



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

TLAKOVÝ TRÍDIČ - UZELNÍK

HEADBOX SCREEN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Alois Obšel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Alois Obšel**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2015/16

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 bakalářské práce:

Tlakový třídič - uzelník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a konstrukce tlakového třídiče - uzelníku v koncepci inflow, sloužícího v linkách připraven látek papírenského průmyslu. Konstrukce má zohledňovat výrobní jednoduchost a snadnou obslužnost.

Základní technické parametry:

Průtok: 65000 l/min

Výkon motoru:

Otáčky motoru

Obvodová rychlost rotoru:

Průměr síta:

Výška síta:

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši používaných řešení,
- zdůvodněný návrh vlastní varianty,
- kapacitní a nezbytné pevnostní výpočty,
- další výpočty dle pokynů vedoucího BP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- sestavný výkres stroje,
- další podsestavy a výr. výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam literatury:

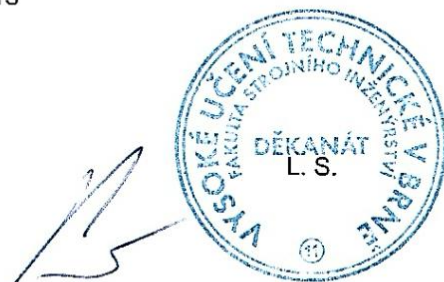
Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0

Malášek, J.: Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců. VUT FSI, 2005

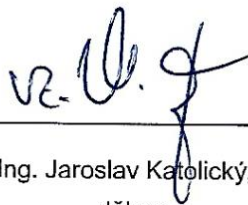
Medek J.: Mechanické pochody. VUT FS, 1998. ISBN 80-214-1284-x

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 23. 11. 2015



prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc.
ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením dostředivého tlakového uzelníku pracujícího v konstantní části přípravné látky papírenského průmyslu. V úvodní části popisuje základní rozdíly a provádí srovnání mezi odstředivou a dostředivou koncepcí. Hlavní část se zaměřuje na popis vlastního konstrukčního řešení dostředivého tlakového uzelníku, jež zahrnuje návrh řemenového převodu, pevnostní kontrolu hřídele, návrh ložisek pracovní a výstupní komory.

KLÍČOVÁ SLOVA

tlakový třídíč, dostředivý uzelník, odstředivý uzelník, přípravná látka, papírenský průmysl

ABSTRACT

This bachelor's thesis describes the design solution of the centripetal headbox screen operating in approach flow system of paper machine. The introductory section describes the basic differences and comparisons between centrifugal and centripetal concepts. The main part focuses on the description of an original design solutions centripetal headbox screen which includes the design of the belt drive, strength check of shaft, design of bearings, a work and the outlet chamber.

KEYWORDS

pressure screen, inflow headbox screen, outflow headbox screen, stock preparation lines, paper industry



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OBŠEL, A. *Tlakový třídič - uzelník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 80 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Alois Obšel



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., za cenné odborné rady a projevenou trpělivost. Zvláště bych chtěl poděkovat všem pracovníkům Technického oddělení přípravy látky společnosti PAPCEL a. s., za všechny hodnotné připomínky a poznatky, zvláště z oblasti papírenské technologie. A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat své manželce za projevenou podporu.



OBSAH

Úvod	10
1 Linka přípravný látky	11
2 Tlakové uzelníky	14
2.1 Odstředivý tlakový uzelník (Outflow)	15
2.1.1 Vývoj konstrukčních řešení	15
2.1.2 Princip činnosti odstředivého uzelníku	15
2.2 Dostředivý tlakový uzelník (Inflow)	17
2.2.1 Vývoj konstrukčního řešení	17
2.2.2 Princip činnosti dostředivého uzelníku	17
2.3 Srovnání outflow a inflow koncepce	19
3 Shrnutí zadání konstrukčního řešení	21
4 Vlastní konstrukční řešení	22
5 Návrh řemenového převodu	24
5.1 Určení převodového poměru s ohledem na obvodovou rychlost	24
5.2 Návrhový výpočet řemenového převodu	25
5.3 Určení působících sil v řemenovém převodu	29
5.4 Výpočet maximálního přenositelného momentu	31
5.5 Srovnání vypočtených hodnot s programem Design Flex	33
6 Kontrola zatížení ložisek elektromotoru	34
6.1 Kontrola ložisek XX kW elektromotoru	34
6.2 Kontrola ložisek XX kW elektromotoru	35
7 Pevnostní kontrola hřídele	36
7.1 Zatížení působící na hřídel	36
7.2 Výpočet průběhu zatížení	38
7.3 Statická kontrola hřídele	42
7.3.1 Statická kontrola průřezu I	43
7.3.2 Statická kontrola průřezu II	44
7.3.3 Statická kontrola průřezu III	46
7.3.4 Statická kontrola průřezu IV	48
7.4 Dynamická kontrola hřídele	50
7.4.1 Určení korigované meze únavy	50
7.4.2 Dynamická kontrola průřezu I	52
7.4.3 Dynamická kontrola průřezu II	53
7.5 Kontrola průhybu hřídele	54
7.5.1 Úhel natočení střednice hřídele v podpoře A	54



7.5.2	Úhel natočení střednice hřídele v podpoře B.....	54
8	Kontrola svěrného spojení řemenice stroje	55
9	Kontrola pera	56
10	Kontrola ložisek.....	58
10.1	Kontrola ložiska A	58
10.2	Kontrola ložiska B.....	60
11	Návrhový výpočet pláště a výstupní komory	63
11.1	Návrhový výpočet pláště	63
11.2	Návrhový výpočet klenutého dna horního víka	63
11.3	Návrhový výpočet kuželu výstupní komory	64
11.4	Výpočet předepjatého šroubového spoje horní příruby	65
11.5	Kontrolní výpočet svarů výstupní komory.....	67
	Závěr.....	71
	Seznam použitých zkratk a symbolů	74
	Seznam příloh.....	80



ÚVOD

Tato bakalářská práce je vypracována ve spolupráci se společností PAPCEL a. s., která je předním dodavatelem strojů a technologických řešení pro papírenský průmysl. Je schopna realizovat výstavbu papírny na zelené louce, od dodávky vlastní přípravné látky až po papírenský stroj. V roce 2015 provedla akvizici francouzské společnosti ABK Group, která vlastní technologické know-how druhého největšího výrobce Tissue papírenských strojů na světě. Tímto se společnosti PAPCEL otevřely nové trhy, pro jejichž potřebu je nutné vyvinout dostředivý tlakový uzelník, který se stane historicky prvním uzelníkem v této koncepci vyvinutým na našem území.

Cílem této bakalářské práce je tedy vyvinout a provést konstrukční řešení tohoto dostředivého tlakového uzelníku, které bude zohledňovat nejnovější poznatky v daném oboru. Zvláštní důraz je kladen i na snadnou obslužnost stroje, proto vznikl požadavek na vyvinutí konstrukce, která by umožňovala vyjmout všechny pracovní orgány včetně řemenice současně, tak aby případné opravy a demontáže nemusely probíhat ve velmi stísněných podmínkách poblíž stroje, ale k tomu určených dílnách. Jednalo by se o originální konstrukční řešení, které žádný jiný výrobce dostředivých uzelníků nenabízí. Zároveň má toto řešení zohledňovat i možnost využití uzelníku v linkách pro výrobu grafických papírů, kde je kladem důraz na čistotu konstrukce z hlediska uplývání deponitů.

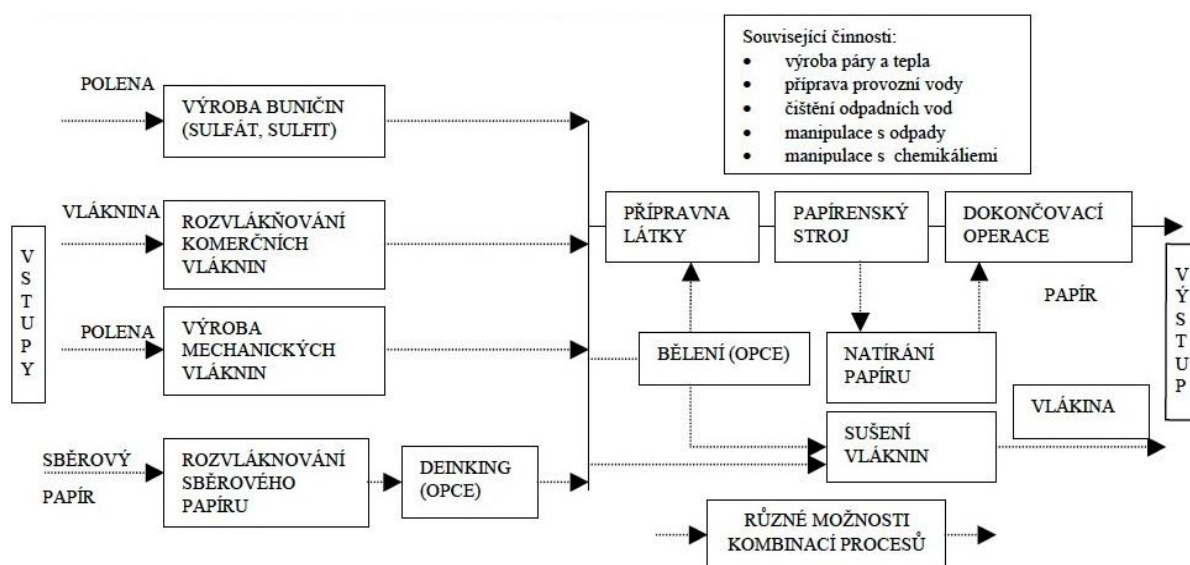


1 LINKA PŘÍPRAVNY LÁTKY

Technologie přípravy látky má v procesu výroby papíru (viz obr. 1) za úkol pomocí rozvláknění vytvořit papírenskou suspenzi, která je v několika stupních čištěna, v některých aplikacích navíc frakcionována a v konstantní části homogenizovaná tak, aby se na papírenský stroj dostávala bez shluku vláken a případných nečistot, které negativně ovlivňují kvalitu a mechanické vlastnosti vyráběného papíru.

Pro grafické a hygienické papíry (tzv. tissue), u nichž bývá kladen větší důraz na výslednou kvalitu se používána jako vstupní surovina buničina, která se zpracovává v celulózkách buď sulfátováním nebo sulfitováním. Jedná se o chemický proces, při němž se ze dřeva, popřípadě rostlin získávají molekuly celulózy.

Pro výrobu méně kvalitních obalových papírů jako jsou například kartony či lepenky se používá jako vstupní surovina buď dřevovina, získávána broušením dřeva, nebo v současnosti častější sběrový papír, jehož pořizovací náklady jsou výrazně nižší. Zvláštním případem jsou linky na výrobu filtračních a izolačních materiálů, kde se jako vstupní surovina používají syntetická, skelná nebo minerální vlákna. [16, str. 14]



Obrázek 1 Schéma výroby papíru (2 str. 31)

Linka přípravy látky je obvykle tvořena:

- Uzlem rozvláknění
- Uzlem hrubého třídění
- Uzlem jemného třídění
- Uzlem konstantní části



Podle druhu vyráběného papíru se tyto uzly modifikují, popřípadě zcela vypouštějí. Například linka přípravy látky pro výrobu linerů, neboli kartonu pro krycí vrstvu vlnité lepenky, je tvořena všemi výše zmíněnými uzly, protože vstupní surovinou je znečištěný sběrový papír. Naopak přípravná látka pro výrobu grafických, popřípadě hygienických papírů (tissue), je tvořena pouze uzlem rozvláknění, frakcionace a konstantní části, protože vstupní surovinou je čistá bělená celulóza. [17, str. 8]

Tlakové uzelníky se v linkách přípravy látky používají výhradně v konstantních částech, které jsou posledními technologickými uzly před nátokem na papírenský stroj. V konstantní části již není žádná zásobní nádrž, proto musí být průtok všemi stroji konstantní. Zpomalení průtoku vlivem ucpaní u kteréhokoliv stroje v této části se okamžitě projeví přetrhem na papírenském stroji. Papírenská látka vstupující do tohoto uzlu je již dostatečně vytříděna, a proto je uzel obvykle tvořen jen spirálními vířivými třídíči, sloužícími spíše jako bezpečnostní prvek, schopný vyčistit i větší nečistoty, a tlakovým uzelníkem, který slouží k homogenizaci látky před nátokem na papírenský stroj. Tlakový uzelník je spojen s nátokem přímým leštěným potrubím, proto jsou kladeny požadavky na minimální pulsy z výstupního hrdla uzelníku. Vzniklé pulsy, pokud nejsou tlumeny ve vloženém tlumiči pulsací, tvoří kolísání gramáže u vznikajícího listu papíru. Tento jev je například u grafických papírů téměř nepřipustný. [16, str. 19]

Dále se budeme zabývat pouze konstantní částí na výrobu kvalitních hygienických a grafických papírů, kde je vstupní surovinou bělená buničina, a jsou kladeny přísné požadavky na výstupní pulsy. Na těchto pozicích se výhradně používají uzelníky v dostředivé (inflow) koncepci, jehož konstrukční řešení je tématem této práce.

Popis konstantní části pro výrobu hygienických a grafických papírů



Obrázek 2 Příklad papírenského stroje pro výrobu tissue [19]



Uvedený příkladem je konstantní část přípravný látky (příloha P3) pro papírenský stroj na výrobu tissue papíru (obr. 2) s kapacitou **XX** t/den. Vstupní surovinou přípravný látky je bělená buničina. Tento koncept konstantní části je vhodný i pro linky na výrobu grafických papírů.

Konstantní části je předřazena strojní nádrž, kde dochází k míchání rafinované dlouhovláknité a krátkovláknité buničiny. Současně je do nádrže přiváděn i již rozvlákněný výmět, který tvoří zpracované odpady z papírenského stroje, jako jsou ořezy, případně rozvlákněný papír vzniklý po přetrhu.

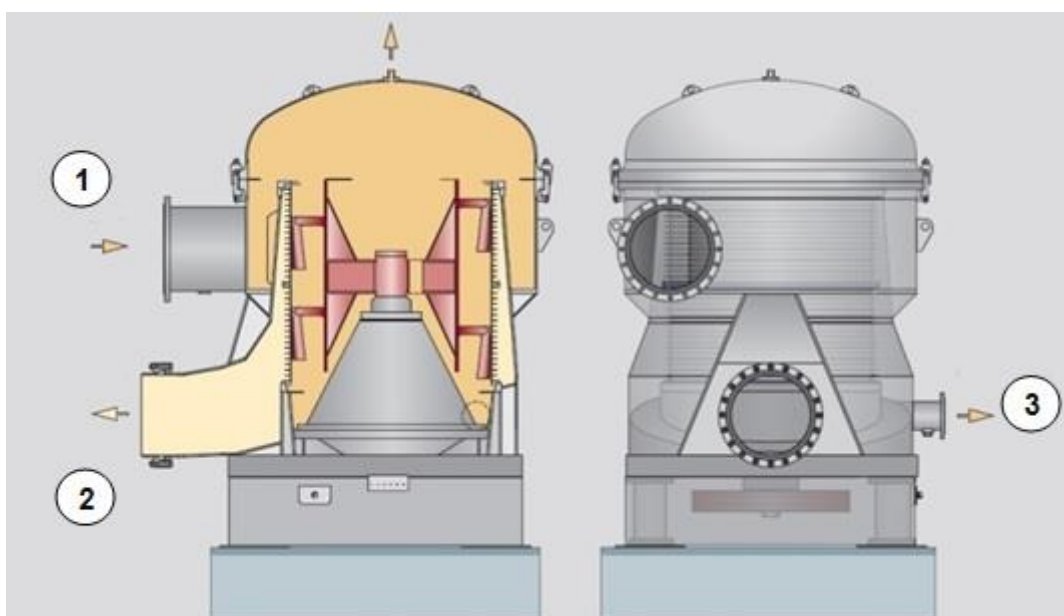
Uzel je tvořen stanicí **XX** kusů **XXXXX** vířivých třidičů, které zvládnou vyčistit drobné nečistoty i větší písky. Jejich vliv je ještě dotříd'ován na druhém stupni, který tvoří stanice **XXXXX** vířivých třidičů. Papírenská látka má v této části uzlu zvýšenou konzistenci na **XX%**, aby docházelo k efektivnějšímu čištění většího množství látky.

