



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SPIRÁLNÍ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

SPIRAL CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Ploc

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jakub Ploc
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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

Spirální šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry.

Provést výběr dopravovaných materiálů vhodných pro tento typ dopravníku.

Dopravní výkon 850 kg.h⁻¹.

Dopravní vzdálenost 7,5 m.

Dopravní převýšení 0,6 m.

Dpravovaný materiál max. objemové hmotnosti 1730 kg.m⁻³.

Cíle bakalářské práce:

Vytvoření předpokladu funkčnosti spirálního šnekového dopravníku v závislosti na sklonu dopravníku při dopravě směrem vzhůru.

Provedení funkčního výpočtu dopravníku, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu.

Nakreslení sestavného výkresu dopravníku a detailu svarku šneku.

Porovnání tohoto konstrukčního řešení s klasickým šnekovým dopravníkem.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Spirální šnekové dopravníky, jakožto dopravníky bez tažného elementu využívají pro dopravu účiny rotující spirály. K zajištění správného chodu při dopravě směrem vzhůru je v této práci vytvořen předpoklad funkčnosti. Dále je provedena volba vhodného materiálu, kterým byl zvolen sušený odpadní kal. V následujících částech je proveden návrhový výpočet a volba konstrukčního řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry. V neposlední řadě je provedena pevnostní kontrola funkčních částí jako je průhyb žlabu. Součástí práce je i výkresová dokumentace, která vychází z textové části.

KLÍČOVÁ SLOVA

šnekový dopravník, spirála, žlab, pohon, sušený kal, konstrukce dopravníku

ABSTRACT

Spiral screw conveyors, as conveyors without a traction element, use the effects of rotating spiral for transport. To ensure correct operation during upward transport, a prerequisite for functionality is created in this work. Furthermore, the selection of a suitable material for which the dried sewage sludge was selected is made. In the following parts, the design calculation, and the choice of the conveyor construction for the specified dimensional and performance parameters are performed. Finally, a strength check of the functional parts such as gutter deflection is performed. Part of the thesis is also drawing documentation, which is based on the text part.

KEYWORDS

screw conveyor, spiral, trough, drive, dried sludge, conveyor construction

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PLOC, Jakub. *Spirální šnekový dopravník*. Brno, 2022. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Malášek. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140615>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, PhD. s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Jakub Ploc

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za jeho rady při vypracování této práce. Poděkování také patří mé rodině a blízkým za podporu po celou dobu vysokoškolského studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Rozdělení šnekových dopravníků.....	11
2 Základní konstrukční části	13
2.1 Pohon	13
2.2 Spojení pohonu s čepem spirály	14
2.3 Dopravní žlab	14
2.4 Spirála	15
2.5 Zvolené konstrukční řešení.....	15
3 Závislost dopravy na sklonu dopravníku	16
3.1 Metoda urychlování částic samotným šnekem	16
3.2 Metoda vtlačování částic šnekem	16
3.3 Princip třecích sil	16
3.4 Zajištění funkčnosti spirálních šnekových dopravníků	18
4 Dopravovaný materiál.....	20
5 Funkční výpočty a volba konstrukčních částí.....	22
5.1 Výpočet sklonu dopravníku	22
5.2 Výpočet vodorovné dopravní délky	23
5.3 Objemový dopravní výkon	23
5.4 Výpočet vnějšího rozměru spirály	23
5.5 Volba spirály.....	25
5.6 Volba pohonu	26
5.6.1 Výpočet příkonu dopravníku	26
5.6.2 Volba převodového elektromotoru	26
5.7 Volba spojení	28
5.8 Volba žlabu a výstelky	29
6 Kontrola dopravníku.....	30
6.1 Kontrola skutečného dopravního výkonu	30
6.2 Kontrola funkčnosti dopravníku v závislosti na sklonu	30
7 Hmotnost dopravníku	33
7.1 Hmotnost spirály a čepů	33
7.2 Hmotnost pohonné jednotky	33
7.3 Hmotnost žlabu a výstelky	33
7.4 Hmotnost materiálu ve žlabu	34
7.5 Celková hmotnost dopravníku	34
8 Uložení spirály a volba ložisek.....	35
8.1 Tíhová síla od spirály a čepů	35
8.2 Výpočet radiální síly	35
8.3 Výpočet axiální síly	36
8.4 Volba ložiska na straně u pohonu	37
8.4.1 Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení	38

8.4.2	Výpočet životnosti ložiska.....	39
8.5	Volba ložiska na straně u vstupu materiálu	39
8.5.1	Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení.....	40
8.5.2	Výpočet životnosti ložiska.....	40
9	Pevnostní výpočty	41
9.1	Minimální průměr čepu	41
9.2	Volba pera.....	42
9.3	Průhyb žlabu	44
9.3.1	Spojité zatížení žlabu	44
9.3.2	Kvadratický moment žlabu.....	44
9.3.3	Modul průřezu v ohybu žlabu.....	45
9.3.4	Maximální ohybový moment působící na žlab.....	45
9.3.5	Ohybové napětí ve žlabu	46
9.3.6	Průhyb žlabu	46
	Závěr	47
	Použité informační zdroje.....	48
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	50
	Seznam příloh	54

ÚVOD

Široká škála dopravovaných materiálů, efektivnost, a především dlouhá životnost je pro spirální šnekové dopravníky charakteristické. Své uplatnění najdou nejen pro dopravu v horizontálním, ale i mírně šikmém, či vertikálním směru. Mimo jiné jsou často začleňovány do automatických linek, či jsou používány k plnění technologických funkcí jako je například hnětení materiálu.

Pro dopravu využívají jednoduchého principu založeném na rotující bezosé spirále. Díky absenci centrálního hřídele se tyto dopravníky provozují s plně zaplněným žlabem, kdy i při malých otáčkách a nízké spotřebě energie jsou schopny dosahovat vysokých dopravních výkonů. Použití bychom našli u sypkých, ale i u vláknitých, či kusovitých materiálů, jež mají tendenci k namotávání, jako je tomu např. při dopravě hrubých předčištěných předmětů česlemi u čistíren odpadních vod.

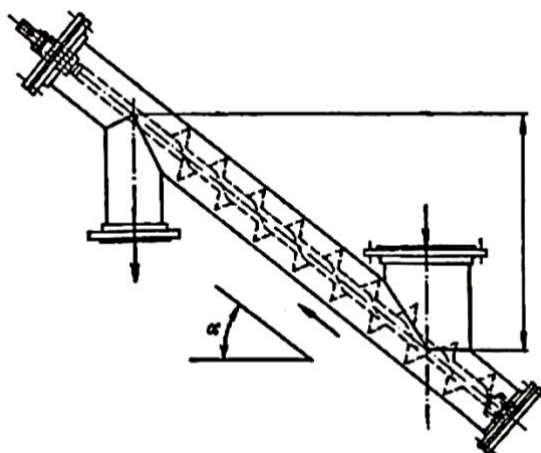
Tato práce se zabývá konstrukčním řešením spirálního šnekového dopravníku pro dopravu sušeného odpadního kalu. K tomu, aby byla zajištěna bezpečnost a správný chod, je důležité při návrhu zajistit, aby tření mezi dopravovaným materiálem a žlabem bylo větší, než mezi samotnou spirálou a daným materiálem. S tím je i spjatá správná volba pohonu a také materiálu spirály a žlabu, jež jsou v přímém kontaktu s dopravovaným materiálem.

1 ROZDĚLENÍ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Šnekové dopravníky rozdělujeme do několika základních skupin, dle [1]:

a) podle směru dopravy na:

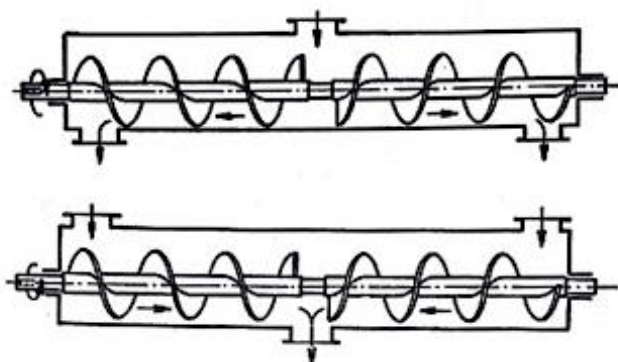
- horizontální
- šikmé
- vertikální



Obr. 1 Šikmý šnekový dopravník [1]

b) podle smyslu stoupání šneku:

- pravotočivé
- levotočivé
- kombinované



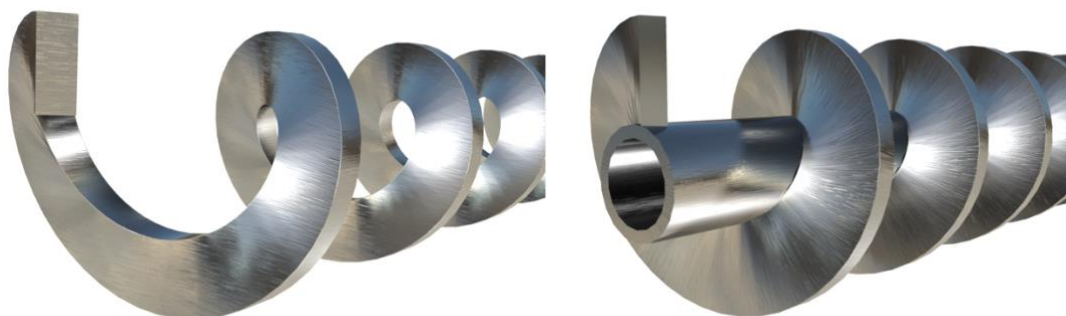
Obr. 2 Kombinované uspořádání šneků a toku materiálu [1]

c) podle počtu šneků:

- jednochodé
- vícechodé

Dále tyto dopravníky rozdělujeme na klasické šnekové dopravníky, které pro dopravu materiálu využívají účinky rotujícího šneku a na spirální šnekové, využívající bezosou spirálu. [11]

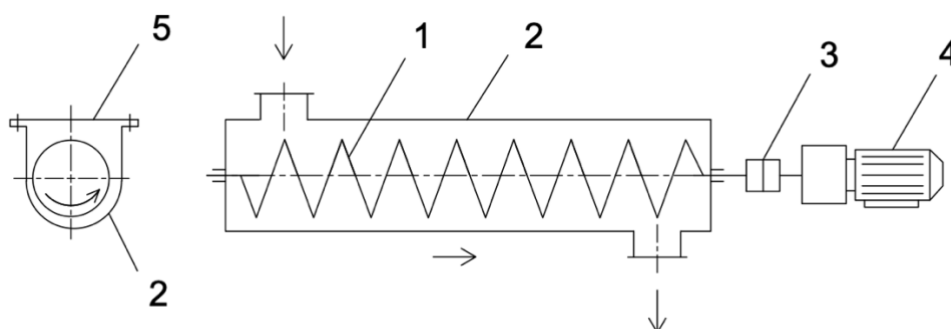
Spirála, jak můžeme vidět na Obr. 3, postrádá oproti šneku vnitřní hřídel a rovněž i podpěrná vodící ložiska, jež jsou umístěná uvnitř žlabu. Vzhledem k absenci centrálního hřídele má spirála nižší tuhost, díky čemuž u delších dopravníků dochází k jejímu prohnutí a následnému kontaktu se stěnou žlabu, jež má za následek výrazné opotřebení. Zároveň může dojít k problému s jejím vystředěním. Aby se těmto nežádoucím jevům u delších dopravníků předcházelo, provozují se tyto dopravníky s plně zaplněným žlabem v celém jeho průřezu a jsou vybaveny ořezovací výstelkou. Nevýhodou spirály je však zpětné propadávání jejím středem. [11]



Obr. 3 Spirála a šnekovnice firmy RATAJ a.s. [11]

2 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ ČÁSTI

Svojí konstrukcí je spirální šnekový dopravník velice jednoduchý. Obecně se dá říct, že se skládá ze tří hlavních částí, mezi které náleží hnací ústrojí, dopravní žlab a samotná spirála. Na Obr. 4 můžeme vidět principiální schéma dopravníku.



Obr. 4 Schéma spirálního šnekového dopravníku

1 – spirála, 2 – žlab, 3 – spojka, 4 – převodový elektromotor, 5 – víko žlabu

Mezi primární výhody těchto dopravníků se řadí zejména robustnost a s tím i spojený téměř bezporuchový provoz po dobu několika let. Následně výkonnost a především kompaktnost, které lze využít v místech, kde jsme značně limitováni zástavbovým prostorem. Oproti klasickým šnekovým dopravníkům, redlerům, či pneumatické dopravě je i pořizovací cena značně nižší. [2][11]

Obecné parametry využití dopravníků [1]:

- Dopravovaná kapacita: do 300 m³·h⁻¹
- Dopravovaná vzdálenost: do 50 m
- Rychlost pohybu materiálu: do 0,5 m·s⁻¹

2.1 POHON

Pohon dopravníku může být proveden několika způsoby. Nejčastěji se využívá zejména převodového motoru, kdy elektromotor společně s převodovkou tvoří jednu homogenní kompaktní jednotku. Případně se můžeme setkat s asynchronními elektromotory s frekvenčním měničem, který slouží k regulaci otáček. [3]

Hnací ústrojí se ukládá přímo na čelo žlabu pomocí přírubového spoje, či na samostatnou konzolu, která je s čelem žlabu spojená. Na základě umístění pohonu můžeme dopravníky rozdělit do dvou skupin, a to na dopravníky tažné a tlačné. U spirálních dopravníků se používá převážně umístění pohonu na stranu, kde materiál vystupuje ze žlabu, kdy hovoříme o tzv. tažném dopravníku. U tlačných naopak na stranu u vstupu, kde přepravovaný materiál je dopravován směrem od motoru. [3]

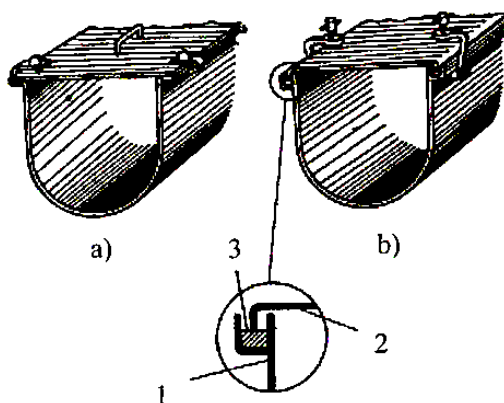
2.2 SPOJENÍ POHONU S ČEPEM SPIRÁLY

Přenos kroutícího momentu z pohonu na vstupní čep spirály lze realizovat pomocí spojení přímého, řetězového nebo řemenného.

U přímého spojení se využívá pružná spojka (např. BKN, BIBI), která se vyznačuje jednoduchou konstrukcí a schopností tlumit vibrace a rázy. Tato energie z nežádoucích jevů je přeměňována na energii deformační a tepelnou. Nevýhodou tohoto typu spojení je vyšší nárok na zástavbový prostor dopravníku. V místech, kde jsme prostorem limitováni, se proto používá spojení řetězového a řemenného. Spojení pomocí řemene bývá provedeno u dopravy materiálu, kde hrozí riziko přičení. Zajistí se tak případná ochrana dopravníku pomocí prokluzu. Toto spojení však může mít i negativní vliv na dopravu v případě prokluzů nežádoucích. [5][12]

2.3 DOPRAVNÍ ŽLAB

Nedílnou součástí dopravníku tvoří dopravní žlab, který slouží jako nosná část. Jeho rozměr je závislý zejména na velikosti spirály a druhu dopravovaného materiálu. Zhotoven bývá nejčastěji z ocelového plechu o tloušťce 2 až 8 mm, a to do tvaru písmene U nebo plně kruhovitého. V horní části průřezu žlabu je vytvořený lem, který zvyšuje jeho tuhost a umožňuje uchycení odnímatelného víka. Má-li být zajištěna odolnost vůči prachu, či vzduchu vzhledem k vnějším podmínkám prostředí, vyplňuje se žlábek lemu pomocí vhodného těsnícího materiálu. [1]



Obr. 5 Zakrytování dopravního žlabu [1]

a) jednoduché, b) utěsněné, 1 - žlab, 2 - víko, 3 - těsnění

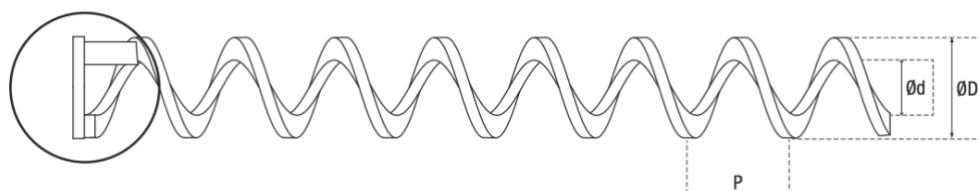
Aby byla zajištěna maximální čistota a bezpečnost dopravovaného materiálu vůči kontaminaci s případnou korozí, vyrábí se žlaby z nerezové oceli nebo jsou opatřeny potravinářskou povrchovou úpravou. Možným řešením je i umístění výstelky, která slouží zároveň i jako ochrana proti nežádoucímu opotřebení abrazivním materiálem. [12]

2.4 SPIRÁLA

Posun materiálu ve žlabu je zajištěn pomocí rotující spirály, která vytváří pracovní část dopravníku a do značné míry ovlivňuje jeho parametry. Samotný směr pohybu je závislý na druhu stoupání a smyslu otáčení.

Spirálu tvoří plochý závit obdélníkového, či lichoběžníkového průřezu, který je běžně vyroben válcováním ocelového pásu, či vzájemným svařením mezikruhových výstřižků, jež jsou radiálně rozstříženy a následně roztaženy na požadovanou hodnotu stoupání. Pro použití v chemickém nebo potravinářském průmyslu se zhotovují z nerezové oceli. [1]

Vzhledem k absenci centrálního hřídele je pro upevnění v čelech žlabu nutné navařit na oba konce spirály čepy. Ty jsou následně uloženy v ložiskách, kdy z pravidla jedno z těchto ložisek zachycuje axiální sílu. Můžeme se setkat i s provedením, kdy je jedna strana spirály osazena přírubou. Samotný konec spirály poté volně klouže po výstelce žlabu. [12][13]



Obr. 6 Bezosá spirála s přírubou firmy FLITECH S.r.l. [13]

2.5 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Navrhovaný dopravník bude konstruován jako tažný. K pohonu bude použit čelní převodový elektromotor, kdy přenos točivého momentu na čep spirály bude realizován pružnou zubovou spojkou. Dopravní žlab bude zkonstruován z bezešvých trubek a opatřen oteruvzdornou plastovou výstelkou. Samotná spirála bude na obou koncích opatřena čepy, které budou uloženy v ložiscích v čelech žlabu.

3 ZÁVISLOST DOPRAVY NA SKLONU DOPRAVNÍKU

V této kapitole je proveden funkční předpoklad závislosti dopravy na sklonu pro spirální šnekové dopravníky, který je odvozen z teorie pohybu částice pro dopravníky vertikální. Proces samotné dopravy částice materiálu můžeme rozdělit do dvou hlavních metod.

