



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŠNEKOVÝ MÍSIČ KONTINUÁLNÍ

CONTINUAL HELICOIDAL MIXER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ PELKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Pelka

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

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

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

Šnekový mísič kontinuální

v anglickém jazyce:

Continual helicoidal mixer

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh, výpočty a konstrukce šnekového mísiče.

Zadané parametry:

Výkonnost mísiče 8 kg.s-1

Mísené materiály elektrérenský popílek 40%

 cihlářský jííl 25%

 cement 15%

 vápno 5%

 voda 15%

Cíle diplomové práce:

Navrhněte kontinuální šnekový mísič pro mísení jíílů, vápna, cementu a elektrérenských popílků s vodou, zpracujte konstrukční dokumentaci. Vypracujte podrobný teoretický rozbor směřující k experimentu.

Seznam odborné literatury:

1. Malášek J.: Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců. VUT FSI, 2005.
2. Medek J.: Mechanické pochody. VUT FS, 1998. ISBN 80-214-1284-x.
3. Zegzulka J.: Vliv mechanicko-fyzikálních vlastností sypkých hmot na konstrukci dopravních, úpravnických a skladovacích zařízení. TU Ostrava, 1999.

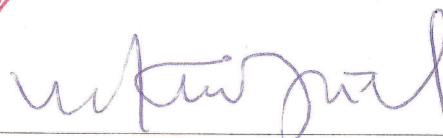
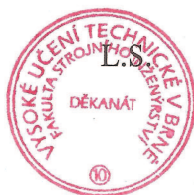
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 19.11.2010



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce zpracovává a je zaměřena na problematiku kontinuálního mísení partikulárních látek.

Vlastní práce je rozdělena do následujících kapitol.

Kapitola první zahrnuje vlastní teorii mísení a informace o experimentu z partikulárních látek při použití lopatky. V kapitole druhé je provedeno stanovení a výpočet technických parametrů vlastního kontinuálního mísiče. Kapitola třetí zahrnuje volbu pohonné jednotky a kapitola čtvrtá obsahuje návrh a výpočet ozubeného převodu. Kapitola pátá uvádí pevnostní výpočet hřídele mísiče a pevnostní výpočet lopatky pomocí programu I-deas. Součástí práce jsou přiloženy nejen sestavný výkres kontinuálního mísiče, ale i detailní výkresy hlavních součástí kontinuálního mísiče.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kontinuální mísič, partikulární látky, šnekový mísič, elektrárenský popílek, jíl, lopatka, výkon mísiče, ozubený převod, napjatost, nehomogenní materiály

ABSTRACT

This diploma project works out and is focused on the continual mixing process of the particular matters.

The project is divided into following chapters.

Chapter 1 includes mixing theory and information of the experimental work of the particular matters for blade using.

In chapter 2 there is Evaluation and calculation of the technical parameters for the mixer.

Chapter 3 deals with the engine proposal and chapter 4 includes calculation and design work of the gear transmission.

Chapter 5 includes the stress analysis of the shaft and blade with the I-deas software.

In attachment there are also the mixer arrangement drawing and detailed drawings of the key parts and groups for the mixer.

KEYWORDS

Continual mixer, particular matters, worm mixer, power plant fly ash, clay, blade, mixer power, gear box, stress/ tension, non-homogenous material



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PELKA, T. Šnekový mísič kontinuální. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 98 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2011

.....

Tomáš Pelka



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat Ústavu automobilního a dopravního inženýrství zvláště pedagogům odboru transportních a stavebních strojů za předání znalostí a zkušeností v daném oboru. Dále bych chtěl tímto poděkovat svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph. D. za věcné rady a připomínky při zpracování diplomové práce. V neposlední řadě bych chtěl ještě poděkovat své rodině za podporu při studiu vysoké školy.



OBSAH

Úvod	11
1 Teorie mísení	12
1.1 Partikulární látky	12
1.1.1 Částice	12
1.2 Teorie popisu napjatosti a směrové kosiny smykových napětí	13
1.2.1 Systém kluzných čar	13
1.3 Experimenty toku partikulárních látek	19
1.4 Interaktivní napětí působící na stěnu žlabu	21
2 Stanovení parametrů kontinuálního mísiče	23
2.1 Výpočet výkonnosti mísiče	23
2.2 Výpočet základních rozměrů mísiče	24
2.2.1 Předběžný výpočet vnějšího průměru opisovaného lopatkami	24
2.2.2 Výpočet osové rychlosti pohybu materiálu	25
2.2.3 Výpočet skutečného vnějšího průměru opisovaného lopatkami	27
2.2.4 Stanovení potřebné délky šnekového mísiče	30
2.2.5 Stanovení počtu lopatek mísiče	31
2.2.6 Kontrola obvodové rychlosti	32
2.3 Kontrola dopravovaného množství	32
2.4 Stanovení příkonu pro pohon mísiče	33
2.4.1 Potřebný krouticí moment pro otáčení jedné lopatky	33
2.4.2 Potřebný krouticí moment pro otáčení lopatek obou hřídelí	34
2.4.3 Příkon potřebný pro otáčení hřídele	34
2.4.4 Příkon potřebný pro sunutí mísené směsi žlabem	34
2.4.5 Výpočet příkonu pro pohon kontinuálního mísiče	35
2.5 Stanovení podmínek funkce mísiče	35
3 Volba pohonné jednotky	38
3.1 Elektromotor	38
3.2 Převodovka	39
3.3 Spojka	40
4 Návrh ozubeného převodu	42
4.1 Stanovení parametrů čelního ozubeného převodu	42
4.1.1 Výpočet modulu ozubeného soukolí	42
4.1.2 Šířka ozubení	42
4.1.3 Počet zubů kola	43
4.1.4 Výška zubu	43
4.1.5 Hlavová kružnice	44
4.1.6 Patní kružnice	44



4.1.7	Základní kružnice	44
4.1.8	Součinitel záběru	45
4.1.9	Součinitel kroku	45
4.2	Pevnostní výpočet ozubeného převodu	45
4.2.1	Únavová únosnost	45
4.2.2	Statická únosnost	47
4.2.3	Únavová únosnost paty zubu v ohybu	49
4.2.4	Statická bezpečnost v ohybu	50
4.3	Zatížení ložisek od ozubeného soukolí	51
5	Pevnostní výpočet hřídele mísiče	52
5.1	Výpočet lopatkového hřídele	52
5.1.1	Kontrola lopatkové hřídele na krut	52
5.1.2	Kontrola lopatkové hřídele na ohyb	55
5.1.3	Kontrola statické bezpečnosti lopatkové hřídele	59
5.1.4	Kontrola dynamické bezpečnosti lopatkové hřídele	59
5.2	Výpočet lopatky hřídele mísiče	61
5.2.1	Výpočet zatížení lopatky od směsi	61
5.2.2	Výpočet úchyty lopatky	62
5.2.3	Kontrola lopatky hřídele mísiče na ohyb od mísené směsi	66
6	Návrh koncových ložisek	70
6.1	Zatížení koncových ložisek	70
6.1.1	Výpočet axiálního zatížení pro přední ložisko	70
6.1.2	Kontrola axiálního zatížení předního ložiska	71
6.1.3	Výpočet radiálního zatížení obou ložisek	71
6.2	Přední ložisko (v bodě C)	71
6.2.1	Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení	72
6.2.2	Výpočet trvanlivosti ložiska	72
6.3	Koncové ložisko (v bodě D)	73
6.3.1	Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení	73
6.3.2	Výpočet trvanlivosti ložiska	74
7	Systém kropení směsi	75
7.1	Stanovení parametrů sprchy	75
7.1.1	Výpočet potřebného průtoku sprchy	75
7.1.2	Minimální světlost přívodního potrubí sprchy	75
7.1.3	Minimální počet otvorů sprchy	75
7.2	Zapojení systému kropení na vodovodní řád	76
7.2.1	Hlavní ventil řádu systému kropení	77
7.2.2	Průtokoměr řádu kropení směsi	78
7.2.3	Ruční regulační ventil	78



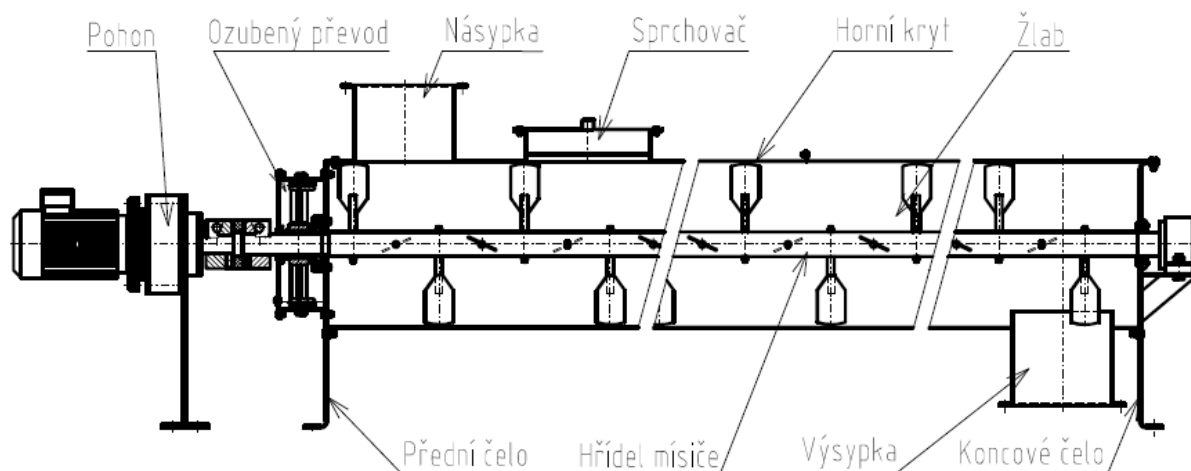
7.3	Zapojení systému kropení na otevřenou nádrž	79
8	Hlavní části kontinuálního mísiče	81
8.1	Hřídél mísiče.....	81
8.2	Tělo mísiče	83
8.3	Sprchovač mísiče	84
9	Montáž a údržba mísiče	85
10	Uvedení mísiče do provozu	86
	Závěr	87
	Seznam použitých zkratk a symbolů	90
	Seznam výkresové dokumentace	97
	Seznam příloh.....	98



ÚVOD

Ve stavebním a keramickém průmyslu jsou zpracovávány různé druhy hmot (beton, suchá a mokrá směs malty, keramické těsto atp.). Tyto hmoty jsou složeny ve většině z upravených nerostných surovin. Správný poměr a promísení těchto surovin zajistí velmi dobré vlastnosti jak mechanické, tak fyzikální. Výsledný polotovár či produkt je dále zpracován podle druhu a účelu mísené směsi.

Diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí dvouhřídelového šnekového kontinuálního mísiče (Obr. 1) pro mísení zadaných surovin. Některé problémy (nastavení úhlu lopatek, homogenizace) vyžadují experimenty a následně ověřované zkušenosti v oblasti navrhování takovýchto strojů, i jakožto znalosti problematiky teorie mísení směsí.



Obr. 1 Schéma kontinuálního mísiče

Jedním z předních výrobců těchto strojů je firma HAS CZ a.s. [18]



Obr. 2 Dvouhřídelová šneková míchačka firmy HAS



1 TEORIE MÍSENÍ

Při některých předcházejících technologických procesech je již částečně prováděn proces mísení. Nicméně tento proces není dostačující pro kvalitní promísení. Proto je nutné zavést do technologického celku výroby speciálních strojů, jako jsou mísiče. Mísení hmot je závislé na celé řadě faktorů a mimo jiné i na konstrukci mísicího zařízení. Mísení je uskutečněno za stálého promíchávání jednotlivých složek směsi. Účelem mísení je hlavně promísení částic materiálu uvnitř celého objemu a tím zajištění stejnorodosti struktury směsi. Při mísení směsi považujeme hmotu za homogenní.

V následující části diplomové práce je pojednáno o napjatosti a přetváření partikulárních látek při procesu mísení.

1.1 PARTIKULÁRNÍ LÁTKY

Partikulární látky [9] str. 7 jsou složeny ze vzájemně se dotýkajících částic pevné fáze. Nicméně tekuté fáze, jak kapalné tak i plynné, mohou vyplňovat volné objemy mezi pevnými částicemi.

Směsí níže vedených velikostí částic, které jsou specifikovány níže, vznikne partikulární látka různé vlastnosti jinak fyzikálně stejných částic.

1.1.1 ČÁSTICE

Pod pojmem částice je specifikován individuální prvek složený z velkého množství hmotných objektů, jež tvoří materiálovou soustavu. Velikosti částice lze rozdělit na submikroskopické, mikroskopické a makroskopické.

- **Makroskopické** částice jsou viditelné a rozlišitelné lidským okem. Z hlediska mechanických pochodů jsou nejčetnější a jsou větší než 0,1 mm (10^{-4} m).
- **Mikroskopické** částice jsou rozlišitelné až po zvětšení mikroskopem o velikosti mezi 1 mikrometr (10^{-6} m). Jako příklad lze uvést ulétavý popílek a prachové částice obsažené ve spalinách z komínů uhelných kotlů anebo cementářských pecí.
- **Submikroskopické** částice jsou o velikosti 1 nm (10^{-9} m). Toto jsou již vzdálenosti, při kterých lze rozlišovat krystalické mřížky.

Mezi látky, které vyhovují této definici, lze zahrnout celou řadu surovin a produktů chemického, stavebního a potravinářského průmyslu. Mezi příklady lze uvést umělá hnojiva, barviva, obilí, cement, písek, popílek.

Z fyzikálního hlediska jde o disperzní soustavu.

DISPERZNÍ SOUSTAVA

Disperzní soustava je heterogenní látková soustava tvořená **těmito** všemi **částicemi**, rozptýlenými ve spojitém prostředí jiné fáze. Charakteristika disperzní soustavy je zpravidla vyjádřena velikostí částic. Disperze je tím větší, čím menší je velikost částic.



ZRNO A ZRNITÝ MATERIÁL

Zrna lze bez obtíží rozeznat pouhým okem. Matematicky lze zrna specifikovat tehdy, když poměr mezi mikroskopickými a makroskopickými částicemi nepřesáhne 1:10.

Zrnitý materiál jsou pak látky tvořené těmito zrny. Vzhledem k relativně malé soudržnosti těchto zrn, zvláště když jsou suché, velmi často používaný termín je sypký materiál popřípadě sypká hmota.

VLASTNOSTI PARTIKULÁRNÍ LÁTKY

Vlastnosti jsou dány třemi základními skupinami základních vlastností:

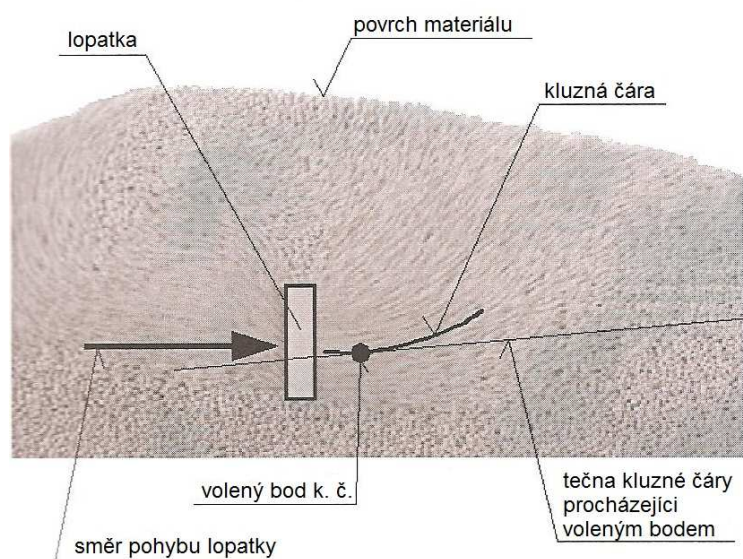
- **Charakterem** jednotlivých pevných částic vytvářejících vlastní partikulární látku.
- **Silovou vazbou** mezi jednotlivými částicemi částice partikulární látky.
- **Geometrickým uspořádáním** částic v objemu partikulární látky.

1.2 TEORIE POPISU NAPJATOSTI A SMĚROVÉ KOSINY SMYKOVÝCH NAPĚTÍ

Různé způsoby zpracování nehomogenních, nekontinuálních (i homogenních, kontinuálních) materiálů – jako je mísení, míchání, kompaktování, lisování, toky materiálů, proudění – je možno ve většině případů zahrnout pod pojem přetváření. Při přetváření – deformaci existuje ve zpracovávaném objemu materiálu nenulový gradient rychlosti – přemísťování jednotlivých elementů dm hmoty po různých drahách (trajektoriích, proudnicích, kluzných čarách) se děje různou rychlostí.

1.2.1 SYSTÉM KLUZNÝCH ČAR

Kluzná čára v místě elementu dm hmoty má svoji tečnu, ta je totožná svým směrem s mezním, kritickým a kluzným smykovým napětím, resp. s jeho silovými účinky na elementu plochy dS , normála dS je totožná s hlavní normálou n kluzné čáry.



Obr. 3 Lopatka pohybující se materiálem (znázornění kluzné čáry)[8]

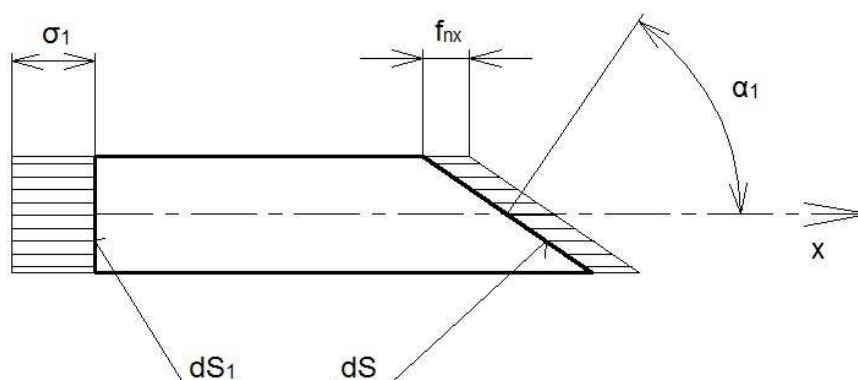


Lze-li proudnice nebo také kluzné čáry přetvářeného materiálu identifikovat vhodným zpracováním obrazu včetně určení jejich tečen a hlavních normál, pak směrové kosiny tzv. mezního, kritického, kluzného smykového napětí vůči např. tzv. hlavním osám tenzoru napjatosti $\sigma_1 \equiv x \wedge \sigma_2 \equiv y \wedge \sigma_3 \equiv z$ mohou vést k určení příslušného tenzoru napjatosti, mohou vést k určení celého tenzorového pole napjatosti v přetvářeném objemu materiálu.

Je rovněž vhodné ztotožnit kladný směr silového účinku tohoto tzv. mezního, kritického, kluzného smykového napětí se směrem vektoru okamžité rychlosti přemísťovaného elementu $d\mathbf{m}$ hmoty po dráze (proudnice) kluzné čáře o element $d\mathbf{S}$, tedy se směrem tečny kluzné čáry, tedy též se směrem deformace.

Směrové kosiny silových účinků (mezního, kritického, kluzného) smykového napětí jsou totožné se směrovými kosiny tečny kluzné čáry, jsou totožné se směrovými kosiny příslušné okamžité rychlosti posuvu elementu hmoty $d\mathbf{m}$ po kluzné čáře.

V následujícím Obr. 1 je napětí popsáno jako tenzor [5] $\sigma_1 \neq f_{nx}$, ale silové účinky normálového napětí σ_1 ve směru x vůči silovým účinkům obecného napětí f_{nx} ve směru x jsou stejné. Úhel α_1 je úhlem mezi normálami ploch $d\mathbf{S}_1$ a $d\mathbf{S}$, je přímo úhlem mezi plochami $d\mathbf{S}_1$ a $d\mathbf{S}$. Plochy $d\mathbf{S}_1$ a $d\mathbf{S}$ jsou sobě vzájemným průmětem ve směru x , (mohou být různých libovolných tvarů: čtverec-obdélník, trojúhelník-trojúhelník, kružnice-elipsa).



Obr. 4 Vztah velikostí napětí a orientace příslušné plochy působnosti napětí [8]

Matematicky lze popsat:

$$\begin{aligned}
 \sigma_1 dS_1 &= f_{nx} dS \\
 dS_1 &= dS \cos \alpha_1 \\
 \sigma_1 dS \cos \alpha_1 &= f_{nx} dS \\
 \sigma_1 \cos \alpha_1 &= f_{nx}
 \end{aligned}
 \tag{1.1} \quad [\text{MPa}]$$

Jsou zvoleny pro odvození směrových kosinů smykových napětí následující konvence:

- souřadná soustava označená osami \mathbf{x} , \mathbf{y} , \mathbf{z} je pravotočivá,
- směry kladných silových účinků hlavních napětí jsou $\sigma_1 \equiv x \wedge \sigma_2 \equiv y \wedge \sigma_3 \equiv z$,
- hlavní napětí $\sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_2$ jsou tlaková, kladných hodnot, směřují dovnitř přetvářené hmoty, jejich směry v pořadí indexů (1,2,3) respektují pravotočivou souřadnou soustavu,

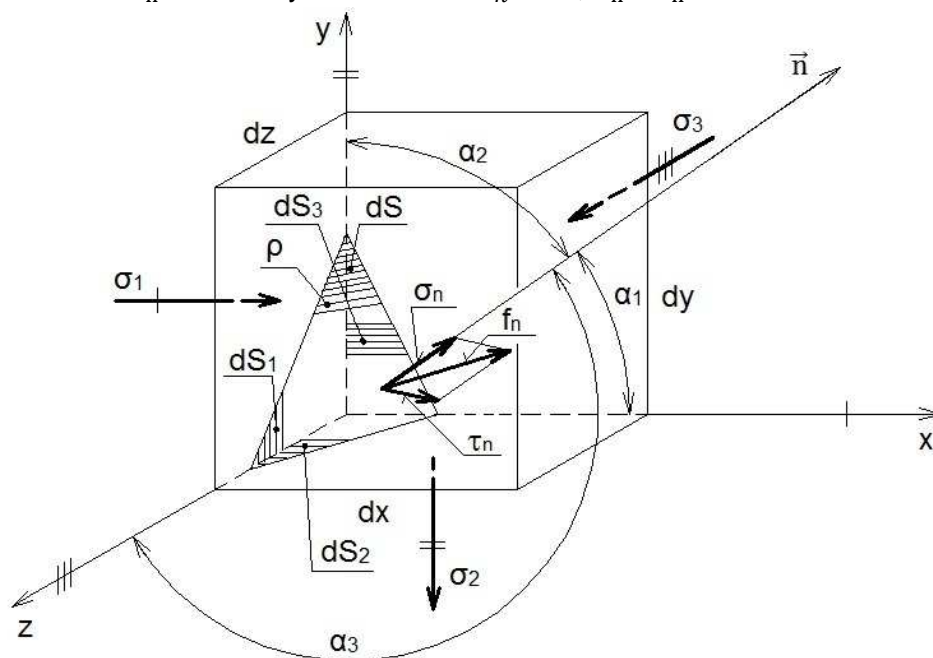


- označíme-li smykové napětí τ_{xy} , pak osa x je normálou plochy, ve které napětí τ_{xy} působí směrem osy y , (platí vždy analogicky podle pořadí indexů x, y, z , první index udává normálu plochy působnosti napětí, druhý index udává směr působnosti napětí).

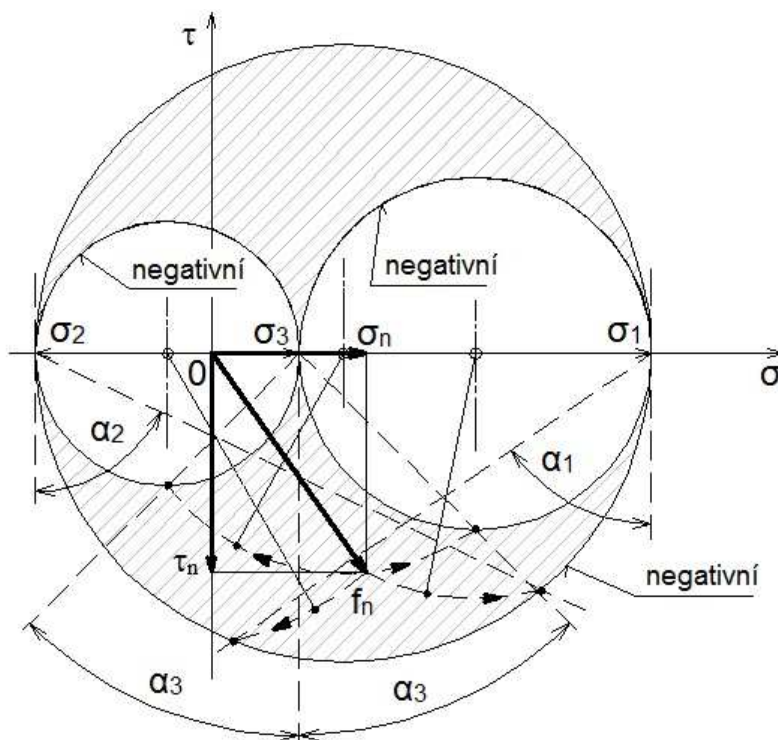
Určující pro napjatost jsou dle výše uvedených konvencí pouze hlavní napětí $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, jejichž kladné hodnoty jsou pro tlak, případně záporné hodnoty pro tah.

Kladné nebo záporné hodnoty všech dalších možných normálových i smykových napětí závisí na jejich směrech a rovinách působnosti, nelze to předepsat dalšími konvencemi.

Ve vybraném elementu zcela obecného přetvářeného soudržného až plastického materiálu zvolíme obecnou rovinu ρ s normálou $\vec{n} \perp dS$ danou směrovými kosiny $\cos \alpha_1, \cos \alpha_2, \cos \alpha_3$. Hodnota hlavního napětí σ_2 je zvolena záporná, proto se jedná o tahové napětí, proti kladnému směru osy y . Hlavní napětí σ_1 a σ_3 jsou tlaková, kladných hodnot, jejich silové účinky směřují v kladném směru souřadných os x a z . V rovině ρ působí obecné napětí f_n s normálovou složkou $\sigma_n \perp dS$ a smykovou složkou $\tau_n \in dS$, $\sigma_n \perp \tau_n$.