Následně se látka ředí na nátokovou konzistenci **XX%** a je homogenizována v uzelníku dostředivé (inflow) koncepce z něhož putuje přímo do nátok papírenského stroje, proto je u něj kladen důraz na minimální pulsy a zároveň musí být celá konstrukce uzelníku za sítím leštěna na povrchovou drsnost R_a **XX** μm , tak aby nikde nemohlo docházet k ulpívání papírenských vláken, případně depozitů, které by tvořili problém při změně barevného programu při výrobě grafických i hygienických papírů. [17, str. 9]



2 TLAKOVÉ UZELNÍKY

Tlakové uzelníky jsou stroje sloužící v linkách přípraven látek papírenského průmyslu. Pracují obvykle již s velmi vyčištěnou látkou v konstantní části papírenského stroje, kde je jejich hlavní úlohou homogenizovat přitékající látku a zabraňování tomu, aby se shluky (uzlíky) dostaly do nátoku papírenského stroje, čímž by výrazně snížily kvalitu vyráběného papíru. Při výrobě některých papírů jsou požadovány i minimální pulsy na výstupu látky z tlakového uzelníku. [2, str. 399]



Obrázek 3 Řez tlakovým uzelníkem Voith MSA [26]

1) vstupní hrdlo, 2) výstupní hrdlo, 3) výplivové hrdlo

Konstrukční provedení (viz obr. 3) je tvořeno rotačním pláštěm s hrdly pro vstup tříděné látky, výstup vytríděné látky a výpliv, který nespĺňuje dané požadavky na kvalitu výstupní látky. Třídění je prováděno válcovým sítem, které může být buď vrtané, nebo štěrbinové, aby nedocházelo k ucpaní síta je používán rotor, buď na vnější (inflow koncept) nebo na vnitřní straně síta (outflow koncept). Rotor je tvořen lopatkami, které tvoří tlakové pulsy čistící síto. Rotor se otáčí technologicky požadovanou obvodovou rychlostí, aby zajišťoval čištění, ale zároveň výrazně nezvyšoval příkon stroje. Pohon rotoru je realizován pomocí řemenového převodu, který je pro tuto aplikaci nejvhodnější. [2, str. 400]



2.1 Odstředivý tlakový uzelník (OUTFLOW)

2.1.1 VÝVOJ KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

Tlakové uzelníky v odstředivé (outflow) koncepci se poprvé objevily v polovině padesátých let a již na počátku šedesátých let prakticky vytlačily původní rovnotlaké bubnové otáčivé uzelníky. Za první významnější konstrukci lze považovat tlakový uzelník Black Clawson Selectifier z počátku šedesátých let. V sedmdesátých letech dochází k nárůstu využívání komunálního sběrového papíru, což vede k tomu, že se z uzelníků vyvíjejí tlakové třídíče, pracující s nečistotami v hrubém a jemném třídění, jako třídíče, frakcionátory a uzelníky. Tento vývoj postupně vedl k tomu, že u některých výrobců tlakové uzelníky jako samostatné konstrukce zanikají a ve výrobním programu jsou pouze tlakové třídíče, ze kterých se uzelníky stávají použitou kombinací síta a rotoru. Příkladem této koncepce jsou i současné stroje řady STU (obr. 4) společnosti PAPCEL uvedené na trh v roce 2001. [1], [18]



Obrázek 4 Tlakový třídíč STU-311 v uzelníkovém provedení [16]

Naopak v posledním desetiletí dochází k ústupu v používání univerzálních plášťů a začínají se tvořit samostatné uzelníkové pláště, které optimalizují průtok uzelníkem. Příkladem může být již výše uvedený tlakový uzelník Voith MSA. [26]

2.1.2 PRINCIP ČINNOSTI Odstředivého uzelníku

Tok látky uvnitř odstředivého uzelníku

Látka do odstředivé tlakového uzelníku vstupuje pod tlakem tangenciálním vtokovým hrdlem, ve kterém získává dostatečnou rychlost a tvoří vír. Následně přepadá přes hranu vtokového kanálu do pracovního prostoru mezi sítem a otáčejícím se rotorem. Látka prostupuje od shora dolů k výplivovému kanálu, při tomto procesu prochází dobrá látka



pomocí odstředivé síly přes síto do výstupního kanálu a následně do výstupního hrdla uzelníku. [18]

Na níže uvedeném obrázku (obr. 5) je znázorněn průtok tlakovým třídícím STU v kombinaci síta a rotoru pro tlakový uzelník. Z níže uvedeného je zřejmé, že při konstrukci pláště tlakového uzelníku by bylo **XXXXXX XXXXXX XXXXXX** výstupní kanál, ve kterém by se látka **XXXXXX**. V současnosti je plášť **XXXXXX XXXXXX XXXXXX** s ohledem **XXXXXX XXXXXX XXXXXX**, kde **XXXXXX** vytvářejí lepší podmínky pro **XXXXXX XXXXXX XXXXXX** potřebné k vytrídění **XXXXXX XXXXXX**. U uzelníku naopak **XXXXXX XXXXXX XXXXXX** na výstupu látky a **XXXXXX** průtočnost. Z toho důvodu v současnosti vzniká nová řada tlakových uzelníků OPS na platformě strojů STU s inovovanými **XXXXXX XXXXXX**.



Obrázek 5 Tok látky uvnitř stroje STU

Princip čištění síta u odstředivých uzelníků

Princip třídění síta u outflow koncepce je založen na tom, že lopatka svou náběžnou hranou zužuje prostor mezi rotorem a sítem, čímž vytváří přetlak, kterým protlačuje látku přes síto a zároveň uvolňuje ulpělé nečistoty na síť. Po projití náběžné hrany se látka dostává na odtokovou hranu, která naopak prostor mezi sítem a rotorem zvětšuje a vzniká podtlak, který vytahuje nečistoty ze síta a ty následně prochází dolů do výplivového kanálu. [18]



2.2 DOSTŘEDIVÝ TLAKOVÝ UZELNÍK (INFLOW)

2.2.1 VÝVOJ KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Za první významnější konstrukci inflow tlakového uzelníku lze považovat francouzský Lamort SP, vzniklý v šedesátých letech. Později se z něj zrodila přelomová konstrukce Lamort SPH, jehož celková koncepce se stala vzorem i mnoha konkurenčním uzelníkům. Z významnějších výrobců tlakových uzelníků jako jsou Voith, Valmet (Metso), GL&V a Andritz, má inflow uzelník ve svém výrobním programu pouze rakouská společnost Andritz, která v devadesátých letech odkoupila finský Ahlstrom, který vyvinul další přelomové řešení inflow uzelníku označovaného jako ModuScreen HB (obr. 6), s výstupní komorou ve tvaru klenutého dna, která slouží jako tlumič pulsací. [9], [15]



Obrázek 6 Andritz ModuScreen HB [9]

2.2.2 PRINCIP ČINNOSTI DOSTŘEDIVÉHO UZELNÍKU

Tok látky v dostředivém uzelníku

Látka vstupuje do dostředivého uzelníku tangenciálním vtokovým hrdlem a putuje k síti, před kterým se otáčí rotor s lopatkami (obr. 7). Jelikož dochází v uzelníku k odstředivému víření, které odnáší těžší nečistoty a shluky látky na plášť uzelníku, nedochází k tak výraznému ulpívání nečistot na síť. Výpliv je vypouštěn periodicky, obvykle při přetruhu na papírenském stroji. Zbytek látky se dostává k rotoru, který jí urychluje, látka se následně dostává přes síť pod velmi malým úhlem při velké rychlosti, což taktéž eliminuje tvoření lepidých shluků na síti. Vytríděná látka dále prostupuje k ložiskovému tělesu, které je provedeno kuželovitě, proto aby zajistilo rovnoměrné rozložení prostupu látky přes síť.



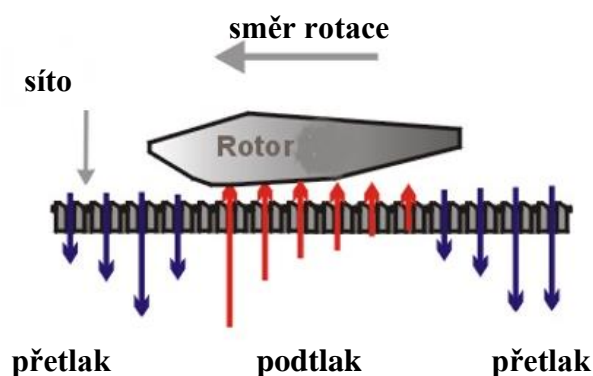
V případě, že není zajištěna rovnoměrnost prostupu, dochází v dolní části síta k zahušťování látky, které způsobuje nežádoucí kolísání konzistence.



Obrázek 7 Tok uzelníkem Lamort SPH [15]

Princip čištění síta u dostředivých uzelníků

Lopatky rotoru, jsou provedeny do kapkovitého tvaru a působí na náběžné hraně nárůst tlaku, který pomáhá protlačovat látku a uvolňovat shluky, které jsou následně vytahovány působením podtlaku na odtokové hraně lopatky. (obr. 8).



Obrázek 8 Schéma čištění síta (inflow) [10]



2.3 SROVNÁNÍ OUTFLOW A INFLOW KONCEPCE

Výhody inflow koncepce:

- Inflow uzelníky nevykazují oproti outflow koncepci výrazné pulsy na výstupu dobré látky, je to dáno tím, že tlakové pulsy působí rovnoměrně proti sobě a navzájem se tlumí.
- Nečistoty se působením odstředivé síly dostávají na plášť stroje a nehromadí se u síta, tato výhoda ale platí pouze u dobře vytříděných vstupních látek.
- Dosahují při stejných rozměrech síta vyšších průtoků, při výrazně nižších instalovaných výkonech elektromotorů.

Nevýhody inflow koncepce

- Inflow uzelníky mohou pracovat pouze s dobře vytříděnou látkou, protože celková konstrukce vykazuje jen malé třídící schopnosti.
- Nejsou schopny pracovat jako účinné jemné třídíče na pozici uzelníku, které se používají pro linky méně kvalitních papírů, kde je vypuštěno jemné třídění a uzelník kromě homogenizátoru pracuje i jako třídíč.
- U méně vytříděných látek může docházet ke spřádání nečistot na lopatkách. Popřípadě se mohou usazovat mezi koncem lopatky a patou síta, čímž by docházelo k jeho vydírání.

Z výše uvedeného lze usoudit, že obě dvě koncepce mají své klady i zápory a je výhodné je používat dle potřebných aplikací, případně konstrukčně minimalizovat jejich nevýhody. To dokládají i významní výrobci tlakových uzelníků, například společnost Voith, ve svém výrobním programu nemá inflow uzelník, místo toho se zaměřila u svého outflow konceptu MSA na hydrodynamickou čistotu stroje, čímž se snaží eliminovat problematiku pulsací. Naproti tomu společnost Andritz se orientovala výrazně na inflow uzelníky a technologii přípravy koncipuje, tak aby látka na tlakový uzelník přicházela již dostatečně vyčištěná.

Pro názornou představu je uvedena srovnávací tabulka (tab. 1) s výkony uzelníku odlišných konstrukčních řešení, jejichž původní hodnoty byly uvedeny pro různou šířku štěrbin a otvorů, avšak pro potřeby této tabulky jsou přepočítány k referenčnímu sítu s otvory $\phi 1,8$ mm, vhodnému pro uzelníky. Při zkouškách různých velikostí otvorů v síti je ověřeno, že změny průtoku odpovídají přibližně lineární změně velikosti otvorů. Podobná zákonitost platí i při změně plochy síta, proto lze z jednoho stroje odhadnout výkony různých velikostí. Této zákonitosti bylo využito při odhadu výkonů navrhovaného inflow uzelníku PAPCEL, označeného jako IPS-XXX, přestože zatím ještě není vyroben. Jako referenčního hodnot je užito odhadovaných výkonností inflow uzelníku IPS-435, který je tématem této práce.



Tabulka 1 Porovnání tlakových uzelníků [14], [25]

Koncepce uzelníku	OUTFLOW		INFLOW	
	Voith MSA XXX	PAPCEL STU-XXX	Hergen DVA-XXX	PAPCEL IPS-XXX
Typ stroje				
Plocha síta [m ²]	XXX	XXX	XXX	XXX
Rozměr síta (d/h) [mm]	XXX	XXX	XXX	XXX
Kapacita (průtok) [m ³ .s ⁻¹]	XXX	XXX	XXX	XXX
Instalovaný motor	XXX	XXX	XXX	XXX



Obrázek 9 Dostředivý tlakový uzelník Hergen DVA [14]



3 SHRnutí ZADÁNÍ KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Shrnutí zadání:

Tabulka 2 Shrnutí zadání pro konstrukční řešení

Veličina	Hodnota	Jednotka
Hltnost uzelníku:	65 000	$\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$
Maximální provozní tlak:	7	bar
Maximální pracovní konzistence:	X	%
Výkon elektromotoru:	XX	kW
Otáčky motoru:	XX	min^{-1}
Konstrukční výkon:	XX	kW
Obvodová rychlost rotoru:	XX	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Průměr síta:	XX	mm
Výška síta:	XX	mm

Z důvodu složitého modelování proudění papírenské vodolátky se výkony uzelníku určují předem papírenským technologem, který pro danou koncepci a velikost síta určí předběžný příkon stroje. Uzelníky se obvykle při prototypových zkouškách osazují výkonově o řadu vyšším elektromotorem a pomocí frekvenčního měniče se zjišťuje reálný příkon stroje. Z toho důvodu je v zadání uveden konstrukční výkon, na který je uzelník dimenzovaný.

Papírenským technologem jsou předem určeny rozměry síta i velikost lopatek, které jsou dány technologickým know-how společnosti. Po výrobě prototypu obvykle následuje série zkoušek různých konstrukcí lopatek.

Společnost PAPCEL ve svém výrobním programu preferuje uživatelsky pohodlná řešení konstrukcí strojů. Tudíž konstrukční řešení musí zajišťovat i snadnou demontovatelnost ložiskového tělesa včetně uloženého síta a řemenice. Toto řešení zatím jiný výrobce dostředivého uzelníku nezpracoval a bude se jednat o důležitou konkurenční výhodu, protože umožňuje demontovat všechny pracovní orgány a přemístit je na vhodné stanoviště. Například manipulování s řemenicí pod strojem (cca 250 kg) může představovat i možné bezpečnostní riziko.



4 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Vlastní řešení se snaží o maximální využití moderních trendů při konstrukci tlakových uzelníku. Jelikož se jedná o naprosto novou konstrukci a společnost PAPCEL, nemá s inflow koncepcí vlastní zkušenosti, tak byly rozpracovány dvě koncepce uspořádání stroje.

Řešení s XXXXX výstupní komorou

Jedná se o konvenčnější řešení tlakového uzelníku, které umožňuje jednodušší konstrukci, jak z hlediska výroby, tak z hlediska snadnosti řešení vyjímání ložiskového tělesa i s řemenicí. Další výhodou je možnost XXXXX frémy, která je XXXXX XXXX. Nevýhodou tohoto řešení je XXXXX XXXXX XXXXX, kde mohou vznikat oblasti XXXXX XXXXX XXXXX. Tyto změny v proudění způsobují XXXXX XXXXX uzelníku, které je potřeba XXXXX XXXXX. Dále v těchto místech může docházet k XXXXX XXXXX při práci v linkách pro výrobu grafických papírů.



Obrázek 10 Řešení s XXXXX výstupní komorou



Řešení s XXXXX výstupní komorou

Jedná se o originální řešení, které vzniklo v rámci této bakalářské práce. Tato koncepce je inspirována řešením uzelníku XXXXX, které jako výstupní komoru využívá XXXXX, ale neumožňuje vyjmutí ložiskového tělesa i s řemenicí. Oproti řešení s XXXXX XXXXX zajišťuje optimalizované proudění ve výstupní komoře uzelníku, navíc komora nevytváří žádné oblasti, ve kterých by se mohly zachytávat depozity. Nespornou výhodou je i to, že komora slouží současně i jako tlumič pulsací.



Obrázek 11 Řešení s XXXXX výstupní komorou

Nevýhodou této koncepce jsou XXXXX a složitější řešení vyjímání ložiskového tělesa i s řemenicí, než u řešení s XXXXX výstupní komorou, jelikož je nutná demontáž XXXXX XXXXX XXXXX. Tato nevýhoda je zčásti eliminována tím, že XXXXX XXXXX XXXXX XXXXX, který by byl proveden v trase i u konvenčního řešení.

Jako výsledné řešení pro tuto práci je použito z hlediska papírenské technologie progresivnější konstrukční řešení s XXXXX výstupní komorou.



