištění sil od pružiny lze pokračovat ve výpočtu momentové rovnováhy.



Obrázek 7.4: Uvolnění soustavy pák hrabla v obou krajních fázích

$$F_{GP} = m_P \cdot g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N} \quad (7.5)$$

7.2. TAŽNÉ PRUŽINY NA PÁKÁCH HRABLA

$$F_{GS} = m_S \cdot g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N} \quad (7.6)$$

$$M_{EG1} = F_{GP} \cdot t_{P1} + \frac{1}{2} \cdot F_{GS} \cdot t_{S1} = 4,63 \text{ Nm} \quad (7.7)$$

$$M_{EG2} = F_{GP} \cdot t_{P2} + \frac{1}{2} \cdot F_{GS} \cdot t_{S2} = 4,9 \text{ Nm} \quad (7.8)$$

Dosazením do rovnice 7.4 vznikne funkce:

$$F_{Pij} = F_0 + \frac{F_n - F_0}{L_n - L_0} \cdot (L_{ij} - L_0) \quad (7.9)$$

Momentová rovnováha:

$$\sum M_{Ez} = 0 : -F_{Pij} \cdot l_P - M_{EGi} + F_{Rij} = 0 \quad (7.10)$$

Vyjádřením síly F_{Rij} :

$$F_{Rij} = \frac{M_{EGi} + F_{Pij} \cdot l_P}{l_{Ri}} \quad (7.11)$$

Bez použití pružiny (přítlak vytváří pouze tíhová síla páky a spojovací tyče):

$$F_{Ri0} = \frac{M_{EGi}}{l_{Ri}} \quad (7.12)$$

F_{GP}	tíhová síla působící na páku hrabla
F_{GS}	tíhová síla působící na spojovací příčku mezi pákami hrabla
$m_P = 2 \text{ kg}$	hmotnost páky hrabla
$m_S = 2 \text{ kg}$	hmotnost spojovací příčky mezi pákami hrabla
M_{EG1}	ekvivalentní moment od páky hrabla v poloze 1
M_{EG2}	ekvivalentní moment od páky hrabla v poloze 2
$t_{P1} = 116 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost nositelky síly F_{GP} a bodu E v poloze 1
$t_{P2} = 123 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost nositelky síly F_{GP} a bodu E v poloze 2
$t_{S1} = 240 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost nositelky síly F_{GS} a bodu E v poloze 1
$t_{S2} = 253 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost nositelky síly F_{GS} a bodu E v poloze 2
F_{Pij}	síla od pružiny v poloze i a konfiguraci j
L_{ij}	délka pružiny v poloze i a konfiguraci j
$L_{11} = 151 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	viz. L_{ij}
$L_{12} = 171 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	viz. L_{ij}
$L_{13} = 191 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	viz. L_{ij}
$L_{21} = 145 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	viz. L_{ij}
$L_{22} = 165 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	viz. L_{ij}
$L_{23} = 185 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	viz. L_{ij}
$\sum M_{Ez}$	součet všech momentů ve směru osy z k bodu E
$l_P = 41 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	vzdálenost nositelky síly F_{Pij} a bodu E
M_{EGi}	ekvivalentní moment od páky hrabla v poloze i
F_{Rij}	síla působící na rolnu hrabla v poloze i a konfiguraci j
F_{Ri0}	síla působící na rolnu hrabla v poloze i a bez použití pružiny

Výsledek výpočtu F_{Rij} podle rovnic 7.11 a 7.12:

$$F_{R10} = 25,3 \text{ N}$$

$$F_{R11} = 44,5 \text{ N}$$

$$F_{R12} = 50,8 \text{ N}$$

$$F_{R13} = 57 \text{ N}$$

$$F_{R20} = 23,9 \text{ N}$$

$$F_{R21} = 42,6 \text{ N}$$

$$F_{R22} = 48,9 \text{ N}$$

$$F_{R23} = 55,1 \text{ N}$$

7.3. Otláčení rolny nájezdu

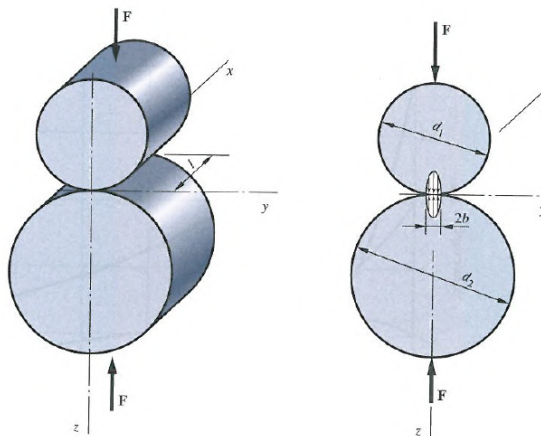
Při zvedání hrabla vznikají mezi rolnami hrabla a klíny nájezdu velké reakční síly a je důležité prověřit, jestli vzniklá tlaková napětí v materiálu nemohou způsobit plastické deformace. Kontaktní napětí dvou těles se zakřivenými povrchy lze vypočítat pomocí Hertzových napětí.

Pro šířku kontaktní plochy dvou válců s rovnoběžnými osami platí [22]:

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (7.13)$$

Maximální Hertzův tlak:

$$p_{MAX} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (7.14)$$



Obrázek 7.5: Kontaktní plocha dvou válcových ploch [22]

F [N]	síla mezi válcovými plochami
b [m]	šířka kontaktní plochy
l [m]	délka kontaktní plochy
μ_1 [-]	Poissonovo číslo pro těleso 1
μ_2 [-]	Poissonovo číslo pro těleso 2

7.3. OTLAČENÍ ROLNY NÁJEZDU

$E_1 [Pa]$	modul pružnosti tělesa 1
$E_2 [Pa]$	modul pružnosti tělesa 2
$d_1 [m]$	průměr válce 1
$d_2 [m]$	průměr válce 2
$p_{MAX} [Pa]$	maximální tlak

Maximální síla vznikající ve styku nájezdu a rolny hrabla:

$$F = \frac{F_{H83}}{2} = \frac{2341}{2} = 1171 \text{ N} \quad (7.15)$$

V případě kontaktu válce a roviny je možné využít stejný vzorec. Oba povrchy mají stejné materiálové charakteristiky a rovinu lze považovat za válcovou plochu s nekonečně velkým průměrem. Po dosazení $d_2 = \infty$ do rovnice 7.13:

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{2 \cdot \frac{1-\mu^2}{E}}{\frac{1}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1171}{\pi \cdot 40 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{2 \cdot \frac{1-0,305^2}{193 \cdot 10^9}}{\frac{1}{40 \cdot 10^{-3}}}} = 93,6 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad (7.16)$$

Dosazením do rovnice 7.14:

$$p_{MAX} = \frac{2 \cdot 1171}{\pi \cdot 93,6 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 199 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (7.17)$$

$l = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	délka kontaktní plochy
$\mu = 0,305 [-]$	Poissonovo číslo pro nerezavějící ocel
$d = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr rolny

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{Re}{p_{MAX}} = \frac{210 \cdot 10^6}{199 \cdot 10^6} = 1,05 [-] \quad (7.18)$$