Obr. 5 Napjatost v přetvářeném materiálu



Obr. 6 Znárodnění napjatosti v Mohrově rovině [8]

Pro analytický popis napjatosti jsou podstatné vztahy popisující Obr. 5 Napjatost v přetvářeném materiálu:

Vzájemný vztah směrových kosinů normály $\vec{n} \equiv \sigma_n$ příslušné k rovině \mathbf{p} :

$$\cos^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_2 + \cos^2 \alpha_3 = 1 \quad (1.2)$$

Jednotkový vektor normály \vec{n} k obecné rovině \mathbf{p} je určen:

$$\vec{n} = \vec{i} \cos \alpha_1 + \vec{j} \cos \alpha_2 + \vec{k} \cos \alpha_3 \quad (1.3)$$

Z Obr. 4 vyplívají podmínky transformace vnitřních sil ve směru os x , y , z , již odvozeno pro směr osy x (1.1):

$$\begin{aligned} \sigma_1 dS_1 &= f_{nx} dS & dS_1 &= dS \cos \alpha_1 \\ \sigma_2 dS_2 &= f_{ny} dS & dS_2 &= dS \cos \alpha_2 \\ \sigma_3 dS_3 &= f_{nz} dS & dS_3 &= dS \cos \alpha_3 \end{aligned}$$

Úpravou podle (1.1) dostaneme obecné napětí do směrů os x , y , z :

$$\begin{aligned} f_{nx} &= \sigma_1 \cos \alpha_1 \\ f_{ny} &= \sigma_2 \cos \alpha_2 \\ f_{nz} &= \sigma_3 \cos \alpha_3 \end{aligned}$$



Výsledná velikost obecného napětí f_n na rovině ρ je pak dána vztahem [12]:

$$f_n = \sqrt{f_{nx}^2 + f_{ny}^2 + f_{nz}^2} = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3} \quad [\text{MPa}] \quad (1.4)$$

Velikost normálové složky σ_n příslušnému obecnému napětí f_n je dána promítnutím složek f_{nx} , f_{ny} , f_{nz} , do směru normály \vec{n} příslušné k rovině ρ . σ_n považujeme za kladnou vždy:

$$\sigma_n = |f_{nx} \cos \alpha_1 + f_{ny} \cos \alpha_2 + f_{nz} \cos \alpha_3| = |\sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3| \quad [\text{MPa}] \quad (1.5)$$

Velikost smykové složky τ_n příslušné obecnému napětí f_n považujeme za kladnou vždy:

$$\tau_n = \sqrt{f_n^2 - \sigma_n^2}$$

$$\tau_n = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - (\sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3)^2}$$

Po upravení předešlého vztahu:

$$\tau_n = \sqrt{(\sigma_2 - \sigma_3)^2 \cos^2 \alpha_2 \cos^2 \alpha_3 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \cos^2 \alpha_3 \cos^2 \alpha_1 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_2}$$

$$\tau_n = \sqrt{(f_{nx} \cos \alpha_2 - f_{ny} \cos \alpha_1)^2 + (f_{ny} \cos \alpha_3 - f_{nz} \cos \alpha_2)^2 + (f_{nz} \cos \alpha_1 - f_{nx} \cos \alpha_3)^2} \quad [\text{MPa}] \quad (1.6)$$

Po určení hodnot f_n , σ_n , τ_n je důležité stanovení jejich směrových úhlů a tím směrů působení f_n , σ_n , τ_n . Řešením soustavy rovnic (1.3), (1.4) a (1.5) dostaneme následující vztahy pro **směrové kosiny příslušné normálovému napětí σ_n** , tím též normále \vec{n} roviny ρ .

$$|\cos \alpha_1| = \sqrt{\left| \frac{\tau_n^2 + (\sigma_n - \sigma_3)(\sigma_n - \sigma_2)}{(\sigma_1 - \sigma_2)(\sigma_1 - \sigma_3)} \right|} = \frac{|\sigma_{nx}|}{\sigma_n}$$

$$|\cos \alpha_2| = \sqrt{\left| \frac{\tau_n^2 + (\sigma_n - \sigma_1)(\sigma_n - \sigma_3)}{(\sigma_2 - \sigma_3)(\sigma_2 - \sigma_1)} \right|} = \frac{|\sigma_{ny}|}{\sigma_n}$$

$$|\cos \alpha_3| = \sqrt{\left| \frac{\tau_n^2 + (\sigma_n - \sigma_1)(\sigma_n - \sigma_2)}{(\sigma_3 - \sigma_1)(\sigma_3 - \sigma_2)} \right|} = \frac{|\sigma_{nz}|}{\sigma_n} \quad [-] \quad (1.7)$$

Hodnota σ_n znamená velikost proto je považována za kladnou (1.5).

Hodnoty σ_{nx} , σ_{ny} , σ_{nz} mohou být záporné, proto i směrové kosiny $\cos \alpha_1$, $\cos \alpha_2$, $\cos \alpha_3$ mohou být záporné pro $\alpha_i \in \left(\frac{\pi}{2}; \pi\right)$.

Směrové kosiny příslušné obecnému napětí f_n možno určit následovně:

$$\cos \alpha_{1fn} = \frac{\sigma_1 \cos \alpha_1}{f_n} = \frac{f_{nx}}{f_n}$$

$$\cos \alpha_{2fn} = \frac{\sigma_2 \cos \alpha_2}{f_n} = \frac{f_{ny}}{f_n}$$

$$\cos \alpha_{3fn} = \frac{\sigma_3 \cos \alpha_3}{f_n} = \frac{f_{nz}}{f_n} \quad [-] \quad (1.8)$$



Hodnota f_n znamená velikost proto je považována za kladnou (1.4).

Hodnoty f_{nx} , f_{ny} , f_{nz} mohou být záporné, proto i směrové kosiny $\cos \alpha_{1fn}$, $\cos \alpha_{2fn}$, $\cos \alpha_{3fn}$ mohou být záporné pro $\alpha_{ifn} \in \left(\frac{\pi}{2}; \pi\right)$.

Směrové kosiny příslušné τ_n :

- je možno určit na základě rozdílu složek ve směrech x, y, z :

$$\begin{aligned} \tau_{nx} &= f_{nx} - \sigma_{nx} & \tau_{ny} &= f_{ny} - \sigma_{ny} & \tau_{nz} &= f_{nz} - \sigma_{nz} \\ \cos \alpha_{1\tau n} &= \frac{f_{nx} - \sigma_{nx}}{\tau_n} = \frac{\sigma_1 \cos \alpha_1 - \sigma_n \cos \alpha_1}{\tau_n} \\ \cos \alpha_{2\tau n} &= \frac{f_{ny} - \sigma_{ny}}{\tau_n} = \frac{\sigma_2 \cos \alpha_2 - \sigma_n \cos \alpha_2}{\tau_n} \\ \cos \alpha_{3\tau n} &= \frac{f_{nz} - \sigma_{nz}}{\tau_n} = \frac{\sigma_3 \cos \alpha_3 - \sigma_n \cos \alpha_3}{\tau_n} \end{aligned} \quad [-] \quad (1.9)$$

Hodnota τ_n znamená velikost proto je považována za kladnou (1.6).

Hodnoty τ_{nx} , τ_{ny} , τ_{nz} mohou být záporné, proto i směrové kosiny $\cos \alpha_{1\tau n}$, $\cos \alpha_{2\tau n}$, $\cos \alpha_{3\tau n}$ mohou být záporné pro $\alpha_{i\tau n} \in \left(\frac{\pi}{2}; \pi\right)$.

Výše zmíněné odvození vycházející z podmínek rovnováhy v *Obr. 4 Vztah velikosti napětí a orientace příslušné plochy působnosti napětí*. Je také možné získat rovněž řešením rovnic tří čárkovaných kružnic (označených tučnými šipkami) v *Obr. 6 Znázornění napjatosti v Mohrově rovině*, které svojí konstrukcí určují směrové kosiny normály \vec{n} a tím směrové kosiny normálového napětí σ_n .

Po dalších úpravách možno získat pro směrové kosiny τ_n tyto vztahy:

$$\begin{aligned} \cos \alpha_{1\tau n} &= -\frac{\cos \alpha_1 \cos^2 \alpha_2 (\sigma_2 - \sigma_1) + \cos \alpha_1 \cos^2 \alpha_3 (\sigma_3 - \sigma_1)}{\tau_n} = \\ &= -\frac{\cos \alpha_2 (f_{ny} \cos \alpha_1 - f_{nx} \cos \alpha_2) + \cos \alpha_3 (f_{nz} \cos \alpha_1 - f_{nx} \cos \alpha_3)}{\tau_n} \\ \cos \alpha_{2\tau n} &= -\frac{\cos \alpha_2 \cos^2 \alpha_3 (\sigma_3 - \sigma_2) + \cos \alpha_2 \cos^2 \alpha_1 (\sigma_1 - \sigma_2)}{\tau_n} = \\ &= -\frac{\cos \alpha_3 (f_{nz} \cos \alpha_2 - f_{ny} \cos \alpha_3) + \cos \alpha_1 (f_{nx} \cos \alpha_2 - f_{ny} \cos \alpha_1)}{\tau_n} \\ \cos \alpha_{3\tau n} &= -\frac{\cos \alpha_3 \cos^2 \alpha_1 (\sigma_1 - \sigma_3) + \cos \alpha_3 \cos^2 \alpha_2 (\sigma_2 - \sigma_3)}{\tau_n} = \\ &= -\frac{\cos \alpha_1 (f_{nx} \cos \alpha_3 - f_{nz} \cos \alpha_1) + \cos \alpha_2 (f_{ny} \cos \alpha_3 - f_{nz} \cos \alpha_2)}{\tau_n} \end{aligned} \quad [-] \quad (1.10)$$

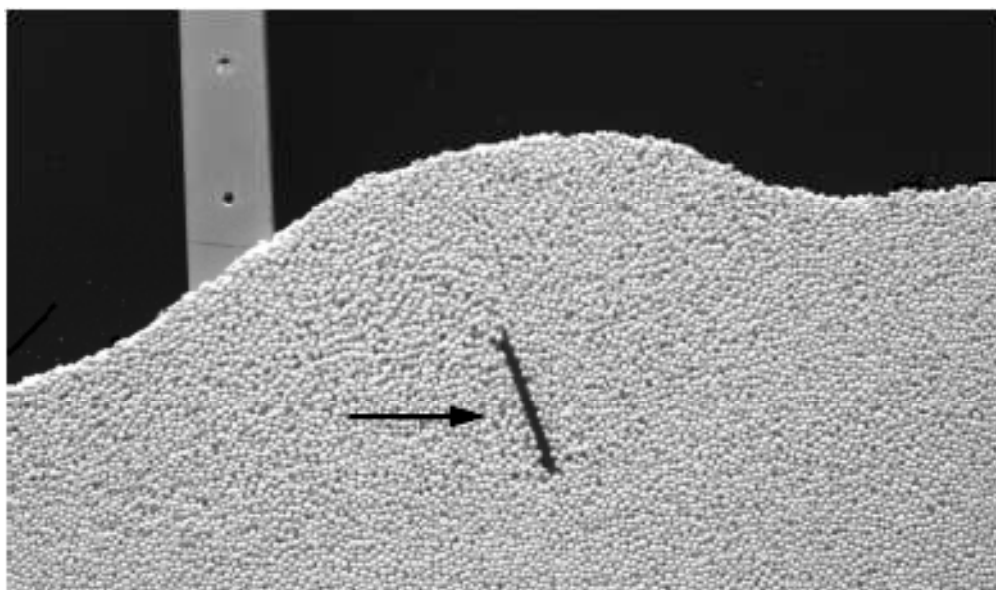


1.3 EXPERIMENTY TOKU PARTIKULÁRNÍCH LÁTEK

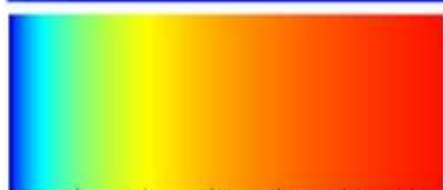
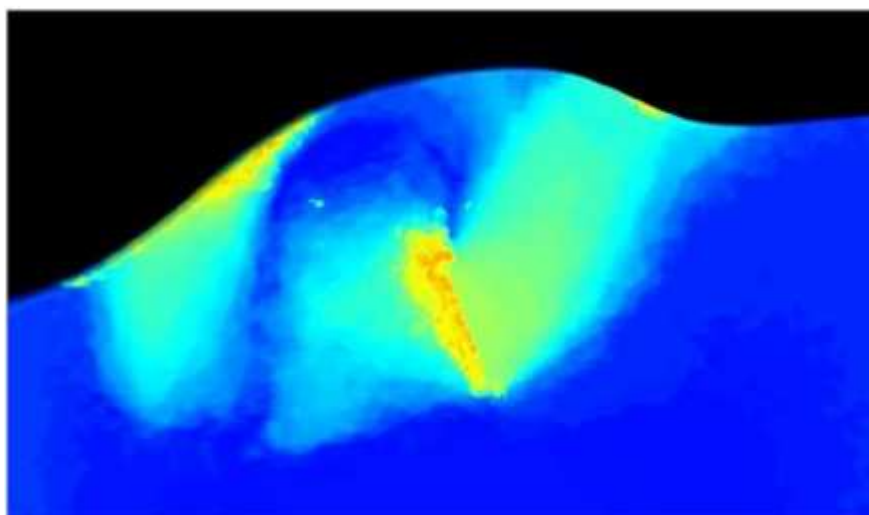
Technicky lze experimentálně vyzkoušet toky a deformace partikulární látky na jednotlivou lopatku a úhel nastavení lopatky viz obr. 7. Pro určení analytické rovnice kluzné čáry může být použito např. kubického splajnu. Ve voleném bodě kluzné čáry, kde má být napjatost v přetvářeném materiálu stanovena, určíme tečnu kluzné čáry. Podrobný výpočet lze nalézt v lit. [8].

Pokud volený bod kluzné čáry je situován blízko mísící strojní součásti (lopatky), můžeme pomocí Mohrovy kružnice a pomocí parametrických rovnic určit normálové napětí σ_x a smykové napětí τ_{xy} na povrchu součásti. V tomto případě je také nutné zohlednit úhel tření mezi mísícím materiálem a vlastní součástí, kterou je mísení zajištěno.

Níže uvedené obrázky poukazují na výsledky z experimentu provedené ve výzkumném ústavu nebo zkušebně vybavené příslušným zařízením. Jako strojní součásti bylo použito lopatky.



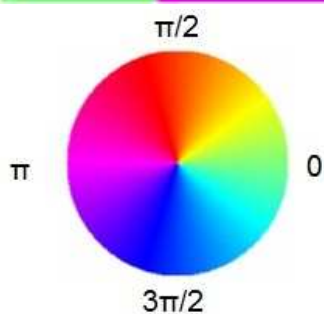
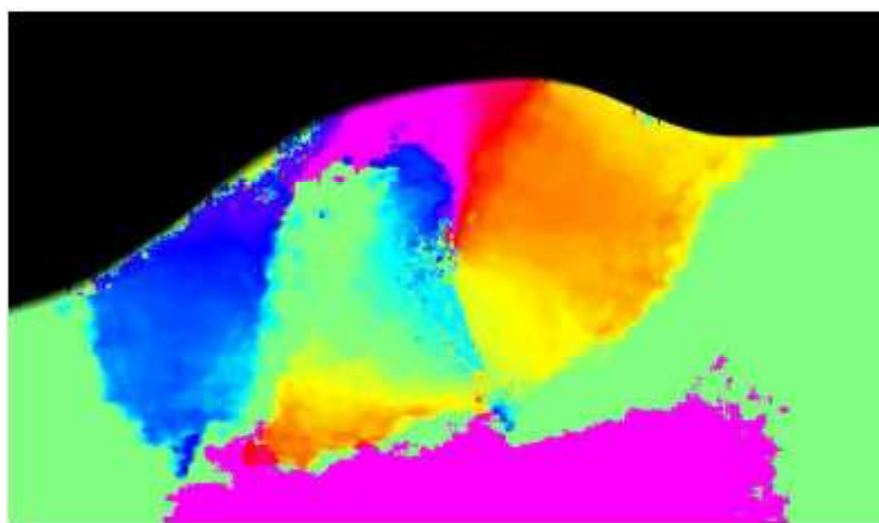
Obr. 7 Znárodnění toku a deformace partikulární látky při použití nakloněné lopatky [8]



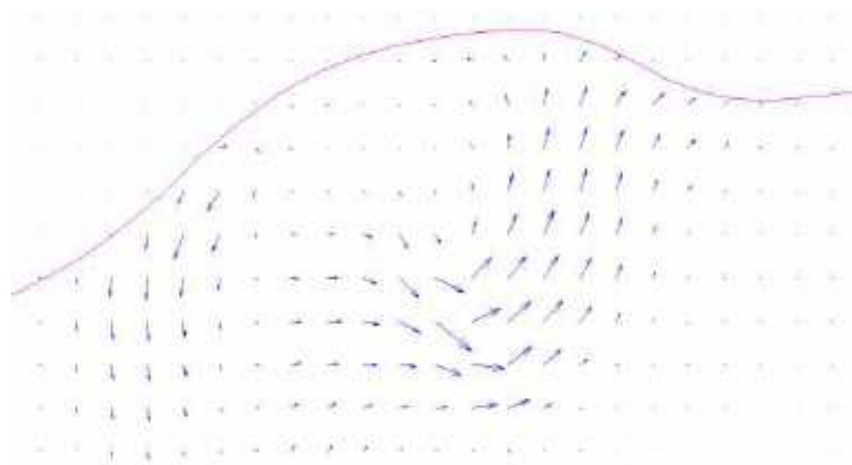
0 20 40 60 80 100 120

rychlost [mm.s⁻¹]

Obr. 8 Pole velikostí vektorů rychlostí a deformací
partikulární látky, měřítko velikosti rychlostí [8]



Obr. 9 Pole směrů vektorů rychlostí a deformací
partikulární látky, měřítko směru rychlostí [8]



Obr. 10 Vektorové pole rychlosti toků a deformací partikulární látky v okolí lopatky[8]

Jednotlivé vektory jsou svými nositelkami totožné s tečnami příslušných kluzných čar.

1.4 INTERAKTIVNÍ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA STĚNU ŽLABU

Pod pojmem interaktivní napětí si dokážeme představit rozložení vzájemného silového působení na hranici strojní součásti a přetvářené partikulární látky, která je v kontaktu s touto strojní součástí.

Teorii kluzných čar můžeme velmi zjednodušeně prezentovat na následujícím porovnání interaktivního napětí mezi strojní součástí (žlabem) a partikulární látkou v mezním stavu napjatosti.

Pro výpočet interaktivního napětí se vychází z rovnice (1.5).

$$\sigma_n = |\sigma_1 \cos^2 \beta_{\sigma_1} + \sigma_2 \cos^2 \beta_{\sigma_2}|$$

Při $\beta_{\sigma_3} = \pi/2$, z toho vyplývá $\cos \beta_{\sigma_3} = 0$

Největší hlavní napětí tenzoru napjatosti se spočte:

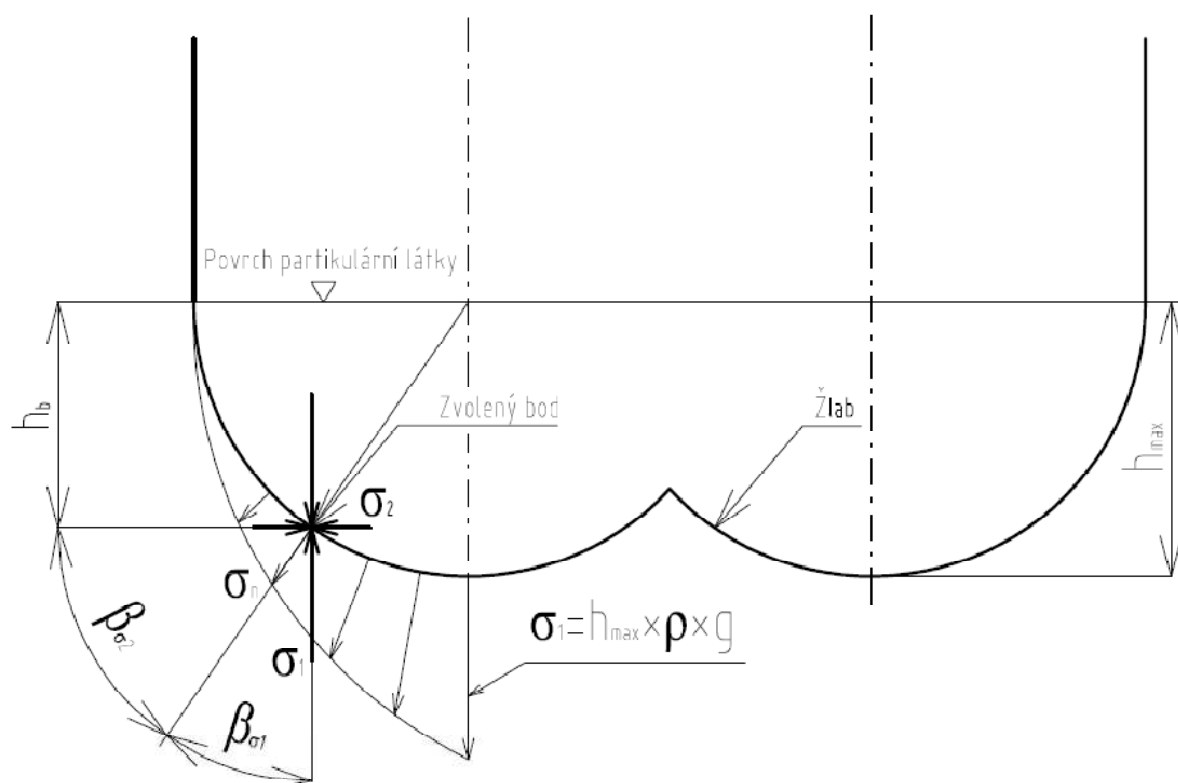
$$\sigma_1 = h_b \rho g$$

Nejmenší hlavní napětí tenzoru napjatosti se spočte:

$$\sigma_2 = k \sigma_1$$

kde k je součinitel bočního napětí, dle lit. [8] pro dokonale sypký a nesoudržný partikulární materiál je:

$$k = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi}$$



Obr. 11 Působení partikulární látky na stěnu žlabu



2 STANOVENÍ PARAMETRŮ KONTINUÁLNÍHO MÍSIČE

ZADANÉ PARAMETRY

Výkonnost mísiče: $Q_m = 8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Mísené materiály:

Elektrárenský popílek	40%	($\rho_{EP} = 700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
Cihlářský jííl	25%	($\rho_{CJ} = 1850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
Cement	15%	($\rho_C = 1200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
Vápno	5%	($\rho_{Ca} = 700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
Voda	15%	($\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

2.1 VÝPOČET VÝKONNOSTI MÍSIČE

OBJEMOVÁ HMOTNOST MÍSENÉ SMĚSI

Vychází z obecné rovnice pro výpočet objemové hmotnosti pro více složek materiálu. Platí tedy:

$$\rho_s = \rho_{EP} \%_{\text{popílek}} + \rho_{CJ} \%_{\text{jíl}} + \rho_C \%_{\text{cement}} + \rho_{Ca} \%_{\text{vápno}} + \rho_{H_2O} \%_{\text{voda}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2.1)$$

$$\rho_s = 700 \cdot 0,4 + 1850 \cdot 0,25 + 1200 \cdot 0,15 + 700 \cdot 0,05 + 1000 \cdot 0,15$$

$$\rho_s = 1228 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

ρ_{EP} – objemová hmotnost elektrárenského popílku [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

ρ_{CJ} – objemová hmotnost cihlářského jíilu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

ρ_C – objemová hmotnost cementu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

ρ_{Ca} – objemová hmotnost vápna [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

ρ_{H_2O} – objemová hmotnost vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

$\%_{\text{popílek}}$ – procentuální obsah elektrárenského popílku ve směsi [%]

$\%_{\text{jíl}}$ – procentuální obsah cihlářského jíilu ve směsi [%]

$\%_{\text{cement}}$ – procentuální obsah cementu ve směsi [%]

$\%_{\text{vápno}}$ – procentuální obsah vápna ve směsi [%]

$\%_{\text{voda}}$ – procentuální obsah vody ve směsi [%]

ρ_s – objemová hmotnost mísené směsi [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]



OBJEMOVÁ VÝKONNOST MÍSIČE

Pro výpočet objemové výkonnosti mísiče Q_{vm} se vychází ze zadané hodnoty hmotnostní výkonnosti Q_m a vypočtené objemové hmotnosti vlhčené směsi ρ_s .

$$Q_{vm} = \frac{3600Q_m}{\rho_s} \quad [m^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (2.2)$$

$$Q_{vm} = \frac{3600 \cdot 8}{1228}$$

$$Q_{vm} = 23,5 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Q_m – hmotnostní výkonnost mísiče [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Q_{vm} – objemová výkonnost mísiče [$\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]

2.2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ MÍSIČE

Aby mohly být navrženy některé klíčové rozměry mísiče, je potřeba určit dané koeficienty dle vhodné odborné literatury.

2.2.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET VNĚJŠÍHO PRŮMĚRU OPISOVANÉHO LOPATKAMI

Pro výpočet vnějšího průměru opisovaného lopatkami se vychází ze vzorce dle lit. [4] str. 208:

$$Q_{vm} = 3600 \frac{\pi D^2}{4} s \psi n_2 c_H \quad [m^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (2.3)$$

Pro určení otáček se vychází ze zkušeností z provozu a porovnání. Dle lit. [11] str. 171 je obvyklé rozmezí otáček mezi 20 až 35 za minutu. Tyto hodnoty otáček dávají obvodové rychlosti vnějšího průměru lopatek v rozmezí 0,5 – 1,2 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. Dále je nutné zajistit u obou hřídelů stejné otáčky.

Dle výstupních otáček převodovky byly voleny otáčky lopatkového hřídele $n_2 = 28 \text{ min}^{-1} = 0,46 \text{ s}^{-1}$.

Po úpravě uvedeného vztahu (2.3) vyplývá minimální vnější průměr opisovaný lopatkami:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4Q_{vm}}{3600\pi\psi n_2 c_H}} \quad [m] \quad (2.4)$$



$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 23,5}{3600 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 0,46 \cdot 1}}$$

$$D = 0,343 \text{ m} = 343 \text{ mm}$$

Ψ – součinitel optimálního zaplnění, volím dle lit. [4] str. 209 $\psi = 0,45$ [-]

c_H – korekční součinitel pro nulový úhel stoupání žlabu, volím dle lit. [4] str. 209 $c_H = 1$ [-]

n_2 – otáčky lopatkového hřídele [s^{-1}]

$s \approx D$

D – minimální vnější průměr opisovanými lopatkami [m]

OBVODOVÁ RYCHLOST LOPATEK

$$v_L = \pi D n_2 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.5)$$

$$v_L = \pi \cdot 0,343 \cdot 0,46$$

$$v_L = 0,5 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

n_2 – otáčky lopatkového hřídele [s^{-1}]

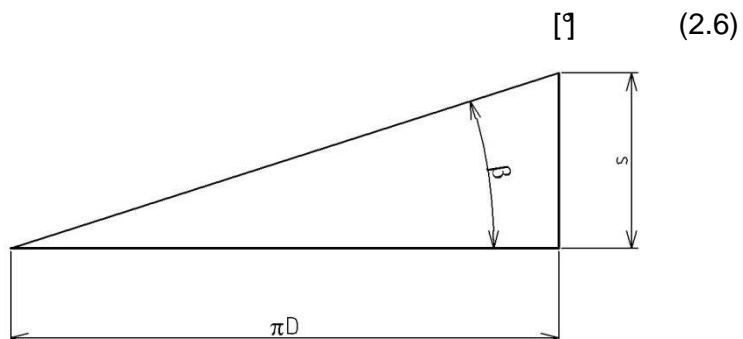
v_L – obvodová rychlost lopatek [$m \cdot s^{-1}$]

ÚHEL STOUPÁNÍ ŠNEKOVNICE

$$\beta = \arctg \frac{s}{\pi \cdot D}$$

$$\beta = \arctg \frac{0,343}{\pi \cdot 0,343}$$

$$\beta = 17^\circ 50'$$



Obr. 12 Úhel stoupání šnekovnice

s – stoupání šnekovnice [m]

β – úhel stoupání šnekovnice [°]

2.2.2 VÝPOČET OSOVÉ RYCHLOSTI POHYBU MATERIÁLU

Výpočet osové rychlosti pohybu materiálu závisí na obvodové rychlosti lopatek, jejich tvaru a nastavení. Tento vztah je dle lit. [10] str. 174.

$$v_{os} = k_v k_p v_L \operatorname{tg} \beta \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.7)$$



Nejdříve je nutno vypočítat součinitel přerušení povrchu šnekovnice k_p uvedený v rovnici. Tento koeficient vyjadřuje závislost přerušení plochy lopatek k ploše nepřerušené šnekovnice v rámci jednoho hřídele. Tuto závislost ploch je možné zaměnit za závislost šířky lopatky na šroubovici k její délce (Obr. 13).