5 NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Řemenový převod je navržen s využitím násobných řemenů Predator od výrobce Gates, který pro výpočet dodává návrhový program Design Flex. Přestože je řemen ve výpočtovém programu navržen pomocí evropských profilů dle DIN 7753, tak výrobce ve svém katalogu uvádí pouze hodnoty pro profily řemenů podle americké normy RMA/MPTA v imperiálních jednotkách, proto byly pro potřeby vlastního výpočtu tabulkové hodnoty výkonu řemenů převedeny do metrické soustavy a pomocí lineární interpolace určeny výkony pro potřebnou velikost řemenice a počet otáček. V závěru je provedeno srovnání výsledku tohoto výpočtu s hodnotami z návrhového programu Design Flex. [11], [13]

5.1 URČENÍ PŘEVODOVÉHO POMĚRU S OHLEDEM NA OBVODOVOU RYCHLOST

Výpočet potřebných otáček rotoru:

$$n_{rp} = \frac{60 \cdot v_{rp}}{\pi \cdot d_r}, \quad [min^{-1}] \quad (1)$$

$$n_{rp} = \frac{60 \cdot XX}{\pi \cdot XX} = XX \text{ min}^{-1}$$

Kde: $v_{rp} = XX \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; průměrná obvodová rychlost určená papírenským technologem

$d_r = XX \text{ m}$; střední průměr rotoru procházející osou lopatek

60 přepočítávací konstanta jednotek ze s^{-1} na min^{-1}

Výpočet předběžného převodového poměru:

$$i_p = \frac{n_m}{n_{rp}}, \quad [-] \quad (2)$$

$$i_p = \frac{988}{XX} = XX [-]$$

Kde: $n_m = 988 \text{ min}^{-1}$; katalogové otáčky šestipólového elektromotoru s výkonem $XX \text{ kW}$, [21, str. 98]

**Volba výsledného převodového poměru:**

$$i = X [-]$$

Zvolené celé číslo převodového poměru je výhodnější pro možné nahrazení vyráběných řemenic, nakupovanými řemenicemi. Další výhoda spočívá v tom, že navrhovaný uzelník je prototyp a obvodové rychlosti nejsou určeny přesně. Menší převodový poměr řemenic umožňuje, případně navýšení poměru tím, že je osoustružena hnací řemenice u motoru na menší průměr.

Výpočet výsledných otáček rotoru:

$$n_r = \frac{n_m \cdot \eta_{\text{ř}}}{i}, \quad [\text{min}^{-1}] \quad (3)$$

$$n_r = \frac{988 \cdot 0,96}{XX} = XX \text{ min}^{-1}$$

Kde: $\eta_{\text{ř}} = 0,96$; účinnost řemenového převodu [4, str. 993]

Výpočet výsledné obvodové rychlosti:

$$v = \pi \cdot d_r \cdot n_r \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4)$$

$$v = \frac{\pi \cdot XX \cdot XX}{60} = XX \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

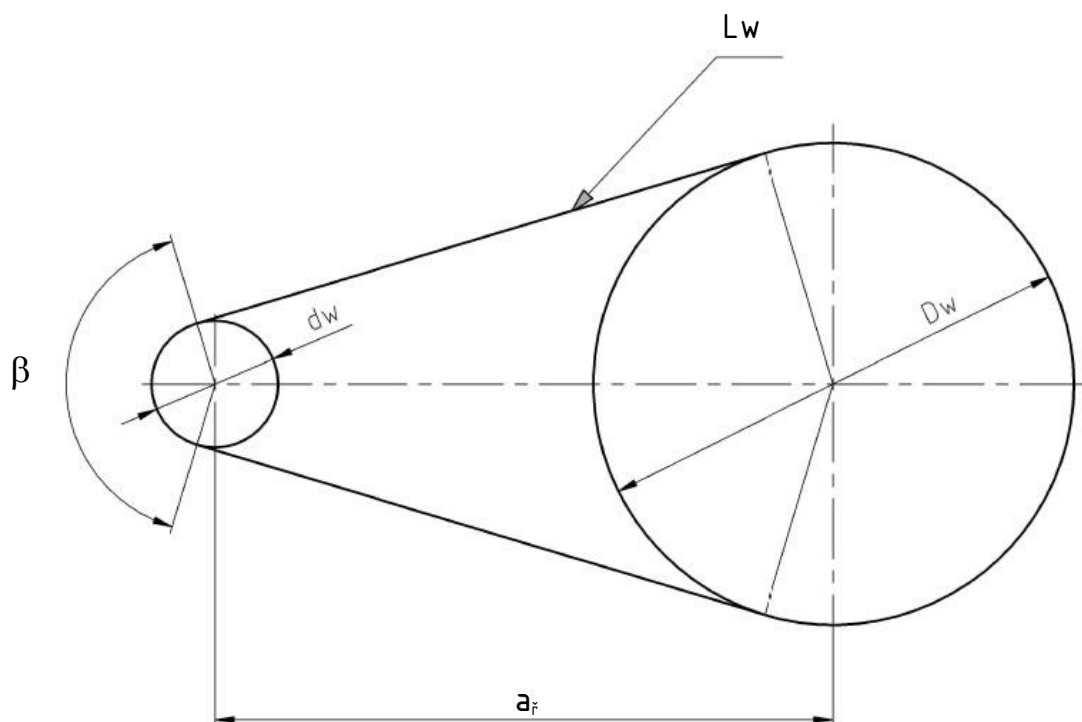
Kde: 60; hodnota sloužící jako přepočítávací konstanta z $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ na $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

5.2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Při návrhovém výpočtu řemenového převodu a silových poměrů na něm je vycházeno ze vztahů dle literatury. [4, str. 1007-1018]

S ohledem na velikost přenášeného výkonu, otáček a výpočtového průměru hnací řemenice [3, str. 543] volím:

Řemeny s úzkým profilem **SPBP**, jedná se o komerční označení společnosti Gates pro výkonnější řemeny s profilem SPB. [13, str. 3.7]



Obrázek 12 Základní rozměry řemenového převodu

Volba výpočtového průměru hnací řemenice:

Minimální průměr řemenice pro řemeny SPB je $d_{w(\min)} = 140 \text{ mm}$; [13, str. 3.4] volím:

$$d_w = \text{XX mm};$$

Určení výpočtového průměru hnané řemenice:

$$D_w = i \cdot d_w \text{ [mm]} \quad (5)$$

$$D_w = \text{XX} \cdot \text{XX} = \text{XX mm}$$

Určení předběžné výpočtové délky řemenu:

$$L_{wp} = 2 \cdot a_{\check{r}p} + \frac{\pi \cdot (D_w + d_w)}{2} + \frac{(D_w - d_w)^2}{4 \cdot a_{\check{r}p}}, \quad \text{[mm]} \quad (6)$$



$$L_{wp} = 2 \cdot 1\,600 + \frac{\pi \cdot (XX + XX)}{2} + \frac{(XX - XX)^2}{4 \cdot 1\,600} = 5\,185 \text{ mm}$$

Kde: $a_{řp} = 1\,600 \text{ mm}$; předběžná osová vzdálenost řemenic

Volím nejbližší vyšší hodnotu výpočtové délky řemenu [13, str. 3.22]

$$L_w = 5\,300 \text{ mm}$$

Skutečná osová vzdálenost řemenic:

$$a_{ř} = 0,25 \cdot \left\{ \left[L_w - \frac{\pi}{2} \cdot (D_w + d_w) \right] + \sqrt{\left[L_w - \frac{\pi}{2} \cdot (D_w + d_w) \right]^2 - 2 \cdot (D_w - d_w)^2} \right\} \quad (7)$$

$$a_{ř} = 0,25 \cdot \left\{ \left[5\,300 - \frac{\pi}{2} \cdot (XX + XX) \right] + \sqrt{\left[5\,300 - \frac{\pi}{2} \cdot (XX + XX) \right]^2 - 2 \cdot (XX - XX)^2} \right\}$$

$$= 1\,6XX,3 \text{ mm}$$

Kontrola osové vzdálenosti:

Osová vzdálenost u úzkých klínových řemenů by se měla pohybovat v rozmezí:

$$D_w < a < 3 \cdot (d_w + D_w) \quad (8)$$

$$1\,000 < 1\,6XX,3 < 3 \cdot (200 + 1\,000)$$

Osová vzdálenost vyhovuje zadané podmínce.

Určení dovoleného výkonu přenášeného jedním řemenem:

$$P_D = c_1 \cdot c_3 \cdot P_R \quad [kW] \quad (9)$$

$$P_D = 0,93 \cdot 1,07 \cdot 16,4 = 16,3 \text{ kW}$$

Kde: $c_1 = 0,93$; součinitel úhlu opásání menší řemenice [4, str. 1012]

$c_3 = 1,07$; součinitel délky řemenu [23, str. 7]



$P_r = 16,4 \text{ kW}$; jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem, získaný
přepočtem z katalogu GATES [11, str. B60]

Určení návrhového výkonu řemenového převodu:

Pro standardní použití uzelníku (**XX** kW):

$$P_{(s)}' = c_2 \cdot P_{(s)} \quad [kW] \quad (10)$$

$$P_{(s)}' = 1,3 \cdot \mathbf{XX} = \mathbf{XX} \text{ kW}$$

Kde: $c_2 = 1,3$; součinitel provozního zatížení [4, str. 1013]

$P_{(s)} = \mathbf{XX} \text{ kW}$; výkon elektromotoru pro standardní použití uzelníku

Pro prototypové zkoušky uzelníku (**XX** kW):

$$P_{(p)}' = c_2 \cdot P_{(p)} \quad [kW] \quad (11)$$

$$P_{(p)}' = 1,3 \cdot \mathbf{XX} = \mathbf{XX} \text{ kW}$$

Kde: $P_{(p)} = \mathbf{XX} \text{ kW}$; výkon elektromotoru pro zkoušky prototypu uzelníku

Určení počtu řemenů:

Pro standardní použití uzelníku (**XX** kW):

$$z_{(s)} = \frac{P_{(s)}'}{P_D} \quad [-] \quad (12)$$

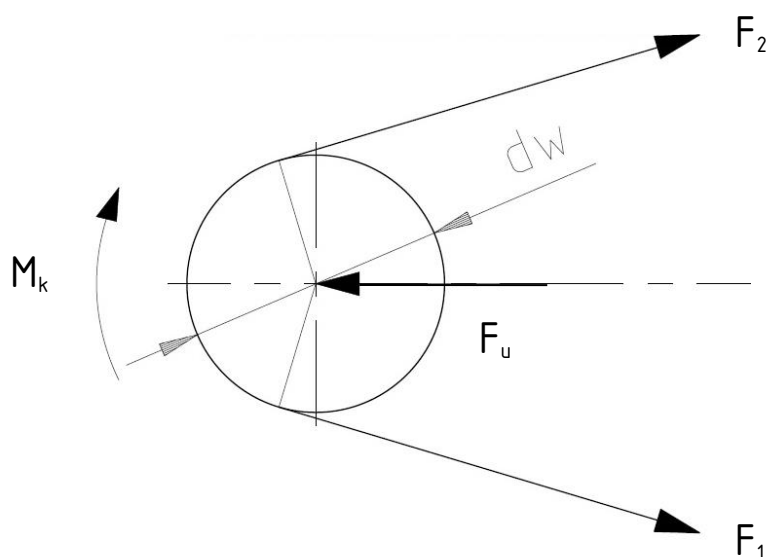
$$z_{(s)} = \frac{\mathbf{XX}}{16,3} = \mathbf{XX} \text{ volím počet řemenů } z_{(s)} = \mathbf{XX}$$

Pro prototypové zkoušky uzelníku (**XX** kW):

$$z_{(p)} = \frac{P_{(p)'}}{P_D} \quad [-] \quad (13)$$

$$z_{(p)} = \frac{\mathbf{XX}}{16,3} = \mathbf{XX} \quad \text{volím počet řemenů } z_{(p)} = \mathbf{XX}$$

5.3 URČENÍ PŮSOBÍCÍCH SIL V ŘEMENOVÉM PŘEVODU



Obrázek 13 Silové poměry v řemenu

Výpočet tahové síly v řemenu od odstředivé síly:

$$F_c = \rho_t \cdot v_{\dot{\gamma}}^2; \quad [N] \quad (14)$$

Kde: $\rho_t = 0,242 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$; délková hustota řemene s profilem SPBP [12, str. 3]

Výpočet obvodové rychlosti řemene:

$$v_{\dot{\gamma}} = \frac{\pi \cdot d_w \cdot n_m}{60 \cdot 1\,000}; \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (14.1)$$

$$v_{\dot{\gamma}} = \frac{\pi \cdot \mathbf{XX} \cdot 988}{60 \cdot 1\,000} = \mathbf{XX} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Vlastní výpočet tahové síly v řemenu:

$$F_c = 0,242 \cdot XX^2 = XX \text{ N}$$

Výpočet rozdílu sil v napjaté a ochablé části opásání:

$$\Delta F = \frac{P_D \cdot 1\,000}{v_{\dot{\gamma}}}; [N] \quad (15)$$

$$\Delta F = \frac{16,3 \cdot 1\,000}{XX} = XX \text{ N}$$

Výpočet síly v napjaté části opásání:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \cdot e^{(f_k \cdot \beta)}}{e^{(f_k \cdot \beta)} - 1}; [N] \quad (16)$$

Výpočet úhlu opásání menší řemenice

$$\beta = \pi - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{D_w - d_w}{2 \cdot a_{\dot{\gamma}}}\right); [rad] \quad (17)$$

$$\beta = \pi - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{XX - XX}{2 \cdot 1\,659,3}\right) = XX \text{ rad}$$

Vlastní výpočet síly v napjaté části opásání

$$F_1 = XX + \frac{XX \cdot e^{(0,45 \cdot XX)}}{e^{(0,45 \cdot XX)} - 1} = 2\,286,9 \text{ N}$$

Kde: $f_k = 0,45$; součinitel tření mezi řemenicí a řemenem [4, str. 1012]

Výpočet síly v ochablé části opásání:

$$F_2 = F_1 - \Delta F; [N] \quad (18)$$



$$F_2 = 2\,286,9 - XX = XX \text{ N}$$

Výpočet počátečního předpětí jednoho řemene:

$$F_{u1} = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_C; [N] \quad (19)$$

$$F_{u1} = \frac{2\,291,1 + XX}{2} - XX = XX \text{ N}$$

Výpočet celkového předpětí řemenů:

Pro standardní použití uzelníku (XX kW):

$$F_{u(s)} = z_{(s)} \cdot F_{u1}; [N] \quad (20)$$

$$F_{u(s)} = XX \cdot XX = XX \text{ N}$$

Kde: $z_{(s)} = XX$; počet řemenů pro standardní použití (vzorec č. 12)

Pro prototypové zkoušky uzelníku (XX kW):

$$F_{u(p)} = z_{(p)} \cdot F_{u1}; [N] \quad (21)$$

$$F_{u(p)} = XX \cdot XX = XX \text{ N}$$

Kde: $z_{(p)} = 6$; počet řemenů pro prototypové zkoušky (vzorec č. 13)

5.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO PŘENOSITELNÉHO MOMENTU

Výpočet maximálního točivého momentu působící na hnací řemenici pro jeden řemen:

$$M_{max,1} = \frac{\Delta F \cdot d_w}{2 \cdot 1000}; [N \cdot m] \quad (22)$$

$$M_{max,1} = \frac{XX \cdot XX}{2 \cdot 1000} = XX \text{ N} \cdot m$$

**Výpočet maximálního točivého momentu působícího na hnané řemenici:**Pro standardní použití uzelníku (**XX** kW):

$$M_{(s)} = M_{max,1} \cdot i \cdot \eta_{\check{r}} \cdot z_{(s)}; \quad [N \cdot m] \quad (23)$$

$$M_{(s)} = 157,5 \cdot \mathbf{XX} \cdot 0,96 \cdot \mathbf{XX} = \mathbf{XX} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Kde: $\eta_{\check{r}} = 0,96$; předpokládaná účinnost řemenového převodu [4, str. 993] $i = \mathbf{X}$; převodový poměr (kapitola 4.1)Pro prototypové zkoušky uzelníku (**XX** kW):

$$M_{(p)} = M_{max,1} \cdot i \cdot \eta_{\check{r}} \cdot z_{(p)}; \quad [N \cdot m] \quad (24)$$

$$M_{(p)} = 157,5 \cdot \mathbf{XX} \cdot 0,96 \cdot \mathbf{XX} = \mathbf{XX} \text{ N} \cdot \mathbf{m}$$

Určení mezních osových vzdáleností

Konstrukce uložení musí dovolit změnu osové vzdálenosti řemenového převodu, tak aby mohlo dojít k sejmutí nebo napínání řemene. Hodnoty jsou určeny z katalogu a pře počteny z imperiálních jednotek na metrické. [11, str. D30]

Pro napnutí řemene:

$$a_{\check{r},max} = a_{\check{r}} + x_n; \quad [mm] \quad (25)$$

$$a_{\check{r},max} = 1\,659,3 + 58 = 1\,717,3 \text{ mm}$$

Kde: $x_n = 58 \text{ mm}$ tolerance potřebná pro napnutí řemenu [11, str. D30]

Pro sejmutí řemene:

$$a_{\check{r},min} = a_{\check{r}} + x_s; \quad [mm] \quad (26)$$

$$a_{\check{r},min} = 1\,659,3 - 46 = 1\,613,3 \text{ mm}$$

Kde: $x_s = 46 \text{ mm}$ tolerance potřebná pro sejmutí řemenu [11, str. D30]



5.5 SROVNÁNÍ VYPOČTENÝCH HODNOT S PROGRAMEM DESIGN FLEX

Tabulka 3 Výsledné hodnoty výpočtů řemenového převodu

Veličina	Jednotky	Výpočet		Design Flex	
		Standart	Prototyp	Standart	Prototyp
Počet řemenů:	[-]	XX	XX	XX	XX
Napínací síla řemenů:	[N]	7 378,5	8 854,2	8 711	11 878
Středová vzdálenost:	[mm]	1 659,3		1 659,1	
Instalační tolerance:	[mm]	1 613,3 – 1 717,3		1 609,1 – 1 724,1	

Z důvodu částečné odchylky hodnot z vlastního výpočtu od hodnot z programu Desing Flex budou v následujícím výpočtu použity hodnoty z programu Desing Flex s tím, že hodnota vypočteného maximálního přenositelného momentu pro prototypové provedení bude při zatížení hřídele použita se zvolenou bezpečností k_m .

$$M_k = M_{(p)} \cdot k_m; [N \cdot m] \quad (27)$$

$$M_k = \mathbf{XX} \cdot \mathbf{XX} = 5\,216 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: $k_m = \mathbf{XX}$; zvolená momentová bezpečnost

Důvod vzniku této odchylky může být různý, přesto se domnívám, že na výpočet mohla mít vliv nepřesná znalost výkonu použitého řemenu, popřípadě neznalost použitých korekčních koeficientů v programu Design Flex, které nelze nastavit ani zobrazit.