3.1 METODA URYCHLOVÁNÍ ČÁSTIC SAMOTNÝM ŠNEKEM

K zajištění funkčnosti vertikální dopravy materiálu se u této metody vychází ze znalosti minimálních otáček. Samotná rychlost otáčení je závislá především na geometrii šneku a třecích součinitelích dopravovaného materiálu vůči šneku a žlabu, které se během celého procesu dopravy považují za konstantní, tedy neměnné. [14]

3.2 METODA VTLAČOVÁNÍ ČÁSTIC ŠNEKEM

U této metody je doprava materiálu zajištěna vtlačováním částic šnekem do dopravního žlabu. Pro posun částice tedy nelze jednoznačně určit minimální otáčky, jelikož přítlačná síla působící na částici není odstředivá, nýbrž tlaková. Podmínkou správného chodu je neustálý přísun materiálu, a tedy neustálé zaplnění násypky. Samotné dávkování materiálu lze ovlivnit konstrukčním řešením šneku, žlabu a tvarem a velikostí násypky, kdy při vhodné volbě těchto komponentů lze částečně ovlivnit drcení materiálu a s tím i spojené výkonnostní parametry. [14]

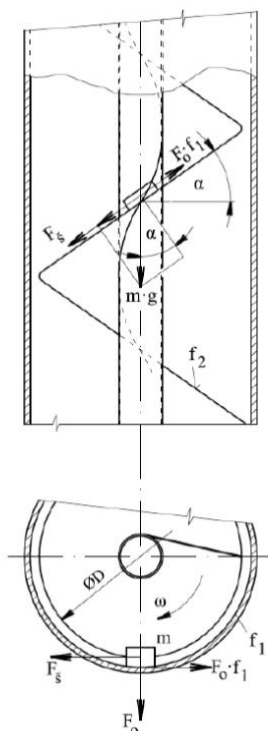
3.3 PRINCIP TŘECÍCH SIL

Základní veličinou ke zkoumání pohybu částic materiálu v dopravníku jsou třecí síly, které lze ovlivnit volbou otáček šneku. Konkrétně se zkoumají třecí síly mezi materiálem, šnekem a žlabem, kdy třecí síla mezi materiálem a žlabem musí být větší než mezi materiálem a šnekem. Princip pohybu je možno odvodit ze dvou idealizovaných stavů, kdy ve skutečnosti je výsledný pohyb jejich kombinací. [14]

První idealizovaný stav nastane, pokud bude třecí síla mezi částicí dopravovaného materiálu a šnekem nejvyšší a zároveň třecí síla mezi žlabem dopravníku a materiálem nulová. Výsledný pohyb, který by částice konala by byl pohyb po kružnici. [14]

Druhý idealizovaný stav spočívá v přesném opaku, a to tedy že třecí síla mezi částicí a šnekem bude nulová a zároveň mezi materiálem a žlabem maximální. Výsledný pohyb, který by částice konala by byl přímočarý pohyb. [14]

Aby docházelo k pohybu částice směrem vzhůru, je nutné, aby se šnek pohyboval minimálními, respektive kritickými otáčkami, při kterých nedochází ke skluzu částice směrem dolů. Pro stanovení těchto otáček vycházíme z rovnováhy třecích sil. [14]



Obr. 7 Znáznornění sil působících na částici materiálu

Při výpočtu třecí síly na šneku je uvažována nakloněná rovina, jež je skloněná o úhel stoupání šneku α_s . Výsledná síla je rovna součtu sinové složky od síly tíhové a kosinové složky tíhové síly vynásobenou součinitelem tření mezi materiálem a šnekem f_2 . [14]

$$F_s = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_s) + m \cdot g \cdot f_2 \cdot \cos(\alpha_s) \quad [N] \quad (1)$$

$$F_s = m \cdot g \cdot [\sin(\alpha_s) + f_2 \cdot \cos(\alpha_s)] \quad [N] \quad (2)$$

Aby rovnováha sil u vertikální dopravy nastala, je nutné, aby třecí síla na šneku byla v rovnosti s třecí silou na žlabu. Ta je dána jako součin odstředivé síly F_o a součinitele tření mezi materiálem a žlabem f_1 . [14]

$$F_s = F_o \cdot f_1 \quad [N] \quad (3)$$

Dosazením je získána výsledná rovnice rovnováhy. [14]

$$m \cdot g \cdot [\sin(\alpha_s) + f_2 \cdot \cos(\alpha_s)] = m \cdot r \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)^2 \cdot f_1 \quad [N] \quad (4)$$

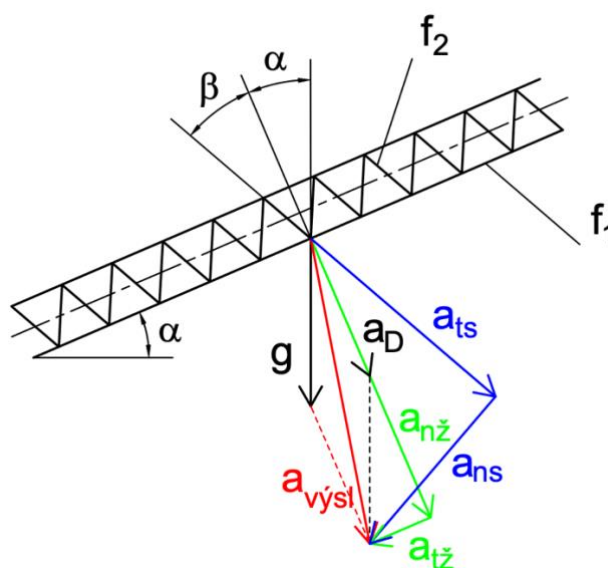
Následnou úpravou rovnice (4) je vyjádřen vzorec pro výpočet minimálních, tedy kritických otáček, při kterých nedochází ke skluzu. [14]

$$n_{krit} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{r \cdot f_1} \cdot [\sin(\alpha_s) + f_2 \cdot \cos(\alpha_s)]} \quad [s^{-1}] \quad (5)$$

3.4 ZAJIŠTĚNÍ FUNKČNOSTI SPIRÁLNÍCH ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Na základě poznatků této kapitoly je nutné ke správnému chodu spirálních šnekových dopravníků při dopravě směrem vzhůru zajistit, aby výsledná třecí síla mezi dopravovanou částicí materiálu a žlabem byla vyšší, než třecí síla mezi částicí materiálu a spirálou. Respektive aby velikost normálového zrychlení byla vyšší než zrychlení normálového na spirále.

K tomu, abychom získali výsledné zrychlení, působící na element částice materiálu, je nutné sečíst záporně vzaté dostředivé zrychlení a_D společně se zrychlením tíhovým g . Následným promítnutím výsledného zrychlení kolmo do normály žlabu, je získáno normálové zrychlení působící na žlab. Promítnutím výsledného zrychlení kolmo do normály povrchu spirály, je získáno normálové zrychlení působící na spirálu. Stejným způsobem je možné získat tečná zrychlení, a to promítnutím výsledného zrychlení kolmo do tečných rovin spirály a povrchu žlabu.



Obr. 8 Schéma zobrazení zrychlení působící na element částice

α - úhel sklonu dopravníku, β - úhel stoupání spirály, g - tíhové zrychlení, a_D - záporně vzaté dostředivé zrychlení, $a_{n\check{z}}$ - normálové zrychlení na žlabu, $a_{t\check{z}}$ - tečné zrychlení na žlabu, a_{n_s} - normálové zrychlení na spirále, a_{t_s} - tečné zrychlení na spirále, f_1 - součinitel tření mezi materiálem a žlabem, f_2 - součinitel tření mezi materiálem a spirálou

Ze schéma na obrázku jsme schopni vyjádřit rovnice zrychlení částice v závislosti na sklonu dopravníku α a úhlu stoupání spirály β .

$$a_{n\check{z}} = a_D + g \cdot \cos(\alpha) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (6)$$

$$a_{t\check{z}} = g \cdot \sin(\alpha) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (7)$$

$$a_{n_s} = g \cdot \sin(\alpha + \beta) + a_D \cdot \sin(\beta) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (8)$$

$$a_{t_s} = g \cdot \cos(\alpha + \beta) + a_D \cdot \cos(\beta) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (9)$$

Výsledné hodnoty tření, které působí na žlab a spirálu jsou poté rovny hmotnosti částice m_{ζ} vynásobenou daným zrychlením a koeficientem tření.

$$F_{T\zeta} = m_{\zeta} \cdot a_{n\zeta} \cdot f_1 \quad [N] \quad (10)$$

$$F_{TS} = m_{\zeta} \cdot a_{nS} \cdot f_2 \quad [N] \quad (11)$$

Bezpečnost dopravy je závislá nejen na velikosti otáček spirály, ale také na koeficientech tření. Výsledné tření mezi materiálem a žlabem musí převyšovat tření mezi materiálem a spirálou. Zároveň je nutné podotknout, že u plného zaplnění je kritické místo v horní části žlabu, kde záporně vzaté dostředivé zrychlení působí v opačném směru než na částici materiálu u dna. Dalším kritickým místem je střed žlabu, kde nepůsobí záporně vzaté dostředivé zrychlení, a tudíž dochází ke shluku částic ve formě válce.

4 DOPRAVOVANÝ MATERIÁL

Variabilita dopravovaného materiálu u spirálních šnekových dopravníků je velmi široká. Lze jimi přepravovat takřka všechny sypké materiály a to jemné, zrnité, abrazivní, ale dokonce i vlhké, lepidivé, vláknité, kusovité, či jiné heterogenní materiály jako je například odpad z jatek nebo z čistíren odpadních vod. [11]

V následující Tab. 1 je uveden pouze stručný výpis materiálů z široké škály, které lze pomocí spirálního šnekového dopravníku přepravovat.