SOUČINITEL PŘERUŠENÍ POVRCHU ŠNEKOVNICE

$$k_p = \frac{b z \cos \delta}{\frac{\pi D}{\cos \beta}} \quad [-] \quad (2.8)$$

b – šířka lopatky [mm], volím šířku lopatky $b=100$ mm

z – počet zubů (lopatek) [-], doporučený počet lopatek na jedno stoupání dle lit. [11] str. 170 je $z=4$

δ – úhel naklonění lopatky ke šroubové ploše [°], je zřejmé z obr. 13 výpočet úhlu δ .

k_p – součinitel přerušení povrchu šnekovnice [-]

Úhel naklonění lopatky ke šroubové ploše:

$$\delta = 90^\circ - \alpha - \beta \quad [^\circ] \quad (2.9)$$

$$\delta = 90^\circ - 25^\circ - 18^\circ$$

$$\delta = 47^\circ$$

α – úhel nastavení lopatky vůči ose hřídele [°]

Dosazením hodnot do vztahu (2.8):

$$k_p = \frac{100 \cdot 4 \cdot \cos 47^\circ}{\frac{\pi \cdot 0,343}{\cos 17^\circ 50'}}$$

$$k_p = 0,241$$

Pak (2.7):

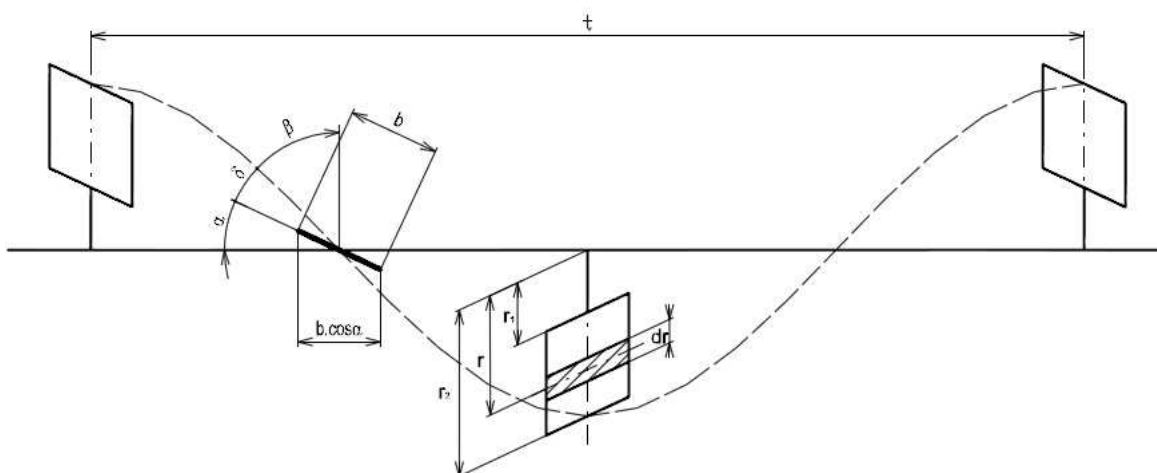
$$v_{os} = k_v k_p v_L \operatorname{tg} \beta$$

$$v_{os} = 0,7 \cdot 0,241 \cdot 0,5 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ 50'$$

$$v_{os} = 0,027 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

k_v – součinitel vracení se směsi [-], volím $k_v=0,7$ dle lit. [10] str. 174

v_{os} – osová rychlost pohybu materiálu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]



Obr. 13 Závislost šířky lopatky na šroubovici k její délce

2.2.3 VÝPOČET SKUTEČNÉHO VNĚJŠÍHO PRŮMĚRU OPISOVANÉHO LOPATKAMI

Skutečná plocha toku míseného materiálu se vypočte z výkonnosti mísiče. Vztah je použit z lit. [11] str. 172.

$$Q_{vm} = 3600 S_m v_{os} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (2.10)$$

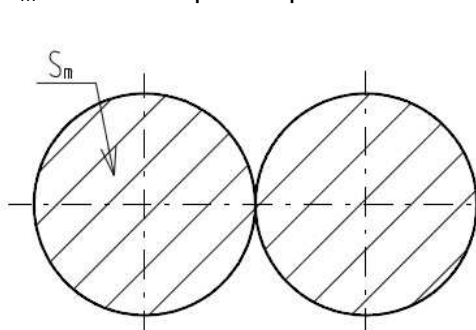
Po úpravě:

$$S_m = \frac{Q_{vm}}{3600 v_{os}} \quad [\text{m}^2] \quad (2.11)$$

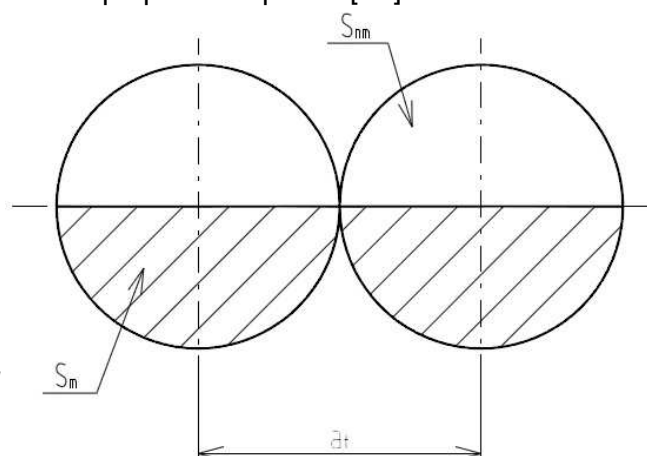
$$S_m = \frac{23,5}{3600 \cdot 0,027}$$

$$S_m = 0,242 \text{ m}^2$$

S_m – skutečná plocha průtoku materiálu v mísiči při plném zaplnění [m^2]



Obr. 14 Teoretický průřez toku materiálu



Obr. 15 Skutečný teoretický průřez toku materiálu



ZOHLEDNĚNÍ ZAPLNĚNÍ MÍSIČE

$$S_{nm} = \frac{S_m}{k_n} \quad [m^2] \quad (2.12)$$

$$S_{nm} = \frac{0,242}{0,6}$$

$$S_{nm} = 0,404 \text{ m}^2$$

k_n – součinitel naplnění mísiče [-], voleno dle lit. [10] str. 174 $k_n = 0,6$

S_{nm} – skutečný teoretický průřez toku materiálu [m^2]

VLIV PŘIBLÍŽENÍ OS LOPATKOVÝCH HŘÍDELŮ NA TOK PRŮŘEZU MÍSENÉHO MATERIÁLU

Doposud se bralo teoretické zaplnění žlabu. Je nutné zohlednit také přiblížení os lopatkových hřídelů, což způsobí změnu tvaru průřezu toku míseného materiálu.

$$a_{sk} = 0,75 \cdot a_t \quad [m] \quad (2.13)$$

a_{sk} – skutečná rozteč os lopatkových hřídelů [m]

a_t – teoretická rozteč os lopatkových hřídelů [m]

Kruhová výseč:

$$S_v = \frac{\alpha_v R_k^2}{2} \quad [m^2] \quad (2.14)$$

α_v – středový úhel kruhové výseče [°]

R_k – teoretický poloměr kruhu [m]

S_v – obsah kruhové výseče [m^2]

Trojúhelník kruhové výseče:

$$S_{troj.} = R_k^2 \sin \frac{\alpha_v}{2} \cos \frac{\alpha_v}{2} = \frac{R_k^2}{2} \sin \alpha_v \quad [m^2] \quad (2.15)$$

$S_{troj.}$ – obsah trojúhelníka kruhové výseče [m^2]

Po přiblížení os lopatkových hřídelů o $0,75a_t$ je středový úhel kruhové výseče:

$$\alpha_v = 83^\circ = 1,45 \text{ rad} \quad [^\circ] \quad (2.16)$$

Plocha useče kruhu:

$$S_{usec} = S_v - S_{troj.} \quad [m^2] \quad (2.17)$$

S_{usec} – obsah plochy úseče kruhu

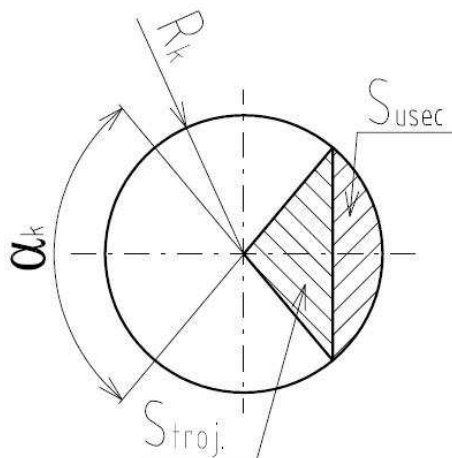


Po dosazení obsahu plochy kruhové výseče a obsahu trojúhelníku kruhové výseč do vztahu (2.17) dostaneme:

$$S_{\text{usec}} = \frac{R_k^2}{2} (\widehat{\alpha}_v - \sin \alpha_v)$$

$$S_{\text{usec}} = \frac{1^2}{2} \cdot (1,45 - \sin 83^\circ)$$

$$S_{\text{usec}} = 0,229 \text{ m}^2$$



Obr. 16 Vliv posunutí lopatkových hřídelů (kruhová úseč)

Plocha teoretického kruhu:

$$S_k = \pi R_k^2 \quad [\text{m}^2] \quad (2.18)$$

$$S_k = \pi \cdot 1^2$$

$$S_k = 3,14 \text{ m}^2$$

S_k – obsah plochy teoretického kruhu [m^2]

Procentuální poměr zmenšení průřezu x_p při daném přiblížení lopatkových hřídelů:

$$x_p = \frac{S_{\text{usec}}}{S_k} 100\% \quad [\%] \quad (2.19)$$

$$x_p = \frac{0,229}{3,14} \cdot 100\%$$

$$x_p = 7\%$$

x_p – procentuální poměr zmenšení průřezu při daném přiblížení lopatkových hřídelů [%]

Skutečná plocha průřezu toku materiálu pro daný typ mísiče na jeden lopatkový hřídel:

$$S_{\text{mat1}} = \frac{S_{\text{nm}}(1 + 0,07k_n)}{2} \quad [\text{m}^2] \quad (2.20)$$

$$S_{\text{mat1}} = \frac{0,404 \cdot (1 + 0,07 \cdot 0,6)}{2}$$

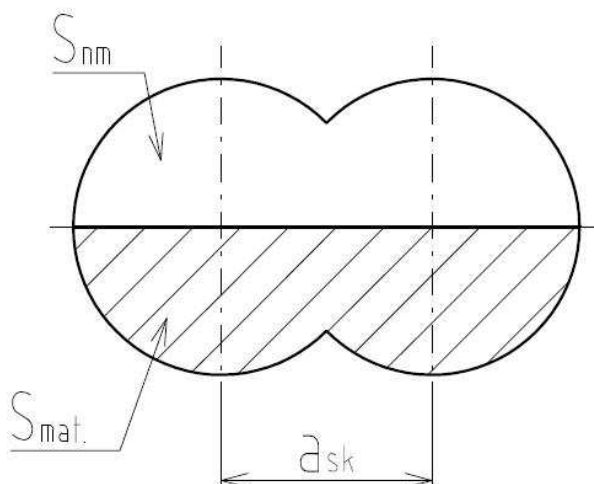
$$S_{\text{mat1}} = 0,21 \text{ m}^2$$

S_{mat1} – skutečná plocha průřezu toku materiálu připadající na jeden lopatkový hřídel [m^2]



Skutečná plocha připadající na oba lopatkové hřídele je dvojnásobkem S_{mat1} , tedy:

$$S_{mat} = 0,42 \text{ m}^2$$



Obr. 17 Skutečná plocha průřezu toku materiálu žlabem

VÝPOČET SKUTEČNÉHO PRŮMĚRU OPISOVANÉHO LOPATKAMI HŘÍDELE

$$D_L = \sqrt{\frac{4S_{mat1} + \pi d_H^2}{\pi}} \quad [m] \quad (2.21)$$

$$D_L = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,21 + \pi \cdot 0,08^2}{\pi}}$$

$$D_L = 0,523 \text{ m}$$

Pro dané množství dopravované směsi volen průměr opisanými lopatkami $D_L = 524\text{mm}$

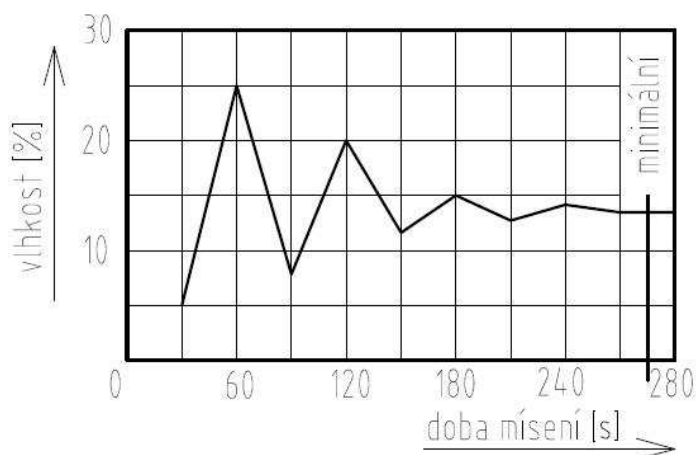
D_L – skutečný navrhovaný průměr opisanými lopatkami hřídele [m]

d_H – průměr lopatkového hřídele [m]

2.2.4 STANOVENÍ POTŘEBNÉ DÉLKY ŠNEKOVÉHO MÍSIČE

Ke stanovení potřebné délky mísiče je nutno zjistit prvně dobu mísení. Ta se zjistí tak, že do mísiče se postupně dávkuje jednotlivé mísené materiály, provádí se jejich míchání a po určitých časových intervalech se odebírají vzorky, u kterých se stanovuje zrnitost, vlhkost nebo jiná vlastnost pro dobrou kvalitu mísené směsi.

V dané chvíli, kdy vzorek směsi odpovídá představě (správné struktury směsi) a vlastnostem potřebné pro tuto hmotu můžeme stanovit potřebnou dobu pro mísení viz obr. 18.



Obr. 18 Stanovení potřebné doby mísení

Velikost mísiče a také užitečný objem mísiče je možné stanovit pomocí této doby mísení, dále navrhnout počet mísičů pro požadovaný výkon, nebo také požadovanou kvalitu mísené směsi za daný čas.

Doba mísení lze také ovlivňovat změnou otáček lopatkových hřídelů, zvětšením průřezu pro tok materiálu, nebo také záměnou lopatek o různé šířce lopatek. V této práci bylo navrženo pro případnou regulaci výkonnosti, ale také pro kvalitní promísení směsi, nastavení úhlu lopatek α vzhledem k ose lopatkové hřídele.

Pro správné a kvalitní promísení směsi byl volen čas průchodu $t_m=120$ s při úhlu lopatek $\alpha=25^\circ$.

$$L = v_{os} t_m \quad [m] \quad (2.22)$$

$$L = 0,027 \cdot 120$$

$$L = 3,25m$$

Volena činná délka mísiče **L=3,4m**.

t_m – doba průchodu mísené směsi žlabem [s]

L – účinná délka žlabu mísiče [m]

2.2.5 STANOVENÍ POČTU LOPATEK MÍSIČE

Na jednom hřídeli počet stoupání:

$$p_s = \frac{L}{s} \quad [-] \quad (2.23)$$

$$p_s = \frac{3,4}{0,524}$$

$$p_s \approx 7$$

$$s \approx D_L$$



s – stoupání šnekovnice [m]

p_s – počet stoupání jednoho lopatkového hřídele [-]

POČET LOPATEK JEDNOHO LOPATKOVÉHO HŘÍDELE

$$P_{lh} = zp_s \quad [-] \quad (2.24)$$

$$P_{lh} = 4 \cdot 7$$

$$P_{lh} = 28$$

z – počet lopatek na jedno stoupání šnekovnice [-], doporučená hodnota lopatek na jedno stoupání dle lit. [10] je $z=4$

p_s – počet stoupání jednoho lopatkového hřídele [-]

P_{lh} – počet lopatek na jeden lopatkový hřídel [-]

CELKOVÝ POČET LOPATEK PRO OBA LOPATKOVÉ HŘÍDELE

$$P_1 = 2P_{lh} \quad [-] \quad (2.25)$$

$$P_1 = 2 \cdot 28$$

$$P_1 = 56$$

2.2.6 KONTROLA OBVODOVÉ RYCHLOSTI

$$v_{ob} = \pi D_L n_2 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.26)$$

$$v_{ob} = \pi \cdot 0,524 \cdot 0,46$$

$$v_{ob} = 0,757 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

n_2 – otáčky lopatkového hřídele [s^{-1}]

D_L – skutečný navrhovaný průměr opisovanými lopatkami hřídele [m]

v_{ob} – obvodová rychlost lopatky [$m \cdot s^{-1}$]

2.3 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

$$Q_{vs} = 3600 S_{mat} v_{os} k_n \quad [m^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (2.27)$$

$$Q_{vs} = 3600 \cdot 0,42 \cdot 0,027 \cdot 0,6$$

$$Q_{vs} = 24,5 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

$$Q_{vs} \approx Q_{vm}$$

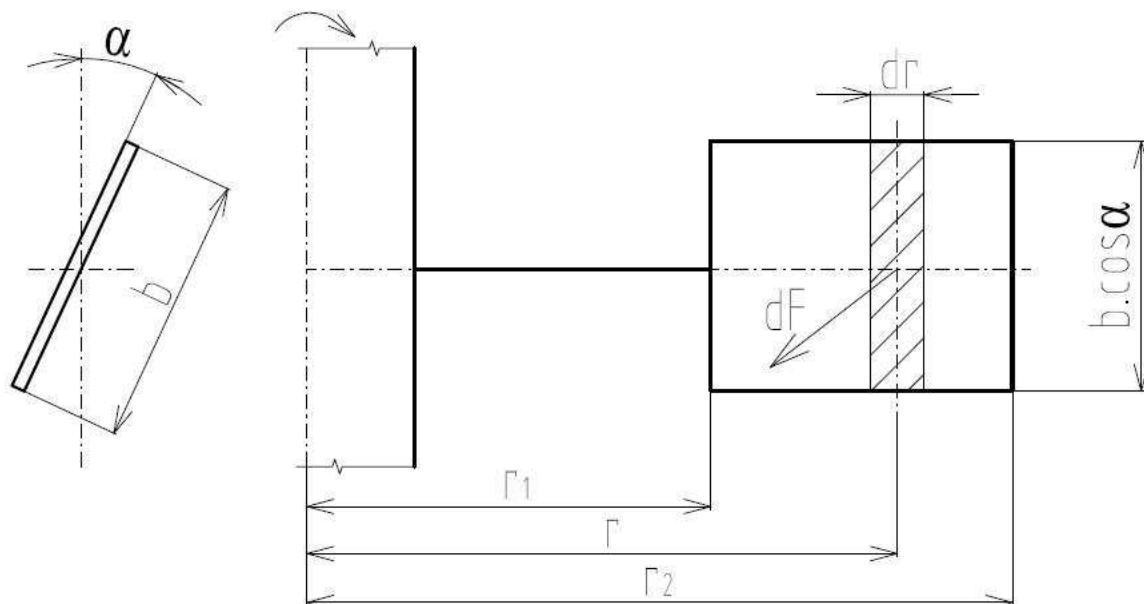
Skutečné dopravované množství se liší od zadaného dopravovaného množství pouze o 5%. Výše uvedený výpočet s odchylkou 5% je dostatečně **VYHOVUJÍCÍ**.



2.4 STANOVENÍ PŘÍKONU PRO POHON MÍSIČE

Pro výpočet příkonu pro pohon kontinuálního mísiče byly použity vztahy dle lit. [10] str. 174, 175.

Elementární síla odporu při pohybu lopatky, která působí ve středu vyšrafované plochy dS :



Obr. 19 Elementární síla vyvinutá na element plochy lopatky

Pro výpočet lze užít zjednodušenou metodu založenou na předpokladu, že všechny hodnoty odporů se nahradí jediným empirickým měrným koeficientem odporu proti pohybu lopatek ve směsi.

2.4.1 POTŘEBNÝ KROUTICÍ MOMENT PRO OTÁČENÍ JEDNÉ LOPATKY

$$M_{klo} = k_r b \cos \alpha \int_{r_1}^{r_2} r dr \quad [\text{N.m}] \quad (2.28)$$

$$M_{klo} = \frac{k_r b \cos \alpha (r_2^2 - r_1^2)}{2}$$

$$M_{klo} = \frac{15000 \cdot 0,1 \cdot \cos 25^\circ \cdot (0,262^2 - 0,15^2)}{2}$$

$$M_{klo} = 31,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

k_r – měrný koeficient odporu proti pohybu lopatek ve směsi [$\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$], $k_r=15000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ voleno dle lit. [10] str. 170

α – úhel nastavení lopatky vůči ose hřídele [°]

r_2 – vnější poloměr opísovaný lopatkou [m]

r_1 – vnitřní poloměr opísovaný lopatkou [m]

M_{klo} – krouticí moment potřebný pro otáčení jedné lopatky [N.m]



2.4.2 POTŘEBNÝ KROUTICÍ MOMENT PRO OTÁČENÍ LOPATEK OBOU HŘÍDELÍ

$$M_{kl} = M_{klo} P_l k_n \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (2.29)$$

$$M_{kl} = 31,4 \cdot 56 \cdot 0,6$$

$$M_{kl} = 1060 \text{ N}\cdot\text{m}$$

k_n – součinitel naplnění mísiče [-]

P_l – celkový počet lopatek pro oba lopatkové hřídele [-]

M_{kl} – potřebný kroučící moment pro otáčení lopatek hřídelí [N.m]

2.4.3 PŘÍKON POTŘEBNÝ PRO OTÁČENÍ HŘÍDELE

$$P_o = M_{kl} \omega = M_{kl} 2\pi n_2 \quad [\text{W}] \quad (2.30)$$

$$P_o = 1060 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,46$$

$$P_o = 3064 \text{ W}$$

P_o – příkon pro otáčení lopatkové hřídele [W]

ω – úhlová rychlost hřídele [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

n_2 – otáčky lopatkového hřídele [s^{-1}]

2.4.4 PŘÍKON POTŘEBNÝ PRO SUNUTÍ MÍSENÉ SMĚSI ŽLABEM

$$P_s = \frac{\mu Q_{vs} \rho_s L g}{3,6 \cdot 10^3} \quad [\text{W}] \quad (2.31)$$

$$P_s = \frac{3 \cdot 24,5 \cdot 1228 \cdot 3,4 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 10^3}$$

$$P_s = 840 \text{ W}$$

μ - koeficient odporu proti pohybu [-], $\mu=3$ dle lit. [4] str. 210

Q_{vs} – skutečná objemová výkonnost mísiče [$\text{m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$]

ρ_s – objemová hmotnost mísené směsi [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

L – účinná délka žlabu mísiče [m]

g – tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

P_s – příkon pro sunutí mísené směsi žlabem [W]



2.4.5 VÝPOČET PŘÍKONU PRO POHON KONTINUÁLNÍHO MÍSIČE

Při provozu stroje může dojít k zastavení stroje při plném zaplnění mísiče mísené směsí, nebo také náhlé přehlcení stroje dodávaným materiálem. Při spouštění např. zasypaného mísiče je potřeba překonat tzv. záběrný moment. Proto příkon musí být navýšen minimálně o 20% z důvodu náhlého možného přetížení stroje, dle lit. [4] str. 210.

$$P = (P_o + P_s)1,2 \quad [W] \quad (2.32)$$

$$P = (3064 + 840) \cdot 1,2$$

$$P = 4685 \text{ W} \approx 4,7 \text{ kW}$$

P – potřebný příkon pro pohon mísiče [W]

Na základě výpočtu bude navržena pohonná jednotka v kapitole 3.

2.5 STANOVENÍ PODMÍNEK FUNKCE MÍSIČE

Při provozu samotného stroje může docházet k zaklínování a jemnému drcení částic mísené směsi. K tomuto drcení nebo klínování může dojít mezi povrchem mísících lopatek a válcovou částí koryta mísiče a v klínovitém prostoru daném boční stěnou koryta a vnějším okrajem lopatek. Zaklínování je možné předejít vhodnou úpravou lopatek. V této práci je navržena pro excentricita lopatkových hřídelí o velikosti 3 mm pro zabránění případnému zaklínování a drcení částic směsi.

Podmínka pro klínování částice [10] mezi povrchem otáčející se lopatky a válcovou částí koryta:

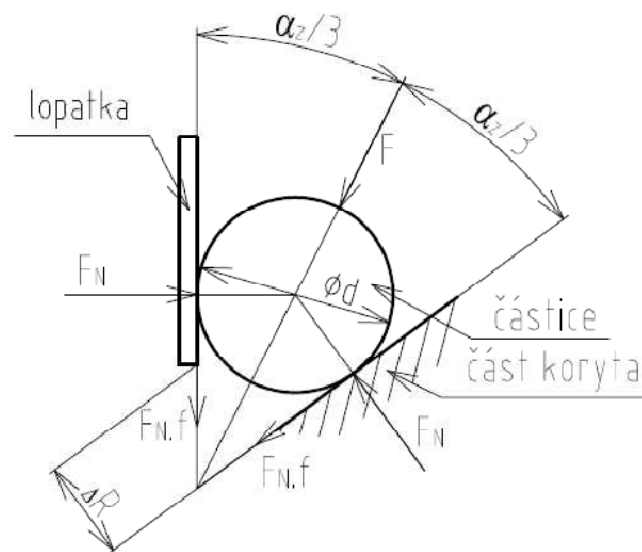
$$-F_N \sin \frac{\alpha_z}{2} + 2fF_N \cos \frac{\alpha_z}{2} + F = 0 \quad (2.33)$$

F_N – normálová síla, kterou se částice vtláčuje mezi lopatku a plášť koryta [N]

α_z – úhel zachycení, pod kterým je tvrdá částice uchopena lopatkou a přemísťuje se po povrchu pláště [°]

f – součinitel tření částice o lopatku i žlab, vyjadřuje se též tangentou úhlu [-], dle lit. [10] str. 172 $f=0,5$

F – síla působící na částici ze strany mísené směsi [N]



Obr. 20 Znáornění rovnováhy sil působící na částici mezi lopatkou a korytem

Úhel zachycení α_z se stanoví takto:

$$\alpha_z = \arctg \sqrt{\frac{R + b' \sin \alpha \cos \alpha}{R - b' \sin \alpha \cos \alpha}} \quad [^\circ] \quad (2.34)$$

R – poloměr válcové části žlabu [m]

b' – vzdálenost částice směsi od geometrického poloměru lopatky [m]

α – úhel sklonu lopatky vůči ose lopatkové hřídele [°]

Ze vzorce vyplývá, že maximální úhel zachycení α_z bude, pokud $b'=0$:

$$\alpha_z = \arctg \sqrt{\frac{R}{R}} = \arctg 1 \Rightarrow \quad [^\circ] \quad (2.35)$$

$$\alpha_z = 45^\circ$$

Dosažením do podmínky pro klínování částic a úpravou dostaneme:

$$\alpha_z \leq 2\varphi + 2\arcsin\left(\frac{F}{2F_N} \cos \varphi\right) \quad [^\circ] \quad (2.36)$$

φ – úhel tření mezi materiálem a žlabem mísiče [°]

Působení síly F se zanedbává, protože je malé, platí tedy:

$$F = 0 \text{ N}, \alpha_z \leq 2\varphi \quad [^\circ] \quad (2.37)$$

Úhel tření se spočte:



$$\varphi = \operatorname{arctg} 0,5 \quad [^\circ] \quad (2.38)$$

$$\varphi = 26^\circ 33'$$

Pak dosazením do vztahu (2.37):

$$\alpha_z \leq 2 \cdot 26^\circ 33'$$

$$45^\circ \leq 53^\circ 6'$$

Podmínka pro klínování částic tímto **VYHOVUJE**.