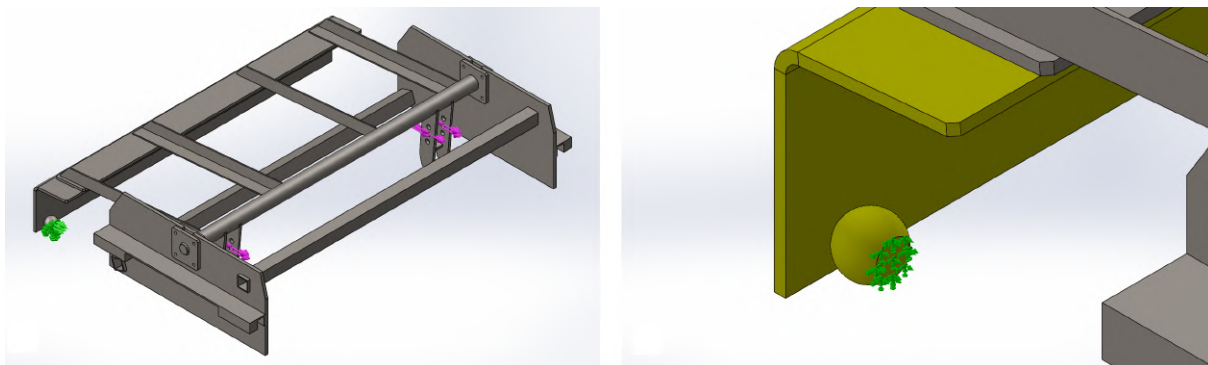
8. Pevnostní analýza metodou konečných prvků

Zatímco v případě lanového bubnu je možné s určitým zjednodušením využít pro pevnostní analýzu analytických výpočtů, pro sestavu vozíku je vhodnější využít numerického výpočtu pomocí metody konečných prvků. Pro tento krok byl zvolen MKP modul programu SolidWorks.

8.1. Zatížení

Nejhorší situace z hlediska namáhání konstrukce, která může při provozu nastat, je zaseknutí hrabla na konci jedné z jeho stran ve fázi sbírání shrabků. Vozík má tendenci se kolem vzniklé překážky otočit. Tomu je však zamezeno opřením vodicích kamenů vozíku o stěny rámu. Vozík se zastaví a síly od pohonu působící v místě přípojů ocelových lan se zvyšují, až dokud není elektromotor díky signálu ze silového omezovače vypnut.

Takovou situaci je možné nasimulovat umístěním maximální vypočtené síly F_{AMAX} (kap. 5.2) do míst přípojů lan a omezením hrabla v místě uvažované překážky. Tohoto omezení je docíleno vložením modelu překážky do místa jejího kontaktu s plechem hrabla a nastavením kontaktu mezi těmito součástmi na typ „žádný průnik“. Vazba překážky v soustavě je fixní.

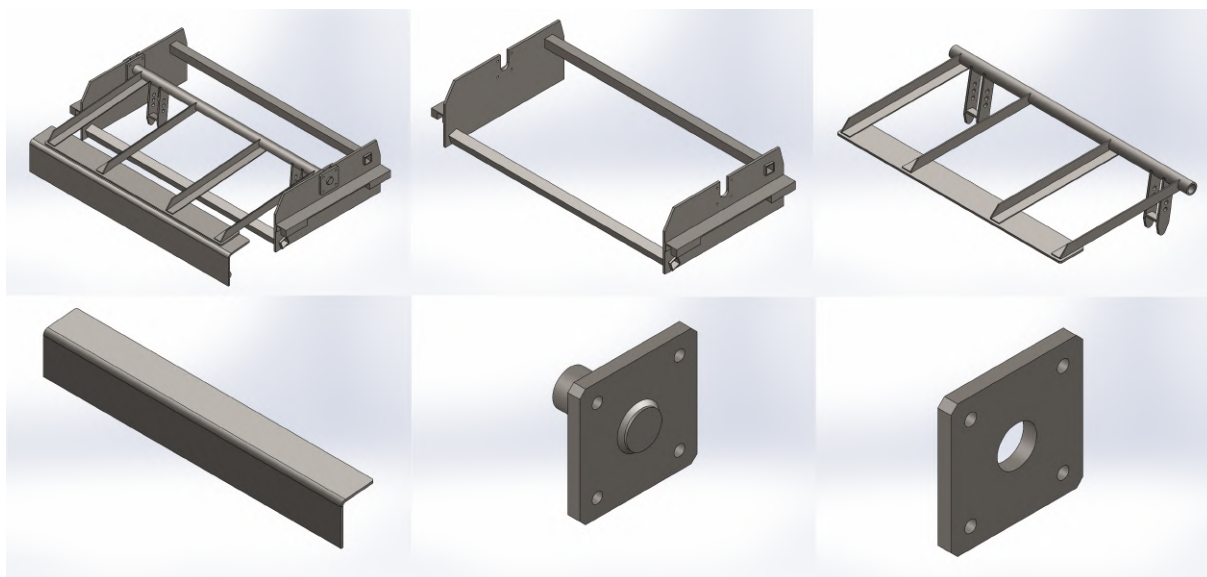


Obrázek 8.1: Externí zatížení

8.2. Model

V zájmu snížení výpočetní náročnosti byl model sestavy vozíku a hrabla značně zjednodušený a od základu přemodelovaný v prostředí SolidWorks. Sestava zachovává veškeré důležité rozměry, ale skládá se pouze z pěti dílů. Z vozíku je využitý pouze základní svarek a společně s nosiči kamenů tvoří jeden díl. Hrablo je tvořeno dvěma díly, a to zjednodušeným svarkem a samotným stíracím plechem. K vozíku je hrablo připojeno pomocí čepu. Ten je vyztužený plechovou příložkou, se kterou tvoří dva díly.