Tab. 1 Materiálové charakteristiky přepravovaných materiálů [6]

Materiál	Objemová hmotnost ρ [kg·m ⁻³]	Globální součinitel odporu w [-]
Cement, provzdušněný	960–1200	1,85–3,20
Cukr rafinovaný, zrnitý, suchý	800–880	2,15–3,20
Grafit, moučka	448	1,85
Chmel, suchý	560	1,85
Kal, odpadní, sušený, drcený	720–880	2,15–4,00
Káva, pražená	352–416	1,85–2,50
Koks, prášek 6 mm a méně	400–560	3,00–5,00
Kukuřice, zrna	592	1,85
Mléko, práškové	320–720	1,85
Mouka pšeničná	560–640	1,85–2,50
Mýdlo, prášek	320–400	1,85
Písek křemenný, suchý	1440–1600	3,00–5,00
Pšenice	720–768	1,85–2,50
Sádrovec, pražený, práškový	960–1280	2,15
Sůl, suchá, hrubá	720–960	2,15–3,20
Štěrk říční	1440–1600	3,00–5,00
Uhlí dřevěné, drcené	290–450	2,15–3,20
Vápenec, drcený	1360–1440	2,15–5,00

Navrhovaný spirální šnekový dopravník bude sloužit na dopravu sušeného odpadního kalu. Důvodem volby tohoto materiálu je má dlouholetá činnost v projekční firmě, která se zaměřuje na vodohospodářské stavby jako jsou vodovody, kanalizace a čistírny odpadních vod.

Odpadní kal vzniká jako nevyhnutelný produkt z čistíren, ve kterém jsou koncentrovány nežádoucí složky, mezi které patří zejména sloučeniny dusíku a fosforu. Pro snazší manipulaci a následnou přepravu musí být kal zbaven přebytečné vody pomocí vhodné technologie. [14]



Obr. 9 Sušený kal z lopatkové sušárny [20]

Fyzikální, přesněji granulometrické vlastnosti sušeného kalu závisí především na jeho způsobu sušení. Pro navrhovaný dopravník je uvažován drcený až prachovitý kal, který je výstupem z kontaktní lopatkové sušárny. Obecně však kal spadá do kategorie středně abrazivních materiálů o vysoké korozivitě. [6][20]

Samotné umístění dopravníku bude za sušičkou, odkud bude odvodněný kal přepravovat z budovy na odběrové místo s kontejnerem. Uplatnění dopravníku bychom našli i u materiálu s podobnými vlastnostmi jako je např. hrubozrná sůl, cement, písek, či drobné uhlí.

Tab. 2 Základní vlastnosti materiálu [2]

Základní vlastnost materiálu	Příklad materiálu	Otáčky spirály n [s^{-1}]
neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	uhelný prach, mouka, práškovité vápno, obilí	2 až 4
práškovitý abrazivní, neabrazivní zrnitý	hrubozrná sůl, cement, písek, drobné uhlí	1 až 2
velmi abrazivní, kusovitý, lepkavý	drobný koks, hrubozrné vápno	0,2 až 1

5 FUNKČNÍ VÝPOČTY A VOLBA KONSTRUKČNÍCH ČÁSTÍ

Cílem této kapitoly je stanovení a volba konstrukčních prvků na základě výpočtů, zvoleného materiálu a parametrů zadání. Pokud by dopravník přepravoval jiný materiál, než je sušený odpadní kal, bylo by nutné znovu provést výpočty pro dané hodnoty a ověřit jeho funkčnost.

5.1 VÝPOČET SKLONU DOPRAVNÍKU

Sklon dopravníku má zásadní vliv na dopravované množství materiálu. Výpočet sklonu je proveden pomocí základní goniometrické funkce sinus a zadaných hodnot pro dopravní vzdálenost a převýšení.

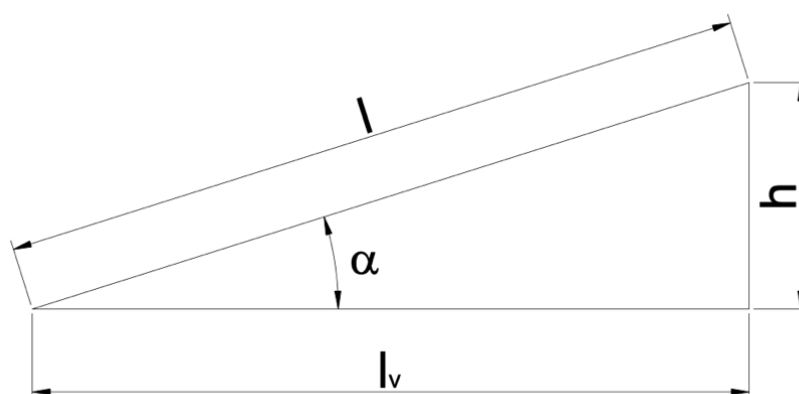
$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{h}{l} \right) \quad [^\circ] \quad (12)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{0,6}{7,5} \right)$$

$$\alpha = 4^\circ 35'$$

Rovnice (12), kde:

α	[$^\circ$]	Úhel sklonu dopravníku
h	[m]	Dopravní převýšení; dle zadání voleno $h = 0,6$ m
l	[m]	Dopravní vzdálenost; dle zadání voleno $l = 7,5$ m



Obr. 10 Znárodnění sklonu dopravníku a vodorovné dopravní délky

5.2 VÝPOČET VODOROVNÉ DOPRAVNÍ DÉLKY

Vodorovná dopravní délka je vypočtena dle vztahu (13).

$$l_v = \sqrt{l^2 - h^2} \quad [m] \quad (13)$$

$$l_v = \sqrt{7,5^2 - 0,6^2}$$

$$l_v = 7,476 \text{ m}$$

Rovnice (13), kde:

l_v [m] Vodorovná dopravní délka

5.3 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Pro objemový dopravní výkon platí následující vztah (14).

$$Q_v = \frac{Q}{\rho} \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (14)$$

$$Q_v = \frac{850}{800}$$

$$Q_v = 1,06 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Rovnice (14), dle [2], str. 208, kde:

Q_v [m³·h⁻¹] Objemový dopravní výkon udávající počet objemových jednotek dopravených za hodinu

Q [kg·h⁻¹] Dopravní výkon udávající počet hmotnostních jednotek dopravených za hodinu; dle zadání voleno $Q = 850 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

ρ [kg·m⁻³] Objemová hmotnost materiálu; voleno $\rho = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ jako střední hodnota objemové hmotnosti pro sušený kal dle Tab. 1

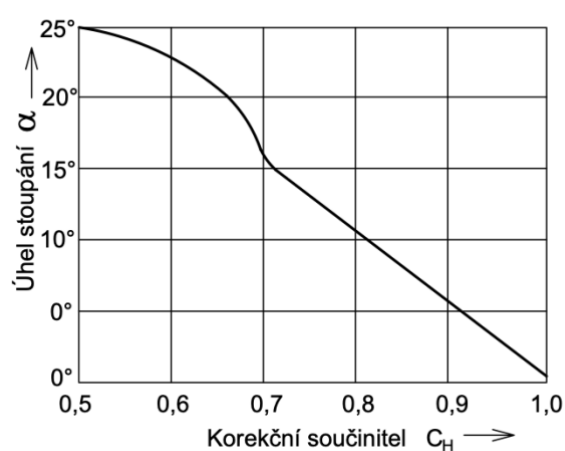
5.4 VÝPOČET VNĚJŠÍHO ROZMĚRU SPIRÁLY

Objemový dopravní výkon lze také vypočítat pomocí rovnice (15), která je použita k určení minimálního průměru spirály.

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_h \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (15)$$

Rovnice (15), dle [2], str. 208, kde:

D_{min}	[m]	Minimální vnější průměr spirály
s	[m]	Stoupání závitu spirály; pro malé průměry spirály voleno $s = D_{min}$
ψ	[-]	Součinitel plnění; pro plně zaplněný žlab voleno $\psi = 1$
n	[s ⁻¹]	Otáčky spirály; dle Tab. 2 voleno $n = 1 \text{ s}^{-1}$
c_h	[-]	Korekční součinitel; dle Obr. 11 voleno $c_h = 0,91$



Obr. 11 Velikost korekčního součinitele v závislosti na sklonu [2]

Následnou úpravou rovnice (15) je vyjádřen vzorec pro výpočet minimálního průměru.

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_h}} \text{ [m]} \quad (16)$$

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,06}{3600 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,91}}$$

$$D_{min} = 0,075 \text{ m}$$

5.5 VOLBA SPIRÁLY

Z řady dodavatelů spirál je vybrána česká firma RATAJ a.s. s více než třicetiletou zkušeností v oboru výroby. Vzhledem k parametrům sušeného kalu a jeho vysoké korozivité je z katalogového listu volena robustní spirála s označením RLN 77, jež je vyrobena z nerezové oceli. Konkrétně se jedná o spirálu s obdélníkovým průřezem o vnějším průměru 77 mm a celkové délce 8 m. Parametry spirály jsou uvedeny v následující tabulce. [11]

Tab. 3 Základní parametry spirály [11]

Označení	Vnější průměr D [mm]	Vnitřní průměr d [mm]	Stoupání závitu s [mm]	Tloušťka listu ts [mm]	Materiál spirály
RLN 77	77	37	75	8	Nerez – AISI 304 (X5CrNi18-10)

Na obou koncích spirály jsou přivařeny čepy, které jsou vyrobeny ze stejné nerezové oceli, jako je spirála.