Na zaklínování má také vliv mezera mezi povrchem válcové části žlabu mísiče a vnějším okrajem lopatky ΔR .

$$d_m < \frac{2\Delta R}{1 + \cos \alpha_z} \quad [\text{mm}] \quad (2.39)$$

Jestliže předpokládáme, že $F=0$ potom:

$$\Delta R < d_m < \Delta R(f^2 + 1) \quad [\text{mm}] \quad (2.40)$$

Mezera mezi lopatkou a vlastním korytem mísiče volena $\Delta R=8\text{mm}$

$$8 < d_m < 8 \cdot (0,5^2 + 1)$$

$$8 < d_m < 10$$

Částice o velikosti od 8mm do 10mm nejsou vhodné pro mísení v tomto zařízení. V tomto případě by došlo k zaklínování částice mezi lopatkou a žlabem mísiče a následném drcení zrna nebo zablokování samotného stroje, kdy by došlo k destrukci samotné lopatky hřídele.



3 VOLBA POHONNÉ JEDNOTKY

3.1 ELEKTROMOTOR

Na základě výpočtů z kapitoly 2.4 Stanovení příkonu pro pohon mísiče je vybrán elektromotor. Jedním z výrobců elektromotoru je firma SIEMENS. Jeho výkon je $P=5,5\text{kW}$, jmenovité otáčky elektromotoru při 50 Hz jsou $n_{ei}=1450\text{ min}^{-1}$. Hmotnost motoru je 38kg. Jedná se o elektromotor přírubového provedení, trojfázový, asynchronní, 4 – pólový. Motor lze objednat pod katalogovým číslem: 1LE1 1002-1CB02-2AA0.

Tvar: IM B5

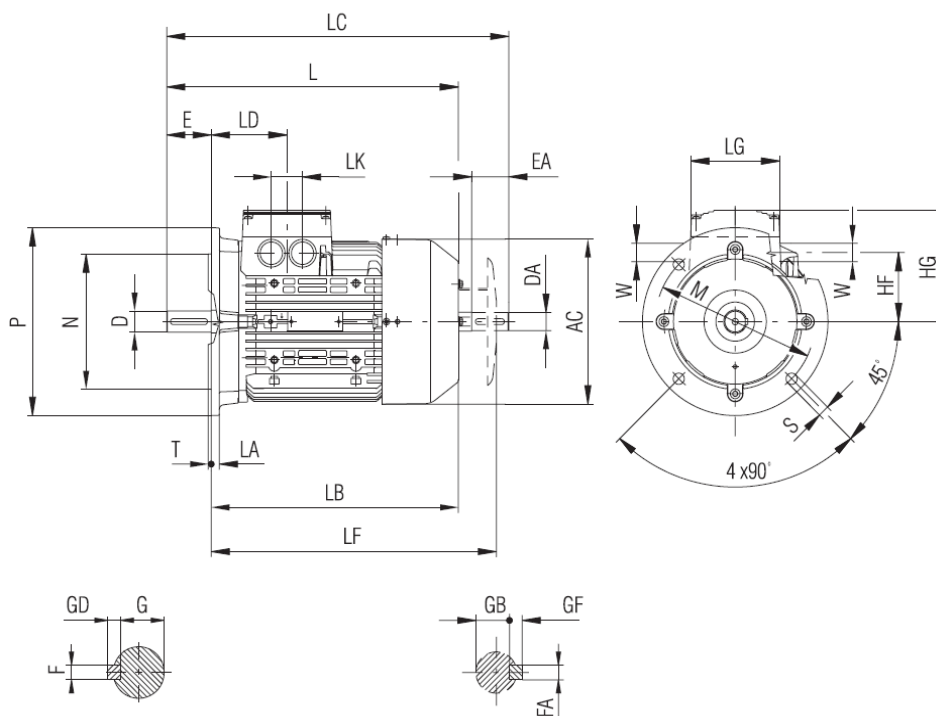
Velikost: 132 S

Tab. 1 Základní rozměry elektromotoru

Velikost	Velikost příruby	AC	HF	HG	L	LA	LB	LC	LD	LF	LG	LK	M	N
132S	FF 265	259	107	167	454	12	374	552	128,5	426	140	42	265	230
Velikost P	S	T	W	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	GF	
132S	300	14,5	4	32,3	38	38	80	80	10	10	33	33	8	8

Pro ovládání, spínání a jištění motoru je důležité zabudovat do elektroinstalace vhodný motorový spouštěč. To zabrání přetížení vlastního elektromotoru a následnému zkratu obvodu či samotného motoru.

Více informací o tomto produktu najdete na webových stránkách nebo katalogu [22] výrobce.



Obr. 21 Elektromotor SIEMENS [22]



3.2 PŘEVODOVKA

Je volena jednostupňová převodovka od firmy STROJÍRNA KUKLENY. Tato převodovka byla volena na základě potřebného krouticího momentu vypočteného v kapitole 2.4.2. Potřebný krouticí moment pro otáčení lopatek obou hřídelí a na základě volených výstupních otáček na lopatkovém hřídeli.

Excentrické převodovky jsou kompaktní reduktory, které se vyznačují vysokými převodovými poměry, malými rozměry, malým počtem součástí a malým množstvím mazací náplně. Dále se převodovka vyznačuje vysokou účinností až $\eta_p=0,98$. Jedná se o speciální typ diferenciálního planetového převodu s relativním pohybem satelitu na excentrickém vstupním hřídeli převodovky.

Převodovka je specifikována pod označením EC VII/53. Převodový poměr převodovky je $i=53$. Maximální přenášený moment převodovky je $M_{k2max}=1715\text{N.m}$.

Převodovka lze objednat případně i s elektromotorem jako montážní skupinu.

Více informací o tomto výrobku naleznete na webových stránkách výrobce [24].



Obr. 22 Částečný řez převodovkou [24]

Tab. 2 Rozměry jednostupňové převodovky

ŘADA	d_1H7	d_2k6	h_1	h_2	B_1P9	B_2P9	M_0	M_1	M_2	K_0	K_2	L_0H7	L_1F7	L_2F7
VI	38	65	41,3	69,2	10	18	300	320	400	265	360	230	230	320
	I	$O_0 4X$	$O_1 6X$	$O_2 4X$	A	B	B_1	C	Z	R_0	R_1	Náplň oleje [l]		G [kg]
	105	M14	M16	18	25	160	220	325	M20X25	15	15	1		85



Pryžový mezikus je konstrukčně navržen tak, že může být provozován od -40 do $+90$ °C teploty okolí. Mezikus je extrémně odolný vůči opotřebení, abrazi a stárnutí. Navíc je odolný vůči vlhkému prostředí.

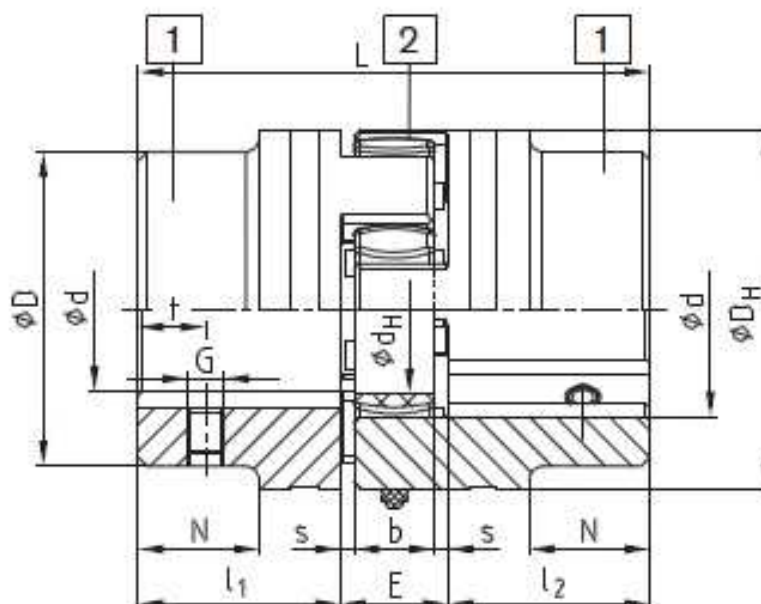
V neposlední řadě mezikus ochraňuje zařízení proti mechanickému dynamickému přetížení. Velikost spojky byla stanovena na základě výpočtů mísicího zařízení s ohledem na produktovou řadu vyráběných elektromotorů a navržené planetové převodovky.

Tato spojka je výrobkem společnosti KTR Germany vhodná jak pro petrochemický tak i stavební aplikace.

Níže je přiložena tabulka rozměrová data a připojovací rozměry včetně silových parametrů a 3D vizuální pohled spojky ROTEX.

Tab. 3 Rozměry pružné spojky ROTEX

Velikost	Spider 98Sh A	$\varnothing d$	L	l_1, l_2	E	b	s	D_H	d_H	D	N
75	1920 Nm	65 mm	210 mm	85 mm	40 mm	30 mm	5 mm	160 mm	80 mm	135 mm	53 mm



Obr. 25 Rozměrový náčrt pružné spojky ROTEX [19]



4 NÁVRH OZUBENÉHO PŘEVODU

Protiběžný chodu lopatkových hřídelů je nutné navrhnout a zajistit převodovým soukolím, aby byl zajištěn správný smysl otáčení. Pohonná jednotka je spojena s prvním z lopatkových hřídelů a následně pro zajištění protiběžného smyslu otáčení a také přenosu krouticího momentu na druhý lopatkový hřídel je navržen ozubený převod. Ozubená kola jsou spojena s lopatkovými hřídeli pomocí upínacích pouzder. Hlavním důvodem použití upínacích pouzder je, že oproti standartnímu peru nezeslabuje průřez hřídele a nevznikají vrubové spoje a tím pádem špičky napětí v daném místě. Volím upínací pouzdro od firmy MATEZA spol. s.r.o. Typové označení upínacího pouzdra [20] je **Upínací pouzdro 4F 65/95**. Výpočet čelního ozubeného převodu dle lit. [13] a normy ČSN 01 4686.

4.1 STANOVENÍ PARAMETRŮ ČELNÍHO OZUBENÉHO PŘEVODU

4.1.1 VÝPOČET MODULU OZUBENÉHO SOUKOLÍ

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{k2max}}{z_k \psi w_{td}}} \Rightarrow m_n^2 = \frac{2M_{k2max} m_n}{d_r \psi w_{td}} \Rightarrow$$

$$m_n = \sqrt{\frac{2M_{k2max}}{d_r \psi w_{td}}}$$

[mm] (4.1)

$$m_n = \sqrt{\frac{2 \cdot 1715000}{396 \cdot 20 \cdot 30}}$$

$$m_n = 3,8 \text{ mm}$$

d_r – průměr roztečné kružnice ozubeného kola [mm]

M_{k2max} – maximální přenášený krouticí moment převodovky [N.mm]

w_{td} – měrné dovolené zatížení zubu [MPa], dle ČSN 01 4686 je volena hodnota $w_{td}=30\text{MPa}$

ψ – poměr šířky zubu k modulu [-], dle ČSN 01 4686 je volena hodnota $\psi =20$

m_n – normální modul ozubení [mm]

Voleno dle normalizovaných modulů nejbližší vyšší hodnotu modulu, tedy **$m_n=4\text{mm}$** .

4.1.2 ŠÍŘKA OZUBENÍ

$$b_w = \psi m_n$$

[mm] (4.2)

$$b_w = 20 \cdot 4$$

$$b_w = 80 \text{ mm}$$

b_w – teoretická šířka ozubeného soukolí [mm]



4.1.3 POČET ZUBŮ KOLA

$$z_1 = z_2 = \frac{d_r}{m_n} \quad [-] \quad (4.3)$$

$$z_1 = z_2 = \frac{396}{4}$$
$$z_1 = z_2 = 99 \text{ zubů}$$

z_1, z_2 – počet zubů ozubeného kola [-]

4.1.4 VÝŠKA ZUBU

$$h = 2,25m_n \quad [\text{mm}] \quad (4.4)$$

$$h = 2,25 \cdot 4$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

h – výška zubu [mm]

VÝŠKA HLAVY ZUBU

$$h_a = m_n \quad [\text{mm}] \quad (4.5)$$

$$h_a = 4 \text{ mm}$$

h_a – výška hlavy zubu [mm]

VÝŠKA PATY ZUBU

$$h_f = 1,25m_n \quad [\text{mm}] \quad (4.6)$$

$$h_f = 1,25 \cdot 4$$

$$h_f = 5 \text{ mm}$$

h_f – výška paty zubu [mm]

HLAVOVÁ VŮLE

$$c_a = 0,25m_n \quad [\text{mm}] \quad (4.7)$$

$$c_a = 0,25 \cdot 4$$

$$c_a = 1 \text{ mm}$$

c_a – hlavová vůle [mm]



4.1.5 HLAVOVÁ KRUŽNICE

$$d_a = d_f + 2h_a \quad [\text{mm}] \quad (4.8)$$

$$d_a = 396 + 2 \cdot 4$$

$$d_a = 404 \text{ mm}$$

d_a – průměr hlavové kružnice [mm]

4.1.6 PATNÍ KRUŽNICE

$$d_f = d_r - 2h_f \quad [\text{mm}] \quad (4.9)$$

$$d_f = 396 - 2 \cdot 5$$

$$d_f = 386 \text{ mm}$$

d_f – průměr patní kružnice [mm]

4.1.7 ZÁKLADNÍ KRUŽNICE

$$d_z = d_r \cos \alpha_o \quad [\text{mm}] \quad (4.10)$$

$$d_z = 396 \cdot \cos 20^\circ$$

$$d_z = 372,12 \text{ mm}$$

d_z – průměr základní kružnice [mm]

α_o – normalizovaný úhel záběru [°]

ROZTEČ ZUBŮ

$$t = \pi m_n \quad [\text{mm}] \quad (4.11)$$

$$t = \pi \cdot 4$$

$$t = 12,566 \text{ mm}$$

t – rozteč zubů soukolí [mm]

ZÁKLADNÍ ROZTEČ

$$t_b = t \cos \alpha_o \quad [\text{mm}] \quad (4.12)$$

$$t_b = 12,566 \cdot \cos 20^\circ$$

$$t_b = 11,81 \text{ mm}$$

t_b – základní rozteč [mm]



4.1.8 SOUČINITEL ZÁBĚRU

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_o \right)}{2t_b} \quad [-] \quad (4.13)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\left(\sqrt{404^2 - 372,12^2} + \sqrt{404^2 - 372,12^2} - 2 \cdot 396 \cdot \sin 20^{\circ} \right)}{2 \cdot 11,81}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,85$$

$d_{a1,2}$ – průměr hlavové kružnice [mm]

$d_{b1,2}$ – průměr patní kružnice [mm]

a_w – skutečná vzdálenost os [mm]

ε_{α} – součinitel záběru profilu [-]

4.1.9 SOUČINITEL KROKU

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \sin \beta_t}{\pi m_n} \quad [-] \quad (4.14)$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{80 \cdot \sin 0^{\circ}}{\pi \cdot 4}$$

$$\varepsilon_{\beta} = 0$$

b_w – teoretická šířka ozubeného soukolí [mm]

β_t – úhel sklonu zubu [°]

m_n – normální modul ozubení [mm]

4.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÉHO PŘEVODU

4.2.1 ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST

OBVODOVÁ SÍLA NA ROZTEČNÉ KRUŽNICI

$$F_t = \frac{2M_{k2max}}{d_r} \quad [N] \quad (4.15)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 1715000}{396}$$

$$F_t = 8700 \text{ N}$$

M_{k2max} – maximální přenášený krouticí moment převodovky [N.mm]

d_r – průměr roztečné kružnice ozubeného kola [mm]

F_t – obvodová síla na roztečné kružnici [N]



SOUČINTEL RYCHLOSTI

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_P b_w}{K_A F_t} + K_Q \right) \frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} \quad [-] \quad (4.16)$$

$$K_V = 1 + \left(\frac{52,85 \cdot 80}{1,5 \cdot 8700} + 0,0193 \right) \cdot 5$$

$$K_V = 2,716$$

K_P – pomocný součinitel [-], dle tab. 3 str. 668 lit. [13]

K_Q – pomocný součinitel [-], dle tab. 3 str. 668 lit. [13]

Stupeň přesnosti 9: $K_P=52,85$

$$K_Q=0,0193$$

$$\frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} = 5$$

Dle tab. 3 str. 668 lit. [13]

b_w – teoretická šířka ozubeného soukolí [mm]

K_A – součinitel vnějších dynamických sil [-], dle lit. [13] tab. 2 str. 667 $K_A=1,5$

K_V – součinitel rychlosti [-]

SOUČINTEL PŘÍDAVNÝCH ZATÍŽENÍ

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \quad [-] \quad (4.17)$$

$$K_H = 1,5 \cdot 2,716 \cdot 1,2 \cdot 1,13$$

$$K_H = 5,524$$

$K_{H\alpha}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk [-], dle lit. [13] str. 668 tab. 4

$$K_{H\alpha}=1,2$$

$K_{H\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk [-], dle lit. [13] str. 668 tab. 4 $K_{H\beta}=1,13$

NAPĚTÍ V DOTYKU PŘI IDEÁLNÍM ZATÍŽENÍ PŘESNÝCH ZUBŮ ($K_H=1$)

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_r} \frac{u+1}{u}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.18)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,84 \cdot \sqrt{\frac{8700}{80 \cdot 396} \frac{1+1}{1}}$$

$$\sigma_{H0} = 296 \text{ MPa}$$

Z_E – součinitel mechanických vlastností materiálů spoluzabírajících ozubených kol [MPa], dle lit. [13] str. 666 tab. 1 materiál ocel-ocel $Z_E=190 \text{ MPa}^{1/2}$



Z_H – součinitel tvaru zubů pro dotyk [-], dle lit. [13] str. 667 obr. 1 $Z_H=2,5$

Z_ε – součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů [-], dle lit. [13] str. 667 obr. 2

$Z_\varepsilon=0,84$

u – převodový poměr soukolí [-]

σ_{H0} – napětí v dotyku při ideální zatížení přesných zubů [MPa]

VÝPOČTOVÉ NAPĚTÍ V DOTYKU

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \quad [\text{MPa}] \quad (4.19)$$

$$\sigma_H = 296 \cdot \sqrt{5,524}$$

$$\sigma_H = 696 \text{ MPa}$$

σ_H – výpočtové napětí v dotyku [MPa]

K_H – součinitel přídatných zatížení [-]

BEZPEČNOST PROTI TVORBĚ PITTINGŮ

$$S_{H1,2} \approx \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L Z_R Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2 \quad [-] \quad (4.20)$$

$$S_{H1,2} \approx \frac{1210}{696} \cdot 0,9 \geq 1,1 \text{ až } 1,2$$

$$S_{H1,2} \approx 1,56 \geq 1,1 \text{ až } 1,2$$

Podmínka pro bezpečnost proti tvorbě pittingů **VYHOVUJE**.

Z_L – součinitel maziva [-]

Z_R – součinitel drsnosti boku zubů [-]

Z_V – součinitel obvodové rychlosti [-]

Pro netvrzená kola $Z_L Z_R Z_V = 0,85$ až $0,95$, voleno $Z_L Z_R Z_V = 0,9$

σ_{Hlim} – mez únavy v dotyku [MPa]

$S_{H1,2}$ – bezpečnost proti tvorbě pittingů [-]

4.2.2 STATICKÁ ÚNOSNOST

JEDNORÁZOVÉ MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Volí se:

$$F_{tmax} \geq 2F_t \quad [\text{N}] \quad (4.21)$$

A zároveň musí platit:

$$F_{tmax} F_t^{-1} > K_A \quad [-] \quad (4.22)$$

Dosažením do (4.21):

$$F_{tmax} \geq 2 \cdot 8700$$



$$F_{tmax} = 17400 \text{ N}$$

F_t – obvodová síla na roztečné kružnici [N]

Dosazením do podmínky (4.22):

$$17400 \cdot 8700^{-1} > K_A$$

$$2 > K_A$$

Podmínka **VYHOVUJE**.

K_A – součinitel vnějších dynamických sil [-], dle lit. [13] tab. 2 str. 667 $K_A=1,5$

NEJVĚTŠÍ NAPĚTÍ V DOTYKU

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \sqrt{\frac{F_{tmax} K_H}{F_t}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.23)$$

$$\sigma_{Hmax} = 296 \cdot \sqrt{\frac{17400 \cdot 5,524}{8700}}$$

$$\sigma_{Hmax} = 984 \text{ MPa}$$

σ_{H0} – napětí v dotyku při ideální zatížení přesných zubů [MPa]

K_H – součinitel přídatných zatížení [-]

Soukolí je provozuschopné, platí-li:

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad (4.24)$$

DOVOLENÉ NAPĚTÍ V DOTYKU PŘI MAXIMÁLNÍM ZATÍŽENÍ

U kol cementovaných:

$$\sigma_{HPmax} = 4V_{HV} \quad [\text{MPa}] \quad (4.25)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot 650$$

$$\sigma_{HPmax} = 2600 \text{ MPa}$$

V_{HV} – tvrdost zubu na boku [MPa], dle lit. [13] tab. 7 str. 672 pro 12 020 voleno $V_{HV}=650\text{MPa}$

Dosazením do vztahu (4.24):

$$984 \leq 2600$$

Z této podmínky vyplývá, že soukolí je **plně provozuschopné**.



4.2.3 ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

VÝPOČET PROVOZNIHO SOUČiniteLE

$$K_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad [-] \quad (4.26)$$

$$K_F = 1,5 \cdot 2,716 \cdot 1,2 \cdot 1,115$$

$$K_F = 5,452$$

K_A – součinitel vnějších dynamických sil [-], dle lit. [13] tab. 2 str. 667 $K_A=1,5$

K_V – součinitel rychlosti [-]

$K_{F\alpha}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů [-], dle lit. [13] tab. 4 str. 668 $K_{F\alpha}=1,2$

$K_{F\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro ohyb [-]

$K_{F\beta}$ se spočte:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \quad [-] \quad (4.27)$$

$$K_{F\beta} = 1,13^{0,889}$$

$$K_{F\beta} = 1,115$$

$K_{H\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk [-],

N_F – součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí [-]

Kde N_F se spočte:

$$N_F = \left[1 + \frac{h}{b_w} + \left(\frac{h}{b_w} \right)^2 \right]^{-1} \quad [-] \quad (4.28)$$

$$N_F = \left[1 + \frac{9}{80} + \left(\frac{9}{80} \right)^2 \right]^{-1}$$

$$N_F = 0,889$$

b_w – teoretická šířka ozubeného soukolí [mm]

h – výška zubu [mm]

OHYBOVÉ NAPĚTÍ ZUBU

$$\sigma_F = K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \frac{F_t}{(b_w m_n)} \quad [\text{MPa}] \quad (4.29)$$

$$\sigma_F = 5,452 \cdot 3,68 \cdot 1 \cdot 0,633 \cdot \frac{8700}{(80 \cdot 4)}$$

$$\sigma_F = 346 \text{ MPa}$$



K_F – provozní součinitel [-]

Y_{FS} – součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí [-], dle lit. [13] tab. 4a str. 673 $Y_{FS}=3,68$

Y_β – součinitel skluzu zubu [-], dle lit. [13] obr. 5 str. 674 $Y_\beta=1$

Y_ε – součinitel vlivu záběru profilu [-]

F_t – obvodová síla na roztečné kružnici [N]

b_w – teoretická šířka ozubeného soukolí [mm]

m_n – normální modul ozubení [mm]

Y_ε se spočte pro $\varepsilon_\beta < 1$:

$$Y_\beta = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} \quad [-] \quad (4.30)$$

$$Y_\beta = 0,2 + \frac{0,8}{1,85}$$

$$Y_\beta = 0,633$$

ε_α – součinitel záběru profilu [-]

BEZPEČNOST PROTI ÚNAVOVÉMU LOMU

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_\delta Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4 \quad [-] \quad (4.31)$$

$$S_F = \frac{500 \cdot 1,8 \cdot 1,1 \cdot 1}{346} \geq 1,4$$

$$2,86 \geq 1,4$$

Podmínka pro bezpečnost proti únavovému lomu **VYHOVUJE**.

σ_{Flim} – mez únavy v ohybu [MPa], dle lit. [13] tab. 8 str. 675 je pro ocel 12 020 $\sigma_{Flim}=500$ MPa
 Y_N – součinitel životnosti (pro ohyb) [-], dle lit. [13] str. 674 je $Y_N=1,8$ (pro železné materiály rozmezí 1 až 2,5)

Y_δ – součinitel vrubové citlivosti [-], dle lit. [13] obr. 6c str. 676 pro ocel 12 020, $R=495$ MPa je $Y_\delta=1,1$

Y_X – součinitel velikosti zatížení pro ohyb [-], dle lit. [13] obr. 7 str. 677 $Y_X=1$

σ_F – ohybové napětí zubu [MPa]

4.2.4 STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

MAXIMÁLNÍ MÍSTNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V PATĚ ZUBU

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F F_{tmax} F_t^{-1} \quad [MPa] \quad (4.32)$$

$$\sigma_{Fmax} = 346 \cdot 17400 \cdot 8700^{-1}$$

$$\sigma_{Fmax} = 692 \text{ MPa}$$



σ_F – ohybové napětí zubu [MPa]

F_t – obvodová síla na roztečné kružnici [N]

F_{tmax} – jednorázové maximální zatížení [N]

STATICKÁ PEVNOST V OHYBU PŘI MAXIMÁLNÍM ZATÍŽENÍ

$$\sigma_{Fst} \approx 2,5\sigma_{Flim} \quad [\text{MPa}] \quad (4.33)$$

$$\sigma_{Fst} \approx 2,5 \cdot 500$$

$$\sigma_{Fst} = 1250 \text{ MPa}$$

σ_{Flim} – mez únavy v ohybu [MPa]

Statická bezpečnost v ohybu:

$$S_{Fst} = \sigma_{Fst} \sigma_{Fmax}^{-1} \geq 1,25 \quad [-] \quad (4.34)$$

$$S_{Fst} = 1250 \cdot 692^{-1} \geq 1,25$$

$$1,8 \geq 1,25$$

Podmínka pro navržené ozubené soukolí **VYHOVUJE**.

4.3 ZATÍŽENÍ LOŽISEK OD OZUBENÉHO SOUKOLÍ

Obvodová síla na roztečné kružnici byla spočtena v části 4.2.1, tedy $F_t=8700 \text{ N}$

Pro velikost zatížení ložisek je potřeba spočítat radiální sílu F_{RO} působící na roztečné kružnici pod úhlem α_o .

$$F_{RO} = F_t \text{tg} \alpha_o \quad [\text{N}] \quad (4.35)$$

$$F_{RO} = 8700 \cdot \text{tg} 20^\circ$$

$$F_{RO} = 3170 \text{ N}$$

Radiální zatížení na jedno ložisko je tedy:

$$F_{RO1} = F_{RO2} = \frac{F_{RO}}{2} \quad [\text{N}] \quad (4.36)$$

$$F_{RO1} = \frac{3170}{2}$$

$$F_{RO1} = 1585 \text{ N}$$

α_o – úhel záběru ozubeného soukolí [°], normalizovaný úhel záběru $\alpha_o=20^\circ$

F_{RO} – radiální síla ozubeného soukolí [N]

$F_{RO1,2}$ – radiální síla připadající na jedno ložisko [N]

Axiální síla je u ozubeného soukolí s přímými zuby nulové, tedy $F_A=0 \text{ N}$.