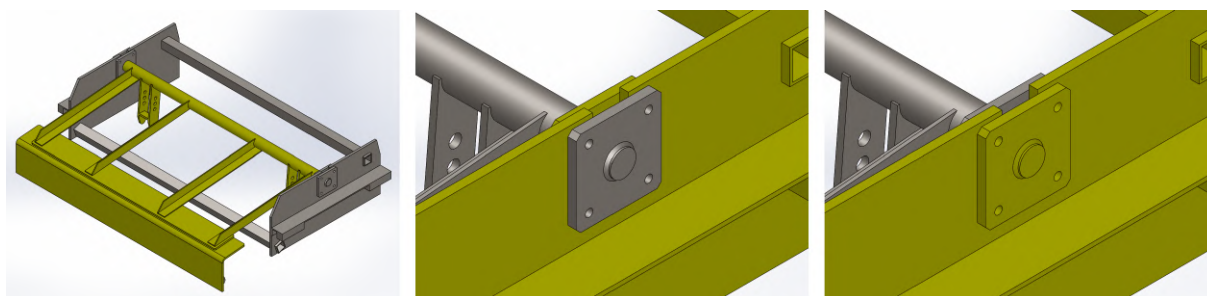
8.3. KONTAKTY SOUČÁSTÍ



Obrázek 8.2: Sestava a její jednotlivé součásti

8.3. Kontakty součástí

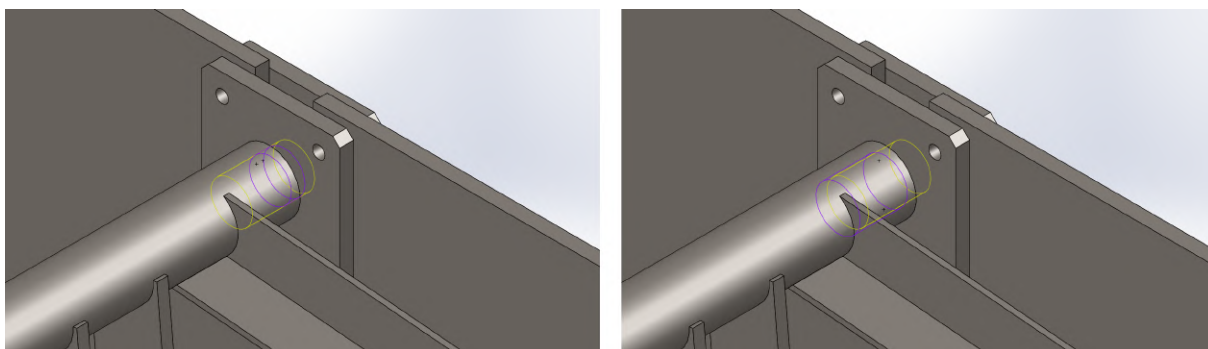
V rámci definice okrajových podmínek je třeba zadat programu, jakým způsobem jsou jednotlivé součásti ve vzájemném kontaktu. Například mezi čepem a vozíkem je potřeba nastavit „žádný průnik“. Stejný kontakt je také mezi plechovou příložkou a vozíkem. Typ kontaktu může mít vliv také na způsob, jakým je později vytvářena síť. Z toho důvodu musí být kontakt mezi hrablem a stíracím plechem „spojený“.



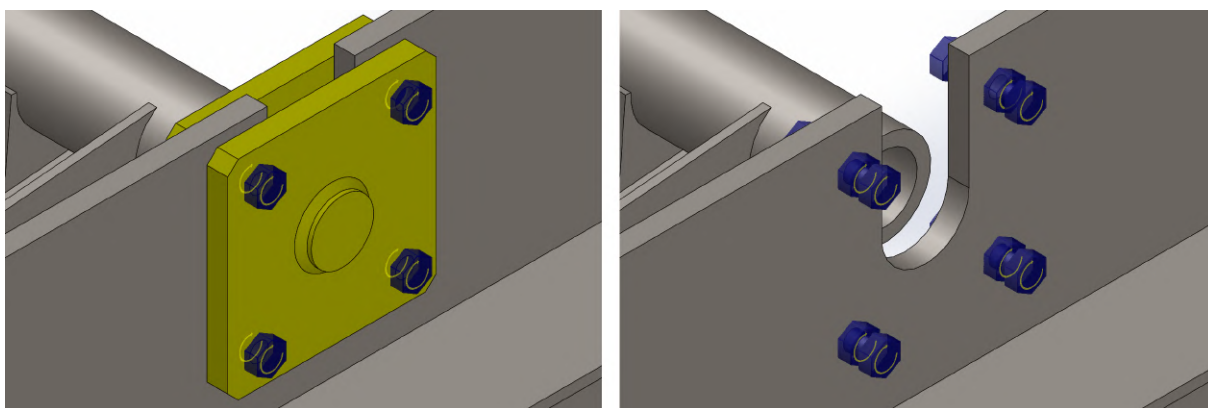
Obrázek 8.3: Dvojice součástí ve vzájemném kontaktu

8.4. Spojky

Podobně jako kontakty součástí fungují spojky. Mezi čepem a příložkou je nastavené čepové spojení. Stejný typ spojení je také mezi čepem a vnitřním povrchem trubky hrable. V tomto případě je však nastavena nenulová axiální tuhost. Spoj tak simuluje například použití pojistného kroužku a hrablo je tak vedeno axiálně. Dále je použito šroubové spojení v oblasti čepu. Pro úspěšný výpočet je třeba nastavit šroubová spojení zvlášť pro čep a vozík a druhou sadu šroubů pro příložku a vozík. Předpětí těchto šroubů je určeno utahovacím momentem $25 Nm$.



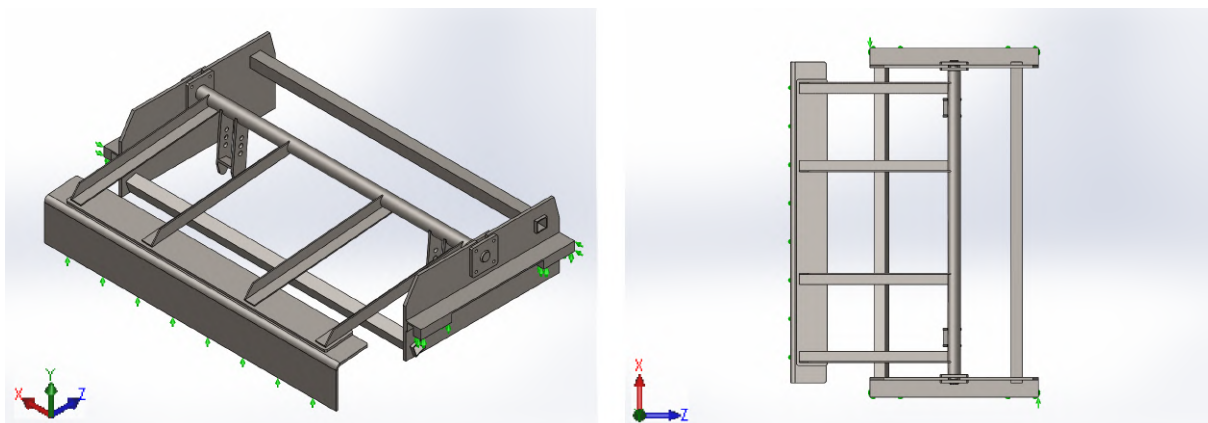
Obrázek 8.4: Čepová spojení čep – příložka a čep – hrablo



Obrázek 8.5: Šroubové spojení čepu, vozíku a příložky

8.5. Uchycení

Kontakt sestavy se základním tělesem (rám a česlicová mříž) je určen pomocí uchycení. Pohyb spodních ploch vodících kamenů je omezený ve směru osy y . Mohou se tedy po základním tělese posouvat ve směru x a z a točit ve směru y . Právě otáčení ve směru osy y , ke kterému dochází vlivem zaseknutí hrabla na jedné straně, je třeba zachytit dalším omezením. Hrany dvou vodících kamenů v protilehlých rozích vozíku, které by se ve skutečnosti opřely o rám, jsou omezeny ve směru x . Posledním uchycením je omezení pohybu spodní hrany stíracího plechu ve směru osy y .



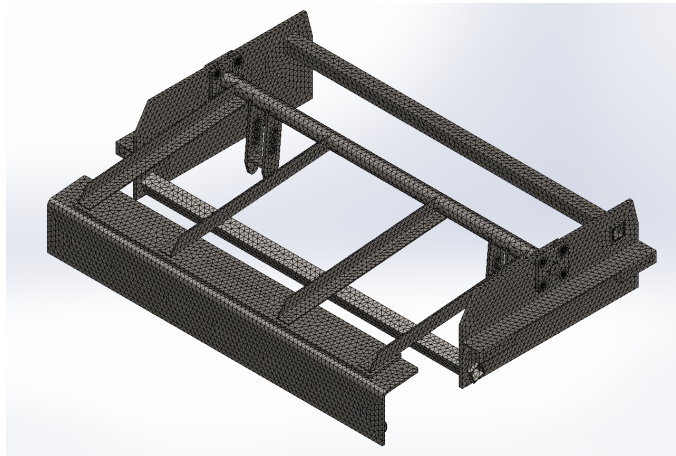
Obrázek 8.6: Uchycení k základnímu tělesu