Obr. 12 Spirála s koncovým čepem

5.6 VOLBA POHONU

Při návrhu pohonu je vycházeno z výpočtu pro příkonu dopravníku. Následně je provedena volba vhodného převodového elektromotoru pro navrhovaný dopravník z katalogového listu prodejce.

5.6.1 VÝPOČET PŘÍKONU DOPRAVNÍKU

Jelikož je dopravník mírně šikmý, je ve výpočtu příkonu dopravníku zahrnuta nejen složka horizontální, jež udává spotřebovaný výkon pro překonání třecích odporů, ale také vertikální složka potřebná k překonání výškového rozdílu. [2]

$$P_D = \frac{Q \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w + h) \quad [W] \quad (17)$$

$$P_D = \frac{850 \cdot 9,81}{3600} \cdot (7,476 \cdot 4 + 0,6)$$

$$P_D = 70,7 \text{ W}$$

Rovnice (17), dle [2], str. 209, kde:

g [m·s⁻²] Tíhové zrychlení; voleno $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

w [–] Globální součinitel odporu; voleno $w = 4$ jako nejvyšší hodnota z Tab. 1 pro drcený sušený odpadní kal

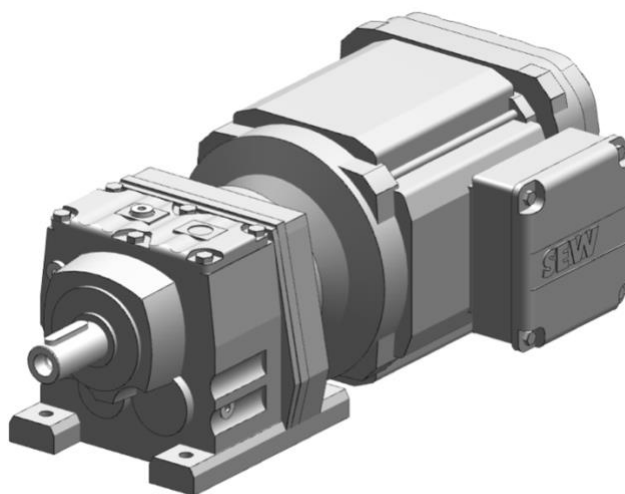
Výsledná hodnota příkonu dopravníku je pouze teoretická a nezahrnuje možné přičení v dopravním žlabu. Zároveň ve výpočtu není započteno přetížení způsobené rozběhem z klidové polohy a tření spirály o stěny výstelky. Vzhledem k tomu že charakteristika sušeného kalu závisí zejména na způsobu sušení, přesněji na obsahu sušiny, je nutné pohon dopravníku navrhnout s určitou rezervou, aby se předešlo zadržávání a přičení materiálu ve žlabu.

5.6.2 VOLBA PŘEVODOVÉHO ELEKTROMOTORU

Z produktového katalogu německé firmy SEW-Eurodrive je zvolen čelní převodový elektromotor s označením R37DRN90S4. Jedná se o třífázový čtyřpólový asynchronní elektromotor o jmenovitém výkonu 1,1 kW, jež je opatřen čelní převodovkou o výstupních otáčkách $n_2 = 60 \text{ min}^{-1}$. Detailnější parametry jsou uvedeny v tabulce níže nebo v katalogovém listu viz příloha P1 – Katalogový list převodového elektromotoru. [16]

Tab. 4 Parametry převodového elektromotoru [16]

Základní parametry			
Výkon převodového elektromotoru	P	1,1	[kW]
Jmenovité otáčky motoru	n_1	1455	[min ⁻¹]
Výstupní otáčky	n_2	60	[min ⁻¹]
Celkový převodový poměr	i	24,42	[-]
Výstupní točivý moment	M_k	176	[N·m]
Výstupní hřídel	–	25 x 50	[mm]
Hmotnost	m_m	29	[kg]



Obr. 13 Převodový elektromotor R37DRN90S4 [16]

Vzhledem k tomu, že dopravník je konstruován jako tažný, je k uchycení převodového motoru použita samostatná konzola, která je následně připevněna k čelu dopravního žlabu.

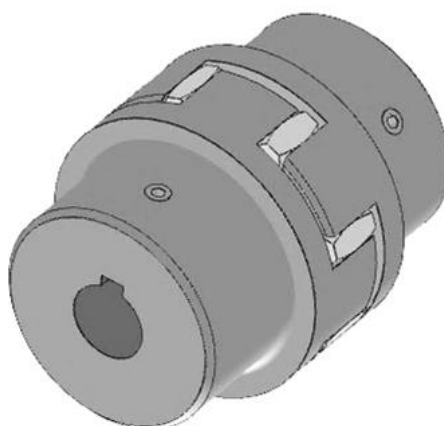
5.7 VOLBA SPOJENÍ

Ke spojení výstupního hřídele převodového elektromotoru s čepem spirály je z produktového katalogu firmy KTR CR vybrána pružná zubová spojka s označením ROTEX® 42, která se skládá ze dvou ocelových nábojů s drážkou pro lícované pero a elastomerového ozubeného věnce z polyuretanu – viz příloha II – Katalogový list spojky ROTEX. [17]

K zajištění těsných per je spojka opatřena stavěcími šrouby. Díky pružnému prvku je tato spojka schopna zachytávat rázy a tlumit nežádoucí vibrace. Obecně vyžaduje malý zástavbový prostor a vzhledem k jednoduchému provedení je i cenově dostupná. Mezi její výhodu nadále patří jednoduchá montáž a široká flexibilita uplatnění. [17]

Tab. 5 Základní parametry spojky ROTEX® 42 [17]

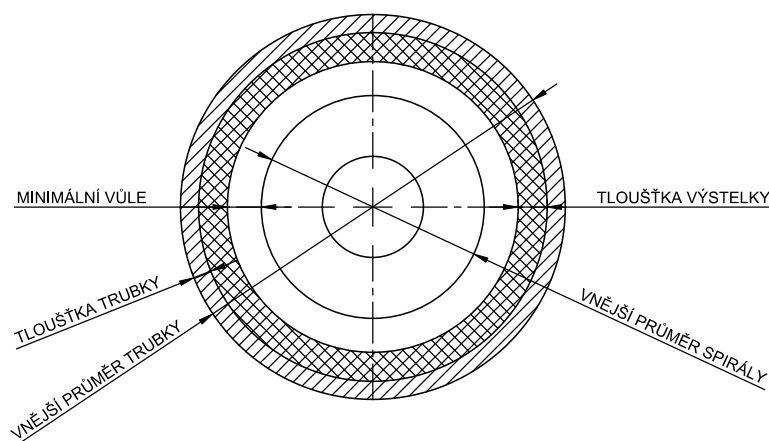
Základní parametry		
Velikost spojky	95 x 126	[mm]
Označení pružného věnce	Spider 98 ShA	[-]
Maximální točivý moment	900	[N·m]
Maximální otáčky	7 000	[min ⁻¹]
Průměr hřídele	25	[mm]
Hmotnost m _{ps}	3,6	[kg]



Obr. 14 Pružná zubová spojka ROTEX® 42 [17]

5.8 VOLBA ŽLABU A VÝSTELKY

Dopravní žlab, jakožto nosný orgán celého dopravníku je tvořen z nerezových bezešvých trubek kruhovitého průřezu. K zajištění správného chodu je nutné, aby mezi spirálou a žlabem byla zajištěna minimální vůle, která se dle [4] pohybuje v rozmezí $5 \div 10$ mm. Zároveň jak můžeme vidět na následujícím obrázku, je nutné při návrhu jmenovité světlosti trubky zohlednit tloušťku výstelky, která vnější průměr trubky značně navýší.



Obr. 15 Schématické znázornění žlabu s výstelkou

K dosažení vysoké životnosti, je žlab opatřen plastovou výstelkou. Dodavatelem výstelky byla zvolena firma FTP Plastics s.r.o., která dodává širokou škálu průmyslových plastů. Konkrétně byl vybrán litý polyamid s označením PA G 6 o tloušťce $t_v = 12$ mm. Tento polyamid se vyznačuje vysokou chemickou odolností, rozměrovou stálostí a extrémně vysokou oteruvzdorností. Zároveň se jedná o tepelně nejstálější polyamid, který tato firma nabízí, kdy pracovní teploty polyamidu se pohybují v rozmezí od -40 °C do 110 °C. [22]

K dosažení požadované vůle mezi spirálou a výstelkou jsou z katalogu firmy INOX STEEL a.s. zvoleny nerezové bezešvé trubky o největším průměru 133 mm, které jsou vyrobeny z nerezové oceli. Celkově je žlab tvořen třemi trubkami o délce 2,7 m, kdy na koncích těchto trubek jsou koutovým svarem přivařeny příruby. Ty umožňují spojení jednotlivých částí žlabu pomocí šroubového spoje a připevnění čela žlabu s pohonnou jednotkou. Zároveň je dopravní žlab na obou koncích opatřen násypkou, respektive výsypkou. [21]

Tab. 6 Parametry bezešvé trubky [21]

Vnější průměr D_z [mm]	Vnitřní průměr d_z [mm]	Tloušťka t_z [mm]	Délka jedné části l_z [m]	Hmotnost 1 metru m_t [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]	Materiál
133	120,4	6,3	2,7	20	X5CrNi18-10

6 KONTROLA DOPRAVNÍKU

V této kapitole je provedena kontrola dopravníku na skutečný dopravní výkon a kontrola funkčnosti v závislosti na sklonu.