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE MÍSIČE

Jedním z klíčových součástí mísiče je dvojice lopatkových hřídelů skládající se ze samotné hřídele a lopatek natočených o úhel $\alpha = 25^\circ$ od osy hřídele podle smyslu stoupání pomyslné šnekovnice. Krouticí moment od pohonné jednotky je dělen na vlastní lopatkové hřídele pomocí ozubeného převodu rovnoměrně, tedy platí:

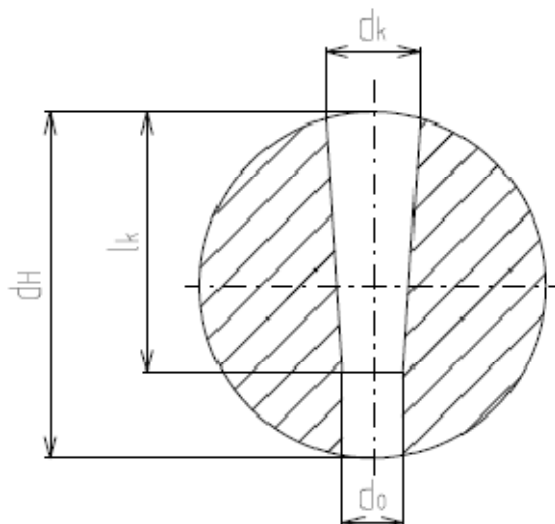
$$M_{k1,2} = \frac{M_{ksp}}{2} = \frac{1900}{2} = 950 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.1 VÝPOČET LOPATKOVÉHO HŘÍDELE

Lopatková hřídel je kontrolována na krut od krouticího momentu pohonné jednotky a dále je kontrolována na ohyb od vlastní hmotnosti celé lopatkové hřídele.

5.1.1 KONTROLA LOPATKOVÉ HŘÍDELE NA KRUT

Pro kontrolu na krut je nutné uvažovat nejmenšího čili zeslabeného průřezu. Tento průřez je zeslaben kuželovým uchycením vlastní lopatky. V místě uchycení první lopatky je největší krouticí moment od směru pohonné jednotky.



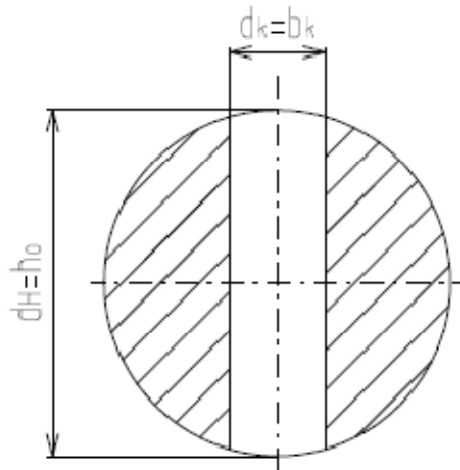
Obr. 26 Zeslabený průřez hřídele

Průměr lopatkového hřídele byl volen s ohledem na prostředí, kde je hřídel umístěn a také na charakteru zatížení na hřídel, $d_H = 80 \text{ mm}$.



PRŮŘEZOVÝ MODUL V KRUTU CHARAKTERISTICKÉHO PRŮŘEZU

Složité tvar je potřebné zjednodušit, aby bylo možno spočítat průřezový modul v krutu. Proto je nahrazena lichoběžníková plocha za obdélníkovou o větší šířce charakterizující průměr kužele.



Obr. 27 Zjednodušený průřez hřídele

Průřezový modul v krutu pro kruhový průřez:

$$W_{kh} = \frac{\pi d_H^3}{16} \quad [\text{mm}^3] \quad (5.1)$$

$$W_{kh} = \frac{\pi \cdot 80^3}{16}$$

$$W_{kh} = 100531 \text{ mm}^3$$

Průřezový modul v krutu pro obdélníkový průřez:

$$W_{ko} = \alpha_p h_o b_k^2 \quad [\text{mm}^3] \quad (5.2)$$

$$W_{ko} = 0,291 \cdot 80 \cdot 20^2$$

$$W_{ko} = 9312 \text{ mm}^3$$

α_p – součinitel poměru stran pro krut obdélníkového průřezu [-], dle lit [13] je pro poměr $h/b=80/20=4$ str. 56 $\alpha_p=0,291$

h_o – výška obdélníku zjednodušeného průřezu [mm]

b_k – šířka obdélníku zjednodušeného průřezu [mm]

Celkový průřezový modul zjednodušeného průřezu v krutu:

$$W_{kc} = W_{kh} - W_{ko}$$

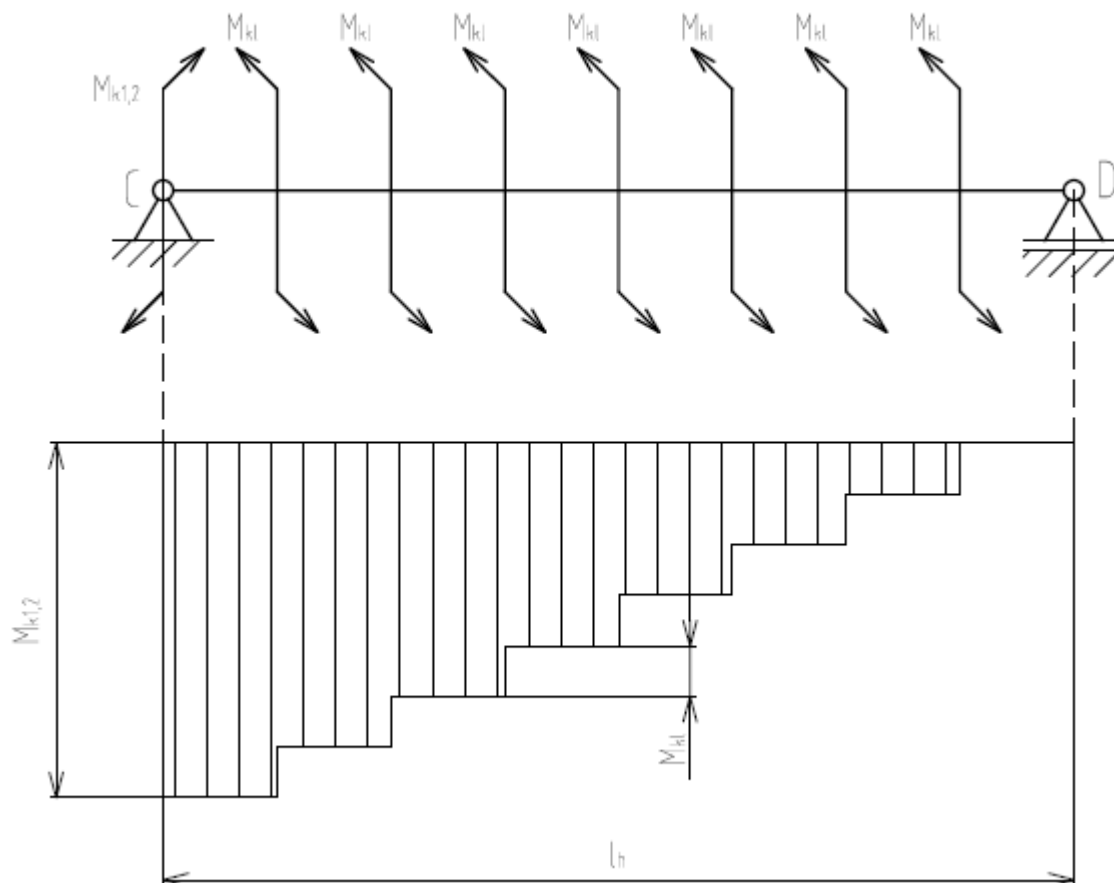
$$W_{kc} = 100531 - 9312$$

$$W_{kc} = 91219 \text{ mm}^3$$

$$[\text{mm}^3] \quad (5.3)$$

W_{kh} – průřezový modul v krutu pro kruhový průřez [mm^3]

W_{ko} – průřezový modul v krutu pro obdélníkový průřez [mm^3]



Obr. 28 Průběh krouticího momentu na lopatkovém hřídeli

Krouticí moment odebírající jednou lopatkou:

$$M_{kl} = \frac{M_{k1,2}}{P_{lh}}$$

$$[\text{Nm}] \quad (5.4)$$

$$M_{kl} = \frac{950}{28}$$

$$M_{kl} = 34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$M_{k1,2}$ – maximální krouticí moment přenášený na jeden lopatkový hřídel [Nm]

P_{lh} – počet lopatek jednoho lopatkového hřídele [-]



NAPĚTÍ ZESLABENÉHO PRŮŘEZU V KRUTU

$$\tau_{kh} = \frac{M_{k1,2}}{W_{kc}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

$$\tau_{kh} = \frac{950000}{91219}$$

$$\tau_{kh} = 11 \text{ MPa}$$

W_{kc} – průřezový modul zjednodušeného průřezu v krutu [mm^3]

$$\tau_{kD} > \tau_{kh}$$

τ_{kD} – dovolené napětí v krutu [MPa], dle lit. [7] str. 55 pro materiál hřídele 11 500 a bezpečnost $k=2$ je $\tau_{kD}=85\text{MPa}$

Zeslabený průřez hřídele na krut **VYHOVUJE**.

5.1.2 KONTROLA LOPATKOVÉ HŘÍDELE NA OHYB

Zatížení na ohyb je způsobeno vlastní hmotností hřídele. Toto zatížení působí mezi dvěma koncovými ložisky.

HMOTNOST LOPATKOVÉ HŘÍDELE

$$m_c = m_h + m_l \quad [\text{kg}] \quad (5.6)$$

$$m_c = \rho_{Fe} \left[\frac{\pi d_H^2}{4} l_h + \frac{\pi d_l^2}{4} \left(r_1 - \frac{d_H}{2} \right) P_{lh} + b t_l (r_2 - r_1) P_{lh} \right]$$

$$m_c = 7840 \cdot \left[\frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 4,05 + \frac{\pi \cdot 0,022^2}{4} \left(0,15 - \frac{0,08}{2} \right) \cdot 28 + 0,1 \cdot 0,005 (0,262 - 0,15) \cdot 27 \right]$$

$$m_c = 181 \text{ kg}$$

m_h – hmotnost lopatkové hřídele [kg]

m_l – celková hmotnost lopatek připadající jedné lopatkové hřídeli [kg]

r_2 – vnější poloměr opisovaný lopatkou [m]

r_1 – vnitřní poloměr opisovaný lopatkou [m]

ρ_{Fe} – hustota ocele při teplotě 18°C [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], dle lit. [13] str. 43 $\rho_{Fe}=7840 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

d_H – průměr lopatkové hřídele [m]

l_h – délka lopatkového hřídele mezi ložisky [m]

d_l – průměr držáku lopatky [m]

P_{lh} – počet lopatek připadající na jeden lopatkový hřídel [-]

b – šířka lopatky [m]

t_l – tloušťka lopatky [m]



SPOJITÉ ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI LOPATKOVÉ HŘÍDELE

$$q_h = \frac{m_c g}{l_h} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (5.7)$$

$$q_h = \frac{181 \cdot 9,81}{4,05}$$

$$q_h = 440 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

m_c – hmotnost lopatkového hřídele [kg]

REAKCE V PODPORÁCH (LOŽISKÁCH)

$$\Sigma M_C = 0:$$

$$\frac{q_h l_h^2}{2} - R_D l_h = 0 \Rightarrow \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.8)$$

$$R_D = \frac{q_h l_h}{2}$$

$$R_D = \frac{440 \cdot 4,05}{2}$$

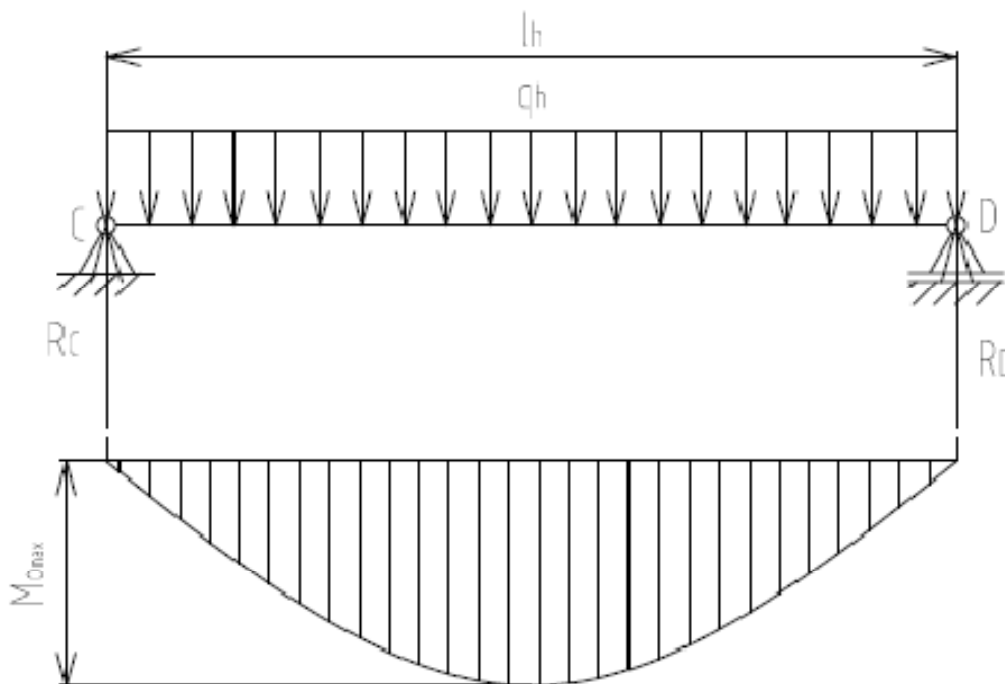
$$R_D = 900 \text{ N}$$

Reakce v místě uchycení ložiska na předním čele je úplně stejná, platí tedy: $R_D = R_C$

R_D – reakce v místě D uložení ložiska [N]

R_C – reakce v místě C uložení ložiska [N]

q_h – spojité zatížení od hmotnosti lopatkové hřídele [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]



Obr. 29 Průběh ohybového momentu na lopatkovém hřídeli



OHYBOVÝ MOMENT V OBEČNÉM MÍSTĚ

$$M_{ox} = R_C x - \frac{1}{2} q_h x^2 \quad [\text{N.m}] \quad (5.9)$$

x – obecná vzdálenost [m]

Dosazením R_C do vztahu (5.9) dostaneme:

$$M_{ox} = \frac{q_h l_h}{2} x - \frac{1}{2} q_h x^2$$

Působíště maximálního ohybového momentu se určí derivací obecného ohybového momentu M_{ox} podle x a dále derivovaná rovnice se položí rovnou nule.

$$\frac{dM_{ox}}{dx} = \frac{q_h l_h}{2} - q_h x$$

Dosazením hodnoty $x = l_h/2$ dostaneme maximální ohybový moment, který je způsobený vlastní hmotností lopatkové hřídele.

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{omax} = \frac{q_h l_h}{2} \frac{l_h}{2} - \frac{q_h}{2} \left(\frac{l_h}{2}\right)^2 = \frac{q_h l_h^2}{4} - \frac{q_h l_h^2}{8} = \frac{q_h l_h^2}{8} \quad [\text{N.m}] \quad (5.10)$$

$$M_{omax} = \frac{440 \cdot 4,05^2}{8}$$

$$M_{omax} = 903 \text{ N} \cdot \text{m}$$

NEJVĚTŠÍ OHYBOVÝ MOMENT V KRITICKÉM MÍSTĚ

Kritické místo (otvor pro umístění držáku lopatky), kde se nachází zeslabený průřez hřídele je 1963 mm od podpory C.

$$M_{okrit} = \frac{q_h l_h}{2} x_{krit} - \frac{q_h}{2} x_{krit}^2 = \frac{q_h x_{krit}}{2} (l_h - x_{krit}) \quad [\text{N.m}] \quad (5.11)$$

$$M_{okrit} = \frac{440 \cdot 1,963}{2} \cdot (4,05 - 1,963)$$

$$M_{okrit} = 902 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Vzhledem k velikosti ohybového momentu v kritickém místě bude dále kontrolována lopatková hřídel v místě průřezu zeslabeného otvorem pro držák lopatky.



PRŮŘEZOVÝ MODUL V OHYBU CHARAKTERISTICKÉHO PRŮŘEZU

Charakteristický (zjednodušený) průřez hřídele viz. Obr. 27.

Průřezový modul v ohybu pro kruhový průřez:

$$W_{oh} = \frac{\pi d_h^3}{32} \quad [\text{mm}^3] \quad (5.12)$$

$$W_{oh} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32}$$

$$W_{oh} = 50266 \text{ mm}^3$$

Průřezový modul v ohybu pro obdélníkový průřez:

$$W_{oo} = \frac{b_k h_o^2}{6} \quad [\text{mm}^3] \quad (5.13)$$

$$W_{oo} = \frac{20 \cdot 80^2}{6}$$

$$W_{oo} = 21334 \text{ mm}^3$$

Celkový průřezový modul zjednodušeného průřezu v ohybu:

$$W_{oc} = W_{oh} - W_{oo} \quad [\text{mm}^3] \quad (5.14)$$

$$W_{oc} = 50266 - 21334$$

$$W_{oc} = 28940 \text{ mm}^3$$

W_{oh} – průřezový modul v ohybu pro kruhový průřez [mm^3]

W_{oo} – průřezový modul v ohybu pro obdélníkový průřez [mm^3]

NAPĚTÍ V OHYBU V KRITICKÉM MÍSTĚ

$$\sigma_{oh} = \frac{M_{okrit}}{W_{oc}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.15)$$

$$\sigma_{oh} = \frac{902000}{28940}$$

$$\sigma_{oh} = 32 \text{ MPa}$$

σ_{Do} – dovolené napětí v ohybu [MPa], dle lit. [7] str. 54 pro materiál hřídele 11 500 a bezpečnost $k=2$ je $\sigma_{Do} = 100 \text{ MPa}$

$$\sigma_{Do} > \sigma_{oh}$$

Zeslabený průřez hřídele na ohyb **VYHOVUJE**.



5.1.3 KONTROLA STATICKÉ BEZPEČNOSTI LOPATKOVÉ HŘÍDELE

Při kombinovaném namáhání (krut + ohyb) strojní součásti je také potřeba zpravidla kontrolovat v daném nebezpečném průřezu na kombinovanou pevnost.

Výpočet σ_{red} dle podmínky plasticity HMMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oh}^2 + 3(\alpha_B \tau_{kh})^2} \quad [\text{MPa}] \quad (5.16)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{32^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 11)^2}$$

$$\sigma_{red} = 40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Do} > \sigma_{red}$$

σ_{oh} – napětí v ohybu v místě zeslabeného průřezu hřídele [MPa]

α_B – Bachův opravný součinitel [-], dle lit. [6] str. 205 pro střídavý a míjivý ohyb $\alpha_B=0,7$

τ_{kh} – napětí v krutu v místě zeslabeného průřezu hřídele [MPa]

Lopatková hřídel z hlediska statické bezpečnosti **VYHOVUJE**.

5.1.4 KONTROLA DYNAMICKÉ BEZPEČNOSTI LOPATKOVÉ HŘÍDELE

Hřídel je při provozu namáhána střídavým ohybem a zároveň míjivým krutem. Proto je nutno lopatkovou hřídel kontrolovat na únavovou pevnost v nebezpečném průřezu. Výpočet dynamické bezpečnosti dle lit. [6] str. 206.

Pro střídavý ohyb platí:

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_{oh} = 32 \text{ MPa}$$

Pro míjivý krut platí:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{kh}}{2} = \frac{11}{2} = 5,5 \text{ MPa}$$

σ_m – střední hodnota napětí v ohybu [MPa]

σ_a – amplituda napětí v ohybu [MPa]

τ_m – střední hodnota napětí v krutu [MPa]

τ_a – amplituda napětí v krutu [MPa]



Bezpečnost proti únavovému lomu v ohybu:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{co}}{\frac{\beta_{\sigma}}{\vartheta_{\sigma} \varepsilon_p} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad [-] \quad (5.17)$$

$$k_{\sigma} = \frac{240}{\frac{1}{0,76 \cdot 0,81} \cdot 32 + 0,02 \cdot 0}$$

$$k_{\sigma} = 4,7$$

σ_{co} – mez únavy v ohybu [MPa], dle lit. [6] str. 203 tab. 4.1 pro materiál 11 500 je

$\sigma_{co}=240$ MPa

β_{σ} – vrubový součinitel pro ohyb [-], dle lit. [6] str. 208 je $\beta_{\sigma}=1$

ϑ_{σ} – součinitel vyjadřující vliv velikosti součásti na mez únavy v ohybu [-], dle lit. [6] str. 210

tab. 4.10 je pro nelegovanou ocel o průměru hřídele 80 mm $\vartheta_{\sigma}=0,76$

ε_p – součinitel vyjadřující vliv jakosti povrchu na mez únavy [-], dle lit. [6] str. 210 obr. 4.13 je pro pevnost oceli $R_m=500$ MPa a pro $R_a=12,5$ μm dle grafu voleno $\varepsilon_p=0,81$

ψ_{σ} – součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu [-], dle lit. [6] str. 210 tab. 4.11 je pro pevnost oceli $R_m=500$ MPa, $\psi_{\sigma}=0,02$

Bezpečnost proti únavovému lomu v krutu:

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{ck}}{\frac{\beta_{\tau}}{\vartheta_{\tau} \varepsilon_p} \sigma_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad [-] \quad (5.18)$$

$$k_{\tau} = \frac{150}{\frac{1}{0,73 \cdot 0,81} \cdot 6 + 0,01 \cdot 6}$$

$$k_{\tau} = 14,7$$

τ_{ck} – mez únavy v krutu [MPa], dle lit. [6] str. 203 tab. 4.1 pro materiál 11 500 je

$\tau_{ck}=150$ MPa

β_{τ} – vrubový součinitel pro krut [-], dle lit. [6] str. 208 je $\beta_{\tau}=1$

ϑ_{τ} – součinitel vyjadřující vliv velikosti součásti na mez únavy v krutu [-], dle lit. [6] str. 210

tab. 4.10 je pro nelegovanou ocel o průměru hřídele 80 mm $\vartheta_{\tau}=0,73$

ψ_{τ} – součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu [-], dle lit. [6] str. 210 tab. 4.11 je pro pevnost oceli $R_m=500$ MPa, $\psi_{\tau}=0,01$



Celková dynamická bezpečnost lopatkové hřídele:

$$k_{dh} = \frac{k_{\sigma} k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} \quad [-] \quad (5.19)$$

$$k_{dh} = \frac{4,7 \cdot 14,7}{\sqrt{4,7^2 + 14,7^2}}$$

$$k_{dh} = 4,5$$

k_{σ} – bezpečnost proti únavovému lomu v ohybu [-]

k_{τ} - bezpečnost proti únavovému lomu v krutu [-]

Hřídel pracuje ve vlhkém a agresivním prostředí. Proto velikost dynamické bezpečnosti není příliš vysoká. Lopatková hřídel vzhledem k dynamické bezpečnosti **VYHOVUJE**.

5.2 VÝPOČET LOPATKY HŘÍDELE MÍSIČE

Uchycení lopatky v hřídeli je řešeno pomocí svěrného spoje kuželového typu. Tento spoj zajistí axiální sevření lopatky a hřídele a tím zabrání možnému samovolnému pootočení lopatky. Lopatka uchycena v hřídeli je namáhána na ohyb od tlaku, který je způsoben broděním lopatky v mísené směsi.

Lopatka a nosič lopatky je vyroben ze svařitelné oceli 11 373.

5.2.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ LOPATKY OD SMĚSI

Odpor proti pohybu lopatky působí ve středu vybraného elementu (plochy) dS viz. Obr. 19. Síla, která působí na vybranou plochu se počítá dle lit. [10] str. 175.

$$F_1 = k_r b \cos \alpha \int_{r_1}^{r_2} dr = k_r b \cos \alpha (r_2 - r_1) \quad [N] \quad (5.20)$$

$$F_1 = 15000 \cdot 0,1 \cdot \cos 25^\circ (0,262 - 0,15)$$

$$F_1 = 153 \text{ N}$$

ZJEDNODUŠENÁ PLOCHA LOPATKY

$$S_1 = b(r_2 - r_1) \quad [m^2] \quad (5.21)$$

$$S_1 = 0,1 \cdot (0,262 - 0,15)$$

$$S_1 = 0,0112 \text{ m}^2$$



TLAK PŮSOBÍCÍ NA PLOCHU LOPATKY

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} \quad [\text{MPa}] \quad (5.22)$$

$$p_1 = \frac{153}{0,0112}$$

$$p_1 = 13660 \text{ Pa} \approx 0,014 \text{ MPa}$$

Tato hodnota tlaku bude dále použita pro pevnostní výpočet lopatky pomocí MKP.

5.2.2 VÝPOČET ÚCHYTU LOPATKY

Úchyt celé lopatky je zajištěno pomocí svěrného kuželového spoje. Byla vybrána normalizovaná kuželovitost 1:10, která umožní samosvorného uložení. Pro axiální sevření je pro tento spoj navrženo šroubového spoje.

Pro určení potřebné lisovací síly je potřeba stanovit minimální potřebný tlak ve spáře.