6 KONTROLA ZATÍŽENÍ LOŽISEK ELEKTROMOTORU

Pro kontrolu ložisek standardních elektromotorů výrobce uvádí hodnotu maximálního zatížení na začátku (u motoru) a na konci válcového konce hřídele elektromotoru. Přestože zatížení od řemenice působí přibližně v 1/3 od konce hřídele, bude pro kontrolu uvažována dovolená hodnota zatížení pro konec hřídele. U provedení se zesílenými ložisky výrobce dodává graf pro přesné určení dovoleného zatížení dle působící vzdálenosti. [21]

6.1 KONTROLA LOŽISEK XX kW ELEKTROMOTORU

Standardní provedení ložisek

Působící zatížení:

$$F_{u(s)} = 8\,711\text{ N}, \quad \text{napívací síla působící na hřídel elektromotoru (tab. 2)}$$

Dovolené zatížení:

$$F_{m(s)} = \text{XX N}, \quad \text{max. dovolená síla působící na konci hřídele motoru [21, str. 1/46]}$$

Kontrola:

$$F_{m(s)} < F_{u(s)}$$

→ nutnost volby elektromotoru se zesílenými ložisky

Zesílené provedení ložisek

Dovolené zatížení zesílených ložisek

$$F_{mz(s)} = \text{XX N}, \quad \text{max. dovolená síla působící na hřídel elektromotoru [21, str. 1/48]}$$

Kontrola:

$$F_{mz(s)} < F_{u(s)}$$

→ zesílená ložiska vyhovují, nutnost přidat k označení **L22**



6.2 KONTROLA LOŽISEK XX kW ELEKTROMOTORU

Standardní provedení ložisek

Působící zatížení:

$$F_{u(p)} = 11\,878\text{ N}, \quad \text{napínací síla působící na hřídel elektromotoru (tab. 2)}$$

Dovolené zatížení:

$$F_{m(p)} = \mathbf{XX}\text{ N}, \quad \text{max. dovolená síla působící na konci hřídele motoru [21, str. 1/46]}$$

Kontrola:

$$F_{m(p)} < F_{u(p)}$$

→ nutnost volby elektromotoru se zesílenými ložisky

Zesílené provedení ložisek

Dovolené zatížení zesílených ložisek

$$F_{mz(p)} = \mathbf{XX}\text{ N}, \quad \text{max. dovolená síla působící na hřídel elektromotoru [21, str. 1/46]}$$

Kontrola:

$$F_{mz(p)} < F_{u(p)}$$

→ zesílená ložiska vyhovují, nutnost přidat k označení **L22**

Výsledné typy elektromotorů:

Pro standardní použití uzelníku (**XX kW**): SIEMENS **XX**

Pro prototypové zkoušky uzelníku (**XX kW**): SIEMENS **XX**



7 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE

Volba koeficientu bezpečnosti

Po provedení analýzy rizik dle A. G. Pugsleyho a konzultaci s hlavním konstruktérem je volen koeficient bezpečnosti:

$$k = 1,8$$

7.1 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL

Zatížení od napínací síly řemenového převodu:

Hřídel je v radiálním směru nejvíce zatěžována od napínací síly řemenového převodu, pro výpočet je uvažováno s nejvyšší napínací silou potřebnou pro přenesení **XX** kW v prototypovém provedení uzelníku (viz tab. 3).

$$F_{u(p)} = 11\,878\, N$$

Z důvodu kontroly ložisek na minimální zatížení, je nutné určit i minimální působící sílu od řemenového převodu, pro standardní provozní podmínky s **XX** kW elektromotorem.

$$F_{u(s)} = 8\,711\, N$$

Zatížení od odstředivé síly nevyvážku:

Přestože je rotor při výrobě dynamicky vyvažován, lze předpokládat, že během provozu může dojít k jeho nevyvážení, které se bude projevovat jako síla působící na hřídel v místě uložení rotoru. Vyšší hodnota nevyvážku je volena i z důvodu postihnutí možného nevyvážku vytvořeného shluky papírenských vláken na lopatce.

$$F_{on} = \frac{2 \cdot m_n \cdot v^2}{d_r}; \quad [N] \quad (28)$$

$$F_{on} = \frac{2 \cdot X \cdot XX^2}{XX} = 1\,199\, N$$

Kde: $m_n = \mathbf{XX}$ kg; hmotnost uvažovaného nevyvážku



$v = \mathbf{XX} \text{ m.s}^{-1}$; obvodová rychlost rotoru vypočtena ve vzorci č. 4

$d_r = \mathbf{XX} \text{ mm}$; střední průměr rotoru procházející osou lopatek

Zatížení od hmotnosti rotoru:

$$F_{mr} = m_r \cdot g; [N] \quad (29)$$

$$F_{mr} = 559,4 \cdot 9,81 = 5\,487,7 \text{ N}$$

Kde: $m_r = 559,4 \text{ kg}$; hmotnost rotoru, hodnota určena z konstrukčního programu Autodesk Inventor 2012

$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$; gravitační zrychlení

Zatížení od tlaku kapaliny působící na rotor:

Plášť uzelníku můžeme považovat za uzavřenou tlakovou nádobu, ve které je tlak v celém objemu konstantní. Z toho vyplývá, že tlakové účinky působící na rotor se díky vlastní geometrii rotoru vzájemně vyruší, kromě místa uložení hřídele. Tato část tlaku se pak přenáší axiální silou na hřídel a ložiska (viz obr. 14 nebo příloha P1).



Obrázek 14 Zatížení hřídele tlakem působícím na rotor

$$F_{pr} = p \cdot \frac{\pi \cdot D_r^2}{4}; [N] \quad (30)$$



$$F_{pr} = 0,7 \cdot \frac{\pi \cdot 105^2}{4} = 6\,061 \text{ N}$$

Kde: $p = 0,7 \text{ MPa}$; pracovní tlak v uzelníku viz zadání tabulka 2

$D_r = 105 \text{ mm}$; průměr ovlivňující působící sílu od tlaku na rotor

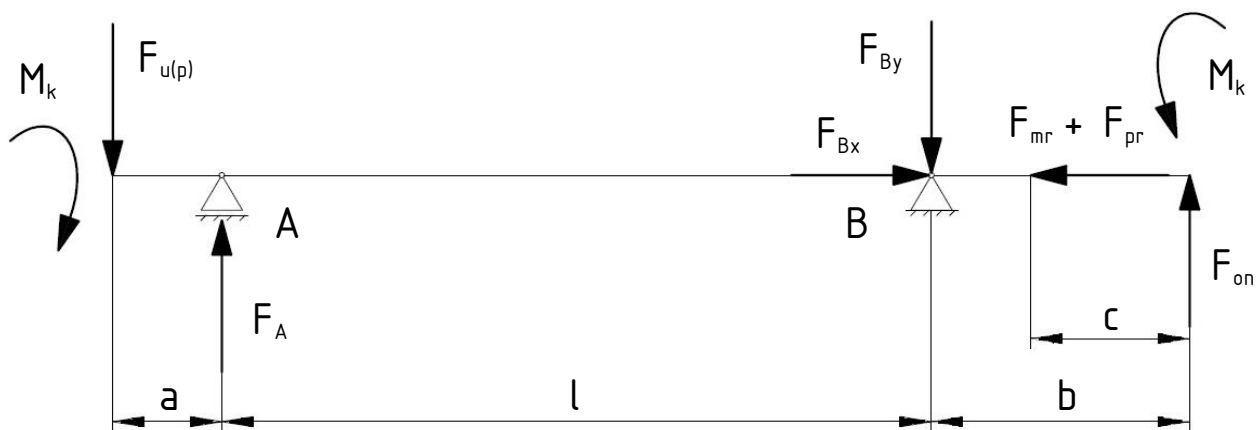
Zatížení od krouticího momentu:

Hřídel může být zatěžována krouticím momentem, a to do té chvíle než přesáhne hodnota momentu maximální točivý moment, který jsou schopny přenést řemeny. V případě přesáhnutí dochází k prokluzu řemenů a hřídel již není tímto vyšším momentem zatěžována. Proto je jako hodnota nejvyššího krouticího momentu určena hodnota z výpočtu nejvyššího přenositelného momentu působícího na hnané řemenici pro prototypové provedení (vzorec 27).

$$M_k = 5\,216 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.2 VÝPOČET PRŮBĚHU ZATÍŽENÍ

Hřídel je zatěžována maximálními silami, které na ní působí, avšak u reakcí v podporách A a B jsou vypočtena i minimální radiální zatížení, které se následně využijí při určení minimálního dovoleného zatížení ložisek. Minimální zatížení hřídele uvažuje s napínací silou pro **XX** kW pohon a se zanedbanou radiální silou působící na rotor.



Obrázek 15 Zatížení působící na hřídel



Určení vzdáleností silového působení

$a = 210 \text{ mm}$	vzdálenost ložiska A od řemenice
$b = 436 \text{ mm}$	vzdálenost ložiska B od středu pera rotoru
$c = 309 \text{ mm}$	vzdálenost axiální uložení rotoru od středu pera rotoru
$l = 1\,430 \text{ mm}$	vzdálenost mezi ložisky

Podmínka momentové rovnováhy k bodu B:

$$\sum M_B = 0; \quad -F_{u(p)} \cdot (a + l) + F_A \cdot l + F_{on} \cdot b = 0 \quad [N \cdot m] \quad (31)$$

Vypočet reakce F_A z podmínky momentové rovnováhy:

$$F_A = \frac{F_{u(p)} \cdot (a + l) - F_{on} \cdot b}{l}; \quad [N] \quad (31.1)$$

$$F_A = \frac{11\,878 \cdot (0,210 + 1,430) - 1\,199 \cdot 0,436}{1,430} = 13\,257 \text{ N}$$

Výpočet minimálního zatížení v podpoře A

$$F_{A,min} = \frac{F_{u(s)} \cdot (a + l)}{l}; \quad [N] \quad (31.2)$$

$$F_{A,min} = \frac{8\,711 \cdot (0,210 + 1,430)}{1,430} = 9\,990 \text{ N}$$

Podmínka silové rovnováhy v ose y:

$$\sum F_y = 0; \quad -F_{u(p)} + F_A - F_{By} + F_{on} = 0 \quad [N] \quad (32)$$



Vypočet reakce F_{By} z podmínky silové rovnováhy:

$$F_{By} = -F_{u(p)} + F_A + F_{on}; \quad [N] \quad (32.1)$$

$$F_{By} = -11\,878 + 13\,257 + 1\,199 = 2\,578 \text{ N}$$

Výpočet minimálního zatížení v podpoře B v radiálním směru:

$$F_{By,min} = -F_{u,(s)} + F_{A,min}; \quad [N] \quad (32.2)$$

$$F_{By,min} = -8\,711 + 9\,990 = 1\,189 \text{ N}$$

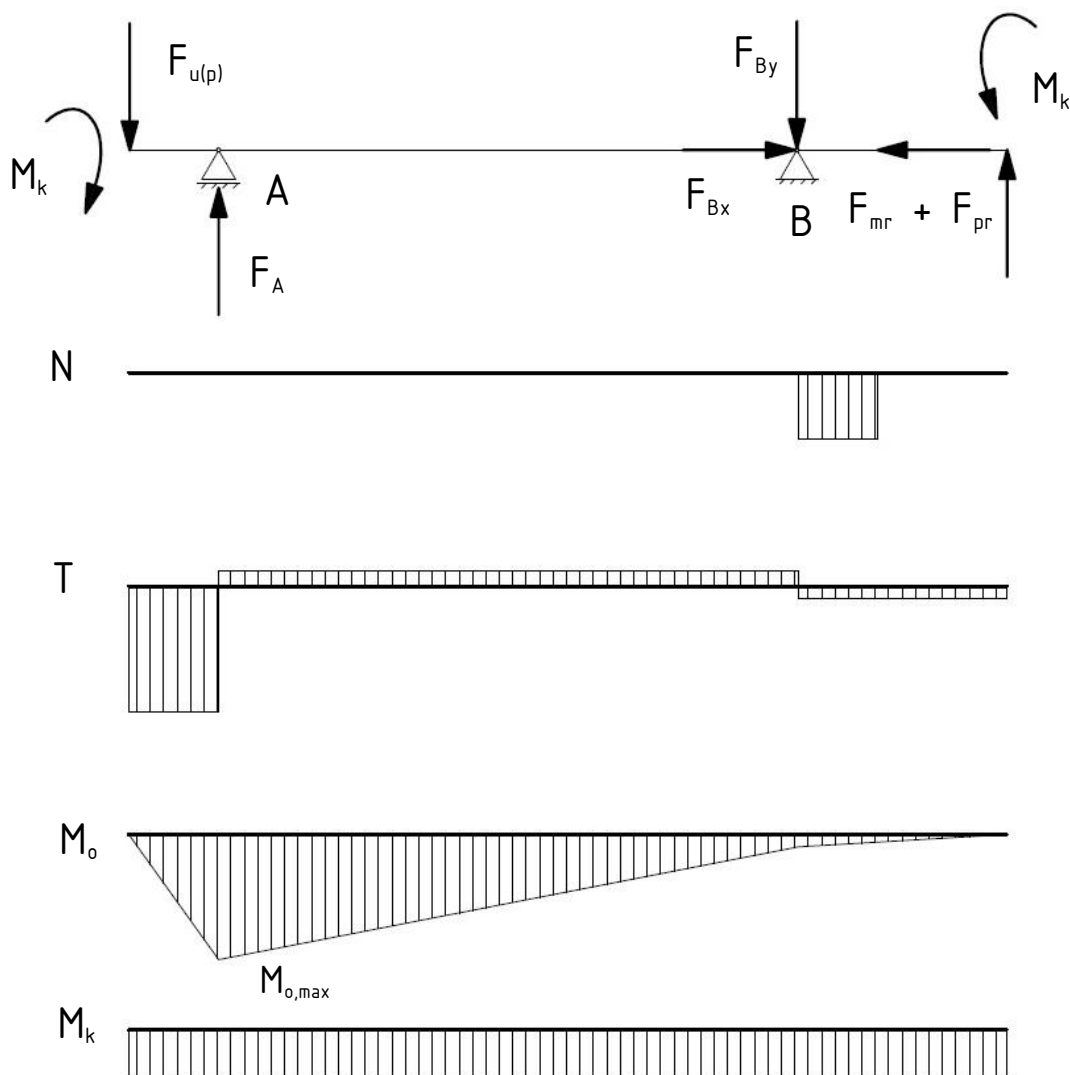
Podmínka silové rovnováhy v ose x:

$$\sum F_x = 0; F_{Bx} - F_{mr} - F_{pr} = 0; \quad [N] \quad (33)$$

Vypočet reakce F_{Bx} z podmínky silové rovnováhy:

$$F_{Bx} = F_{mr} + F_{pr}; \quad [N] \quad (33.1)$$

$$F_{Bx} = 5\,488 + 6\,061 = 11\,549 \text{ N}$$

Určení průběhu VVÚ:

Obrázek 16 Průběh VVÚ

Určení maximálního ohybového momentu:

$$M_{o,max} = F_{u(p)} \cdot a \quad [N \cdot m] \quad (34)$$

$$M_{o,max} = 11\,878 \cdot 0,210 = 2\,494 \text{ N} \cdot m$$

Předběžné určení minimálního průměru hřídele:

Jedná se o předběžný výpočet dle teorie HMH [4, str. 295]. Tento výpočet nelze považovat za konečný a je nutná kontrola statické a dynamické bezpečnosti navržených průměrů v nebezpečných průřezech.