6.1 KONTROLA SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Na základě volby spirály a převodového elektromotoru je nutné provést výpočet skutečného dopravního výkonu (18). V případě, kdy by se dopravní výkon zásadně lišil od zadaných hodnot, bylo by potřeba zvážit tuto odchylku a případně změnit volbu spirály nebo pohonu.

$$Q_{skut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \rho \cdot s \cdot \psi \cdot n_2 \cdot c_h \quad [kg \cdot h^{-1}] \quad (18)$$

$$Q_{skut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 800 \cdot 0,075 \cdot 1 \cdot \frac{60}{60} \cdot 0,91$$

$$Q_{skut} = 915 \text{ kg} \cdot h^{-1}$$

Výsledek je následně porovnán se zadáním a určen procentuální rozdíl Δ pomocí vztahu (19).

$$\Delta = \frac{|Q - Q_{skut}|}{Q} \cdot 100 \quad [\%] \quad (19)$$

$$\Delta = \frac{|850 - 915|}{850} \cdot 100$$

$$\Delta = 7,6 \%$$

Jak je z výsledků zřejmé, skutečný dopravní výkon je o $65 \text{ kg} \cdot h^{-1}$ vyšší, než je požadovaná hodnota ze zadání. To představuje 7,6 % rozdíl v dopravovaném množství materiálu, který je pro tento dopravník přijatelný. Zvolená spirála a převodový motor je zvolen správně.

6.2 KONTROLA FUNKČNOSTI DOPRAVNÍKU V ZÁVISLOSTI NA SKLONU

Stanovení bezpečnosti dopravníku provedeme na základě vzorců z kapitoly 3.4. jako poměr třecích sil na žlabu a spirále. Při výpočtu uvažujeme hmotnost částice $m_\varepsilon = 1 \text{ kg}$, tudíž výsledné třecí síly jsou součinem normálových zrychlení a koeficientů tření.

Bezpečnost dopravy při sklonu dopravníku α :

$$k_T = \frac{F_{Tz}}{F_{Ts}} = \frac{a_{nz} \cdot f_1}{a_{ns} \cdot f_2} \quad [-] \quad (21)$$

Dosažením rovnic (6) a (8) získáme následující vztah:

$$k_T = \frac{[a_D + g \cdot \cos(\alpha)] \cdot f_1}{[g \cdot \sin(\alpha + \beta) + a_D \cdot \sin(\beta)] \cdot f_2} \quad [-] \quad (22)$$

Rovnice (22), kde:

a_D	[m·s ⁻²]	Záporně vzaté dostředivé zrychlení; z rovnice (23) voleno $a_D = 1,52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
β	[°]	Úhel stoupání spirály; z rovnice (24) voleno $\beta = 17,23^\circ$
f_1	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a žlabem; vzhledem k volbě plastové výstelky s dobrými kluznými vlastnostmi voleno $f_1 = 0,3$
f_2	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a spirálou; z rovnice (25) voleno $f_2 = 0,51$

Záporně vzaté dostředivé zrychlení:

$$a_D = D \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot n_2^2 \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (23)$$

$$a_D = 0,077 \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{60}{60}\right)^2$$

$$a_D = 1,52 \quad m \cdot s^{-2}$$

Rovnice (23), kde:

D	[m]	Vnější průměr spirály; dle Tab. 3 voleno $D = 0,077 \text{ m}$
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodového elektromotoru; dle Tab. 4 voleno $n_2 = 60 \text{ min}^{-1}$

Úhel stoupání spirály:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{S}{\pi \cdot D}\right) \quad [^\circ] \quad (24)$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{0,075}{\pi \cdot 0,077}\right)$$

$$\beta = 17,23^\circ$$

Součinitel tření mezi materiálem a spirálou:

$$f_2 = \tan(\varphi) \quad [-] \quad (25)$$

$$f_2 = \tan(27,7^\circ)$$

$$f_2 = 0,52$$

Rovnice (25), kde:

φ [°] Třecí úhel mezi materiálem a spirálou; dle [7] pro sušený odpadní kal o sušíně 80 % je voleno $\varphi = 27,7^\circ$

Dosazením všech neznámých parametrů do rovnice (22) je získána bezpečnost dopravníku.

$$k_T = \frac{[1,52 + 9,81 \cdot \cos(4^\circ 35')] \cdot 0,3}{[9,81 \cdot \sin(4^\circ 35' + 17,23^\circ) + 1,52 \cdot \sin(17,23^\circ)] \cdot 0,52}$$

$$k_T = 1,6$$

Jak je z výsledku rovnice (22) patrné, třecí síla působící na žlab je i při sníženém koeficientu tření vzhledem k výstelce žlabu vyšší než třecí síla materiálu o spirálu. Dopravovaná bezpečnost je pro daný úhel sklonu dopravníku zajištěna.

7 HMOTNOST DOPRAVNÍKU

V této kapitole je proveden výpočet celkové hmotnosti dopravníku jako součet hmotností jednotlivých částí včetně hmotnosti přepravovaného materiálu ve žlabu.

7.1 HMOTNOST SPIRÁLY A ČEPŮ

Pro stanovení hmotnosti spirály a čepů byl v programu Autodesk Inventor vytvořen 3D model, kterému byl posléze přiřazen materiál nerezová ocel – X5CrNi18-10. Výsledná hmotnost spirály a obou čepů je následující.

$$m_{sč} = m_s + m_č \quad [kg] \quad (26)$$

$$m_{sč} = 24,2 + 5,7$$

$$m_{sč} = 29,9 \text{ kg}$$

7.2 HMOTNOST POHONNÉ JEDNOTKY

Hmotnost pohonné jednotky je stanovena jako součet hmotností převodového elektromotoru a pružné spojky. Jedná se o katalogové hodnoty udávané výrobcem – viz Tab. 4 a Tab. 5.

$$m_{pj} = m_m + m_{ps} \quad [kg] \quad (27)$$

$$m_{pj} = 29 + 3,6$$

$$m_{pj} = 32,6 \text{ kg}$$

7.3 HMOTNOST ŽLABU A VÝSTELKY

Celková hmotnost žlabu je dána součtem bezešvých trubek včetně přírub, násypky a výsyvky, která je stanovena opět pomocí programu Autodesk Inventor. Stejným způsobem je i určena hmotnost plastové výstelky, jejíž objemová hmotnost je dle [22] $\rho_v = 1140 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

$$m_{žv} = m_ž + m_v \quad [kg] \quad (28)$$

$$m_{žv} = 183,5 + 37,5$$

$$m_{žv} = 221 \text{ kg}$$

7.4 HMOTNOST MATERIÁLU VE ŽLABU

Hmotnost přepravovaného materiálu je vypočtena na základě vztahu pro součinitel plnění, který udává poměr geometrického průřezu žlabu vůči zaplnění.

Součinitel plnění:

$$\psi = \frac{4 \cdot S_m}{\pi \cdot D^2} \quad [-] \quad (29)$$

Rovnice (29), dle [1], kde:

$$\Psi \quad [-] \quad \text{Součinitel plnění; pro plně zaplněný žlab voleno } \Psi = 1$$

Následnou úpravou je vyjádřen vztah pro výpočet plochy průřezu materiálu.

$$S_m = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \quad [m^2] \quad (30)$$

$$S_m = \frac{\pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 1$$

$$S_m = 4,6 \quad m^2$$

Hmotnost materiálu ve žlabu:

$$m_{mat} = S_m \cdot l \cdot \rho \quad [kg] \quad (31)$$

$$m_{mat} = 4,6 \cdot 10^{-3} \cdot 7,5 \cdot 800$$

$$m_{mat} = 27,9 \quad kg$$

7.5 CELKOVÁ HMOTNOST DOPRAVNÍKU

Celková hmotnost dopravníku m_{cel} je dána součtem jednotlivých konstrukčních částí včetně hmotnosti přepravovaného materiálu. Vzhledem k tomu, že ve výpočtech nejsou započteny všechny komponenty jako jsou šrouby, ložiska, či svary, je výsledná hodnota hmotnosti navýšena o hodnotu 20 kg.

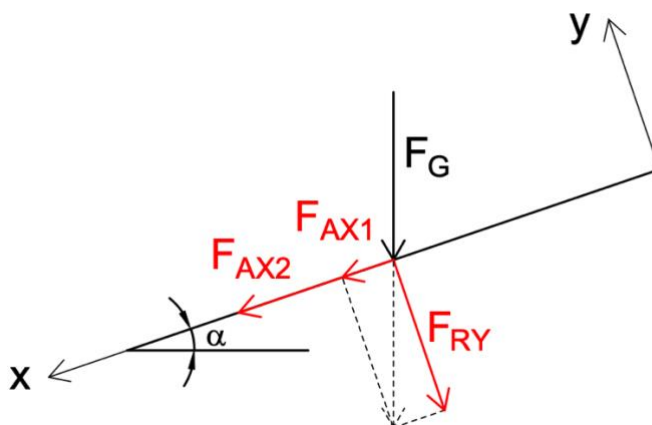
$$m_{cel} = m_{sč} + m_{pj} + m_{zv} + m_{mat} + 20 \quad [kg] \quad (32)$$

$$m_{cel} = 29,9 + 32,6 + 221 + 27,9 + 20$$

$$m_{cel} = 331,4 \quad kg$$

8 ULOŽENÍ SPIRÁLY A VOLBA LOŽISEK

Čepy spirály jsou uloženy ve valivých ložiscích. Obě ložiska zachytávají sílu radiální, která je vyvolána celkovou tíhou spirály společně s čepy. Při výpočtu vycházíme ze zjednodušeného modelu prutu, kdy je liniové zatížení nahrazeno tíhovou silou F_G . Ložisko u pohonu zachycuje i sílu axiální, která je způsobena odporem pohybujícího se materiálu a sinovou složkou tíhové síly od spirály. [1]