Výpočet kuželového svěrného spoje dle lit. [6] str. 228

STANOVENÍ TLAKU VE SPÁŘE

Vtahováním kuželového čepu do kuželové dutiny v náboji vzniká ve stykové ploše tlak p_k .

$$p_k \geq \frac{2k_s M_{klo}}{\pi d_s l_k \vartheta_s} \quad [\text{MPa}] \quad (5.23)$$

$$p_k \geq \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 31,4}{\pi \cdot 0,017 \cdot 0,06 \cdot 0,1}$$

$$p_k \geq 0,36 \text{ MPa}$$

M_{klo} – krouticí moment potřebný pro otáčení jedné lopatky [N.m]

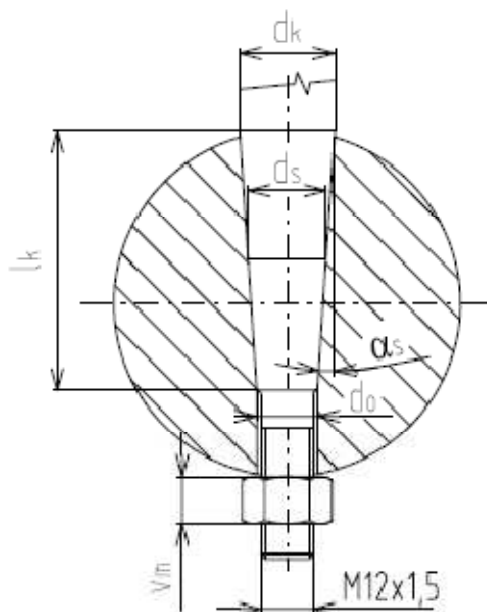
k_s – bezpečnost proti skluzu [-], dle lit. [6] str. 226 je pro míjivé zatížení lopatky $k_s=1,8$

l_k – délka spoje pomocí kužele [m], dle výkresové dokumentace $l_k=0,06$ m

ϑ_s – součinitel sevření kužele [-], dle lit. [6] str. 229 pro kuželovitost 1:10 bývá $\vartheta_s=0,05$ až 0,15, voleno $\vartheta_s=0,1$

d_s – střední průměr kužele [mm], vypočte se dle obr. 30 jako:

$$d_s = \frac{d_k + d_o}{2} = \frac{0,02 + 0,014}{2} = 0,017 \text{ m}$$



Obr. 30 Uchycení lopatky na hřídeli

POTŘEBNÁ LISOVACÍ (OSOVÁ) SÍLA

$$F_u = \pi d_s l_k p_k \text{tg}(\alpha_s - \varphi_s) \quad [\text{N}] \quad (5.24)$$

$$F_u = \pi \cdot 0,017 \cdot 0,06 \cdot 0,36 \cdot 10^6 \cdot \text{tg}(2^\circ 54' - 5^\circ 42')$$

$$F_u = 175 \text{ N}$$

φ_s – třecí úhel [°], dle lit. [6] str. 229 se spočte $\varphi_s = \text{arctg} \theta_s = \text{arctg} 0,1 = 5^\circ 42'$

α_s – úhel skosení kužele [°], dle lit. [1] str. 280 se pro kuželovitost 1:10 spočte:

$$\alpha_s = \text{arctg} \frac{1}{2K} = \text{arctg} \frac{1}{2 \cdot 10} = 2^\circ 54'$$

K – kuželovitost spoje [-]

POTŘEBNÁ SÍLA PRO UVOLNĚNÍ (DEMONTÁŽ) SPOJE

$$F_p = \pi d_s l_k p_k \text{tg}(\varphi_s - \alpha_s) \quad [\text{N}] \quad (5.25)$$

$$F_p = \pi \cdot 0,017 \cdot 0,06 \cdot 0,36 \cdot 10^6 \cdot \text{tg}(5^\circ 42' - 2^\circ 54')$$

$$F_p = 60 \text{ N}$$

CELKOVÝ UTAHOVACÍ MOMENT SPOJE

$$M_U = M_Z + M_A \quad [\text{N.m}] \quad (5.26)$$



$$M_U = F_u \frac{d_{s2}}{2} \operatorname{tg}(\psi_z + \varphi_z) + F_u r_m \mu_m$$

$$M_U = 175 \cdot \frac{0,011}{2} \cdot \operatorname{tg}(2^\circ 28' + 11^\circ 44') + 175 \cdot 0,0084 \cdot 0,18$$

$$M_U = 0,51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

M_z – třecí moment v závitu [N.m]

M_A – třecí moment v dosedací ploše [N.m]

d_{s2} – střední průměr závitu šroubu [mm], dle lit. [14] str. 12 pro závit M12x1,5 je $d_{s2}=11,026$ mm

μ_m – součinitel tření v závitech [-], dle lit. [6] str. 152 pro povrch závitu černý, nemazaný je $\mu_m=0,18$

F_u – potřebná lisovací síla [N]

ψ_z – úhel stoupání závitu [°], pro závit M12x1,5 se s počítá:

$$\psi_z = \operatorname{arctg}\left(\frac{P_z}{\pi \cdot d_{z2}}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 11,026}\right) = 2^\circ 28'$$

[°] (5.27)

P_z – rozteč závitu [mm]

φ_z – třecí úhel [°], dle lit. [6] se spočte:

$$\varphi_z = \operatorname{arctg}\left(\frac{\mu_m}{\cos \beta_z}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,18}{\cos 30^\circ}\right) = 11^\circ 44'$$

[°] (5.28)

r_m – poloměr třecí plochy [mm], dle lit. [6] pro šestihřanné hlavy/matice platí:

$$r_m = 0,7d = 0,7 \cdot 0,012 = 0,0084 \text{ mm}$$

[mm] (5.29)

KONTROLA ŠROUBOVÉHO SPOJE

Plocha průřezu šroubu:

$$S_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_{s2} + d_{s3}}{2} \right)^2$$

[mm²] (5.30)

$$S_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{11,026 + 10,16}{2} \right)^2$$

$$S_s = 88,13 \text{ mm}^2$$

d_{s3} – malý průměr závitu šroubu [mm], dle lit. [14] str. 12 pro závit M12x1,5 je $d_{s3}=10,16$ mm

S_s – plocha průřezu šroubu [mm²]



Namáhání šroubu na tah od osově síly F_u :

$$\sigma_{t\check{s}} = \frac{F_u}{S_{\check{s}}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.31)$$

$$\sigma_{t\check{s}} = \frac{175}{88,13}$$

$$\sigma_{t\check{s}} = 2 \text{ MPa}$$

F_u – osová síla ve šroubu [N]

$\sigma_{t\check{s}}$ – tahové napětí ve šroubu [MPa]

$$\sigma_{D\check{s}} > \sigma_{t\check{s}}$$

$\sigma_{D\check{s}}$ – dovolené napětí v tahu [MPa], dle lit. [7] str. 54 pro materiál držáku lopatky 11 373 a bezpečnost $k=3$ je $\sigma_{D\check{s}}=80$ MPa

Šroubový spoj vzhledem k namáhání zeslabeného místa závitem na tah plně **VYHOVUJE**.

Namáhání šroubu na otláčení v závitech:

$$p_z = \frac{4F_u}{i_m \pi (d_{\check{s}}^2 - D_{1m}^2)} \quad [\text{MPa}] \quad (5.32)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 175}{7,2 \cdot \pi (12^2 - 10,376^2)}$$

$$p_z = 1 \text{ MPa}$$

$d_{\check{s}}$ – velký průměr závitu šroubu [mm], dle lit. [14] str. 12 pro závit M12x1,5 je $d_{\check{s}}=12$ mm

D_{1m} – malý průměr závitu matice [mm], dle lit. [14] str. 12 pro závit M12x1,5 je $d_{\check{s}}=10,376$ mm

i_m – počet závitů matice [-], dle lit. [13] str. 305 se spočte jako:

$$i_m = \frac{v_m}{P_z} = \frac{10,8}{1,5} = 7,2$$

v_m – výška matice [mm], dle lit. [14] str. 96 pro závit M12x1,5 je výška matice $v_m = 10,8$ mm

$$p_{Dz} > p_z$$

p_{Dz} – dovolený tlak v závitech šroubu [MPa], dle lit. [13] str. 305 je pro materiál 11 373

$p_{Dz}=50$ MPa

Šroubový spoj vzhledem k namáhání závitu na otláčení **VYHOVUJE**.



5.2.3 KONTROLA LOPATKY HŘÍDELE MÍSIČE NA OHYB OD MÍSENÉ SMĚSI

Lopatka je broděním v mísené směsi namáhána na ohyb. Krouticí moment vypočtený v kapitole 2.4.1 a podle Obr. 19 je, že ohybový moment působící lopatkou na lopatkovou hřídel je stejné hodnoty. Platí $M_{klo}=M_{olo}$, kde M_{olo} je ohybový moment lopatky vytvořený od mísené směsi.

Lopatkový úchyt tvořen kuželovým svěrným spojením a závitovou částí spojen s lopatkovou hřídelí. Druhý konec úchyt je ofrézován a tím je vytvořena plocha pro připevnění, v tomto případě přivaření vlastní lopatky o tloušťce 5 mm.

Kontrola lopatky je proveden na zjednodušeném objemovém modelu ve výpočtovém prostředí I-deas pomocí MKP (metody konečných prvků).

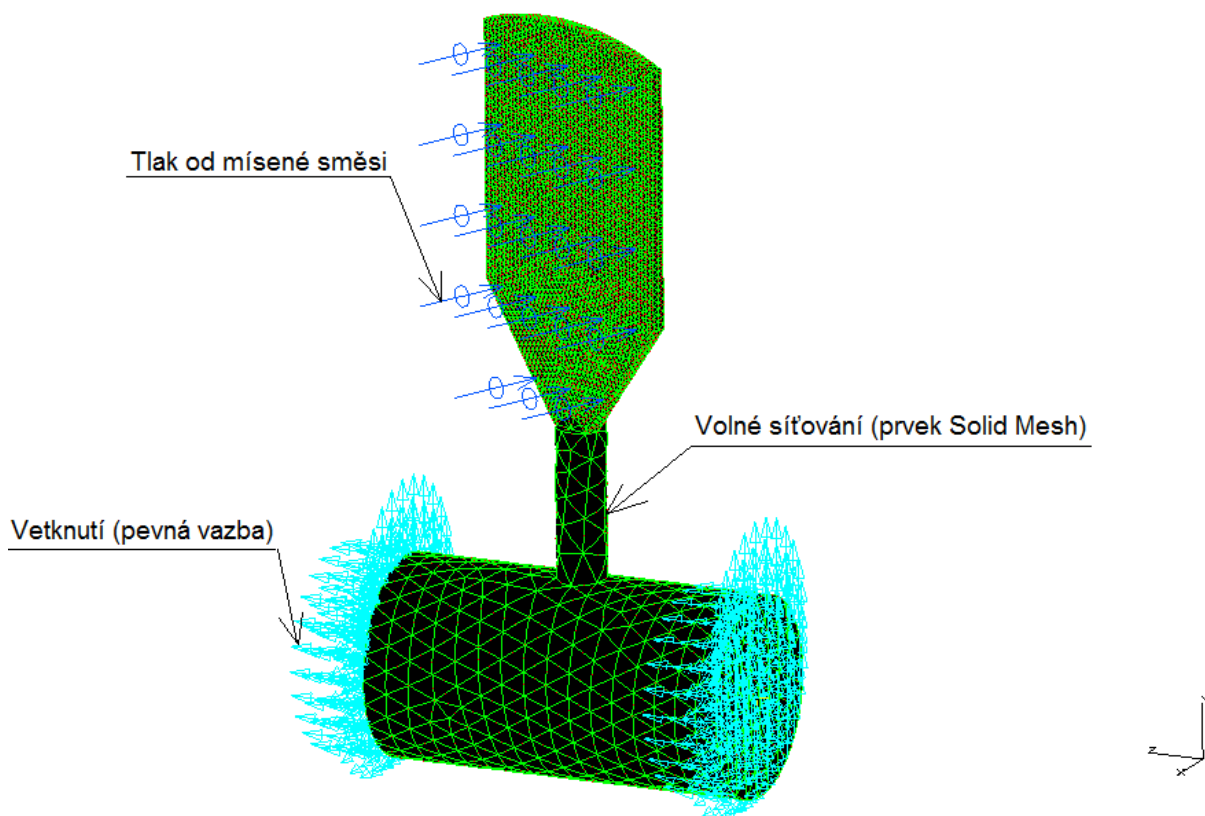
OKRAJOVÉ PODMÍNKY MODELU

Tlak na pracovní plochu lopatky od mísené směsi byl spočítán v kapitole 5.2.1 $p_1=0,014$ MPa. Tento tlak je pomocí funkce „Pressure“ nasimulován na model na pracovní plochu lopatky viz. Obr. 31.

Oba konce hřídele mají zamezené všechny stupně volnosti (vetknutí) čili pomocí vazby „Displacement restraint“ zamezené posuvy ve všech osách a také zamezené rotace ve všech osách.

SÍŤ MODELU

Síťování modelu (viz. Obr. 31) nebo také „Meshování“ modelu je tvořeno volně (Free Mesh). Pro věrohodnější výsledky byl volen objemový prvek sítě o 10 uzlech. Délka strany prvku pracovní části lopatky byla volena s ohledem na tloušťku materiálu, tedy 2,5 mm. Délka strany prvku úchytu lopatky a části lopatkové hřídele byla volena o velikosti 10 mm.



Obr. 31 Síťování a okrajové podmínky

VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY MODELU LOPATKY

Vyhodnocení výsledku – ohybové napětí

Maximální ohybové napětí se nalézá na přechodu mezi samotnou lopatkou a úchytem lopatky viz. Obr. 32 a Obr. 33. Velikost maximálního ohybového napětí počítáno podle podmínky HMM (Von Mises) je přibližně $\sigma_{o1}=10$ MPa. Vzhledem k prostředí, kde lopatka pracuje je hodnota maximálního napětí optimální.

$$\sigma_{D0} > \sigma_{o1}$$

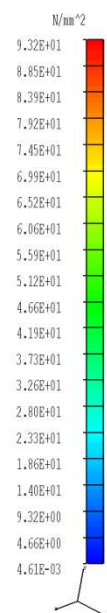
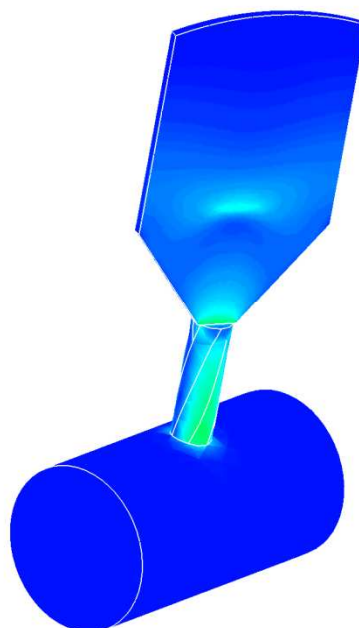
σ_{D0} – dovolené napětí v ohybu pro míjivý ohyb [MPa], dle lit. [7] str. 54 je pro materiál lopatky 11 373 a bezpečnost $k=2$, $\sigma_{D0}=70$ MPa.



```

I-DEAS Visualizer
Display 1
Fem1
  B.C. 1, STRESS_3, LOAD SET 1
  C:\UGSP1M\tomas\lopatka_provoz4.nfl
  STRESS Von Mises Unaveraged Top shell
  Min: 4.69E-03 N/mm^2 Max: 9.32E+01 N/mm^2
  Part Coordinate System

```



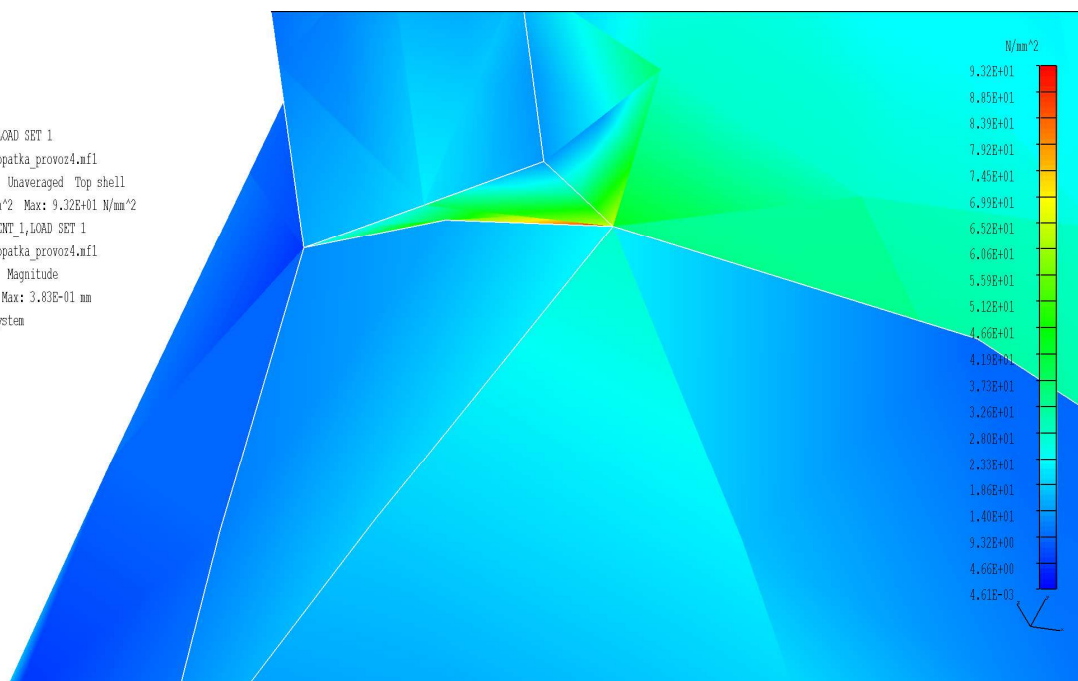
Obr. 32 Průběh ohybového napětí lopatky (nedeformovatelné zobrazení)

Namáhání na ohyb v nebezpečném místě lopatky **VYHOVUJE**.

```

I-DEAS Visualizer
Display 1
Fem1
  B.C. 1, STRESS_3, LOAD SET 1
  C:\UGSP1M\tomas\lopatka_provoz4.nfl
  STRESS Von Mises Unaveraged Top shell
  Min: 4.69E-03 N/mm^2 Max: 9.32E+01 N/mm^2
  B.C. 1, DISPLACEMENT_1, LOAD SET 1
  C:\UGSP1M\tomas\lopatka_provoz4.nfl
  DISPLACEMENT XYZ Magnitude
  Min: 0.00E+00 mm Max: 3.83E-01 mm
  Part Coordinate System

```

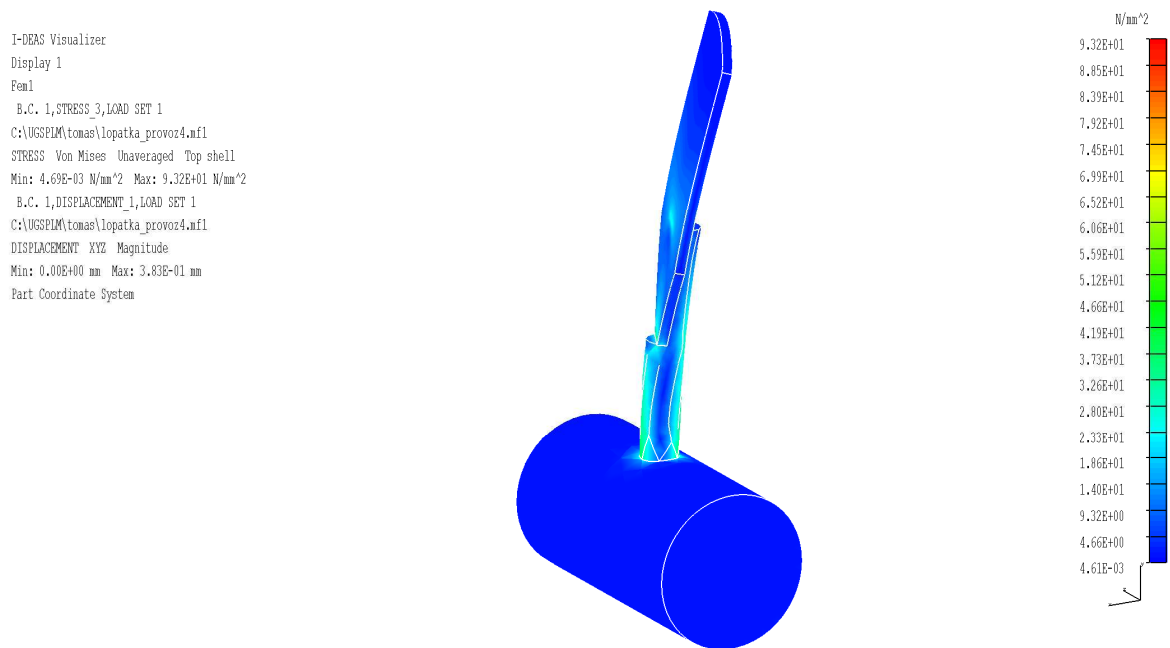


Obr. 33 Detail špičkového ohybového napětí $\sigma_o = 10 \text{ MPa}$



Vyhodnocení výsledku - posunutí

Maximální posunutí konce lopatky v zatíženém stavu vyvinutý od tlaku mísené směsi dle Obr. 34 $\delta_p=0,4$ mm, měřítko zobrazení 10:1.



Obr. 34 Posunutí konce lopatky



6 NÁVRH KONCOVÝCH LOŽISEK

Lopatková hřídel je uložena ve dvou ložiscích umístěna na předním čele a na koncovém čele.

Ložisko umístěné na předním čele zachycuje radiální zatížení od hmotnosti vlastního hřídele mísiče a zároveň musí zachytit axiální zatížení vyvolané natočením lopatek o úhel $\alpha=25^\circ$.

Dále je potřeba zahrnout do celkového zatížení předního ložiska vliv zatížení od ozubeného soukolí, které zajišťuje přenos krouticího momentu na hnanou lopatkovou hřídel. Zatížení od ozubeného soukolí již bylo spočteno v kapitole 4.3 Zatížení ložisek od ozubeného soukolí.

Ložisko umístěné na koncovém čele zachycuje pouze radiální zatížení od hmotnosti hřídele mísiče.

6.1 ZATÍŽENÍ KONCOVÝCH LOŽISEK

6.1.1 VÝPOČET AXIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ PRO PŘEDNÍ LOŽISKO

Účinkem pohybující se mísené směsi na hřídel mísiče vzniká axiální síla [3]

$$F_a = \frac{M_{k2max}}{R_s \operatorname{tg}(\beta_s + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (6.1)$$

$$F_a = \frac{1715}{0,158 \cdot \operatorname{tg}(17^\circ 40' + 26^\circ 33')}$$

$$F_a = 11160 \text{ N}$$

M_{k2max} – maximální přenášený krouticí moment převodovky [N.m]

φ – třecí úhel mezi materiálem a žlabem [°], $\varphi=26^\circ 33'$

β_s – skutečný úhel stoupání šnekovnice [°], spočítá se:

$$\beta_s = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi D_L} = \frac{0,524}{\pi \cdot 0,524} = 17^\circ 40'$$

s – stoupání šnekovnice [m]

D_L – skutečný navrhovaný průměr popisovanými lopatkami hřídele [m]

$s=D_L$

R_s – účinný poloměr lopatek [m], spočítá se jako:

$$R_s = (0,3 \text{ až } 0,4)D_L = 0,3 \cdot 0,524 = 0,158 \text{ m}$$



6.1.2 KONTROLA AXIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ PŘEDNÍHO LOŽISKA

Obecně lze zkontrolovat axiální zatížení předního ložiska z výkonu potřebného pro posuv mísené směsi P_s vypočteného v kapitole 2.4.2.

$$F_{aP} = \frac{P_s}{2v_{os}} \quad [N] \quad (6.2)$$

$$F_{aP} = \frac{840}{2 \cdot 0,027}$$

$$F_{aP} = 15556 \text{ N}$$

P_s – příkon pro sunutí mísené směsi žlabem [W]

v_{os} – osová rychlost pohybu materiálu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Pro výpočet ložisek je vybráno větší z vypočtené axiální síly, $F_{aP}=15556 \text{ N}$.

6.1.3 VÝPOČET RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ OBOU LOŽISEK

Radiální zatížení na obě ložiska je složeno z hmotnosti vlastní lopatkové hřídele a dále přišroubovaných komponent (lopatek). Hmotnost hřídele vypočtena v kapitole 5.1.2 Kontrola lopatkové hřídele na ohyb. Dále v této kapitole byly spočteny reakce v místě uložení ložisek (radiální zatížení), tedy $R_C=R_D=900 \text{ N}$.

K radiálnímu zatížení předního ložiska je nutné přičíst radiální sílu vyvinutou od ozubeného soukolí $F_{R01,2}$.

$$F_{RC} = R_C + F_{R01,2} \quad [N] \quad (6.3)$$

$$F_{RC} = 900 + 1585$$

$$F_{RC} = 2485 \text{ N}$$

R_C – reakce v místě C uložení ložiska [N]

$F_{R01,2}$ – radiální síla připadající na jedno ložisko [N]

6.2 PŘEDNÍ LOŽISKO (V BODĚ C)

Ložisko umístěné v bodě C tedy na straně pohonné jednotky je zatíženo jak axiálně od posuvu mísené směsi žlabem tak radiálně od hmotnosti lopatkové hřídele a přenosu krouticího momentu ozubeným převodem.

Z důvodu velkého axiálního zatížení voleno **kuželíkové jednořadé ložisko** od firmy ZKL Group. Typové označení ložiska je **30 213A**. Ložisko je uloženo ve vyráběném pouzdře a proti nečistotám utěsněno labyrintovým těsněním od firmy NILOS [21], typ LSTO 70x125. Ložisko je mazáno pomocí rozstříku oleje z převodové skříně ozubeného soukolí mísiče. Výpočet dle lit. [26].

**Zadané hodnoty:**

$$F_{aP}=15556 \text{ N}$$

$$F_{RC}=2485 \text{ N}$$

$$n_2=27,4 \text{ min}^{-1}$$

$$C_a=112000 \text{ N}$$

Hodnoty koeficientů:

e – koeficient závislý na druhu ložiska [-], dle lit. [2] str. 738 $e=0,41$

V – rotační součinitel závislý na způsobu zatížení [-], dle lit. [2] str. 737 pro obvodové zatížení $V=1$

Výpočet poměru pro stanovení součinitelů X a Y :

$$e < \frac{F_{aP}}{VF_{RC}} \quad [-] \quad (6.4)$$

$$e < \frac{15556}{1 \cdot 2485}$$

$$e < 6,3$$

Z výpočtu poměru vyplývá stanovení hodnot součinitelů X a Y dle lit. [2] str. 738. Hodnoty pro kuželíkové jednořadé ložisko a charakteristiky zatížení jsou $X=0,4$ a $Y=1,4$.

6.2.1 VÝPOČET DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

$$P = XV_{FC} + YF_{aP} \quad [N] \quad (6.5)$$

$$P = 0,4 \cdot 1 \cdot 2485 + 1,4 \cdot 15556$$

$$P = 22773 \text{ N}$$

X – součinitel dynamického radiálního zatížení ložiska [-]

Y – součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska [-]

6.2.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA

$$L_h = \left(\frac{C_a}{P} \right)^3 \frac{10^6}{60n_2} \quad [\text{hod}] \quad (6.6)$$

$$L_h = \left(\frac{112000}{22773} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 27,4}$$

$$L_h = 123053 \text{ hodin}$$

Kuželíkové jednořadé ložisko je plně **VYHOVUJÍCÍ**.



l – exponent závislý na druhu ložiska, dle lit. [2] pro kuželíková ložiska $l=10/3$

6.3 KONCOVÉ LOŽISKO (V BODĚ D)

Zatížení koncového ložiska je pouze radiální od hmotnosti lopatkové hřídele. Koncové ložisko je uloženo v kupovaném stojatém **ložiskovém domečku** (tělesu) od firmy SKF. Typové označení domečku [25] je SNL 517TS. Ložiskový domeček je přišroubován ke konstrukci mísiče.

Jako koncového ložiska bylo vybráno **kuličkové** dvouřadé naklápěcí **ložisko**. Ložisko je těsněno pomocí labyrintového těsnění pro případné zabránění vniknutí prachu a nečistot do prostoru ložiska. Ložisko je mazáno plastickým mazivem pomocí mazací hlavičky.

Zadané hodnoty:

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_{RD} = 2485 \text{ N}$$

$$n_2 = 27,4 \text{ min}^{-1}$$

$$C_a = 50570 \text{ N}$$

Hodnoty koeficientů:

e – koeficient závislý na druhu ložiska [-], dle lit. [2] str. 738 $e=0,17$

V – rotační součinitel závislý na způsobu zatížení [-], dle lit. [2] str. 737 pro obvodové zatížení $V=1$

Výpočet poměru pro stanovení součinitelů X a Y :

$$e < \frac{F_a}{VF_{RD}} \quad [-] \quad (6.7)$$

$$e < \frac{0}{1 \cdot 2485}$$

Z výpočtu poměru vyplývá stanovení hodnot součinitelů X a Y dle lit. [2] str. 738. Hodnoty pro kuličkové dvouřadé naklápěcí ložisko a charakteristiky zatížení jsou $X=1$ a $Y=3,7$.