$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot k}{\pi \cdot R_e} \cdot \sqrt{4 \cdot M_{o,max}^2 + 3 \cdot M_k^2}}; [m] \quad (35)$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,8}{\pi \cdot 450 \cdot 10^6} \cdot \sqrt{4 \cdot 2494^2 + 3 \cdot 5216^2}} = 0,05946 m = 59,5 mm$$

Kde: $k = 1,8$; koeficient bezpečnosti

$R_e = 450 \text{ MPa}$; mez kluzu pro materiál 1.4462

7.3 STATICKÁ KONTROLA HŘÍDELE

Výše uvedený výpočet minimálního průměru hřídele neuvažuje vlivy koncentrátů napětí ve vrubech, které výrazně zvyšují kritická napětí. Proto se musí určit nebezpečné průřezy a v nich provést kontrola dovoleného napětí.

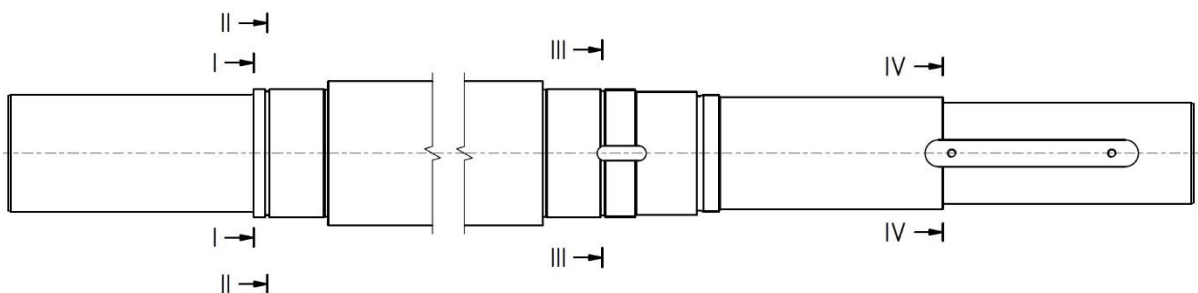
Stanovení nebezpečných průřezů:

Průřez I: nebezpečný z hlediska spojení vyššího ohybového momentu a osazení

Průřez II: nebezpečný z hlediska spojení vyššího ohybového momentu a zápichu

Průřez III: nebezpečný z hlediska spojení zápichu a drážky pro MB podložku

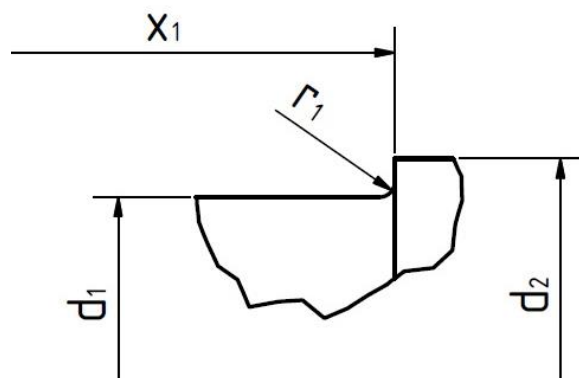
Průřez IV: nebezpečný z hlediska spojení osazení a drážky pro pero



Obrázek 17 Nebezpečné průřezy hřídele



7.3.1 STATICKÁ KONTROLA PRŮŘEZU I



Obrázek 18 Průřez I

Výpočet ohybového momentu v průřezu I:

$$M_{o1} = F_{u(p)} \cdot x_1; \quad [N \cdot m] \quad (36)$$

$$M_{o1} = 11\,878 \cdot 0,170 = 2\,019,3 \text{ N} \cdot m = 2\,019\,300 \text{ N} \cdot mm$$

Určení tvarového součinitele pro průřez I:

$$\frac{r_1}{d_1} = \frac{2}{110} = 0,18; \quad \frac{d_2}{d_1} = \frac{120}{110} = 1,09$$

Hodnoty tvarových součinitelů pro ohyb a krut jsou voleny dle literatury [4, str. 1115]

$$\alpha_{\sigma 1} = 1,5$$

$$\alpha_{\tau 1} = 1,2$$

Výpočet ohybového napětí v průřezu I:

$$\sigma_{so1} = \alpha_{\sigma 1} \cdot \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_1^3}; \quad [MPa] \quad (37)$$

$$\sigma_{so1} = 1,5 \cdot \frac{32 \cdot 2\,019\,300}{\pi \cdot 110^3} = 23,2 \text{ MPa}$$



Výpočet smykového napětí v průřezu I:

$$\tau_{s1} = \alpha_{\tau 1} \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^3}; [MPa] \quad (38)$$

$$\tau_{s1} = 1,2 \cdot \frac{16 \cdot 5\,216\,000}{\pi \cdot 110^3} = 24,0 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí v průřezu I:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{s01}^2 + 4 \cdot \tau_{s1}^2}; [MPa] \quad (39)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{23,2^2 + 4 \cdot 24^2} = 53,3 \text{ MPa}$$

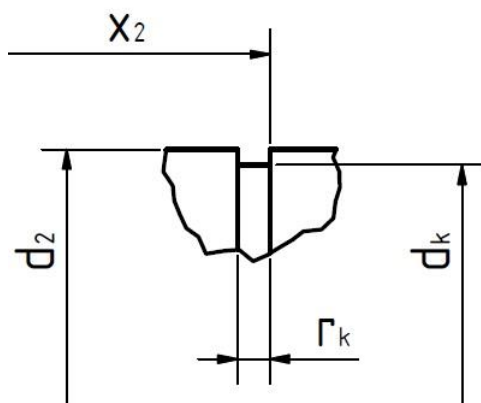
Výpočet statické bezpečnosti v průřezu I:

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}}; [-] \quad (40)$$

$$k_{s1} = \frac{450}{53,3} = 8,4$$

$k_{s1} > k \rightarrow$ Průřez I vyhovuje podmínce statické bezpečnosti

7.3.2 STATICKÁ KONTROLA PRŮŘEZU II



Obrázek 19 Průřez II

**Výpočet ohybového momentu v průřezu II:**

$$M_{o2} = F_{u(p)} \cdot x_2 ; [N \cdot m] \quad (41)$$

$$M_{o2} = 11\,878 \cdot 0,183 = 2\,173,7 \text{ N} \cdot \text{m} = 2\,173\,700 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Určení tvarového součinitele pro průřezu II:

$$\frac{r_2}{d_2} = \frac{4,15}{116} = 0,036; \quad \frac{d_2}{d_k} = \frac{120}{116} = 1,03$$

Hodnoty tvarových součinitelů pro ohyb a krut jsou voleny dle literatury [4, str. 1117], pro případ zaoblených zápichů z důvodu chybějících hodnot pro drážky pojistných kroužků.

$$\alpha_{\sigma 2} = 2,5$$

$$\alpha_{\tau 2} = 1,7$$

Výpočet ohybového napětí v průřezu II:

$$\sigma_{so2} = \alpha_{\sigma 2} \cdot \frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot d_k^3} ; [MPa] \quad (42)$$

$$\sigma_{so2} = 2,5 \cdot \frac{32 \cdot 2\,173\,700}{\pi \cdot 116^3} = 35,5 \text{ MPa}$$

Výpočet smykového napětí v průřezu II:

$$\tau_{s2} = \alpha_{\tau 2} \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_k^3} ; [MPa] \quad (43)$$

$$\tau_{s2} = 1,7 \cdot \frac{16 \cdot 5\,216\,000}{\pi \cdot 116^3} = 28,9 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí v průřezu II:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{so2}^2 + 4 \cdot \tau_{s2}^2} ; [MPa] \quad (44)$$



$$\sigma_{red2} = \sqrt{35,5^2 + 4 \cdot 28,9^2} = 67,8 \text{ MPa}$$

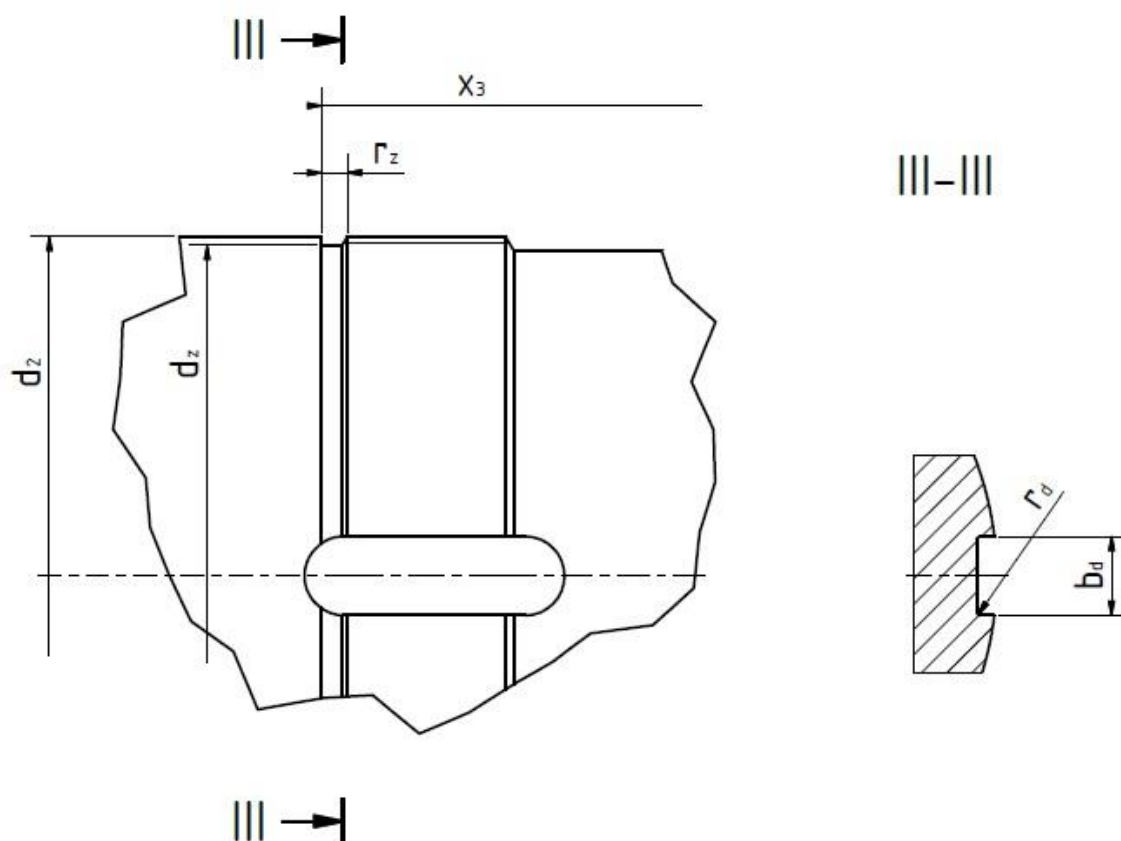
Výpočet statické bezpečnosti v průřezu II:

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\sigma_{red2}}; \quad [-] \quad (45)$$

$$k_{s2} = \frac{450}{67,8} = 6,6$$

$k_{s2} > k \rightarrow$ Průřez II vyhovuje podmínce statické bezpečnosti

7.3.3 STATICKÁ KONTROLA PRŮŘEZU III



Obrázek 20 Průřez III



Výpočet ohybového momentu v průřezu III:

$$M_{o3} = F_{on} \cdot x_3 ; [N \cdot m] \quad (46)$$

$$M_{o3} = 1\,199 \cdot 0,319 = 382,5 \text{ N} \cdot \text{m} = 382\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Určení tvarového součinitele pro průřez III:

Při výpočtu je uvažováno, že významnější napětí z hlediska ohybu působí v zápichu a z hlediska krutu v drážce pro MB podložku.

$$\text{pro zápich: } \frac{r_z}{d_z} = \frac{4,5}{117} = 0,038; \quad \text{pro drážku: } \frac{r_d}{b_d} = \frac{0,6}{14} = 0,043; \quad \frac{d_2}{d_z} = \frac{120}{117} = 1,03$$

Hodnota tvarového součinitelů pro ohyb je volena pro zaoblený zápich [4, str. 1117], pro krut je volena přímo pro drážku se zaoblením.

$$\alpha_{\sigma 3} = 2,3$$

$$\alpha_{\tau 3} = 4$$

Výpočet ohybového napětí v průřezu III:

$$\sigma_{s03} = \alpha_{\sigma 3} \cdot \frac{32 \cdot M_{o3}}{\pi \cdot d_z^3} ; [MPa] \quad (47)$$

$$\sigma_{s03} = 2,3 \cdot \frac{32 \cdot 382\,500}{\pi \cdot 117^3} = 5,6 \text{ MPa}$$

Výpočet smykového napětí v průřezu III:

$$\tau_{s3} = \alpha_{\tau 3} \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_2^3} ; [MPa] \quad (48)$$

$$\tau_{s3} = 4 \cdot \frac{16 \cdot 5\,216\,400}{\pi \cdot 120^3} = 61,5 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí v průřezu III:

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{s03}^2 + 4 \cdot \tau_{s3}^2} ; [MPa] \quad (49)$$

$$\sigma_{red3} = \sqrt{5,6^2 + 4 \cdot 61,5^2} = 123,1 \text{ MPa}$$

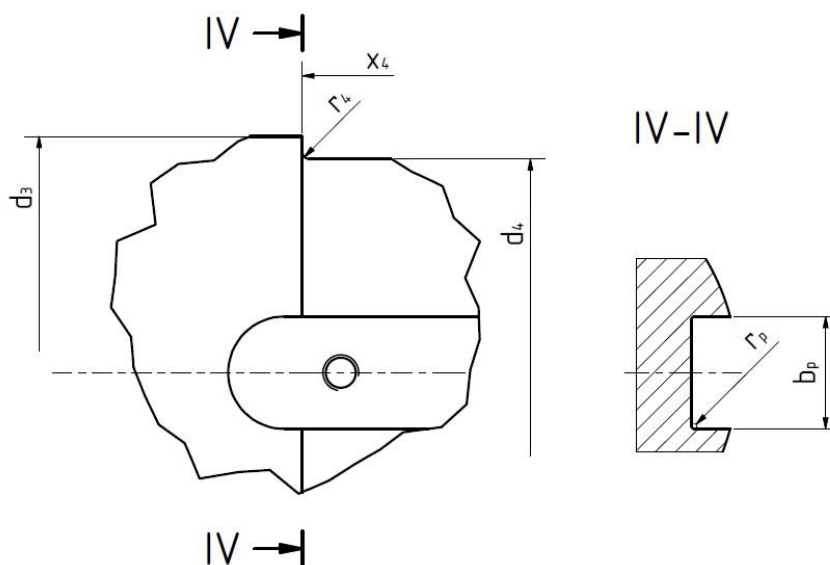
Výpočet statické bezpečnosti v průřezu III:

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sigma_{red3}} ; [-] \quad (50)$$

$$k_{s3} = \frac{450}{123,1} = 3,6$$

$k_{s3} > k \rightarrow$ Průřez III vyhovuje podmínce statické bezpečnosti

7.3.4 STATICKÁ KONTROLA PRŮŘEZU IV



Obrázek 21 Průřez IV

Výpočet ohybového momentu v průřezu IV:

$$M_{o4} = F_{on} \cdot x_4 ; [N \cdot m] \quad (51)$$

$$M_{o4} = 1\,199 \cdot 0,0785 = 94,12 \text{ N} \cdot \text{m} = 94\,120 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Určení tvarového součinitele pro průřez IV:

Při výpočtu je uvažováno, že významnější napětí z hlediska ohybu působí v přechodu a z hlediska krutu v drážce pro pero.

$$\text{pro přechod } \frac{r_4}{d_4} = \frac{1}{96} = 0,010; \quad \text{pro drážku: } \frac{r_p}{b_p} = \frac{1}{28} = 0,036; \quad \frac{d_3}{d_4} = \frac{105}{96} = 1,09$$

Hodnota tvarového součinitelů pro normálové napětí a ohyb je volena pro přechod [4, str. 1117], pro krut je volena hodnota pro drážku pera.

$$\alpha_{\sigma 3} = 1,6$$

$$\alpha_N = 1,6$$

$$\alpha_{\tau 3} = 3,8$$

Výpočet ohybového napětí v průřezu IV:

$$\sigma_{s04} = \alpha_{\sigma 4} \cdot \frac{32 \cdot M_{o4}}{\pi \cdot d_4^3} + \alpha_N \cdot \frac{4 \cdot (F_{mr} + F_h)}{\pi \cdot d_4^2}; \quad [MPa] \quad (52)$$

$$\sigma_{s04} = 1,6 \cdot \frac{32 \cdot 94\,120}{\pi \cdot 96^3} + 1,6 \cdot \frac{4 \cdot (5\,488 + 8\,560)}{\pi \cdot 96^2} = 4,8 \text{ MPa}$$

Výpočet smykového napětí v průřezu IV:

$$\tau_{s4} = \alpha_{\tau 4} \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_4^3}; \quad [MPa] \quad (53)$$

$$\tau_{s4} = 3,8 \cdot \frac{16 \cdot 5\,216\,000}{\pi \cdot 96^3} = 114,1 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí v průřezu IV:

$$\sigma_{red4} = \sqrt{\sigma_{s01}^2 + 4 \cdot \tau_{s1}^2}; \quad [MPa] \quad (54)$$

$$\sigma_{red4} = \sqrt{4,8^2 + 4 \cdot 114,1^2} = 228,2 \text{ MPa}$$

**Výpočet statické bezpečnosti v průřezu IV:**

$$k_{s4} = \frac{R_e}{\sigma_{red4}}; [-] \quad (55)$$

$$k_{s4} = \frac{450}{228,2} = 1,97$$

$k_{s4} > k \rightarrow$ Průřez IV vyhovuje podmínce statické bezpečnosti

7.4 DYNAMICKÁ KONTROLA HŘÍDELE

Na hřídel působí namáhání od odstředivé síly, které rotuje stále s hřídelí a svým charakterem lze popsat jako statické a namáhání od napínací síly řemenového převodu, které nerotuje s hřídelí, tudíž způsobuje proměnné ohybové namáhání. Vnitřní vlákna materiálu jsou střídavě zatěžována tahově a tlakově. Tento charakter namáhání může vést k únavovému lomu a proto je nutné hřídel kontrolovat v nebezpečných průřezích, ve kterých působí ohybové namáhání od napínací síly řemenového převodu. Výpočet je proveden dle Shigleyho [4, str. 340-360].