Obr. 16 Rozložení působících sil na spirálu

8.1 TÍHOVÁ SÍLA OD SPIRÁLY A ČEPŮ

$$F_G = m_{sč} \cdot g \quad [N] \quad (33)$$

$$F_G = 29,9 \cdot 9,81$$

$$F_G = 293,3 \text{ N}$$

Rovnice (33), kde:

$$m_{sč} \quad [\text{kg}] \quad \text{Hmotnost spirály a čepů; dle rovnice (26) voleno } m_{sč} = 29,9 \text{ kg}$$

8.2 VÝPOČET RADIÁLNÍ SÍLY

Radiální složka tíhové síly:

$$F_{RY} = F_G \cdot \cos(\alpha) \quad [N] \quad (34)$$

$$F_{RY} = 287,4 \cdot \cos(4^\circ 35')$$

$$F_{RY} = 292,4 \text{ N}$$

Výpočet radiálního zatížení ložisek s uvážením rovnoměrného zatížení:

$$F_{AY} = F_{BY} = \frac{F_{RY}}{2} \quad [N] \quad (35)$$

$$F_{AY} = F_{BY} = \frac{292,4}{2}$$

$$F_{AY} = F_{BY} = 146,2 \text{ N}$$

8.3 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY

Axiální složka tíhové síly od spirály a čepů:

$$F_{AX1} = F_G \cdot \sin(\alpha) \quad [N] \quad (36)$$

$$F_{AX1} = 293,2 \cdot \sin(4^\circ 35')$$

$$F_{AX1} = 23,4 \text{ N}$$

Axiální síla od pohybujícího se materiálu:

$$F_{AX2} = \frac{M_k}{R_s \cdot \tan(\beta + \varphi)} \quad [N] \quad (37)$$

Rovnice (37), dle [4], str. 93, kde:

M_k [N·m] Točivý moment na čepu; dle Tab. 4 je voleno $M_k = 176 \text{ Nm}$

R_s [m] Účinný poloměr spirály; výpočet proveden dle vztahu (38)

Účinný poloměr spirály, rovnice (38), dle [4], str. 93:

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \quad [m] \quad (38)$$

$$R_s = 0,8 \cdot \frac{0,077}{2}$$

$$R_s = 0,031 \text{ m}$$

Dosazením neznámých parametrů do rovnice (37) získáme výslednou axiální sílu od pohybujícího se materiálu.

$$F_{AX2} = \frac{176}{0,031 \cdot \tan(17,23^\circ + 27,7^\circ)}$$

$$F_{AX2} = 5691 \text{ N}$$

Celková axiální síla F_{AX} , působící na ložisko, je dána součtem jednotlivých axiálních sil.

$$F_{AX} = F_{AX1} + F_{AX2} \quad [N] \quad (39)$$

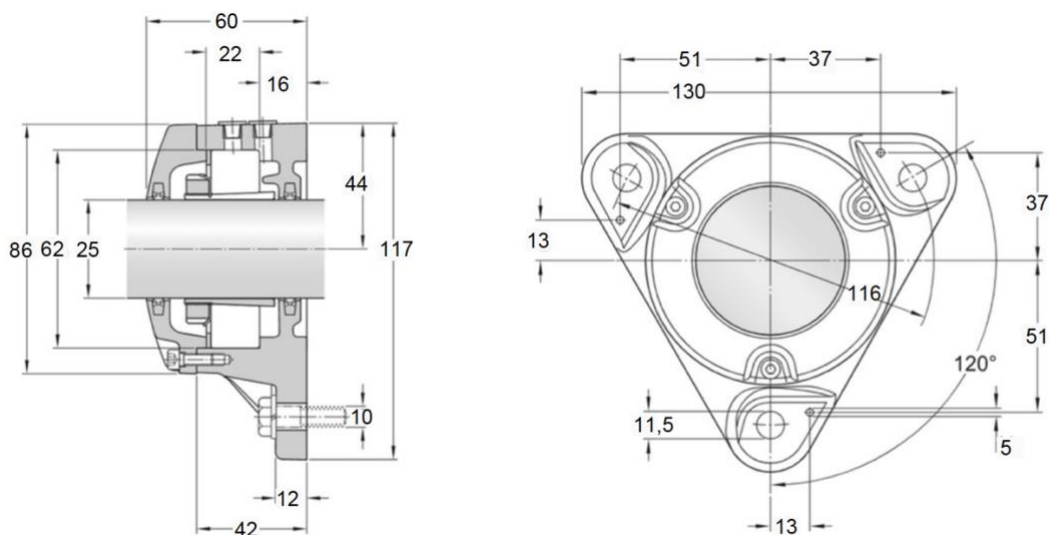
$$F_{AX} = 23,4 + 5691$$

$$F_{AX} = 5714,4 \text{ N}$$

8.4 VOLBA LOŽISKA NA STRANĚ U POHONU

Jak již bylo v úvodu této kapitoly zmíněno, ložisko na straně u pohonu musí být schopno zachytávat radiální tak i především axiální sílu. Proto bylo z katalogu firmy SKF zvoleno ložisko s označením 22206 EK. Jedná se o dvouřadé soudečkové ložisko s kosoúhlým stykem, které je zároveň schopno vyrovnávat nesouosost čepu spirály.

Jeho usazení je provedeno na svěrném upínacím pouzdře, s označením H 306 od stejné firmy, na kterém je ložisko zajištěno pomocí pojistné podložky a matice. Celé ložisko, společně s pouzdrem, je umístěno v ložiskovém tělese FNL 506 B, které je z obou stran utěsněno hřídelovými těsnícími kroužky. Jak můžeme vidět na Obr. 17, v horní části ložiskového tělesa se nachází závit pro upevnění tlakové maznice k zajištění mazání ložiska. [19]



Obr. 17 Ložiskové těleso FNL 506 B firmy SKF [19]

Tab. 7 Parametry ložiska 22206 EK [19]

Základní parametry ložiska			
Základní dynamická únosnost	C_A	66 100	[N]
Základní statická únosnost	C_{0A}	60 000	[N]
Limitní otáčky	n_{limA}	14 000	$[\text{min}^{-1}]$
Mezní hodnota poměru F_A/F_R	e_A	0,31	[-]
Součinitel axiálního zatížení	Y_A	2,2	[-]

8.4.1 VÝPOČET DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

$$\frac{F_{AX}}{F_{AY}} > e_A \quad [-] \quad (40)$$

$$\frac{5714}{143,2} > 0,31$$

Vzhledem k tomu, že podmínka z nerovnice (40) je splněna, je nutné pro stanovení životnosti provést výpočet dynamického ekvivalentního zatížení. [8]

$$P_A = X_A \cdot F_{AY} + Y_A \cdot F_{AX} \quad [N] \quad (41)$$

$$P_A = 0,67 \cdot 146,2 + 2,2 \cdot 5714,4$$

$$P_A = 12\,670 \text{ N}$$

Rovnice (41), dle [8], str. 619, kde:

P_A [N] Dynamické ekvivalentní zatížení

X_A [-] Součinitel dynamického radiálního zatížení; dle [9] voleno $X_A = 0,67$

Y_A [-] Součinitel dynamického axiálního zatížení; dle Tab. 7 voleno $Y_A = 2,2$

8.4.2 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISKA

Celková životnost ložiska, které zachycuje radiální tak i především axiální sílu je následující.

$$L_{10A} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^{a_A} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [h] \quad (42)$$

$$L_{10A} = \left(\frac{66\,100}{12\,670}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60}$$

$$L_{10A} = 68\,410 \text{ h}$$

Rovnice (42), dle [8], str. 626, kde:

a_A [-] Exponent rovnice; pro ložisko s čárovým stykem dle [8] voleno $a_A = 10/3$

Výsledná životnost ložiska bude ve skutečnosti nižší, vzhledem k vnějším vlivům prostředí. Pokud by dopravník byl v nepřetržitém provozu, životnost by dosahovala téměř k 8 rokům.

8.5 VOLBA LOŽISKA NA STRANĚ U VSTUPU MATERIÁLU

Ložisko na straně u vstupu materiálu do žlabu zachytává pouze radiální sílu, a je tedy axiálně volné. Z katalogu firmy SKF bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko s označením 61805 – 2RS1. Jedná se o ložisko, které je oboustranně krytováno a od výroby je dodávané s mazivem, jež je postačující na celou dobu životnosti. Ložisko tedy není nutné dodatečně mazat. [19]

Jeho uložení je provedeno opřením vnitřního kroužku o osazení čepu a zajištěním pojistným kroužkem. Vnější kroužek ložiska je v axiálním směru volně uložen a může se pohybovat.

Tab. 8 Parametry ložiska 61805 – 2RS1 [19]

Základní parametry ložiska			
Základní dynamická únosnost	C_B	4 360	[N]
Základní statická únosnost	C_{0B}	2 600	[N]
Limitní otáčky	n_{limB}	11 000	$[\text{min}^{-1}]$
Výpočtový součinitel	f_{0B}	14,2	[-]

8.5.1 VÝPOČET DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

Vzhledem k tomu, že na ložisko působí pouze radiální síla, je hodnota dynamického ekvivalentního zatížení této síle rovna.

$$P_B = X_B \cdot F_{BY} + Y_B \cdot F_{BX} \quad [N] \quad (43)$$

$$P_B = 1 \cdot 146,2 + 0 \cdot 0$$

$$P_B = 146,2 \text{ N}$$

Rovnice (43), dle [8], str. 619, kde:

X_B [-] Součinitel dynamického radiálního zatížení; dle [8] voleno $X_B = 1$

Y_B [-] Součinitel dynamického axiálního zatížení; dle [8] voleno $Y_B = 0$

8.5.2 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISKA

Celková životnost ložiska, které zachycuje pouze radiální sílu je následující.

$$L_{10B} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^{a_B} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [h] \quad (44)$$

$$L_{10B} = \left(\frac{4\,360}{146,2} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60}$$

$$L_{10B} = 7\,367 \cdot 10^3 \text{ h}$$

Rovnice (44), dle [8], str. 626, kde:

a_B [-] Exponent rovnice; pro ložisko s bodovým stykem dle [8] voleno $a_B = 3$

9 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V této kapitole jsou provedeny pevnostní výpočty minimálního průměru čepu, minimální délky těsného pera a průhybu žlabu.