6.3.1 VÝPOČET DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

$$P = XVF_{RD} + YF_a \quad [N] \quad (6.8)$$

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 2485 + 3,7 \cdot 0$$

$$P = 2485 \text{ N}$$



6.3.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA

$$L_h = \left(\frac{C_a}{P}\right)^l \frac{10^6}{60n_2} \quad [\text{hod}] \quad (6.9)$$

$$L_h = \left(\frac{50570}{2485}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 27,4}$$
$$L_h = 5126228 \text{ hodin}$$

l – exponent závislý na druhu ložiska, dle lit. [2] pro kuličková ložiska $l=3$

U zvoleného ložiska vyšla základní trvanlivost poměrně velká. Výhodou výběru tohoto ložiska je menší pořizovací cena než u jiných alternativ nabízený pro tento typ ložiskového domečku.

Při výrobě a montáži dílců mísiče může dojít k jistým nepřesnostem. Proto při provozu mísiče může dojít vyššímu opotřebení ložiska. Ložisko pracuje v těžkém prašném prostředí, proto není tato základní trvanlivost nikterak velká. Kuličkové dvouřadé naklápěcí ložisko je plně **VYHOVUJÍCI** v takovémto provozu.



7 SYSTÉM KROPENÍ SMĚSI

Pro přívod vody do mísené směsi tak, aby měla směs patřičnou vlhkost, byl navržen systém kropení směsi. Tento systém může být zapojen na běžné průmyslové vodovodní potrubí varianta 1, nebo také může být napojeno na externí čerpadlo, které dodává vodu z vodní nádrže či studny.

Systém kropení směsi se skládá z hlavice sprchy, která je umístěna těsně za násypem suchých směsí do mísiče. Dále systém obsahuje komponenty na regulaci a měření průtoku vody pro správné nastavení dodávky vody.

7.1 STANOVENÍ PARAMETRŮ SPRCHY

7.1.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO PRŮTOKU SPRCHY

$$Q_{h2o} = Q_{vs} \%_{voda} \quad [m^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (7.1)$$

$$Q_{h2o} = 24,5 \cdot 0,15$$

$$Q_{h2o} = 3,675 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} = 11 \cdot \text{s}^{-1}$$

$\%_{voda}$ – procentuální obsah vody ve směsi [%]

Q_{vs} – skutečná objemová výkonnost mísiče [$m^3 \cdot \text{hod}^{-1}$]

7.1.2 MINIMÁLNÍ SVĚTLOST PŘÍVODNÍHO POTRUBÍ SPRCHY

$$d_{sv} = \sqrt{\frac{4Q_{h2o}}{\pi v_k}} \quad [m] \quad (7.2)$$

$$d_{sv} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 2,5}}$$

$$d_{sv} = 0,0226 \text{ m}$$

Q_{h2o} – potřebný objemový průtok vody sprchou [$m^3 \cdot s^{-1}$]

v_k – střední rychlost proudění vody v průtočném průřezu [$m \cdot s^{-1}$], dle lit. [13] str. 734 pro pitnou vodu je $v_k=0,5$ až $2,5 \text{ m} \cdot s^{-1}$, voleno $v_k=2,5 \text{ m} \cdot s^{-1}$

Na základě výpočtu volena světlost potrubí DN 25 dle lit. [7] str. 298 ČSN 42 5710 se závitem trubky G 1“

7.1.3 MINIMÁLNÍ POČET OTVORŮ SPRCHY

Spočítá se jako poměr plochy potrubí a plochy jedné dírky sprchy. Průměr jednoho otvoru sprchy mísiče bylo voleno $d_o=2 \text{ mm}$

**SVĚTLÝ PRŮŘEZ PŘÍVODNÍHO POTRUBÍ**

$$S_t = \frac{\pi d_{sv}^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (7.3)$$

$$S_t = \frac{\pi \cdot 25^2}{4}$$
$$S_t = 491 \text{ mm}^2$$

VELIKOST PRŮŘEZU OTVORU SPRCHY

$$S_d = \frac{\pi d_o^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (7.4)$$

$$S_d = \frac{\pi \cdot 2^2}{4}$$
$$S_d = 3,142 \text{ mm}^2$$

Počet otvorů sprchy tedy je:

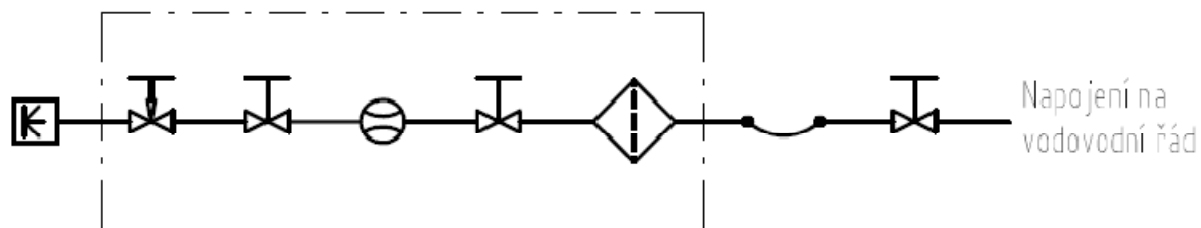
$$P_o = \frac{S_t}{S_d} \quad [-] \quad (7.5)$$

$$P_o = \frac{491}{3,142}$$
$$P_o = 156,3 \text{ otvorů}$$

Voleno počet otvorů sprchy $P_o=160$

7.2 ZAPOJENÍ SYSTÉMU KROPENÍ NA VODOVODNÍ ŘÁD

Řád kropení směsi (Obr. 35) je dimenzován na jmenovité množství studené vody 1 l/s. Množství vody do sprchovače mísiče lze regulovat ručním regulačním ventilem a navíc je spotřeba vody měřena průtokoměrem zabudovaný v řádu systému kropení. Z důvodů zabezpečení čistoty vody je před vlastní vodoměr instalováno vodní síto (filtr). Systém měření a regulace je umístěn na samostatném rámu, který lze v případě potřeby odpojit od sprchovače. Propojení mezi tlakovým zdrojem vody a systémem regulace je řešen tlakovou hadicí s koncovkami šroubením 1".



LEGENDA SYMBOLŮ SCHÉMATU

-  Rozprašovač (hlavice kropení)
-  Ruční regulační ventil
-  Ruční uzavírací ventil
-  Průtokoměr
-  Plnoprůtočný filtr
-  Hadice

Obr. 35 Schéma zapojení kropení na vodovodní řád

7.2.1 HLAVNÍ VENTIL ŘÁDU SYSTÉMU KROPENÍ

Otvírání nebo zavírání toku vody pro systém kropení zajišťuje elektromagnetický solenoidový dvupolohový ventil (Obr. 36) od firmy ASCO. Dle katalogového listu [15] byl vybrán ventil s produktovým označením SCG 238A050. Ventil je umístěn hned za napojením na vodovodní řád. Ovládání ventilu je řešeno pomocí spínače, který ovládá spouštění řádu pro systém kropení.



Obr. 36 Elektromagnetický solenoidový ventil typ SCG 238A050 [15]

**Parametry solenoidového ventilu:**

Pracovní tlak: 0 – 10 bar
Standardní napětí: 230V/50Hz
Velikost závitů: G1
Světlost potrubí: DN25

7.2.2 PRŮTOKOMĚR ŘÁDU KROPENÍ SMĚSI

Pro prvotní nastavení správného množství dodávky vody je navržen průtokoměr (Obr. 37) od firmy BADGER METER. Dle katalogového listu je volen průtokoměr [16] typu TP a velikosti světlosti DN 24 přírubového provedení. Tento typ průtokoměru je ideálně přizpůsoben pro přesné měření okamžitého ale i celkového průtoku kapaliny.



Obr. 37 Turbínový průtokoměr typu TP [16]

Parametry průtokoměru:

Rozsah průtoku: 1,5 – 15 m³/h
Jmenovitá světlost: DN 25

7.2.3 RUČNÍ REGULAČNÍ VENTIL

Od firmy FLUIDTECHNIK volím z katalogového listu regulační ventil [17] s typovým označením 110-MS-1. Tento ventil (Obr. 38) přesně nastaví množství potřebné pro správné vlhčení směsi mísiče.



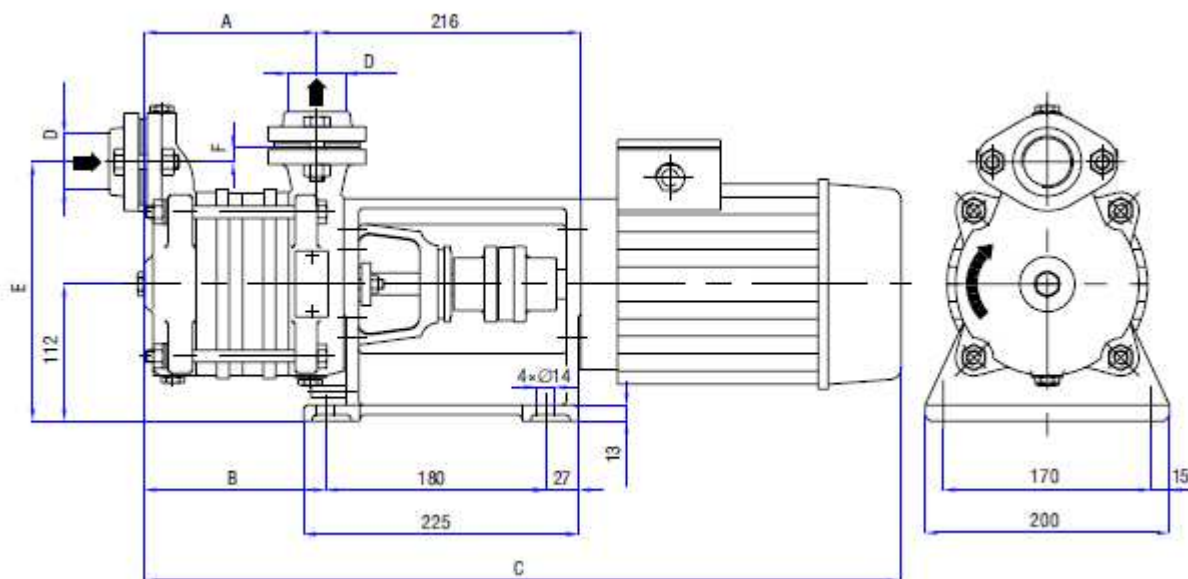
Obr. 38 Ruční regulační jehlový ventil [17]

7.3 ZAPOJENÍ SYSTÉMU KROPENÍ NA OTEVŘENOU NÁDRŽ

V případě, že není k dispozici tlakový zdroj vody, lze použít alternativního řešení. Na samostatném rámu je namontováno samonasávací odstředivé čerpadlo (Obr. 39) typového označení 25-SVA-1 s elektromotorem od výrobce SIGMA PUMPY HRANICE, které je také spouštěno pomocí spínače pro systém kropení směsi. Toto čerpadlo [23] je dále doplněno potřebným příslušenstvím jak na straně sání zpětným sacím košem s hadicí, tak na výtlačné straně zpětnou klapkou a ručním trojcestným uzavíracím ventilem a ukazovatelem tlaku vody na výstupu viz příloha č. 1. Tento zdroj tlakové vody je poté připojen tlakovou hadicí na komponenty uvedené v kapitole 6.3.

Tab. 4 Rozměry odstředivého čerpadla

ČERPADLO	A	B	C	D	E	F
25-SVA-1	98	104	561	G1"	202	10



Obr. 39 Rozměry odstředivého čerpadla 25-SVA-1 [23]

Technické parametry čerpacího soustrojí:

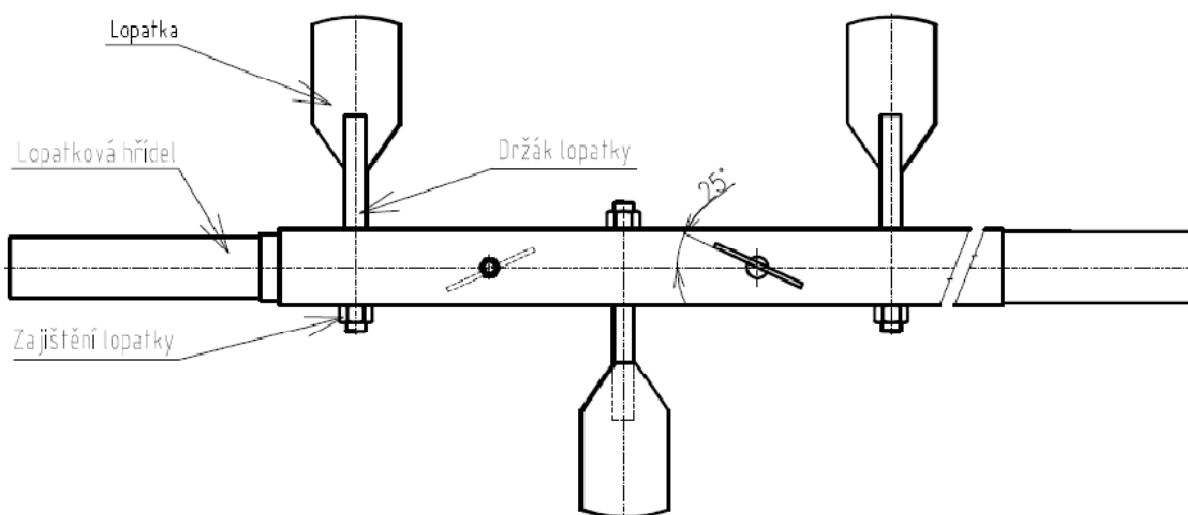
Maximální sací výška H_s :	7 m
Maximální výtlačná výška H_v :	11 – 28 m
Výkon elektromotoru P_ζ :	1,1 kW
Otáčky elektromotoru n_ζ :	1450 min ⁻¹
Sací a výtlačné hrdlo:	DN 25
Rozsah průtoku Q_ζ :	0,3 – 1 l.s ⁻¹
Hmotnost soustrojí 25-SVA-1:	41 kg

Hadice jak na sání čerpadla, tak i na propojení buď z výtlačku čerpadla, nebo z veřejného vodovodního řádu byly navrženy z důvodů větší flexibility. V případě trvalé instalace zařízení ve výrobním závodě je potřebné hadice nahradit potrubím dané dispozicí objektu kde bude míšič umístěn.

8 HLAVNÍ ČÁSTI KONTINUÁLNÍHO MÍSIČE

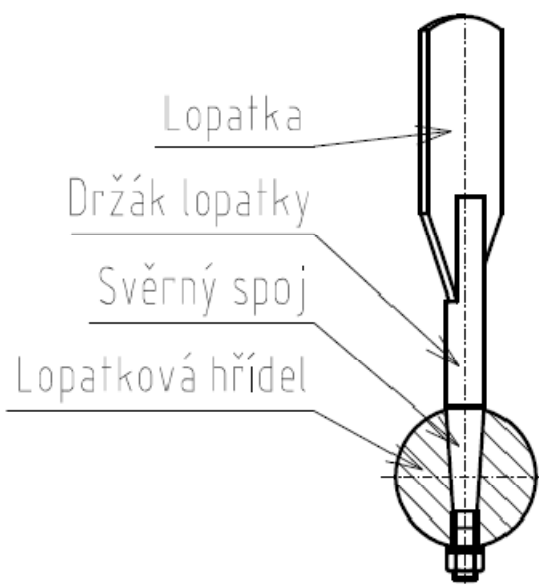
8.1 HŘÍDEL MÍSIČE

Jak již bylo řečeno, jedná se o dvouhřídelový šnekový mísič. Hnací hřídel je přímo spojena pomocí pružné spojky s pohonem stroje a hnaná hřídel je poháněna pomocí ozubeného soukolí, který zajišťuje protisměrné otáčení hřídelů. Obě hřídele jsou vyrobeny z ocele třídy 11 500. Hřídele jsou uložena ve dvou ložiscích, a to v části předního čela, kde ložisko zachycuje jak radiální zatížení od hmotnosti hřídele tak axiální zatížení vyvolané natočením lopatek hřídele, a v koncovém čele, kde je ložisko zatíženo pouze radiální silou od vlastní hmotnosti hřídele. Dále je jak na hnacím hřídeli, tak na hnaném hřídeli v části předního čela pomocí upínacího pouzdra uloženo ozubené kolo. Hřídel je počítána na vyšší bezpečnost, protože hřídel pracuje ve vlhkém a abrazivním prostředí.



Obr. 40 Hřídel mísiče

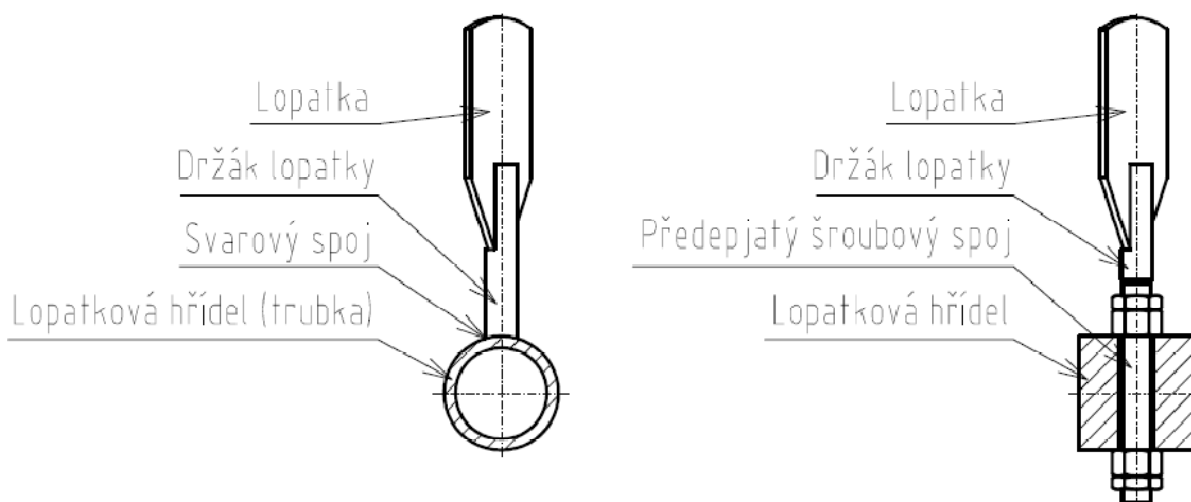
Lopatky jsou nastaveny a uloženy do pomyslné šroubovice (Obr. 40). Nastavení samotných lopatek je jednou z nejdůležitějších věcí celého stroje. Úhel nastavení lopatek má být voleno s ohledem na kvalitu promísené směsi. Při samotném návrhu mísiče bylo voleno nastavení úhlu lopatky vzhledem k ose hřídele 25° . Materiál lopatky a držáku lopatky je ze svařitelné oceli 11 373. Lopatka s držákem lopatky jsou spojeny pomocí sváření a na samotnou hřídel pak připevněny svěrným kuželovým spojem s kuželovitostí 1:10 a pro dosažení sevření kužele opatřen konec držáku šroubovým spojem (Obr. 41). Výhodou tohoto spoje je takový, že dokonale zabrání možnému pootočení lopatky při provozu stroje. Lopatku je možno vyměnit případně přestavit pomocí speciálního stahováku určený pro demontáž lopatky tak aby nedošlo k deformaci konce držáku lopatky.



Obr. 41 Uložení lopatky pomocí svěrného spoje

Dále je možno použití jiných variant uložení. Jedním s možných řešení spojení lopatky a hřídele je pomocí svarového spoje (Obr. 42), kde umožňuje použití trubky jako hřídele. Hřídel je pak menší hmotnosti, při dlouhých hřídelích je ušetřeno financí a je také možno navrhnout kompaktnějšího a lehčího stroje. Hlavní nevýhodou použití tohoto spoje je nemožnost přestavení úhlu lopatek a také při případném poškození lopatky je nutno použít destruktivní metody (řezání).

Jedním z dalších možností spojení lopatky s hřídelí mísiče je pomocí šroubového spoje (Obr. 42). Při použití tohoto spoje je obtížné přesné nastavení průměru opisovaného lopatkami, dále pak není u použití tohoto spoje dokonale zajištěno zabránění pootočení lopatky při provozu mísiče.

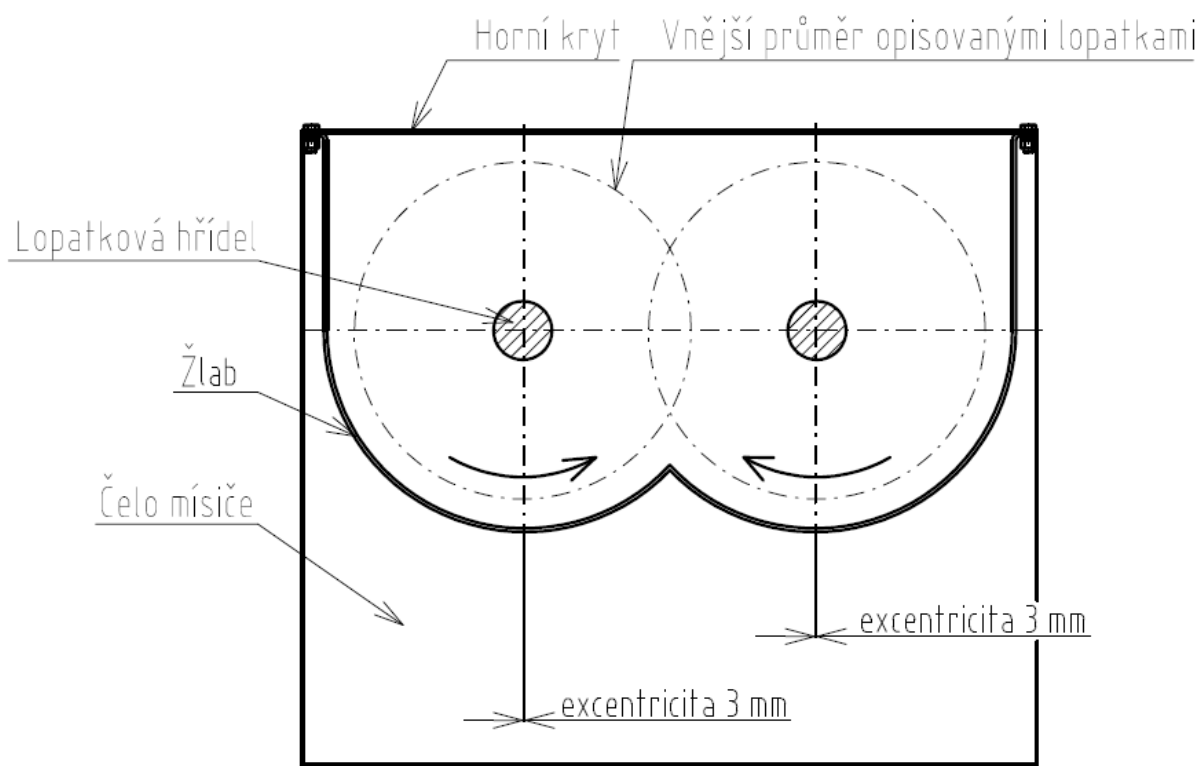


Obr. 42 Uložení pomocí svarového spoje (vlevo), uložení pomocí šroubového spoje (vpravo)



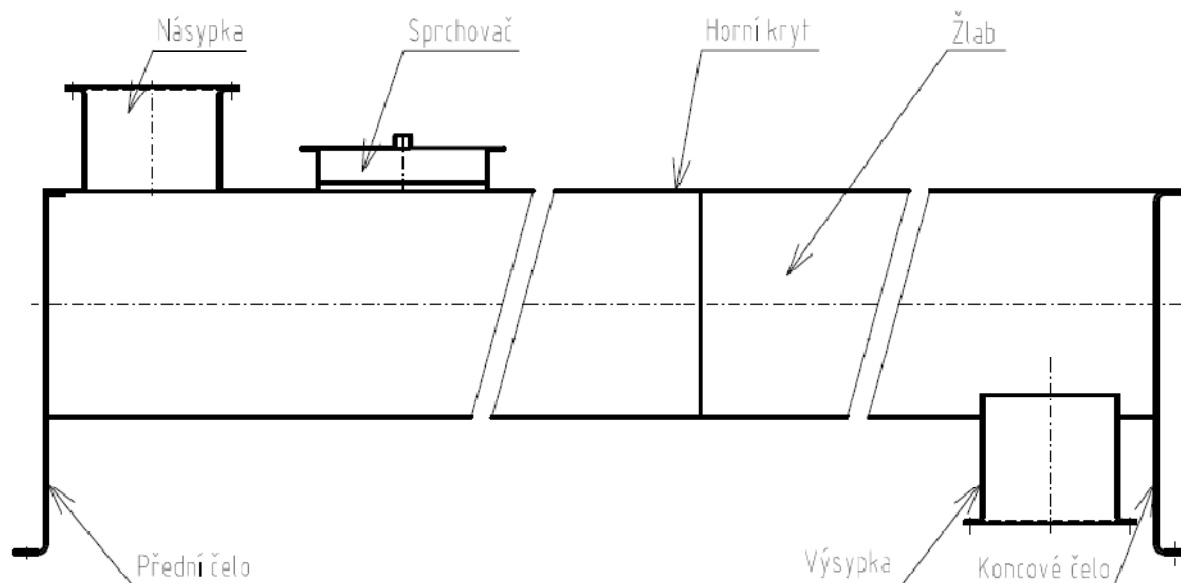
8.2 TĚLO MÍSIČE

Tělo nebo také můžeme nazvat skříň mísiče (Obr. 43), tvoří nosnou částí mísiče stroje. Má tvar písmene dvojitého U (možno i použití žlabu tzv. trubkového). Žlab je zhotoven z plechu o tloušťce 5 mm a materiálu 11 523. Pro dosažení větší tuhosti žlabu jsou horní okraje ohnuty ven a tím také připevníme horní víko mísiče. Minimální vůle mezi lopatkou mísiče a žlabem je volena 8 mm s ohledem na dodávku elektrárenského popílku, kde je možné zabloudění většího kusu. Pro lepší manipulovatelnost s díly skříňe mísiče je žlab a horní kryt dělen na dvě části. Žlab je spojen pomocí sváření a horní kryt pro snadnou demontáž při případných opravách je spojen šrouby jak mezi sebou tak ke žlabu mísiče (Obr. 44). Konce žlabu jsou pak přišroubovány k přednímu a zadnímu čelu. Tyto čela slouží i zároveň jako nohy pro připevnění stroje k podlaze či konstrukci haly, kde bude stroj umístěn. Na horním krytu v přední části mísiče je připevněna násypka ve tvaru obdélníku a hned za ní je umístěn systém kropení pro správné vlhčení směsi. Na konci mísiče ve dně žlabu je pro odvod směsi umístěna výsypka taktéž ve tvaru obdélníku (Obr. 44)



Obr. 43 Řez konstrukce skříňe mísiče

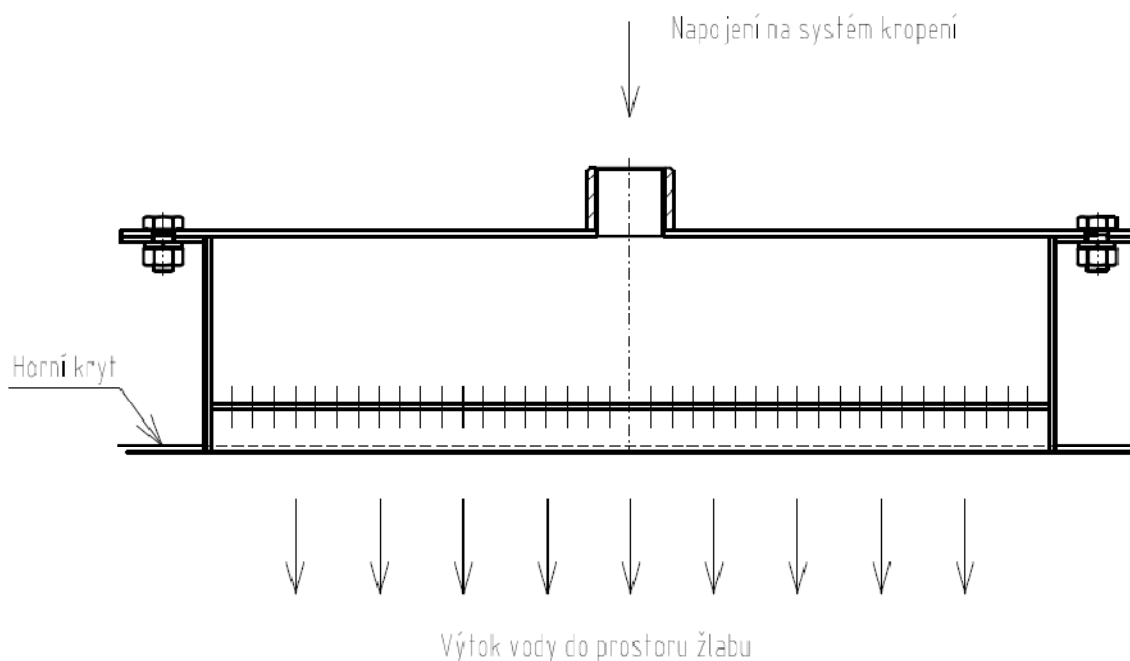
Lopátkové hřídele jsou uloženy vzhledem ke žlabu mísiče excentricky. Tímto se předchází možnému klínování drobných částic v mezeře mezi žlabem a lopatkou mísiče. Velikost excentricity byla volena pro každou z obou hřídelí $e=3$ mm.