8.6. SÍŤ

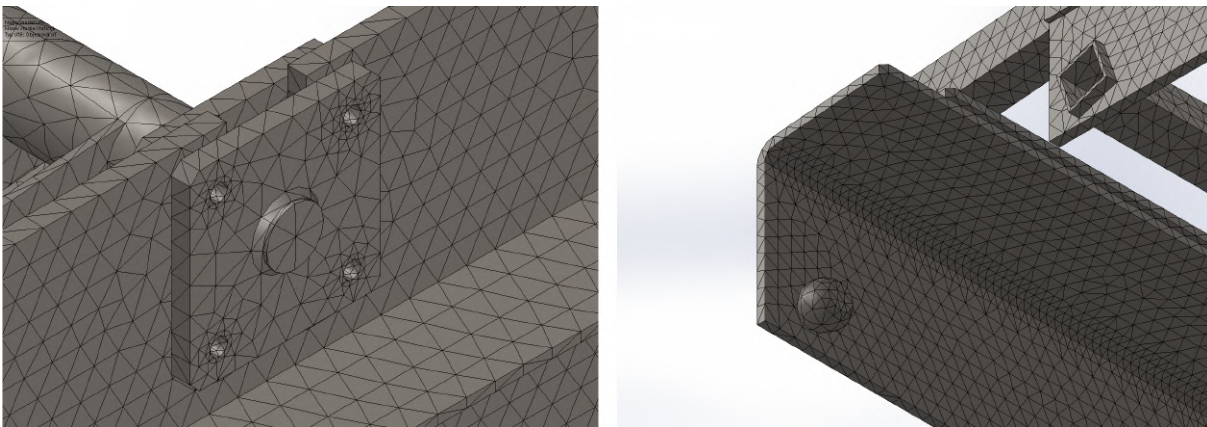
8.6. Sít

Na základě správně definovaných kontaktů součástí (kap. 8.3) lze nechat vygenerovat síť konečných prvků. Jako typ sítě je zvolena „splývavá síť založená na zakřivení“ a parametry má následující:

$e_{MAX} = 20 \cdot 10^{-3} m$	max. velikost elementu
$e_{MIN} = 4 \cdot 10^{-3} m$	min. velikost elementu
$n_e = 8$	min. počet elementů v kružnici
$r_e = 1,6 [-]$	tempo růstu velikosti elementu



Obrázek 8.7: Sít konečných prvků



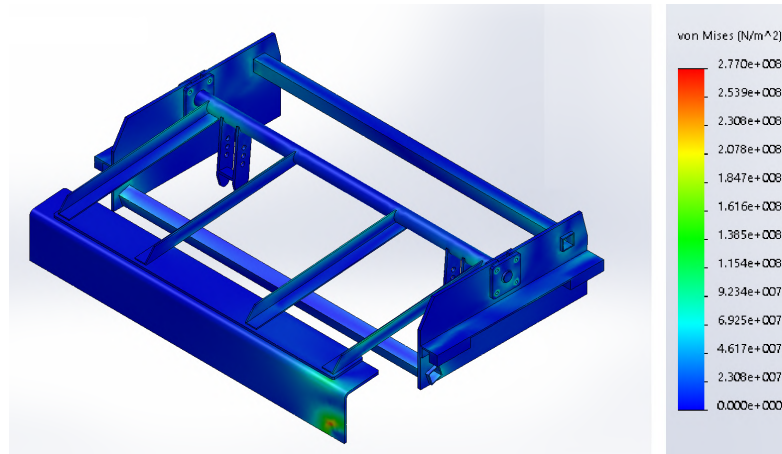
Obrázek 8.8: Zjemnění sítě

8.7. Výsledky

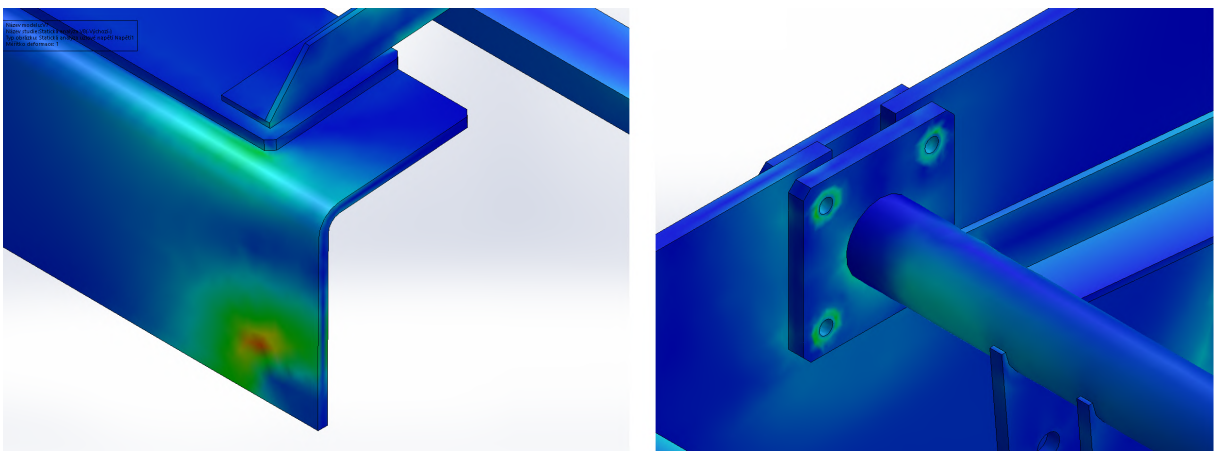
Po úspěšném výpočtu pevnostní analýzy je možné odečítat hodnoty napětí a posunutí ve všech místech sítě. Vypočtené napětí odpovídá napětí redukovanému podle HMM hypotézy. Maximální napětí vzniká v plechu hrabla v místě překážky a dosahuje hodnoty:

$$\sigma_{MAX} = 277 \cdot 10^6 Pa \quad (8.1)$$

8. PEVNOSTNÍ ANALÝZA METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ



Obrázek 8.9: Redukovaná napětí v sestavě



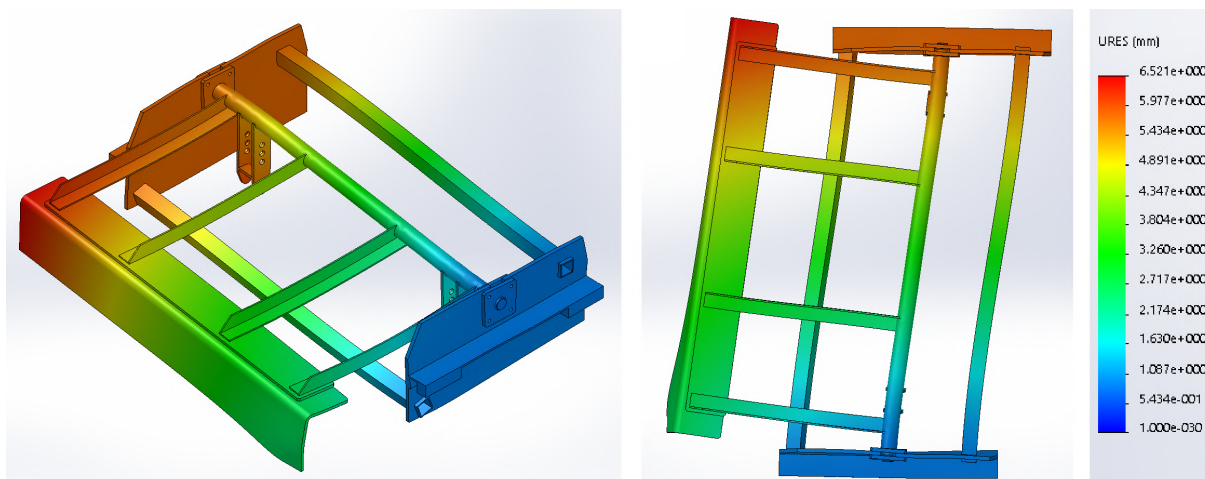
Obrázek 8.10: Redukovaná napětí na plechu hrabla a v okolí šroubových spojů

Hodnota meze kluzu pro nerezavějící ocel je $Re = 230 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ a v tomto místě tedy nastane již plastická deformace. Oblast je však velmi malá a reálná deformace v podobě důlku v plechu nebude mít po odstranění příčiny zaseknutí na další funkci zařízení žádný vliv. Hodnoty napětí ve zbytku sestavy se pohybují daleko pod mezí kluzu.