7.4.1 URČENÍ KORIGOVANÉ MEZE ÚNAVY**Výpočet korigované meze únavy:**

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co}; [MPa] \quad (56)$$

Určení meze únavy v ohybu:

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m; [MPa] \quad (57)$$

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot 650 = 327,6 \text{ MPa}$$



Součinitel vlivu jakosti povrchu:

$$k_a = a_k \cdot R_m^{b_k}; \quad [-] \quad (58)$$

$$k_a = 4,51 \cdot 650^{-0,265} = 0,81$$

Kde: $a_k = 4,51$ součinitel určený pro soustružený povrch [4, str. 346]

$b_k = -0,265$ exponent určený pro soustružený povrch [4, str. 346]

Součinitel vlivu velikosti tělesa:

$$k_b = 1,51 \cdot d_1^{-0,157}; \quad [-] \quad (59)$$

$$k_b = 1,51 \cdot 110^{-0,157} = 0,72$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování:

$$k_c = 1; \quad [-]$$

Součinitel vlivu teploty:

$$k_d = 1; \quad [-]$$

Součinitel spolehlivosti:

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_k; \quad [-] \quad (60)$$

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot 2,326 = 0,814$$

Kde: $z_k = 4,51$ normovaná náhodná veličina pro 99% spolehlivost [4, str. 351]

Součinitel zahrnující jiné vlivy:

$$k_f = 1; \quad [-]$$



Vlastní výpočet korigované meze únavy v kritickém místě

$$\sigma'_{co} = 0,81 \cdot 0,72 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 327,6 = 155,5 \text{ MPa}$$

7.4.2 DYNAMICKÁ KONTROLA PRŮŘEZU I.

Určení vrubového součinitele

$$\beta_{o1} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma 1} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a_H}}{\sqrt{r_1}}}; [-] \quad (61)$$

Výpočet Heywoodova parametru

$$\sqrt{a_H} = \frac{139}{R_m}; [-] \quad (62)$$

$$\sqrt{a_H} = \frac{139}{650} = 0,21$$

Vlastní výpočet vrubového součinitele

$$\beta_{o1} = 1 + \frac{1,5 - 1}{1 + \frac{0,21}{\sqrt{2}}} = 1,44$$

Výpočet střídavého ohybového napětí v průřezu I:

$$\sigma_{do1} = \beta_{o1} \cdot \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_1^3}; [MPa] \quad (63)$$

$$\sigma_{do1} = 1,44 \cdot \frac{32 \cdot 2\,019\,300}{\pi \cdot 110^3} = 32,3 \text{ MPa}$$

**Výpočet dynamické bezpečnosti v průřezu I:**

$$k_{d1} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{do1}}; [-] \quad (64)$$

$$k_{d1} = \frac{155}{32,3} = 4,8$$

$k_{d1} > k \rightarrow$ Průřez I vyhovuje podmínce dynamické bezpečnosti

7.4.3 DYNAMICKÁ KONTROLA PRŮŘEZU II.**Určení vrubového součinitele**

$$\beta_{o2} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma 2} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a_H}}{\sqrt{r_2}}}; [-] \quad (65)$$

$$\beta_{o2} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 + \frac{0,21}{\sqrt{0,2}}} = 2,02$$

Výpočet střídavého ohybového napětí v průřezu II:

$$\sigma_{do2} = \beta_{o2} \cdot \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_k^3}; [MPa] \quad (66)$$

$$\sigma_{so2} = 2,02 \cdot \frac{32 \cdot 2\,173\,700}{\pi \cdot 116^3} = 28,7 \text{ MPa}$$

Výpočet dynamické bezpečnosti v průřezu II:

$$k_{d2} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{do2}}; [-] \quad (67)$$

$$k_{d2} = \frac{155}{28,7} = 5,4$$

$k_{d2} > k \rightarrow$ Průřez II vyhovuje podmínce dynamické bezpečnosti



7.5 KONTROLA PRŮHYBU HŘÍDELE

Z důvodu větší vzdálenosti ložisek a charakteru zatížení je nutné provést kontrolu hřídel na průhyb. Dovolená hodnota úhlu natočení střednice, kterým se průhyb projevuje, je velmi důležitým parametrem pro volbu ložisek, například ložiska s čárovým stykem nedokáže dlouhodobě snášet větší průhyby než dovolené, jinak dochází k výraznému snížení trvanlivosti. Proto zde vypočtené úhly natočení střednice v jednotlivých podporách budou v kap. 10 (Kontrola ložisek) porovnány s dovolenými úhly natočení u zvolených typů ložisek.

Výpočet je proveden dle Shigleyho. [4, str. 1063]

7.5.1 ÚHEL NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE V PODPOŘE A

Výpočet úhlu natočení střednice:

$$\varphi_A = \frac{1}{6EJl} \cdot \{[F_N \cdot (a + l)] \cdot [(a + l)^2 - l^2]\}; [rad] \quad (68)$$

$$\varphi_A = \frac{1}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 120^4}{64} \cdot 1\,430} \cdot \{[11\,878 \cdot (210 + 1\,430)] \cdot [(210 + 1\,430)^2 - 1\,430^2]\}$$

$$\varphi_A = 0,000\,719 \text{ rad}$$

Kde: E = 200 000 MPa; modul pružnosti nerezové oceli

7.5.2 ÚHEL NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE V PODPOŘE B

Výpočet úhlu natočení střednice:

$$\varphi_B = \frac{1}{6EJl} \cdot \{[F_{on} \cdot (b + l)] \cdot [(b + l)^2 - l^2]\}; [rad] \quad (69)$$

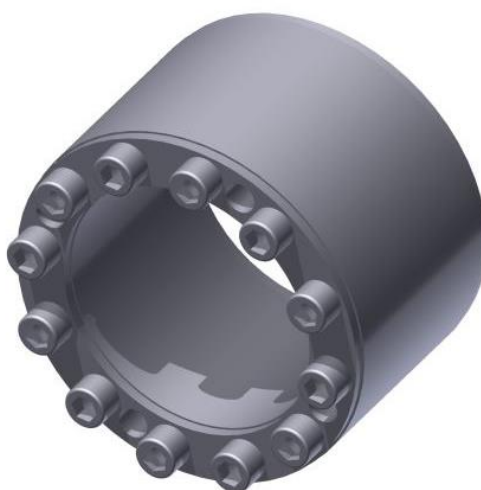
$$\varphi_B = \frac{1}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 120^4}{64} \cdot 1\,430} \cdot \{[1\,120 \cdot (436 + 1\,430)] \cdot [(436 + 1\,430)^2 - 1\,430^2]\}$$

$$\varphi_B = 0,000\,172 \text{ rad}$$



8 KONTROLA SVĚRNÉHO SPOJENÍ ŘEMENICE STROJE

S ohledem na průměr hřídele je zvoleno svěrné pouzdro RCK11-110x155 (obr. 12).



Obrázek 22 Svěrné pouzdro RCK11

Maximální působící kroučící moment

Jedná se o nejvyšší moment působící na svěrné spojení, který je roven maximálnímu kroučícímu momentu, který je schopen přenést řemenový převod. (kap. 4.5, vzorec 27).

$$M_k = 5\,216,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Podmínka funkčnosti svěrného spojení

$$M_k \leq M_{ks}; \text{ [N} \cdot \text{m]} \tag{70}$$

$$5\,216,4 \leq 31\,800; \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Kde: $M_{ks} = 31\,800 \text{ N.m}$; maximální kroučící moment přenositelný svěrným pouzdem [24]



9 KONTROLA PERA

Pro přenos krouticího momentu z hřídele na rotor je použito spojení pomocí výměnného pera, které je výhodnější pro montáž rotoru.

Zvolené pero:

PERO 28x14x200 ČSN 02 2570, normou se řídí pouze rozměrově,
materiálově je provedeno z nerezové oceli 1.4541

Výpočet obvodové síly na povrchu hřídele:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_4}; [N] \quad (71)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 5\,216\,400}{96} = 108\,675 \text{ N}$$

Kontrola pera na stříh:

Určení dovoleného napětí ve smyku

$$\tau_{Ds} = 0,577 \cdot Re; [MPa] \quad (72)$$

$$\tau_{Ds} = 0,577 \cdot 200 = 115,4 \text{ MPa}$$

Kde: $Re = 200 \text{ MPa}$; mez kluzu pro materiál 1.4541

$$\tau_p = \frac{F_o \cdot k}{b_p \cdot \left(l_\varepsilon - \frac{b_p}{2} \right) + \frac{\pi \cdot d_4^2}{8}}; [MPa] \quad (73)$$

$$\tau_p = \frac{108\,675 \cdot 1,8}{28 \cdot \left(191 - \frac{28}{2} \right) + \frac{\pi \cdot 96^2}{8}} = 22,9 \text{ MPa}$$

Kde: $b_p = 28 \text{ mm}$; hloubka drážky v náboji

$l_\varepsilon = 191 \text{ mm}$; činná délka pera v náboji



$\tau_{Ds} > \tau_p \rightarrow$ Pero vyhovuje podmínke na dovolené napětí ve stříhu

Kontrola na otláčení boku drážky náboje:

Dovolený tlak na boku drážky pro pero. [4, str. 1081]

$$p_D = 120 \text{ MPa}$$

$$p_a = \frac{F_o}{t_1 \cdot l_{\xi}}; [\text{MPa}] \tag{74}$$

$$p_a = \frac{108\,675}{6,1 \cdot 191} = 93,3 \text{ MPa}$$

Kde: $t_1 = 6,1 \text{ mm}$; hloubka drážky v náboji

$p_D > p_a \rightarrow$ Pero vyhovuje podmínke na dovolené napětí při otláčení



10 KONTROLA LOŽISEK

Ložiska jsou volena od společnosti SKF, tudíž i návrhový výpočet je veden dle její teorie určení životnosti ložiska s pravděpodobností havárie 1%. (24) Uložení hřídele je realizováno pomocí horního **XXXXX XXXXX XXXXX XXXXX**, které je uzpůsobeno pro kombinované zatížení s převahou **XXXXX XXXXX**. Dolní ložisko je **XXXXX XXXXX XXXXX XXXXX XXXXX XXXXX** zatěžováno pouze radiálně.

10.1 KONTROLA LOŽISKA A

Ložisko A: **XXXXX**

Tabulka 4 Technické parametry ložiska **XXXXX**

Kontrola minimálního zatížení ložiska:

$$F_{m(A)} = k_{r(A)} \cdot \left(6 + \frac{4 \cdot n}{n_{r(A)}}\right) \cdot \left(\frac{d_{m(A)}}{100}\right)^2; [kN] \quad (75)$$

$$F_{m(A)} = 0,15 \cdot \left(6 + \frac{4 \cdot XX}{2 \cdot 800}\right) \cdot \left(\frac{XX}{100}\right)^2 = 3,4 \text{ kN}$$

Kde: $k_{r(A)} = 0,15$ součinitel minimálního zatížení

$d_{m(A)} = \mathbf{XX}$ mm; střední průměr ložiska

$n_{r(A)} = 2 \cdot 800 \text{ ot. min}^{-1}$; referenční otáčky

$F_{A.min} > F_{m(A)} \rightarrow$ Ložisko vyhovuje podmínce na minimální zatížení



Kde: $F_{A,\min} = 9\,990\text{ N}$; minimální zatížení působící v ložisku A při použití **XX** kW,
(vzorec 31.2)

Kontrola maximálního průhybu v místě ložiska:

$\varphi_{D(A)} > \varphi_A \rightarrow$ ložisko vyhovuje podmínce maximálního průhybu

Kde: $\varphi_A = 0,000\,719\text{ rad}$; vypočtený průhyb v místě ložiska A (vzorec č. 68)

$\varphi_{D(A)} = 0,001\,164\text{ rad}$; dovolený průhyb

Určení součinitele trvanlivosti dle SKF:

Určení poměru znečištění-zatížení pro ložisko A

$$p_{z(A)} = \eta_c \cdot \frac{P_{u(A)}}{F_{(A)}}; [-] \quad (76)$$

$$p_{z(A)} = 0,3 \cdot \frac{\mathbf{XX}}{13,2} = \mathbf{XX}$$

Kde: $\eta_c = 0,3$; součinitel hodnoty znečištění [22, str. 62]

$P_{u(A)} = \mathbf{XX}\text{ kN}$; mezní únavové zatížení ložiska

Určení viskózního poměru

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}; [-] \quad (77)$$

$$\kappa = \frac{50}{45} = 1,11$$

Kde: $\nu = 50\text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ kinematická viskozita použitého maziva Mogul LV2-3 [20]

$\nu_1 = 45\text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ kinematická viskozita pro správné mazání ložiska [22, str. 60]

Výsledně určený součinitel dle katalogu SKF s pomocí výše uvedených hodnot:

$a_{\text{SKF}(A)} = 7$; součinitel teorie trvanlivosti dle SKF [22, str. 55]




Výpočet hodinové modifikované životnosti ložiska dle SKF:

$$L_{1hm(A)} = a_1 \cdot a_{SKF(A)} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{(A)}}{F_A} \right)^p ; [hod] \quad (78)$$

$$L_{1hm(A)} = 0,21 \cdot 7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot \mathbf{XX}} \cdot \left(\frac{\mathbf{XX}}{13,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 45\,738\,832 \text{ hod}$$

Kde: $a_1 = 0,21$; součinitel spolehlivosti pro 1% pravděpod. havárie [22, str. 53]

$C_{(A)} = \mathbf{XX}$ kN; základní dynamická únosnost ložiska 

$p = 10/3$; exponent pro ložiska s \mathbf{XX} stykem [22, str. 52]

$L_{1hm(A)} > L_p \rightarrow$ Ložisko vyhovuje podmínce na požadovanou životnost

Kde: $L_p = 50\,000$ hod; požadovaná minimální životnost ložiska [22, str. 72]

10.2 KONTROLA LOŽISKA B

Ložisko B: \mathbf{XX} radiální ložisko \mathbf{XX}

Tabulka 5 Technické parametry ložiska \mathbf{XX}





Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$e = \frac{F_{Bx}}{F_{By}}; [-] \quad (79)$$

$$e = \frac{11,5}{2,6} = 4,4$$

$$P_B = 0,6 \cdot F_{By} + 1,07 \cdot F_{Bx}; [kN] \quad (80)$$

$$P_B = 0,6 \cdot 2,6 + 1,07 \cdot 11,5 = 13,9 \text{ kN}$$

Určení součinitele trvanlivosti dle SKF:

Určení poměru znečištění-zatížení pro ložisko B

$$p_{z(B)} = \eta_c \cdot \frac{P_{u(B)}}{P_B}; [-] \quad (81)$$

$$p_{z(B)} = 0,3 \cdot \frac{15}{13,9} = 0,32$$

Kde: $\eta_c = 0,3$; součinitel hodnoty znečištění [22, str. 62]

$P_{u(B)} = 15 \text{ kN}$; mezní únavové zatížení ložiska

Určení viskózního poměru

Z důvodu stejných vstupních parametrů je možno použít viskózní poměr vypočtený u ložiska A.

$$\kappa = 1,11$$

Výsledně určený součinitel dle katalogu SKF s pomocí výše uvedených hodnot:

$a_{SKF(B)} = 10$; součinitel teorie trvanlivosti dle SKF [22, str. 54]


Kontrola minimálního axiálního zatížení ložiska:

$$F_{am(B)} = k_a \cdot \frac{C_{0(B)}}{1\,000} \cdot \left(\frac{n \cdot d_{m(B)}}{100\,000} \right)^2 ; [kN] \quad (82)$$

$$F_{am(B)} = 1,1 \cdot \frac{490}{1\,000} \cdot \left(\frac{189,7 \cdot XX}{100\,000} \right)^2 = XX \text{ kN}$$

Kde: $k_a = 1,1$; součinitel minimálního axiálního zatížení

$d_{m(B)} = XX$ mm; střední průměr ložiska

$C_{0(B)} = 490$ kN; statická únosnost ložiska

$F_{Bx} > F_{am(B)} \rightarrow$ Ložisko vyhovuje podmínce na minimální zatížení

Kde: $F_{Bx} = 11\,549$ N; minimální axiální zatížení (vzorec 33.1.)