Obr. 44 Schéma konstrukce skříňě mísiče

8.3 SPRCHOVAČ MÍSIČE

Aby bylo dosaženo potřebné vlhkosti mísené směsi, byl navrhnut sprchovač (Obr. 45) pro rovnoměrné kropení směsi. Voda do sprchovače je přiváděna potřebným potrubím, záleží na zdroji vody. Sprcha je vyrobena z plechu o tloušťce 3 mm z materiálu 11 373 a dále dno sprchovače opatřeno otvory pro rovnoměrný tok vody do prostoru žlabu. Sprchovač je přivařen k hornímu krytu žlabu těsně za násypkou. Aby byla možnost vyčištění vnitřní části sprchovače je horní díl utěsněn a přišroubován. Při montáži je dále opatřena patřičnými komponenty zajišťující správnou dodávku vody.



Obr. 45 Schéma sprchovače



9 MONTÁŽ A ÚDRŽBA MÍSIČE

Mísič je možné namontovat na předem navrhnutou ocelovou konstrukci určenou pro tento stroj, nebo je také možné montovat mísič na betonovou podlahu. Při montáži mísiče je nutné zajistit dostatečný prostor v okolí montáže pro manipulaci s dílci.

V následující části je předpokládáno montáže na betonovou podlahu. Betonové patky musí být vyrovnány a vodorovné. Případné dilatace mezi patkou a nohou mísiče je vypořádána podložkami jimi určenými. Patky musí být konstruovány tak aby mísič nepřenesl patřičné chvění na okolní stroje či podlahu.

Utěsnění vík, horního krytu, krytu pro ozubené soukolí, hlava sprchovače, násypky a výsyvky je provedeno pomocí těsnícího tmelu.

Kontrola a výměna oleje v převodovce se uskutečňuje po záběhu převodovky (200 až 300 motohodin), a dále pak po 2500 až 5000 provozních hodinách nebo po dvou letech, tak jako i olej v prostoru ozubeného soukolí, který umožňuje protisměrný chod hřídelí. Další části mísiče které je nutno mazat a kontrolovat je nutné kontrolovat a případně doplnit plastickým mazivem jednou za 2 měsíce.



10 UVEDENÍ MÍSIČE DO PROVOZU

V místě instalace po skončení montážních prací je nutno provést kontrolu správnosti sestavení stroje za klidu. Před prvním uvedením stroje do provozu je nutné zkontrolovat správné otočení hřídelí a při každém zásahu do elektroinstalace je taktéž nutno provést tuto kontrolu při demontovaném horním krytu stroje. Dále je nutno zkontrolovat a případně dodat provozní kapaliny jakožto olej do převodové skříně a mazací tuk do koncového ložiska.

Spouštění a ovládání mísiče se děje ve třech etapách:

Obsluha mísiče vždy zapne jako první a vypne jako poslední motorový spouštěč, který uvede do chodu vlastní stroj. Pokud to není nezbytně nutné, není doporučeno zastavovat mísič při běžném provozu, čili při mísení směsi ve žlabu. Při vypnutí pohonu je vždy nutné napřed zastavit dávkování suché směsi a také zastavit systém kropení směsi a vyprázdnit prostor žlabu.

Po spuštění vlastního stroje se uvede do chodu systém kropení směsi. Toto se děje také pomocí spínače, kterým se uvede do chodu buď čerpadlo, nebo se otevře solenoidový ventil, kterým se otevře vodovodní řád. Tento spínač je vhodný navrhnout samostatně z důvodu možnosti vypláchnutí zbytků směsi z prostoru žlabu po provozu.

V poslední řadě je pomocí spínače pro dávkování suché směsi spuštěny klapky od vlastních materiálů potřebných pro vytvoření směsi. Pokud chceme vypnout mísič je napřed vhodné vypnout spínač pro dávkování a počkat až dojde k úplnému vyprázdnění prostoru žlabu.

Po uvedení stroje do běžného provozu je nutné zkontrolovat kvalitu a množství (výkonnost) dodávané směsi strojem. Při případné nespokojenosti s kvalitou směsi je možné přestavit úhel lopatek vůči ose hřídele pomocí speciálního stahováku určeného pro lopatku. Dále je vhodné překontrolovat těsnost a dotažení spojů, klidný chod stroje a teplotu ložisek. Při případné dlouhodobé odstávce stroje je nutné řádně vypláchnout prostor žlabu tak aby nedošlo k zatvrdnutí zbytků směsi.



ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývala návrhem a konstrukcí kontinuálního šnekového mísiče pro mísení jílu, vápna, cementu a elektrárenského popílku s vodou, při zadané výkonnosti mísiče $8 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Byl proveden výpočet hlavních rozměrů mísiče. Pro požadované množství míseného materiálu byl vypočten výkon pro pohon stroje. Dle vypočteného výkonu byla volena pohonná jednotka mísiče, její spojení pomocí spojky s hnacím hřídelem a pro zajištění protisměrného chodu hnací hřídele s hnanou hřídelí bylo navrženo ozubené soukolí. Byla provedena pevnostní kontrola důležitých částí stroje, jakožto hřídele mísiče a příslušné lopatky připevněné na hřídel mísiče. Navržené části vyhovují bezpečnosti určené pro provoz tohoto stroje. Konstrukční řešení mísiče bylo provedeno pomocí programu AutoCad a následně zahrnuto do výkresové dokumentace této práce.

Problematika teorie mísení byla nastíněna jen částečně. Byl stanoven pojem partikulární látka a proces popisu napjatosti dané partikulární látky. Problematika mísících procesů je velice rozsáhlá a vyžaduje praktické zkušenosti při návrhu samotného stroje. Při prvním uvedení stroje do provozu je nutné zkontrolovat kvalitu mísené směsi. Při případném nedostatku kvality směsi je možno přenastavit úhel mezi lopatkou a vlastním hřídelí mísiče.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

LITERATURA

- [1] BOLEK, Alfréd; KOCHMAN, Josef. *Části strojů : I. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha : SNTL, 1989. 775 s. L13-E1-IV-41f/22326
- [2] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 12. přeprac. vyd. Praha : SNTL, 1968. 2 sv. (1184, 1228 s.). L13-E1-IV-51/22127/IX
- [3] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. Praha : SNTL/ALFA, 1979. 456 s. L13-C3-V-41/28515
- [4] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: VUT, 1988. 277 s.
- [5] JANÍČEK, Přemysl, et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I.* 3. přeprac. vyd. Brno: Cerm, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [6] KRÍŽ, Rudolf; VÁVRA, Pavel. *Strojírenská příručka : 24 oddílů v osmi svazcích*. Svazek 5, O - Technika konstruování ; P - Technická dokumentace ; R - Části strojů a převody (1. část). 1. vyd. Praha : Scientia, 1994. 241 s. ISBN 80-858-2759-X
- [7] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vyd. Úvaly : Albra, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [8] MALÁŠEK, Jiří. *Identifikace napjatosti, deformace a proudění v nehomogenních materiálech*. Brno : VUT FSI, 2008. 87 s. Habilitační práce.
- [9] MEDEK, Jaroslav. *Mechanické pochody*. 3. vyd. Brno : VUT Brno, 1998. 217 s. ISBN 80-214-1264-X.
- [10] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů*. 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1986. 244 s.
- [11] POLICKÝ, Zdeněk. *Keramické a úpravářské stroje I*. 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1989. 200 s. ISBN 80-214-1066-3.
- [12] REKTORYS, Karel, et al. *Přehled užití matematiky*. Vyd. 1. Praha : SNTL, 1963. 1140 s. L11-E1-IV-51-1364.
- [13] ŘASA, Jaroslav; ŠVERCL, Josef. *Strojnické tabulky 1*. 1. vyd. Praha : Scientia, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [14] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. 1. vyd. Brno : Cerm, 2006. 223 s. ISBN 80-7204-465-6.

**FIREMNÍ KATALOGY**

- [15] Asco. *Katalog solenoidové ventily* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.ascojoucomatic.cz/data/dokumenty/V311-00039cz.pdf>>.
- [16] Badger Meter. *Katalog Průtokoměry typu TP* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.badgermeter.cz/fileadmin/user_upload/produkty/dokumentace/mechanicke_prutokomery/turbinove/Turbiny_TP_a_TPH__KAL_1104.pdf>.
- [17] FLUIDTECHNIK Bohemia. *Katalog Průmyslové armatury-ventily* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.fluidbohemia.cz/resources/upload/data/986_Fig.110_2010.pdf>.
- [18] Has CZ. *Katalog Dvouhřídelové šnekové míchačky* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.has.cz/download/MESC_0404.pdf>.
- [19] KTR. *Katalog firmy 2011* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/ktr_kat00ek00.pdf>.
- [20] MATEZA. *Katalog upínací pouzdra CAL* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.mateza.cz/pdf/064104.pdf>>.
- [21] NILOS. *Katalog NILOS RINGS* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www2.nilos-ring.de/DWD/_111327/upload/media_4190.pdf>.
- [22] Siemens. *Katalog nízkonapěťové motory 1LE1* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81/cat_d81_01-2007_cz.pdf>.
- [23] Sigma pumpy Hranice. *Samonasávací čerpadla SVA* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.sigmapumpy.com/sph/cz/katalogPodrobnyVypis.php?id=103>>.
- [24] Strojírny Kukleny. *Pomaluběžné excentrické reduktory EC BOX* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.strojirna.cz/index.php/cs/strojirenska-vyroba/pomalubne-excentricke-reduktory-ec-box/popis>>.
- [25] SKF. *Stojatá ložisková tělesa SNL* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=260260&lang=cs>.
- [26] ZKL GROUP. *Katalog ložisek* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\%_{\text{cement}}$	[%]	procentuální obsah cementu ve směsi
$\%_{\text{jíl}}$	[%]	procentuální obsah cihlářského jílu ve směsi
$\%_{\text{popílek}}$	[%]	procentuální obsah elektrárenského popílku ve směsi
$\%_{\text{vápno}}$	[-]	procentuální obsah vápna ve směsi
$\%_{\text{voda}}$	[%]	procentuální obsah vody ve směsi
a_{sk}	[m]	skutečná rozteč os lopatkových hřídelů
a_{t}	[m]	teoretická rozteč os lopatkových hřídelů
a_{w}	[mm]	skutečná vzdálenost os
b	[mm]	šířka lopatky
b'	[m]	vzdálenost částice směsi od geometrického poloměru lopatky
b_{k}	[mm]	šířka obdélníku zjednodušeného průřezu
b_{w}	[mm]	teoretická šířka ozubeného soukolí
c_{a}	[mm]	hlavová vůle
c_{H}	[-]	korekční součinitel pro nulový úhel stoupání žlabu
D	[m]	minimální vnější průměr opisovanými lopatkami
$D_{1\text{m}}$	[mm]	malý průměr závitů matice
d_{a}	[mm]	průměr hlavové kružnice
$d_{\text{a}1,2}$	[mm]	průměr hlavové kružnice
$d_{\text{b}1,2}$	[mm]	průměr patní kružnice
d_{H}	[m]	průměr lopatkového hřídele
d_{H}	[m]	průměr lopatkové hřídele
D_{L}	[m]	skutečný navrhovaný průměr opisovanými lopatkami hřídele
d_{l}	[m]	průměr držáku lopatky
dm	[kg]	element hmoty
d_{r}	[mm]	průměr roztečné kružnice ozubeného kola
d_{S}	[m ²]	element plochy
d_{s}	[mm]	střední průměr kužele
d_{s}	[mm]	velký průměr závitů šroubu
$d_{\text{s}2}$	[mm]	střední průměr závitů šroubu
$d_{\text{s}3}$	[mm]	malý průměr závitů šroubu
d_{z}	[mm]	průměr základní kružnice
e	[-]	koeficient závislý na druhu ložiska



F	[N]	síla působící na částici ze strany mísené směsi
f	[-]	součinitel tření částice o lopatku i žlab
f_n	[MPa]	výsledná velikost obecného napětí
F_N	[N]	normálová síla, kterou se částice vtlačuje mezi lopatku a plášť koryta
F_{RO}	[N]	radiální síla ozubeného soukolí
$F_{RO1,2}$	[N]	radiální síla připadající na jedno ložisko
$F_{\dot{s}}$	[N]	osová síla ve šroubu
F_t	[N]	obvodová síla na roztečné kružnici
F_{tmax}	[N]	jednorázové maximální zatížení
F_u	[N]	potřebná lisovací síla
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[mm]	výška zubu
h_a	[mm]	výška hlavy zubu
h_f	[mm]	výška paty zubu
h_o	[mm]	výška obdélníku zjednodušeného průřezu
i_m	[-]	počet závitů matice
K	[-]	kuželovitost spoje
k_{τ}	[-]	bezpečnost proti únavovému lomu v krutu
K_A	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[-]	provozní součinitel
$K_{F\alpha}$	[-]	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{F\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro ohyb
K_H	[-]	součinitel přídavných zatížení
K_H	[-]	součinitel přídavných zatížení
$K_{H\alpha}$	[-]	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky na dotyk
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk
k_n	[-]	součinitel naplnění mísiče
k_p	[-]	součinitel přerušení povrchu šnekovnice
K_P	[-]	pomocný součinitel
K_Q	[-]	pomocný součinitel
k_r	[N.m ⁻²]	měrný koeficient odporu proti pohybu lopatek ve směsi
k_s	[-]	bezpečnost proti skluzu



k_v	[-]	součinitel vracení se směsi
K_v	[-]	součinitel rychlosti
k_σ	[-]	bezpečnost proti únavovému lomu v ohybu
L	[m]	účinná délka žlabu mísiče
l	[-]	exponent závislý na druhu ložiska
l_h	[m]	délka lopatkového hřídele mezi ložisky
l_k	[m]	délka spoje pomocí kužele
M_A	[N.m]	třecí moment v dosedací ploše
m_c	[kg]	hmotnost lopatkového hřídele
m_h	[kg]	hmotnost lopatkové hřídele
$M_{k1,2}$	[Nm]	maximální krouticí moment přenášený na jeden lopatkový hřídel
M_{k2max}	[N.mm]	maximální přenášený krouticí moment převodovky
M_{kl}	[N.m]	potřebný krouticí moment pro otáčení lopatek hřídelí
M_{klo}	[N.m]	krouticí moment potřebný pro otáčení jedné lopatky
m_l	[kg]	celková hmotnost lopatek připadající jedné lopatkové hřídeli
m_n	[mm]	normální modul ozubení
M_Z	[N.m]	třecí moment v závitě
n	[-]	hlavní normála kluzné čáry
n_2	[s ⁻¹]	otáčky lopatkového hřídele
N_F	[-]	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
P	[W]	potřebný příkon pro pohon mísiče
p_{Dz}	[MPa]	dovolený tlak v závitech šroubu
P_l	[-]	celkový počet lopatek pro oba lopatkové hřídele
P_{lh}	[-]	počet lopatek na jeden lopatkový hřídel
P_o	[W]	příkon pro otáčení lopatkové hřídele
p_s	[-]	počet stoupání jednoho lopatkového hřídele
P_s	[W]	příkon pro sunutí mísené směsi žlabem
P_z	[mm]	rozteč závitu
q_h	[N.m ⁻¹]	spojité zatížení od hmotnosti lopatkové hřídele
Q_{h2o}	[m ³ .s ⁻¹]	potřebný objemový průtok vody sprchou
Q_m	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní výkonnost mísiče
Q_{vm}	[m ³ .hod ⁻¹]	objemová výkonnost mísiče
Q_{vs}	[m ³ .hod ⁻¹]	skutečná objemová výkonnost mísiče



R	[m]	poloměr válcové části žlabu
r_1	[m]	vnitřní poloměr opisovaný lopatkou
r_2	[m]	vnější poloměr opisovaný lopatkou
R_C	[N]	reakce v místě C uložení ložiska
R_D	[N]	reakce v místě D uložení ložiska
R_k	[m]	teoretický poloměr kruhu
r_m	[mm]	poloměr třecí plochy
R_s	[m]	účinný poloměr lopatek
s	[m]	stoupání šnekovnice
$S_{H1,2}$	[-]	bezpečnost proti tvorbě pittingů
S_k	[m ²]	obsah plochy teoretického kruhu
S_m	[m ²]	skutečná plocha průtoku materiálu v mísiči při plném zaplnění
S_{mat1}	[m ²]	skutečná plocha průřezu toku materiálu připadající na jeden lopatkový hřídel
S_{nm}	[m ²]	skutečný teoretický průřez toku materiálu
$S_{\dot{s}}$	[mm ²]	plocha průřezu šroubu
S_{troj}	[m ²]	obsah trojúhelníka kruhové výseče
S_{usec}	[m ²]	obsah plochy úseče kruhu
S_v	[m ²]	obsah kruhové výseče
t	[mm]	rozteč zubů soukolí
t_b	[mm]	základní rozteč
t_l	[m]	tloušťka lopatky
t_m	[s]	doba průchodu mísené směsi žlabem
u	[-]	převodový poměr soukolí
V	[-]	rotační součinitel závislý na způsobu zatížení
V_{HV}	[MPa]	tvrdost zubu na boku
v_k	[m.s ⁻¹]	střední rychlost proudění vody v průtočném průřezu
v_L	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost lopatek
v_m	[mm]	výška matice
v_{ob}	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost lopatky
v_{os}	[m.s ⁻¹]	osová rychlost pohybu materiálu
W_{kc}	[mm ³]	průřezový modul zjednodušeného průřezu v krutu
W_{kh}	[mm ³]	průřezový modul v krutu pro kruhový průřez
W_{ko}	[mm ³]	průřezový modul v krutu pro obdélníkový průřez



W_{oh}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu pro kruhový průřez
W_{oo}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu pro obdélníkový průřez
w_{td}	[MPa]	měrné dovolené zatížení zubu
X	[-]	součinitel dynamického radiálního zatížení ložiska procentuální poměr zmenšení průřezu při daném přiblížení
x_p	[%]	lopatkových hřídelů
Y	[-]	součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska
Y_{FS}	[-]	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
Y_N	[-]	součinitel životnosti (pro ohyb)
Y_X	[-]	součinitel velikosti zatížení pro ohyb
Y_β	[-]	součinitel skluzu zubu
Y_δ	[-]	součinitel vrubové citlivosti
Y_ε	[-]	součinitel vlivu záběru profilu
z	[-]	počet lopatek na jedno stoupání šnekovnice
z_1	[-]	počet zubů ozubeného kola hnací kolo
z_2	[-]	počet zubů ozubeného kola hnané kolo
Z_E	[MPa]	součinitel mechanických vlastností materiálů spoluzabírajících ozubených kol
Z_H	[-]	součinitel tvaru zubů pro dotyk
Z_L	[-]	součinitel maziva
Z_R	[-]	součinitel drsnosti boku zubů
Z_V	[-]	součinitel obvodové rychlosti
Z_ε	[-],	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
α	[°]	úhel nastavení lopatky v úči ose hřídele
α	[°]	úhel sklonu lopatky v úči ose lopatkové hřídele
α_B	[-]	Bachův opravný součinitel
α_o	[°]	normalizovaný úhel záběru
α_O	[°]	úhel záběru ozubeného soukolí
α_p	[-]	součinitel poměru stran pro krut obdélníkového průřezu
α_s	[°]	úhel skosení kužele
α_v	[°]	středový úhel kruhové výseče
α_z	[°]	úhel zachycení, pod kterým je tvrdá částice uchopena lopatkou a přemísťuje se po povrchu pláště
β	[°]	úhel stoupání šnekovnice
β_s	[°]	skutečný úhel stoupání šnekovnice



β_t	[°]	úhel sklonu zubu
β_τ	[-]	vrubový součinitel pro krut
β_σ	[-]	vrubový součinitel pro ohyb
δ	[°]	úhel naklonění lopatky ke šroubové ploše
ε_p	[-]	součinitel vyjadřující vliv jakosti povrchu na mez únavy
ε_α	[-]	součinitel záběru profilu
μ	[-]	koeficient odporu proti pohybu
μ_m	[-]	součinitel tření v závitech
ρ_C	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost cement
ρ_{Ca}	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost vápno
ρ_{CJ}	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost cihlářský jíł
ρ_{EP}	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost elektrárenský popílek
ρ_{Fe}	[kg.m ⁻³]	hustota oceli při teplotě 18°C
ρ_{H_2O}	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost voda
ρ_s	[kg.m ⁻³]	objemová hmotnost mísené směsi
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	[MPa]	hlavní napětí
σ_a	[MPa]	amplituda napětí v ohybu
σ_{co}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu pro míjivý ohyb
$\sigma_{Dš}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_F	[MPa]	ohybové napětí zubu
σ_{Flim}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_H	[MPa]	výpočtové napětí v dotyku
σ_{H0}	[MPa]	napětí v dotyku při ideální zatížení přesných zubů
σ_{Hlim}	[MPa]	mez únavy v dotyku
σ_m	[MPa]	střední hodnota napětí v ohybu
σ_n	[MPa]	velikost normálové složky napětí
σ_{oh}	[MPa]	napětí v ohybu v místě zeslabeného průřezu hřídele
$\sigma_{tš}$	[MPa]	tahové napětí ve šroubu
τ_a	[MPa]	amplituda napětí v krutu
τ_{ck}	[MPa]	mez únavy v krutu
τ_{kD}	[MPa]	dovolené napětí v krutu



τ_{kh}	[MPa]	napětí v krutu v místě zeslabeného průřezu hřídele
τ_m	[MPa]	střední hodnota napětí v krutu
τ_n	[MPa]	velikost smykové složky napětí
φ	[°]	úhel tření mezi materiálem a žlabem mísiče
φ_s	[°]	třecí úhel
φ_z	[°]	třecí úhel
Ψ	[-]	součinitel optimálního zaplnění
ψ	[-]	poměr šířky zubu k modulu
ψ_t	[-]	součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu
ψ_z	[°]	úhel stoupání závitu
ψ_σ	[-]	součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost hřídele



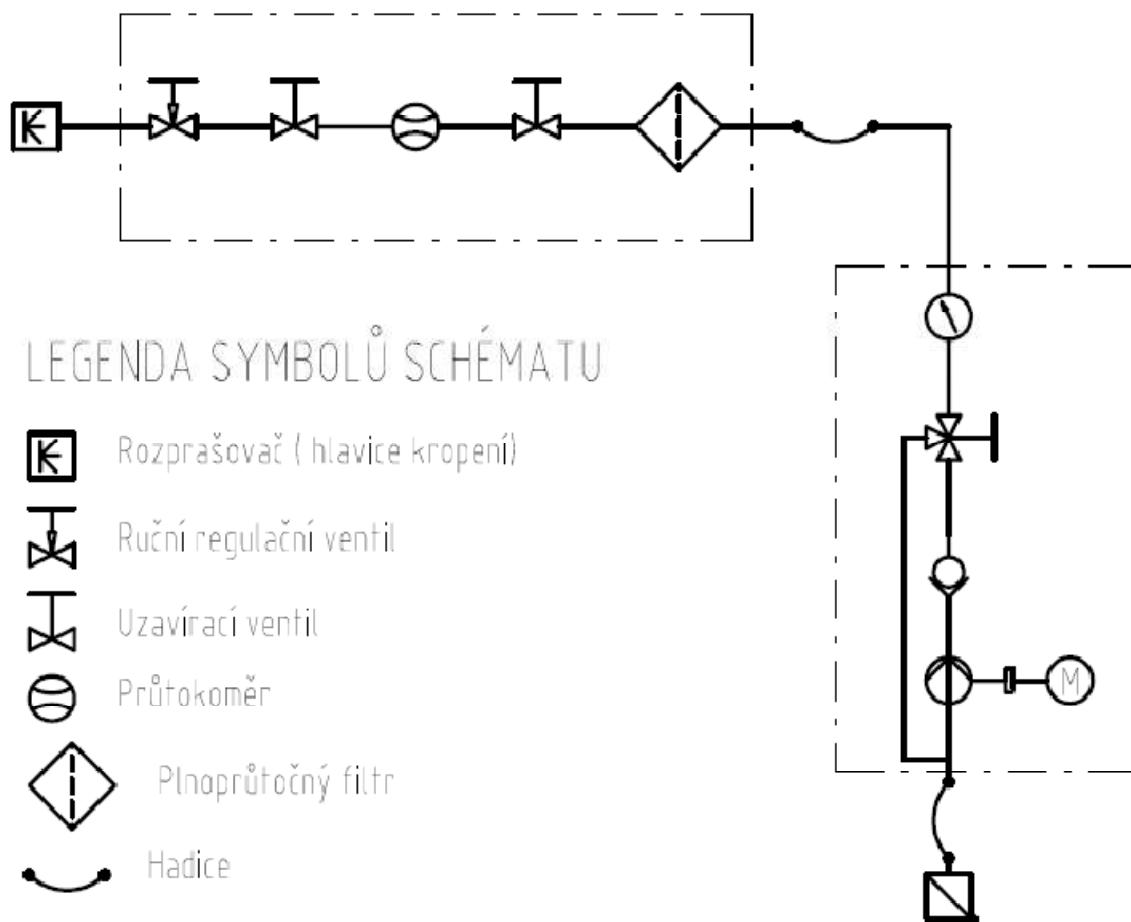
SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

1	Kontinuální mísič	5O33-11.00-A
2	Hnací hřídel	5O33-11.01-C
3	Hnaný hřídel	5O33-11.02-C
4	Lopatka	5O33-11.03-D
5	Sprchovač	5O33-11.04-D
6	Ozubené kolo	5O33-11.05-D
7	Úchyt lopatky	5O33-11.03-1-E
8	Plocha lopatky	5O33-11.03-2-E
9	Dno sprchovače	5O33-11.04-1-D



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – Schéma kropení mísiče (napojení na nádrž)



LEGENDA SYMBOLŮ SCHÉMATU

-  Rozprašovač (hlavice kropení)
-  Ruční regulační ventil
-  Uzavírací ventil
-  Průtokoměr
-  Plnoprávový filtr
-  Hadice
-  Tlakoměr
-  Třícestný uzavírací ventil
-  Jednocestný ventil
-  Odstředivé čerpadlo
-  Zpětný sací koš
-  Elektromotor čerpadla
-  Spojka čerpadla