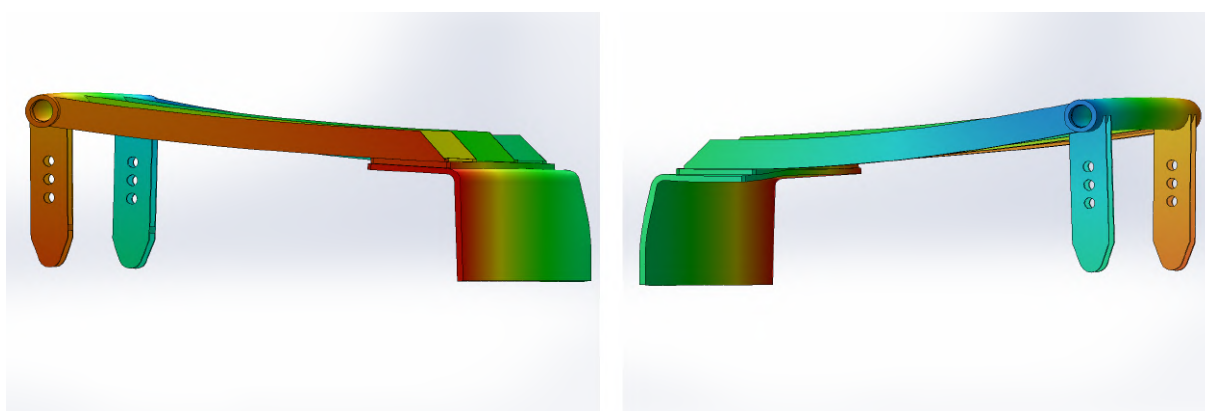
Posunutí od působícího zatížení zvětšená v měřítku 30 : 1 lze pozorovat na obrázku 8.11. Nejvyšší hodnoty dosahuje na konci hrabla:

$$e_{MAX} = 6,52 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (8.2)$$

Při délce hrabla $B_h = 1140 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ se jedná o přijatelnou deformaci. Po zásahu silového omezovače napětí klesne a vozík se opět narovná.



Obrázek 8.11: Posuny sestavy v měřítku 30 : 1



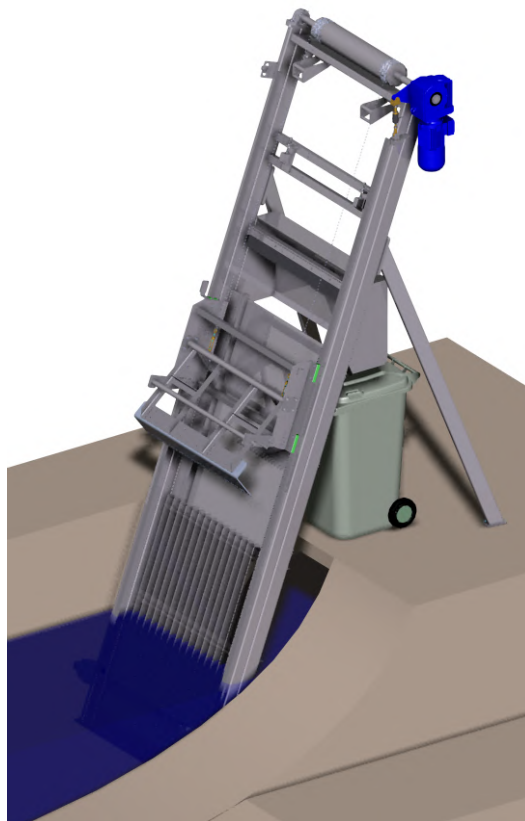
Obrázek 8.12: Posuny hrabla v měřítku 30 : 1

9. Výrobní náklady

Při konstrukci podobných zařízení patří mezi nejdůležitější vlastnosti výsledného návrhu výrobní cena. I když je u nových česlí využito mnoho nových řešení a principů, tak se stále jedná spíše o evoluci původního návrhu a několik základních prvků je zachováno s minimálními odlišnostmi.

Například převodový motor je stejné modelové řady jako ten původní, jen konfigurace některých detailů se změnila. Rám zařízení je složený z podobných podsestav a jedinou větší změnou je jeho lehké zkrácení z původních 5200 mm na nových 4700 mm (při zachování stejné výsypné výšky). Běžná výrobní cena podobných svařovaných konstrukcí se pohybuje v rozmezí $250\div 300\text{ Kč}$ za kilogram, a zkrácení rámu se do výrobních nákladů v celkovém měřítku promítne jen minimálně. Podobně jako v případě převodového motoru byly téměř beze změny využity také ložiska pohonu a elektrotechnické prvky řízení chodu (indukční koncové spínače).

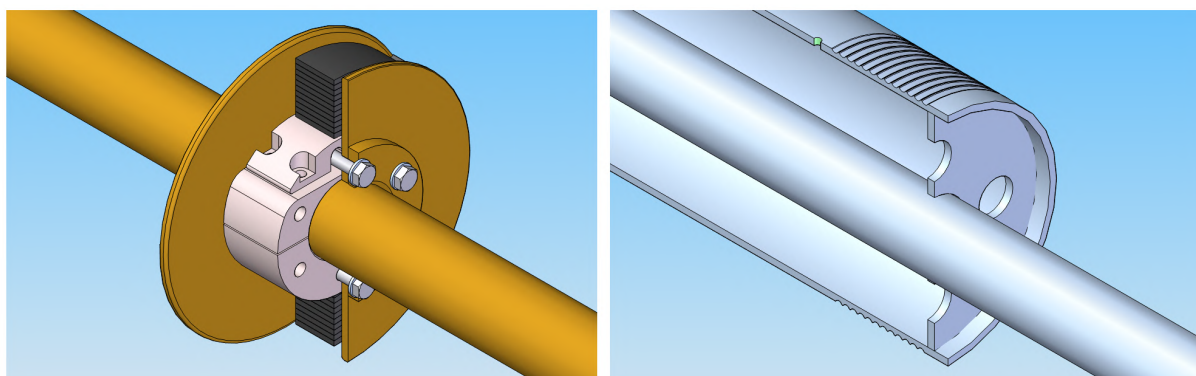
Následující kapitoly se věnují podsestavám a součástem, u kterých se dá předpokládat cenový rozdíl mezi novou a starou verzí česlí.



Obrázek 9.1: Vizualizace zástavby nového zařízení

9.1. Pohon

Největší změnou oproti původnímu řešení je použití lanového převodu namísto řemenového. Základním prvkem obou variant je plná hřídel o průměru 45 mm . V případě původního řešení jsou na hřídel navařeny dva prstence (které je třeba po svaření obrobít v zájmu dodržení kolmosti a čelního házení) a na ně jsou šroubovým spojem připevněny dvě řemenice (obr.9.2). Ty jsou složeny celkem z pěti dílů. Základ tvoří obráběné třídílné jádro s příložkou k upevnění řemenu a po stranách kladky jsou plechové bočnice pro vedení řemenu.