Výpočet hodinové životnosti ložiska:

$$L_{1hm(B)} = a_1 \cdot a_{SKF(B)} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_B}{P_{(B)}} \right)^p ; [hod] \quad (83)$$

$$L_{1hm(B)} = 0,21 \cdot 10 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot XX} \cdot \left(\frac{XX}{13,9} \right)^3 = 4\,075\,211 \text{ hod}$$

Kde: $C_{(B)} = XX$ kN; základní dynamická únosnost ložiska

$p = 3$; exponent pro ložiska s XX stykem [22, str. 52]

$L_{1hm(B)} > L_p \rightarrow$ Ložisko vyhovuje podmínce na požadovanou životnost

Kde: $L_p = 50\,000$ hod; požadovaná minimální životnost ložiska [22, str. 72]



11 NÁVRHOVÝ VÝPOČET PLÁŠTĚ A VÝSTUPNÍ KOMORY

Před samotným výpočtem je nutno určit zda se nejedná o tlakové zařízení ve smyslu Nařízení vlády č. 26/2003 Sb., na základě čehož by se musel výpočet řídit danými předpisy. Na základě grafu č. 4 ve výše uvedené sbírce, není pracovní plášť uzelníku vyhrazeným tlakovým zařízením [7]. V této kapitole bude zpracován pouze návrhový výpočet pláště, kontrolní výpočet je proveden výpočtovým oddělením společnosti PAPCEL a není předmětem této bakalářské práce. Při návrhu je využito vztahů z normy ČSN EN 13 445-3 pro netopené tlakové nádoby [6].

11.1 NÁVRHOVÝ VÝPOČET PLÁŠTĚ

Výpočet předběžně tloušťky pláště:

$$e_{v(p)} = \frac{P_v \cdot D_i}{2 \cdot f_{1.4541} \cdot z_{sv} - P_v}; [mm] \quad (84)$$

$$e_{v(p)} = \frac{1,05 \cdot 1\,680}{2 \cdot 133 \cdot 0,7 - 1,05} = 9,5 \text{ mm}$$

Kde: $P_v = 1,05 \text{ MPa}$; výpočtový přetlak (1,5 násobek pracovního)

$D_i = 1\,680 \text{ mm}$; vnitřní průměr pláště

$f_{1.4541} = 133 \text{ MPa}$; mez kluzu nerezové oceli 1.4541 s volenou bezpečností $k = 1,5$

$z_{sv} = 0,7$; součinitel kvality provedení svaru

Pro plášť je zvolena tloušťka plechu: $e_v = 10 \text{ mm}$

11.2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET KLENUTÉHO DNA HORNÍHO VÍKA

Výpočet je proveden dle normy ČSN EN 13 445-3, kde jsou vypočteny tloušťky plechu pro tři základní části, ze kterých se skládá klenuté dno a jako výsledná tloušťka se volí nejvyšší z vypočtených hodnot. Pro výpočet je použito hluboce klenuté dno DIN 28 011 z materiálu 1.4571. [6]



Výpočet předběžných tloušťek klenutého dna:

$$e_s = \frac{P_v \cdot R}{2 \cdot f_{1.4571} \cdot z - 0,5 \cdot P_v}; [mm] \quad (85)$$

$$e_s = \frac{1,05 \cdot 1\,700}{2 \cdot 147 \cdot 0,7 - 0,5 \cdot 1,05} = 9,6 \text{ mm}$$

Kde: $R = 1\,700 \text{ mm}$; poloměr klenutého dna

$f_{1.4571} = 147 \text{ MPa}$; mez kluzu nerezové oceli 1.4571 s volenou bezpečností $k = 1,5$

$$e_y = \frac{\beta \cdot P_v \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f_{1.4571}}; [mm] \quad (86)$$

$$e_y = \frac{0,85 \cdot 1,05 \cdot (0,75 \cdot 1\,700 + 0,2 \cdot 1\,680)}{147} = 9,78 \text{ mm}$$

Kde: $\beta = 0,85$; součinitel pro torosferické dno

$D_i = 1\,680 \text{ mm}$; vnitřní průměr

$$e_b = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[\frac{P_v}{111 \cdot f_{1.4571}} \cdot \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\frac{1}{1,5}}; [mm] \quad (87)$$

$$e_b = (0,75 \cdot 1\,700 + 0,2 \cdot 1\,680) \cdot \left[\frac{1,05}{111 \cdot 147} \cdot \left(\frac{1\,680}{170} \right)^{0,825} \right]^{\frac{1}{1,5}} = 9,1 \text{ mm}$$

Pro klenuté dno je zvolena tloušťka plechu: $e_{kd} = 10 \text{ mm}$

11.3 NÁVRHOVÝ VÝPOČET KUŽELU VÝSTUPNÍ KOMORY

Výpočet předběžně tloušťky kuželu:

$$e_{k(p)} = \frac{P_v \cdot D_{ik}}{2 \cdot f_{1.4541} \cdot z - P_v} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_k}; [mm] \quad (88)$$

$$e_{k(p)} = \frac{1,05 \cdot 1\,200}{2 \cdot 133 \cdot 0,7 - 1,05} \cdot \frac{1}{\cos XX^\circ} = XX \text{ mm}$$



Kde: $D_{ik} = 1\,200\text{ mm}$; horní průměr kuželu

$\alpha_k = \mathbf{XX}^\circ$; úhel mezi osou rotace a pláštěm kuželu

Pro kužel je zvolena tloušťka plechu: $e_k = 14\text{ mm}$ (po broušení)

Pro kužel je zvolena větší tloušťka z důvodu potřeby vyšší tuhosti, jelikož výstupní komora slouží zároveň i jako ložiskové těleso.

11.4 VÝPOČET PŘEDEPJATÉHO ŠROUBOVÉHO SPOJE HORNÍ PŘÍRUBY

Z důvodu zajištění těsnosti přírubových spojů je nutné provést návrhový výpočet předepnutí šroubů, které tento spoj realizují. Tímto výpočtem provedeme kontrolu zvolené velikosti šroubů, jejich počtu a určíme potřebný utahovací moment, který se nastaví na momentový klíč při montáži. Tento výpočet by měl být použit pro všechny přírubové spoje uzelníku, ale z hlediska omezeného rozsahu této práce je předveden výpočet pouze pro spojení horní příruby pláště s víkem. Výpočet je proveden dle Shigleyho [4, kap. 8-4 až 8-10].

Výpočet síly působící na přírubu:

$$F_p = P_v \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}; \quad [N] \quad (89)$$

$$F_p = 1,05 \cdot \frac{\pi \cdot 1\,680^2}{4} = 2\,327\,543\text{ N}$$

Výpočet potřebného předpětí šroubového spoje:

$$F_i = \left(\psi_s + \frac{k_p}{k_s + k_p} \right) \cdot F_p; \quad [N] \quad (90)$$

Výpočet tuhosti šroubu:

$$k_s = \frac{S_d \cdot A_s \cdot E}{S_d \cdot l_b + A_s \cdot l_g} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (91)$$



$$k_s = \frac{706,9 \cdot 561 \cdot 200\,000}{706,9 \cdot 36 + 561 \cdot 10,5} = 2\,530\,854 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Kde: $S_d = 706,9 \text{ mm}^2$; průřez válcového dřívku šroubu M30
 $A_s = 561 \text{ mm}^2$; výpočtový průřez šroubu M30 [4, str. 420]
 $l_b = 36 \text{ mm}$; délka zašroubování šroubu
 $l_g = 10,5 \text{ mm}$; délka válcového dřívku šroubu M30x80

Výpočet tuhosti spojovaných součástí:

$$k_p = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot \pi \cdot E \cdot d_s}{2 \cdot \ln \cdot \left(5 \cdot \frac{0,577 \cdot 4 \cdot l_s + 0,5 \cdot d_s}{0,577 \cdot 4 \cdot l_s + 2,5 \cdot d_s} \right)}; \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (92)$$

$$k_p = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 200\,000 \cdot 30}{2 \cdot \ln \cdot \left(5 \cdot \frac{0,577 \cdot 4 \cdot 72 + 0,5 \cdot 30}{0,577 \cdot 4 \cdot 72 + 2,5 \cdot 30} \right)} = 16\,436\,994 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Kde: $d_s = 30 \text{ mm}$; průměr šroubu
 $l_s = 72 \text{ mm}$; délka sevření

Vlastní výpočet potřebného předpětí šroubu:

$$F_i = \left(0,67 + \frac{16\,436\,994}{2\,530\,853 + 16\,436\,994} \right) \cdot 2\,327\,543 = 3\,576\,436 \text{ N}$$

Kde: $\psi_s = 0,67$; součinitel sevření spoje [4, str. 454], provozní napětí je 67% maximálního napětí

Výpočet celkového napětí šroubového spoje

$$\sigma_s = \frac{F_p \cdot C_s + F_i}{A_s}; \text{ [N]} \quad (93)$$

Výpočet tuhostní konstanty šroubového spoje:

$$C_s = \frac{k_s}{k_s + k_p}; \text{ [-]} \quad (94)$$



$$C_s = \frac{2\,530\,854}{2\,530\,854 + 16\,436\,994} = 0,133$$

Vlastní výpočet celkového napětí šroubů:

$$\sigma_s = \frac{2\,327\,543 \cdot 0,133 + 3\,576\,436}{561} = 6\,926,9 \text{ MPa}$$

Určení celkového počtu šroubů

$$i_s = \frac{\sigma_s \cdot k_i}{S_p}; [-] \quad (95)$$

$$i_s = \frac{6\,926,9 \cdot 3,5}{830} = 30$$

Kde: $k_i = 3,5$; součinitel bezpečnosti šroubového spoje

$S_p = 830 \text{ MPa}$ zkušební napětí šroubu pevnostní třídy 10.9 [4, str. 442]

Výpočet utahovacího momentu jednoho šroubu pro vyvození předpětí

$$M_p = \frac{K \cdot F_i \cdot d_s}{i_s} [N \cdot m] \quad (96)$$

$$M_p = \frac{0,18 \cdot 3\,576\,436 \cdot 0,03}{30} = 644 \text{ N} \cdot m$$

Kde: $K = 0,18$; součinitel utahovací momentu pro mazané závity [4, str. 450]

11.5 KONTROLNÍ VÝPOČET SVARŮ VÝSTUPNÍ KOMORY

V této kapitole je proveden kontrolní výpočet svarů výstupní komory a to z toho důvodu, že jsou namáhány nejen působícím tlakem, ale i hmotností pracovních orgánů, jejichž váhu přenáší výstupní komora na frému stroje (viz příloha P1).

**Výpočet síly působící na svar u dna výstupní komory:**

$$F_{SV1} = P_v \cdot S_{dn} + m_{po} \cdot g; [N] \quad (97)$$

Kde: $m_{po} = 1\,798$ kg; hmotnost pracovních orgánů

Výpočet obsahu plochy dna výstupní komory:

$$S_{dn} = \frac{\pi \cdot d_{dk}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{vt}^2}{4}; [mm^2] \quad (98)$$

$$S_{dn} = \frac{\pi \cdot 505^2}{4} - \frac{\pi \cdot 430^2}{4} = 55\,076 \text{ mm}^2$$

Kde: $d_{kd} = 505$ mm; dolní průměr kužele

$d_{vt} = 430$ mm; průměr vnitřní trubky

Vlastní výpočet síly působící na svar u dna výstupní komory:

$$F_{SV1} = 1,05 \cdot 55\,076 + 1\,798 \cdot 9,81 = 75\,468 \text{ N}$$

Výpočet napětí působící na svar u dna výstupní komory:

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_{SV1} = \frac{F_{SV1} \cdot \sin \alpha_k \cdot (\sin \alpha_k + \cos \alpha_k)}{z_{SV} \cdot (\pi \cdot d_k)}; [MPa] \quad (99)$$

$$\tau_{SV1} = \frac{75\,468 \cdot \sin 14^\circ \cdot (\sin 14^\circ + \cos 14^\circ)}{14 \cdot (\pi \cdot 505)} = 2,86 \text{ MPa}$$

Výpočet normálového napětí:

$$\sigma_{SV1} = \frac{F_{SV1} \cdot \cos \alpha_k \cdot (\sin \alpha_k + \cos \alpha_k)}{z_{SV} \cdot (\pi \cdot d_k)}; [MPa] \quad (100)$$

$$\sigma_{SV1} = \frac{75\,468 \cdot \cos 14^\circ \cdot (\sin 14^\circ + \cos 14^\circ)}{14 \cdot (\pi \cdot 505)} = 3,80 \text{ MPa}$$



Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red,SV1} = \sqrt{\sigma_{SV1}^2 + 3 \cdot \tau_{SV1}^2} \text{ [MPa]} \quad (101)$$

$$\sigma_{red,SV1} = \sqrt{3,80^2 + 3 \cdot 2,86^2} = 6,24 \text{ MPa}$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_{SV1} = \frac{Re}{\sigma_{red,SV1}}; [-] \quad (102)$$

$$k_{SV1} = \frac{200}{6,24} = 32,1$$

Kde: Re = 200 MPa; mez kluzu pro materiál 1.4541

Výpočet síly působící na svar v horní hraně kuželu:

$$F_{SV2} = P_v \cdot S_h + m_{po} \cdot g; [N] \quad (103)$$

Výpočet obsahu průmětu plochy kuželu výstupní komory:

$$S_k = \frac{\pi \cdot D_{ik}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{vt}^2}{4}; [mm^2] \quad (104)$$

$$S_k = \frac{\pi \cdot 1200^2}{4} - \frac{\pi \cdot 430^2}{4} = 985\,753 \text{ mm}^2$$

Vlastní výpočet síly působící na svar v horní hraně kuželu:

$$F_{SV2} = 1,05 \cdot 985\,753 + 1\,798 \cdot 9,81 = 1\,052\,679 \text{ N}$$

Výpočet napětí působící na svar u dna výstupní komory:

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_{SV2} = \frac{F_{SV2} \cdot \sin \alpha_k \cdot (\sin \alpha_k + \cos \alpha_k)}{z_{SV} \cdot (\pi \cdot D_{ik})}; [MPa] \quad (105)$$



$$\tau_{SV2} = \frac{1\,052\,679 \cdot \sin XX^\circ \cdot (\sin XX^\circ + \cos XX^\circ)}{14 \cdot (\pi \cdot 1\,200)} = 16,8 \text{ MPa}$$

Výpočet normálového napětí:

$$\sigma_{SV2} = \frac{F_{SV2} \cdot \cos \alpha_k \cdot (\sin \alpha_k + \cos \alpha_k)}{z_{SV} \cdot (\pi \cdot D_{ik})}; \text{ [MPa]} \quad (106)$$

$$\sigma_{SV2} = \frac{1\,052\,679 \cdot \cos XX^\circ \cdot (\sin XX^\circ + \cos XX^\circ)}{14 \cdot (\pi \cdot 1\,200)} = 22,3 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red,SV2} = \sqrt{\sigma_{SV2}^2 + 3 \cdot \tau_{SV2}^2} \text{ [MPa]} \quad (107)$$

$$\sigma_{red,SV2} = \sqrt{22,3^2 + 3 \cdot 16,8^2} = 36,6 \text{ MPa}$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_{SV2} = \frac{Re}{\sigma_{red,SV1}}; [-] \quad (108)$$

$$k_{SV2} = \frac{200}{36,6} = 5,46$$



ZÁVĚR

V rámci této bakalářské práce bylo provedeno kompletní konstrukční řešení dostředivého tlakového uzelníku, včetně popisu jeho funkce a na něj kladených technologických požadavků v rámci konstantní části linky přípravný látky v papírenském průmyslu. Taktéž bylo provedeno srovnání dostředivé a odstředivé koncepce včetně technologických parametrů několika různých konstrukcí. V konstrukční části je proveden popis originálního konstrukčního řešení tlakového uzelníku s **XXXXXX** výstupní komorou, které lze považovat za vlastní přínos této práce k dané problematice. Toto řešení umožňuje vyjímání všech pracovních orgánů včetně řemenice, při zachování příznivého hydrodynamického tvarování výstupní komory uzelníku a zabraňování tvorby depozitů. Během samotné konstrukce bylo dále provedeno řešení ucpávkového prostoru tak, aby bylo možné použití šňůrové ucpávky buď v klasickém provedení, nebo s vynášecím spirálním kroužkem, popřípadě i ucpávky mechanické. Zvláštní pozornost byla pak věnována návrhu ložisek, poprvé společnost PAPCEL při konstrukci třidičů využila **XXXXXX** ložiska. Toto řešení bylo konzultováno se společností SKF.

Hlavní část je věnována provedené výpočtové analýze navrženého řešení obsahující návrhový výpočet řemenového převodu, pevností kontrolu hřídele a to jak na statické, tak i dynamické namáhání, dále návrhový výpočet pro ložiska dle teorie SKF pro 99% spolehlivost. Posouzena je i pracovní komora z hlediska vyhrazených tlakových zařízení a proveden návrhový výpočet za pomoci normy ČSN 13 445-3. Součástí analýzy je i výpočet předepjatého šroubového spoje těsnícího přírubu horního víka a pracovní komory. Závěrem pak je provedena pevnostní analýza svarů **XXXXXX XXXXXX** komory.

Dostředivý tlakový uzelník prošel úspěšně interním schvalovacím řízením v rámci společnosti PAPCEL a. s., byl zařazen do výrobního programu jako IPS-435 a v dané koncepci i nabízen zákazníkům. Nicméně pak došlo k vývoji konceptu velmi moderního odstředivého uzelníku OPS, který se již svou průtočností přiblížil dostředivým uzelníkům pracujících v linkách pro výrobu grafických papírů a bylo rozhodnuto používat stroje IPS pouze pro linky Tissue, kde je tento koncept zbytečně složitý, jelikož zde nejsou kladeny tak přísné požadavky na řešení výstupních pulsů a zachytávání depozitů, jako v případě linek pro výrobu grafických papírů. Ve výsledku se tedy z konceptu řešeného v této bakalářské práci vyvinulo nové originální řešení s **XXXXXX XXXXXX** výstupní komorou. V této koncepci se vyrábí i první dostředivý tlakový uzelník PAPCEL IPS-655.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČERVENKA, Karel. *Papírenské stroje*. Praha: SNTL, 1962, 2. vydání, 300 s.
- [2] KORDA, Josef et al. *Papírenská encyklopedie*. Praha: SNTL, 1991, 472 s.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2005, 2. doplněné vydání, 472 s. ISBN 80-7361-011-06.
- [4] SHIGLEY, J. E., CH. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010, 1 159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: CERM, 2008, 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [6] ČSN EN 13 445-3. *Netopené tlakové nádoby – Část 3. Konstrukce a výpočet*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 868 s. Třídící znak 695245
- [7] ČESKO. Nařízení vlády č. 26/2003 Sb. z 9. 12. 2002, kterým se stanoví technické požadavky na tlaková zařízení. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2003, částka 9, s. 468-526. Dostupné z: <http://www.unmz.cz/urad/tlakova-zarizeni>
- [8] ČESKO. MINISTERSTVO PRŮMYSLU A OBCHODU. Integrovaná prevence s omezování znečištění. *Průmysl papíru a celulózy* [online]. MPO ČR, 2001 [cit. 2015-5-11]. Dostupné z: <http://www.ippc.cz/dokumenty/DC0040/preklad>
- [9] ANDRITZ. ModuScreen HB. *Headbox Screens* [online]. 2002 [cit. 2015-4-8]. Dostupné z: http://spectrum.andritz.com/screening_headbox_screens.pdf
- [10] ANDRITZ. *Screening theory* [pdf]. 2012. Přeložil Alois Obšel.
- [11] GATES. Gates catalogue. *Heavy Duty V-Belt Drive Design Manual* [online]. [2015-4-8]. Dostupné z: http://www.gates.com/~media/Files/Gates/Industrial/Power%20Transmission/Catalogs/Heavy_Duty_VBelt_Drive_Design_Manual.pdf
- [12] GATES. Gates Predator Information [online]. [cit. 2015-4-8]. Dostupné z: <http://www.spareco.com.au/documents/pdf/Gates%20Predator%20Information.pdf>
- [13] HABERKORN. Pohonné elementy. *Hlavní katalog 2013* [online]. 2013 [cit. 2015-4-8]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/dyndoc/download/se-pohony-katalog.pdf>
- [14] HERGEN. *Selectifier Screen DVA Series* [online]. [cit. 2015-4-13]. Dostupné z: <http://www.hergen.com.br/admin/images/fotosfiles/Catalogos-INGLES/Depuradores-DVA---ingles.pdf>
- [15] LAMORT. *SPH Headbox screen*.
- [16] PAPCEL. *Katalog firmy*. Litovel: Marketingové oddělení PAPCEL a. s., 2011, 130 s.



[17] PAPCEL. Nabídka P-T-4194-04. *Přípravná látka TISSUE (Alfaris, Saudská Arábie)*. Litovel: 2015.

[18] PAPCEL. *Třídíče STU*. Litovel: 2008.

[19] PAPER WORLD INDUSRTY. *Andritz to supply two tissue machines with Steel Yankees* [online]. [cit. 2015-3-13]. Dostupné z: <http://www.paperindustryworld.com/andritz-to-supply-two-tissue-machines-with-steel-yankees/>

[20] PARAMO. Mogul LV2-3. *Technické informace* [online]. [cit. 2015-5-20]. Dostupné z: https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_mogul_lv2_3_z1.pdf

[21] SIEMENS. Motory. *SIMOTICS, nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC* [online]. 2013 [cit. 2015-4-20]. Dostupné z: http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2013_cz.pdf

[22] SKF. *Hlavní katalog*. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/katalogy-lozisek-skf/>

[23] SKF. *Řemeny SKF Xtra Power* [online]. 2013 [cit. 2015-4-22]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-118145/10552_3_SKF_Xtra_Belts-CZ.pdf

[24] TYMA. Upínací pouzdra. *Upínací pouzdra RCK 11* [online]. [cit. 2015-4-29]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/files/doc/rck11.pdf>

[25] VOITH. **XXXXXX**. *MultiScreen MSA XXXXX*. Ravensburg, 2013.

[26] VOITH. Screening. *MultiScreen MSA* [online]. [cit. 2015-3-11]. Přeložil Alois Obšel. Dostupné z: http://voith.com/en/49_e_screening_multiscreen-msa_vpr-pb-05-0002-gb-06.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost ložiska A od řemenice
a_k	[-]	součinitel jakosti povrchu
a_r	[mm]	skutečná osová vzdálenost řemenic
$a_{r,max}$	[mm]	maximální osová vzdálenost řemenového převodu
$a_{r,min}$	[mm]	minimální osová vzdálenost řemenového převodu
a_{rp}	[mm]	předběžná osová vzdálenost řemenic
A_s	[mm ²]	výpočtová průřez šroubu
a_{SKF}	[-]	součinitel teorie trvanlivosti dle SKF
b	[mm]	vzdálenost ložiska B od středu činné délky pera rotoru
B	[mm]	šířka ložiska
b_d	[mm]	šířka drážky pro MB podložku
b_k	[-]	exponent jakosti povrchu
b_p	[mm]	šířka pera
c	[mm]	vzdálenost axiálního uložení rotoru od středu činné délky pera rotoru
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[kN]	statická únosnost ložiska
c_1	[-]	součinitel úhlu opásání menší řemenice
c_2	[-]	součinitel provozního zatížení
c_3	[-]	součinitel délky řemenu
C_s	[-]	tuhostní konstanta šroubového spoje
d	[mm]	vnitřní průměr ložiska
D	[mm]	vnějším průměr ložiska
D_i	[mm]	vnitřní průměr pracovní komory
D_{ik}	[mm]	horní průměr kuželu
d_k	[mm]	průměr drážky pro pojistný kroužek
d_{kd}	[mm]	dolní průměr kužele
d_m	[mm]	střední průměr ložiska
d_{min}	[mm]	předběžný výpočet minimálního průměru hřídele
d_r	[mm]	střední průměr rotoru procházející osou lopatek
d_s	[mm]	průměr šroubu
d_{vt}	[mm]	průměr vnitřní trubky, oddělující pracovní prostor pro látku
d_w	[mm]	výpočtový průměr hnací řemenice



D_w	[mm]	výpočtový průměr hnané řemenice
d_z	[mm]	průměr zápichu
E	[MPa]	modul pružnosti materiálu
e_k	[mm]	výsledná tloušťka kuželu výstupní komory
$e_{k(p)}$	[mm]	minimální požadovaná tloušťka kuželu výstupní komory
e_{kd}	[mm]	výsledná tloušťka klenutého dna
e_s	[mm]	minimální požadovaná tloušťka válcové části klenutého dna
e_v	[mm]	výsledná tloušťka válcové části pláště uzelníku
$e_{v(p)}$	[mm]	minimální požadovaná tloušťka válcové části pláště uzelníku
e_y	[mm]	minimální požadovaná tloušťka anuloidového přechodu klenutého dna
e_z	[mm]	minimální požadovaná tloušťka vrchlíku klenutého dna
f	[MPa]	mez kluzu materiálu se zahrnutou bezpečností
F_1	[N]	síla v napjaté části opásání
F_2	[N]	síla v ochablé části opásání
F_A	[N]	silové zatížení ložiska A
$F_{A, \min}$	[N]	minimální silové zatížení ložiska A
F_{am}	[kN]	minimální požadované axiální zatížení ložiska
F_{By}	[N]	radiální silová zatížení ložiska B
F_{B_y}	[N]	axiální silové zatížení ložiska B
$F_{B_y, \min}$	[N]	minimální radiální silové zatížení ložiska B
F_c	[N]	tahová síla v řemenu od odstředivé síly
F_i	[N]	síla potřebná pro předpětí šroubového spoje
f_k	[-]	součinitel tření mezi řemenem a řemenicí
F_m	[N]	max. dovolená síla působící na konci hřídele elektromotoru
F_{mp}	[N]	tíhová síla způsobená hmotností rotoru
F_{mz}	[N]	max. dovolená síla působící na konci hřídele zesíleného uložení motoru
F_o	[N]	obvodová síla působící na povrchu hřídele
F_{on}	[N]	odstředivá síla způsobená nevyvážkem na rotoru
F_p	[N]	síla působící na přírubu horního víka
F_{pr}	[N]	tlaková síla působící na rotor
F_{sv}	[N]	síla působící na svar
F_u	[N]	celkové předpětí řemenů
F_{u1}	[N]	počáteční předpětí jednoho řemenu



g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
i	[-]	výsledný převodový poměr
i_p	[-]	předběžný převodový poměr
i_s	[-]	výsledný počet šroubů
k	[-]	koeficient bezpečnosti
K	[-]	součinitel utahovacího momentu pro mazané závit
k_a	[-]	součinitel minimálního požadovaného axiálního zatížení ložiska
k_b	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	součinitel vlivu teploty
k_{d1}	[-]	součinitel dynamické bezpečnosti v průřezu I (obdobně průřez II)
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel zahrnující jiné vlivy
k_i	[-]	součinitel bezpečnosti šroubového spoje
k_m	[-]	zvolená momentová bezpečnost
k_p	[N.mm ⁻¹]	tuhost spojovaných součástí
k_r	[-]	součinitel minimálního zatížení ložiska
k_s	[N.mm ⁻¹]	tuhost šroubu
k_{s1}	[-]	součinitel statické bezpečnosti v průřezu I (obdobně až průřez IV)
l	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
L_{1hm}	[hod]	hodinová modifikovaná životnost ložiska dle SKF
l_b	[mm]	délka zašroubování šroubu
l_c	[mm]	činná délka pera
L_f	[hod]	požadovaná minimální životnost ložiska
l_g	[mm]	délka válcového dřívku šroubu
l_s	[mm]	délka sevření
L_w	[mm]	výpočtová délka řemenu
L_{wp}	[mm]	předběžná výpočtová délka řemenu
M	[N.m]	max. točivý moment působící na hnané řemenici
M_B	[N.m]	moment sil k bodu B
M_k	[N.m]	maximální kroučící moment zatěžující hřídel uzelníku
M_{ks}	[N.m]	maximální přenositelný kroučící moment svěrným pouzdrem
$M_{max,1}$	[N.m]	maximální točivý moment působící na hnací řemenici pro jeden řemen



m_n	[kg]	hmotnost nevývažku
M_o	[N.m]	ohybový moment
$M_{o,max}$	[N.m]	maximální ohybový moment
M_{oI}	[N.m]	ohybový moment v průřezu I (obdobně až průřez IV)
M_p	[N.m]	utahovací moment potřebný pro vyvození předpětí šroubového spoje
m_{po}	[kg]	hmotnost pracovních orgánů (uložení, rotor, řemenice)
m_r	[kg]	hmotnost rotoru
N	[N]	normálová síla
n_m	[min ⁻¹]	katalogové otáčky elektromotoru
n_r	[min ⁻¹]	výsledné otáčky rotoru
n_r	[min ⁻¹]	referenční otáčky ložiska
n_{rp}	[min ⁻¹]	potřebné otáčky rotoru
p	[MPa]	pracovní tlak v uzelníku
P	[kW]	výkon elektromotoru
P'	[kW]	návrhový výkon řemenového převodu pro standardní použití
P_B	[kN]	ekvivalentní zatížení ložiska B
p_d	[MPa]	napětí působící na bok drážky pro pero u náboje
P_D	[kW]	dovolený výkon přenášený jedním řemenem
p_D	[MPa]	dovolené napětí působící na bok drážky pro pero
P_H	[MPa]	tlak působící na dno výstupní komory způsobení tíhou kapaliny
P_{Hd}	[MPa]	celkový tlak působící na dno výstupní komory
P_u	[kN]	mezní únavové zatížení ložiska
P_v	[MPa]	výpočtový přetlak
$p_{z(A)}$	[-]	součinitel teorie trvanlivosti ložiska dle SKF
r_1	[mm]	poloměr přechodu pro průřez I (obdobně až průřez IV)
r_d	[mm]	poloměr zaoblení drážky pro MB podložku
Re	[MPa]	mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
r_p	[mm]	poloměr zaoblení drážky pro pero
r_z	[mm]	šířka zápichu
S_d	[mm ²]	průřez válcového dřívku šroubu
S_{dn}	[mm ²]	obsah plochy dna výstupní komory
S_k	[mm ²]	obsahu průmětu plochy kuželu výstupní komory



S_p	[MPa]	zkušební napětí šroubového spoje
T	[N]	posouvající síla
t_l	[mm]	hloubka drážky v náboji
v	[m.s ⁻¹]	výsledná obvodová rychlost
v_{rp}	[m.s ⁻¹]	průměrná obvodová rychlost určená papírenským technologem
$v_{ř}$	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost řemenu
x_l	[mm]	vzdálenost působící síly od průřezu I (obdobně až průřez IV)
x_n	[mm]	tolerance potřebná pro napínání řemenu
x_s	[mm]	tolerance potřebná pro sejmutí řemenu
z	[-]	počet použitých řemenů
z_{sv}	[-]	součinitel kvality provedení svaru
z_k	[-]	normovaná náhodná veličina
α_k	[°]	úhel mezi osou rotace a pláštěm kuželu
$\alpha_{\sigma I}$	[-]	tvarový součinitel pro ohyb průřezu I (obdobně až průřez IV)
$\alpha_{\tau I}$	[-]	tvarový součinitel pro krut průřezu I (obdobně až průřez IV)
β	[rad]	úhel opásání menší řemenice
β_{oI}	[-]	vrubový součinitel pro průřez I (obdobně průřez II)
ΔF	[N]	rozdíl sil v napjaté a ochablé části opásání
κ	[-]	viskózní poměr
ν	[mm ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita použitého maziva
ν_l	[mm ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita zajišťující správné mazání ložiska
ρ_t	[kg.m ⁻¹]	délková hustota řemenu
σ'_{Co}	[MPa]	korigovaná mez únavy v ohybu
σ_{Co}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{doI}	[MPa]	dynamické ohybové napětí v průřezu I (obdobně průřez II)
$\sigma_{red,sv}$	[MPa]	redukováné napětí působící na svar
σ_{redI}	[MPa]	redukováné napětí v průřezu I (obdobně až průřez IV)
σ_s	[MPa]	celkové napětí ve šroubu
σ_{soI}	[MPa]	statické ohybové napětí v průřezu I (obdobně až průřez IV)
σ_{sv}	[MPa]	normálové napětí působící na svar
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_p	[MPa]	smykové napětí namáhající pero na střih
τ_{soI}	[MPa]	statické smykové napětí v průřezu I (obdobně až průřez IV)



τ_{sv}	[MPa]	smykové napětí působící na svar
φ_A	[rad]	úhel natočení střednice hřídele v podpoře A
φ_B	[rad]	úhel natočení střednice hřídele v podpoře B
$\varphi_{D(A)}$	[rad]	dovolený úhel natočení ložiska A
ψ_s	[-]	součinitel sevření spoje
η_c	[-]	součinitel hodnoty znečištění
η_f	[-]	účinnost řemenového převodu



SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Sestavný výkres stroje IPS-435 (č. v. 4411.156.000.S0)
- P2 Vizualizace konstrukčního řešení IPS-435
- P3 Technologické schéma PL pro výrobu Tissue, projekt Alfaris Saudská Arábie,
(č. v. 8473.109.004) [17]