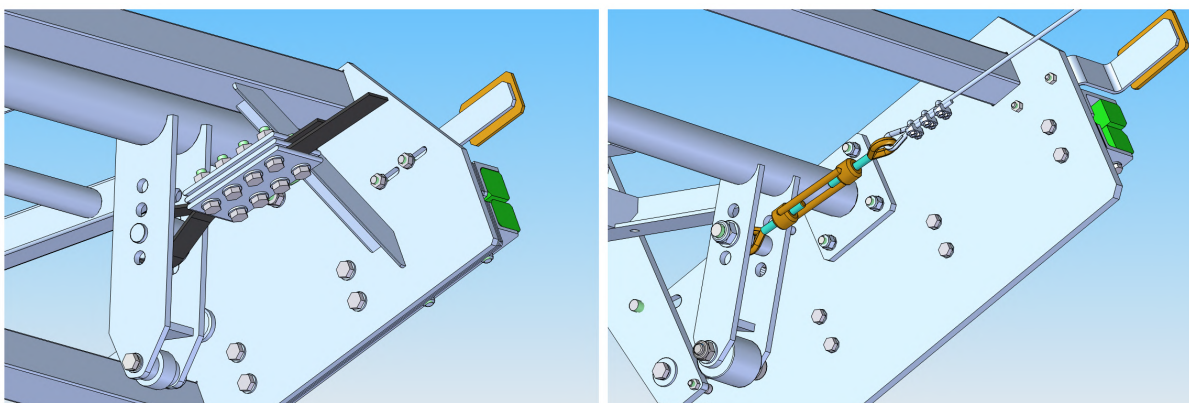
Obrázek 9.2: Kladky řemene původního řešení a lanový buben nového návrhu

Nové řešení je počtem součástí jednodušší. Na hřídel jsou pouze přivařena čela bubnu a jeho plášť. Na výrobu bubnu je potřeba v porovnání s řemenicemi více materiálu.

9.2. VOZÍK A HRABLO

Součástí pohonu jsou také samotná ocelová lana (kap. 5.4). Ta cenově vycházejí řádově levněji než původní řemeny Reko T-E30/30. Na vybavení nového zařízení je potřeba 11 m ocelového lana a při ceně 30Kč za metr délky činí cena této položky 330Kč. Původní konstrukce s delším rámem a vedením řemenu přes vrchní kladky prověšení vyžadovala použití 13 m řemene. Při ceně 450Kč za metr délky je celková cena 5 850Kč.

Součástí obou návrhů je také spojovací materiál na upevnění lan a řemenů. Zatímco v případě použití lan je možné nakoupit typizované vložky do ok, lanové spony i napínače, v případě uchycení řemenu je nutné součásti pro připojení nechat vyrobit. Další výhodou, byť ne finanční, plyne právě z využití lanových napínáků. Jejich pomocí lze nastavit předepnutí lan (v rámci přejetí příčeni vozíku v rámu česlí) mnohem jednodušeji než v případě uchycení řemenů pomocí sešroubovaných sendvičových desek.



Obrázek 9.3: Připojení řemene původního řešení a připojení lan u nového návrhu

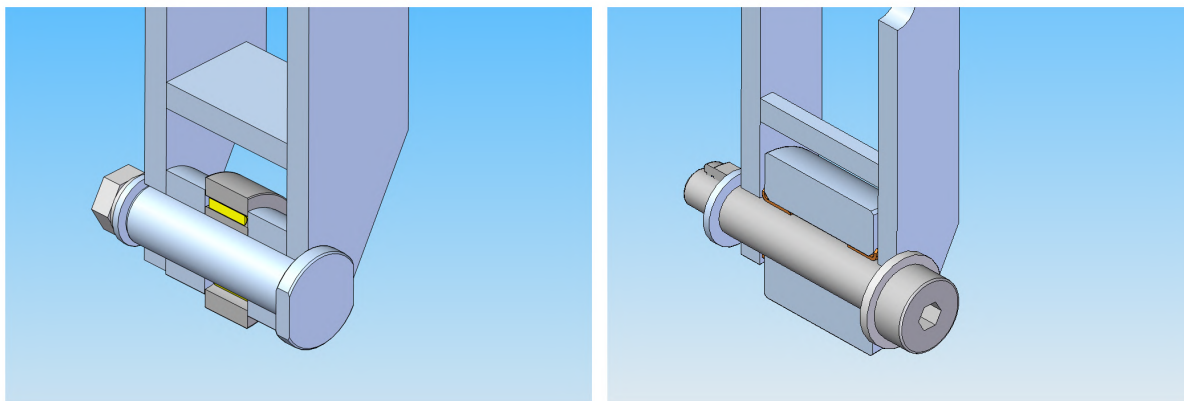
9.2. Vozík a hrablo

Největší změnou na vozíku je celková optimalizace jeho rozměrů a vzdáleností důležitých funkčních připojení. Bylo však změněno také několik menších detailů.

Nově jsou v rolnách nájezdu hrabla využita kluzná kompozitová pouzdra namísto původních opěrných kladek s válečkovými valivými tělesy. Výkonové požadavky na tato ložiska jsou velmi nízké a také cena pouzder SKF PCMF 161812 z kompozitu PTFE je mnohem nižší, než u opěrných kladek SKF 17 ZZ. Cena kluzného ložiska je 30Kč a pro vybavení vozíku jsou potřeba 4 kusy. Celková cena je tedy 120Kč. V případě opěrných kladek je cena za kus 1 000Kč a potřeba jsou 2 kusy. Toto řešení navíc nahrazuje vyráběný čep nakupovaným lícovaným šroubem. Povrch lícovaného šroubu a jeho tolerance odpovídají požadavkům kluzných pouzder.

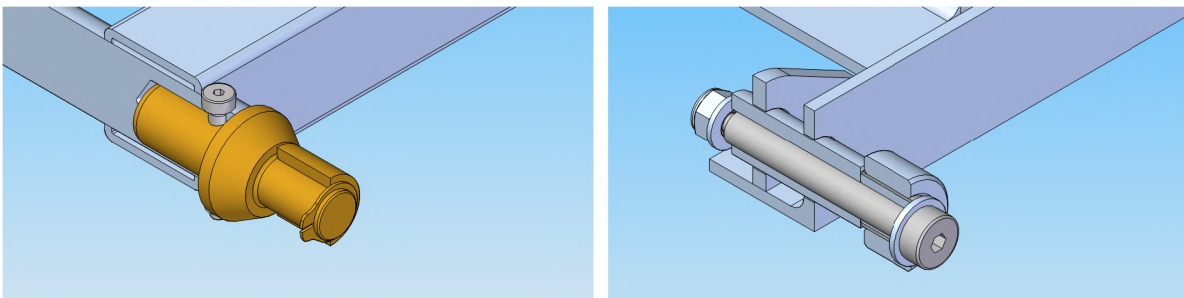
Kluzná pouzdra jsou využita také v čepích hrabla. Původně na tomto místě fungoval vyráběný čep, jehož konec byl osazený kroužkem s využitím točného uložení. Toto řešení mělo velký počet obráběných ploch a nedosahovalo ani na přijatelnou trvanlivost, jelikož po určitém čase docházelo k otlacení funkčních ploch a následnému zaseknutí kroužku.

Nové řešení využívá maximálního možného zastoupení nakupovaných součástí. Hlavní částí je lícovaný šroub zasazený v trubce, která je součástí svarku hrabla. Tento šroub má za úkol uchycení vnitřního kroužku, jehož vnější povrch funguje jako funkční plocha pro smýkání kluzného pouzdra SKF PPM 161820. Toto pouzdro je vloženo do vnějšího



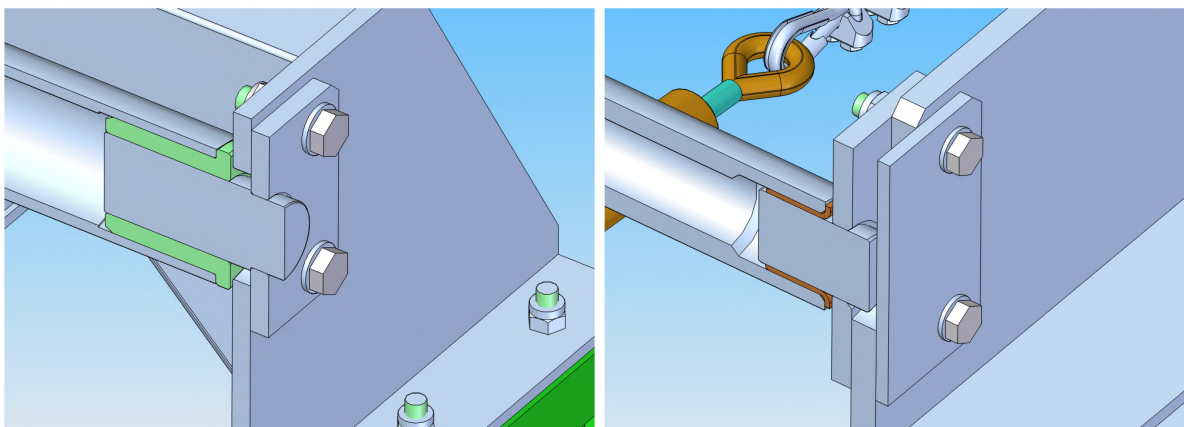
Obrázek 9.4: Opěrné kladky původního řešení a rolny nového návrhu

kroužku, který se svým vnějším povrchem odvaluje po povrchu páky hrabla. Tímto řešením se snížil počet obráběných ploch, a tím i cena řešení a zvýšila se trvanlivost součásti.



Obrázek 9.5: Čep hrabla původního řešení a čep nového návrhu

Posledním místem, kde byla nově využita kluzná pouzdra, je uložení hrabla ve vozíku. Jedná se o PTFE pouzdra SKF PCMF 303426 a jsou jimi nahrazena původně vyráběná pouzdra z technického plastu S 1000. Kluzná ložisa v tomto případě vychází na 170Kč za kus a jsou běžně dostupná. U pouzder z plastu lze předpokládat cenu 200÷300Kč za kus.

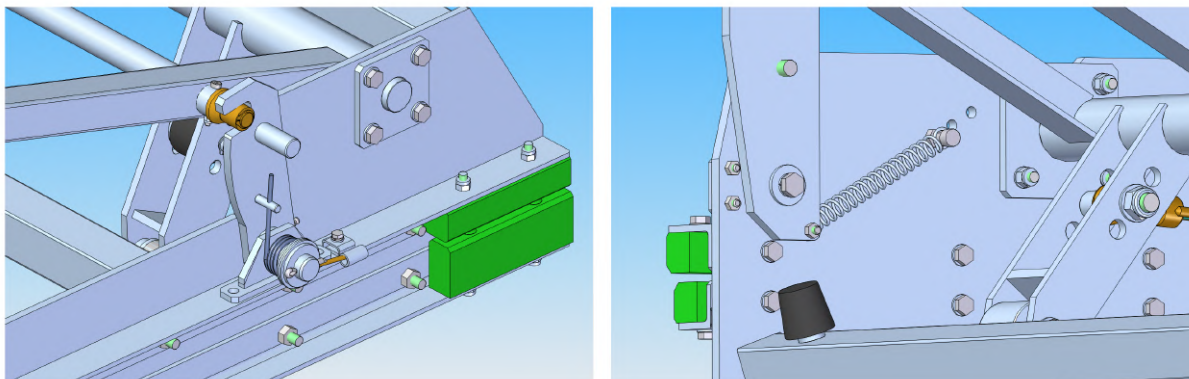


Obrázek 9.6: Plastové uložení původního řešení a kluzné pouzdro nového návrhu

Změnou prošel také systém pro vytvoření přítlaku na páky hrabla. Původní řešení využívalo zkrutné pružiny Hennlich M36L20 na jedné straně a M36R20 na straně opačné. Cena jedné zkrutné pružiny je 430Kč. Tento mechanismus byl zjednodušený a nově jsou

9.3. SILOVÝ OMEZOVAČ

použity tažné pružiny Hennlich 17/75/4 (kap. 7.2). Tyto pružiny vychází na 190Kč za kus.



Obrázek 9.7: Zkrutné pružiny původního řešení a tažné pružiny nového návrhu

9.3. Silový omezovač

Mezi úplně nové funkce patří patřičně hlavně užití silového omezovače k ochraně nejslabších součástí (kapitola 5.2). Cena silového omezovače celkovou cenu zařízení oproti původnímu návrhu zvyšuje, ale v dlouhodobém horizontu může ušetřit náklady spojené s opravami zařízení, jejichž nutnost může vznikat haváriemi při přetížení. Vybraný omezovač byl popsaný u českého zastoupení firmy ComInTec a jeho cena včetně koncového snímače činí 31 500Kč.

Závěr

V rámci rešerše v první kapitole se podařilo vyhledat a popsat 12 typů mechanicky stíraných česlí využívaných pro předčištění vody. U lanových česlí mě zaujal pohon pomocí lanového převodu a rozhodl jsem se pro jeho využití v návrhu nových česlí. Jejich design jinak vychází z již dříve realizované zakázky pro čistírnu odpadních vod. Právě vůči zařízení z této zakázky je nový návrh později porovnáván.

Nejdůležitější částí návrhu je dimenzování a optimalizace v sestavě vozíku. Prvním krokem nezbytným pro následující výpočty bylo zjistit maximální síly, kterými mohou působit shrabky na plochy hrabla. Po získání velikostí těchto sil jsem pokračoval nahrazením sestavy 2D úlohou s využitím NNTP vazeb. Z rovnic statické rovnováhy této úlohy jsem zjistil veškeré reakční síly vznikající v sestavě během tří nejdůležitějších fází chodu zařízení a při všech třech polohách nastavení připojení lana pohonu.

Tyto a také veškeré ostatní analytické výpočty byly řešeny v programu Scilab jednoduchým skriptem, který umožňuje velmi rychlý přepoččet všech rovnic. Zejména při návrhu vozíku jsem této možnosti využil pro úpravu důležitých rozměrů (délky ramen, vzdálenosti připojení, nájezdový úhel, rozsah nastavení atd.) tak, aby zařízení bylo ve všech situacích a nastaveních funkční.

Na základě zjištěných maximálních sil, které mohou vznikat v lanech, jsem navrhl pohon. Oproti původnímu řešení se liší hlavně využitím lanového převodu a doplněním silového omezovače. Jeho funkcí je zamezení zničení nejslabších míst konstrukce v případě havárie. Tato funkce u původního zařízení chyběla.

Další důležitou součástí této práce je analytický pevnostní výpočet lanového bubnu. Tento jsem si pro zjednodušení rozdělil na dvě části, ve kterých je zvlášť řešena hřídel a samotný plášť bubnu. Kromě výsledných vnitřních účinků, napětí a maximálních posunů jsem pro hřídel vypočítal také bezpečnost vůči mezi únavy v kritických místech. U pláště bubnu je provedena kontrola maximálního napětí v místech náběhu lana.

Pro sestavu vozíku bylo v rámci pevnostní analýzy nutné z důvodu složitosti využít numerického řešení metodou konečných prvků. Pro tento krok byl zvolen MKP modul programu SolidWorks. I tato pevnostní kontrola vyšla příznivě.

Jednou ze snah bylo také omezení počtu obráběných ploch a zvětšení podílu nakupovaných součástí. Tím došlo ke snížení výrobní ceny některých dílčích celků a zkrácení času nutného pro výrobu zařízení. O snížení celkové ceny však není možné s jistotou hovořit, jelikož je nově součástí návrhu také silový omezovač. Jeho pořizovací cena nejspíš smazává veškeré úspory, kterých bylo dosaženo. Užítí silového omezovače se však příznivě projeví na trvanlivosti zařízení.

Dispozice a parametry zařízení je možné jednoduše měnit a nově vzniklé konfigurace lze díky výpočtovému skriptu rychle analyzovat z hlediska funkčnosti a pevnosti. Nový návrh česlí MSČ V-L bych velmi rád viděl realizovaný v rámci nějaké budoucí zakázky a věřím, že by úspěšně a spolehlivě plnil svoji funkci.

Literatura

- [1] Raked Trash Bar Screen For Municipal. In: *Yixing Holly Technology Co.*[online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: hollyhb.com/uploads/201812221/raked-trash-bar-screen-for-municipal45304088690.jpg
- [2] Mechanically Cleaned Bar Screens. In: *Triveni Engineering & Industries Ltd*[online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: trivenigroup.com/templates/corporatehome/pdf/triveni-image-4.pdf
- [3] Evoqua Grab Rake. In: *Evoqua Water Technologies LLC*[online]. Pittsburgh, 28. 9. 2016 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: evoqua.com/en/brands/intake-screens/Pages/Grab-Style-Trash-Rakes-For-Large-Water-Channels.aspx
- [4] WTR® Talon Rake® and Bar Screens. In: *WesTech Engineering* [online]. Salt Lake City [cit. 2020-06-12]. Dostupné z: westech-inc.com/en-usa/products/wtr-talon-rake-and-bar-screens
- [5] HUBER Curved Bar Screen CurveMax. In: *Huber Technology Hungary* [online]. Berching, 4. 9. 2019 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: huber-technology.hu/fileadmin/01_products/01_screens/02_max_screens/05_curvemax/pro_curvemax_en.pdf
- [6] GCM - Griglia curva a pulizia meccanica. In: *Sereco* [online]. Noci, 13. 1. 2012 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: sereco.it/prodotti.php?language=italiano&vedi=20120113
- [7] Mekhanicheskiye reshetki. In: *TPK TechAlliance* [online]. Rostov na Donu, 14. 11. 2014 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: tpk-techalliance.ru/mekhanicheskiye-reshetki
- [8] Strojní česle spodem stírané. In: *Fontana R* [online]. Brno [cit. 2020-06-12]. Dostupné z: fontanar.cz/fotogalerie.php
- [9] Catenary bar screen. In: *Ekoton Industrial Group* [online]. Strefowa, 2018 [cit. 2020-06-12]. Dostupné z: ekoton.com/~catenary-screen
- [10] Samočistící česle SČČ. In: *Fontana R* [online]. Brno, 1. 4. 2011 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: fontanar.cz/spolecne-dokumenty/cz/vyrobn-program/mechanicke-predcisten/SCC-CZ.pdf
- [11] Linka samočistících česlí gigant SČČ-GV. In: *Fontana R* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: fontanar.cz/fotogalerie.php
- [12] HUBER Belt Screen EscaMax. In: *Huber CS* [online]. Berching, 2014 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: huber-cs.cz/fileadmin/01_products/01_screens/02_max_screens/01_escamax/pro_escamax_en.pdf
- [13] Dostupné z: https://www.huber-cs.cz/fileadmin/01_products/01_screens/01_rotamat_screens/01_ro1/pro_ro1_en.pdf

- [14] STEP SCREEN® Flexible SSF. In: *HUBER Technology Inc.* [online]. Huntersville, 2012 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: huber-technology.com/fileadmin/huber-technology/documents/pdf/pro_ssf_usa.pdf
- [15] Step Screens VTR. In: *WAM Australia* [online]. Huntersville, 12. 2. 2016 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: wamaust.com.au/en-GB/WAMAU/Product/VTR/Step-Screens
- [16] Strojně stírané česle vozíkové. In: *Inkos* [online]. Brno, 26. 4. 2005 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: inkos.cz/vyrobní-program/chci-hledat-podle-zarizeni/cesle-strojne-stirane-vozikove
- [17] Mensch Severe Duty Bar Screen. In: *Vulcan Industries* [online]. Missouri Valley, 4. 1. 2017 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: vulcanindustries.com/wp-content/uploads/2016/10/Mensch-Severe-Duty-Bar-Screen.pdf
- [18] Bar Screen Type SI350. In: *FB Proscreen* [online]. Battle Ground, WA, 1. 12. 2016 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: fbproscreen.com/wp-content/uploads/2016/11/Product-Sheet-Bar-Screen-SI350.pdf
- [19] Bar Screen Type SG400. In: *FB Proscreen* [online]. Battle Ground, WA, 1. 12. 2016 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: fbproscreen.com/wp-content/uploads/2016/11/Product-Sheet-Bar-Screen-SG400.pdf
- [20] Bar Screen Type XG. In: *FB Proscreen* [online]. Battle Ground, WA, 1. 12. 2016 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: fbproscreen.com/wp-content/uploads/2016/11/Product-Sheet-Bar-Screen-XG.pdf
- [21] Bar Screen Type NG. In: *FB Proscreen* [online]. Battle Ground, WA, 1. 12. 2016 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: fbproscreen.com/wp-content/uploads/2016/11/Product-Sheet-Bar-Screen-NG.pdf
- [22] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí* Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [23] FRANTIŠEK, REMTA, DRAŽAN FRANTIŠEK, KUPKA LADISLAV a kolektiv. *Jeřáby I. díl. 2.* vydání přepracované a doplněné. Praha: SNTL, 1974.
- [24] ComInTec S.r.l. *Axial force limiter* [online]. In: . Bologna, January 2015, s. 62 [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: comintec.com/download/cataloghi/sezioni/torque_limiters/DSA_EN.pdf
- [25] ComInTec S.r.l. *Instruction sheet* [online]. In: . Bologna, s. 2 [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: comintec.com/download/instruction-sheets/DSA_IT-EN.pdf

Seznam použitých zkratk a symbolů

ČOV	čistírna odpadních vod
FEM	finite element method
HMH	Huber, von Mises, Hencky
MKP	metoda konečných prvků
MSČ V-L	mechanicky stírané česle vozíkové lanové
MVE	malá vodní elektrárna
NNTP	neprostupnost, neproměnnost, tlakovost, pasivita
PET	polyetylentereftalát
PTFE	polytetrafluorethylen (teflon)
SČČ	samočisticí česle
VVU	výsledné vnitřní účinky

Seznam příloh

- VYKRESY_VSE.pdf
- SCILAB_EXPORT.pdf
- SCILAB_SKRIPT.sce