9.1 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU

Při výpočtu minimálního průměru čepu je uvažováno pouze zatížení od kroutícího momentu, a tedy ohybový moment je uvažován nulový. Výpočet je proveden dle teorie maximálních smykových napětí.

$$d_{\check{c}min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k_n}{\pi \cdot R_e} \cdot \sqrt{M_o^2 + M_k^2}} \quad [m] \quad (45)$$

$$d_{\check{c}min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 190 \cdot 10^6} \cdot \sqrt{0^2 + 176^2}}$$

$$d_{\check{c}min} = 0,0241 \text{ m}$$

Rovnice (45), dle [8], str. 295, kde:

k_n	[-]	Návrhový součinitel; k zohlednění drážky pro pero voleno $k_n = 1,5$
R_e	[MPa]	Mez kluzu; dle [18] pro nerezovou ocel X5CrNi18-10 voleno $R_e = 190 \text{ MPa}$
M_o	[N·m]	Ohybový moment; při výpočtu zanedbán a voleno $M_o = 0 \text{ Nm}$
M_k	[N·m]	Kroutící moment; dle Tab. 4 voleno $M_k = 176 \text{ Nm}$

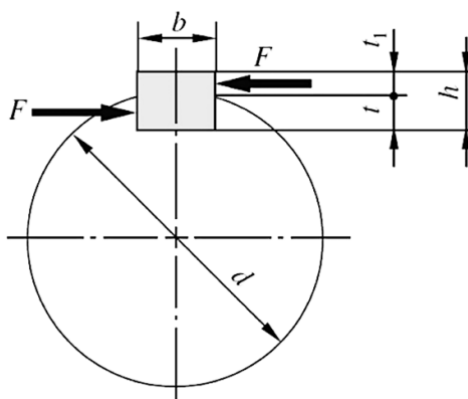
Zvolený normalizovaný průměr čepu dle ČSN 01 4992, jež je osazen drážkou pro pero je $d_{\check{c}} = 25 \text{ mm}$.

9.2 VOLBA PERA

V této podkapitole je proveden návrh pera, které zajišťuje přenos točivého momentu z pružné spojky na čep spirály. Vzhledem k velikosti průměru čepu je dle [20] voleno těsné pero s následujícími rozměry.

Tab. 9 Základní rozměry pera [10]

Průměr čepu d_c [mm]	Šířka pera b [mm]	Výška pera h_p [mm]	Hloubka drážky v hřídeli t [mm]	Hloubka drážky v náboji t_1 [mm]
25	8	7	4,1	2,9



Obr. 18 Působení sil ve spoji čepu s nábojem těsným perem [8]

Při výpočtu minimální délky pera se obvykle u těsných per nevychází z rovnice na pevnost ve stříhu, nýbrž z rovnice na otláčení mezi bokem drážky v náboji a perem. K zajištění bezpečnosti je nutné, aby platila následující podmínka. [8]

$$p_D \geq \frac{F_{o\check{c}}}{t_1 \cdot (l_{pmin} - b)} \quad [MPa] \quad (46)$$

Rovnice (46), dle [8], str. 1080, kde:

p_D [MPa] Dovolенý tlak na bocích drážek v náboji; viz vztah (47)

$F_{o\check{c}}$ [N] Obvodová síla na povrchu čepu; viz vztah (48)

t_1 [mm] Hloubka drážky v náboji; dle Tab. 9 voleno $t_1 = 2,9$ mm

l_{pmin} [mm] Minimální délka pera

b [mm] Šířka pera; dle Tab. 9 voleno $b = 8$ mm

Dovolený tlak na pero pro jednosměrné klidné otáčení:

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 \quad [MPa] \quad (47)$$

$$p_D = 0,8 \cdot 150$$

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

Rovnice (47), dle [8], str. 1080, kde:

$$p_0 \quad [MPa] \quad \text{Základní hodnota tlaku pro náboj, dle [8] pro ocel voleno } p_0 = 150 \text{ MPa}$$

Obvodová síla na povrchu čepu:

$$F_{Oč} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{\check{c}}} \quad [N] \quad (48)$$

$$F_{Oč} = \frac{2 \cdot 176}{25 \cdot 10^{-3}}$$

$$F_{Oč} = 14\,080 \text{ N}$$

Rovnice (48), dle [8], str. 1080

Následnou úpravou rovnice (46), je vyjádřen vztah pro minimální délku pera.

$$l_{pmin} \geq \frac{F_{Oč}}{t_1 \cdot p_D} + b \quad [mm] \quad (49)$$

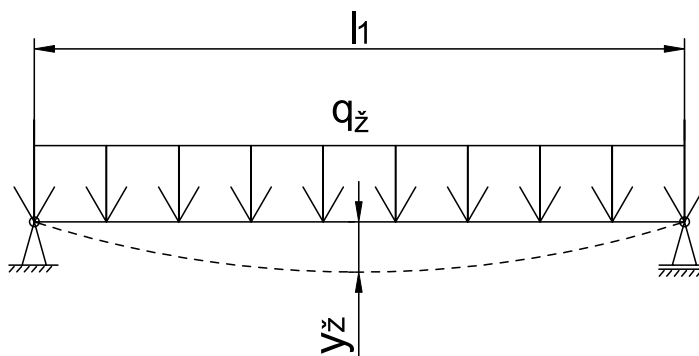
$$l_{pmin} \geq \frac{14\,080}{2,9 \cdot 120} + 8$$

$$l_{pmin} \geq 48,5 \text{ mm}$$

Vzhledem k tomu, že délka 45,4 mm není normalizovaná, je dle [10] volena nejbližší vyšší hodnota délky pera a to $l_p = 50 \text{ mm}$. Navýšením této délky je zároveň zajištěna potřebná bezpečnost vůči otlacení i proti stříhu. Zvolené pero má označení PERO 8e7 x 7 x 50 ČSN 02 2562.

9.3 PRŮHYB ŽLABU

Dopravní žlab je dle kotevního plánu ukotven pomocí čtyř podpěr. Výpočet průhybu je proveden ve středové části žlabu, kde rozteč mezi podpěrami je nejvyšší, a tudíž zde vzniká nejvyšší průhyb. Při výpočtech je žlab uvažován jako prut na dvou podporách, který je zatížen vlastní tíhou, přepravovaným materiálem a plastovou výstelkou liniovým zatížením.



Obr. 19 Schématické znázornění průhybu

9.3.1 SPOJITÉ ZATÍŽENÍ ŽLABU

Výpočet liniového zatížení je proveden na dopravní vzdálenosti $l = 7,5$ m.

$$q_z = \frac{(m_{mat} + m_{zvl}) \cdot g}{l} \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (50)$$

$$q_z = \frac{(27,9 + 193) \cdot 9,81}{7,5}$$

$$q_z = 288,9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Rovnice (50), dle [10], str. 44, kde:

m_{mat} [kg] Hmotnost materiálu; z rovnice (31) voleno $m_{mat} = 43,8$ kg

m_{zvl} [kg] Hmotnost žlabu a plastové výstelky na dopravní vzdálenosti $l = 7,5$ m, dle výpočtu z programu Autodesk Inventor voleno $m_{zvl} = 193$ kg

9.3.2 KVADRATICKÝ MOMENT ŽLABU

$$I_z = \frac{\pi \cdot (D_z^4 - d_z^4)}{64} \quad [mm^4] \quad (51)$$

$$I_z = \frac{\pi \cdot (133^4 - 120,4^4)}{64}$$

$$I_z = 5044321 \text{ mm}^4$$

Rovnice (51), dle [10], str. 40, kde:

D_z [mm] Vnější průměr žlabu; dle Tab. 6 voleno $D_z = 133$ mm

d_z [mm] Vnitřní průměr žlabu, dle Tab. 6 voleno $d_z = 120,4$ mm

9.3.3 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU ŽLABU

$$W_o = \frac{I_z}{y_t} \quad [mm^3] \quad (52)$$

$$W_o = \frac{5044321}{66,5}$$

$$W_o = 75854,5 \text{ mm}^3$$

Rovnice (52), dle [10], kde:

I_z [mm³] Kvadratický moment žlabu; z rovnice (51) voleno $I_z = 5044321$ mm⁴

y_t [mm] Vzdálenost krajního vlákna od těžiště; voleno $y_t = D_z / 2 = 66,5$ mm

9.3.4 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

$$M_{omax} = \frac{q_z \cdot l_1^2}{8} \quad [N \cdot m] \quad (53)$$

$$M_{omax} = \frac{288,9 \cdot 2,7^2}{8}$$

$$M_{omax} = 263,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rovnice (53), dle [10], str. 45, kde:

q_z [N·m⁻¹] Spojité zatížení od dopravovaného materiálu a plastové výstelky; z rovnice (48) voleno $q_z = 288,9$ N·m⁻¹

l_1 [m] Rozteč nejvzdálenějších podpěr; dle kotevního plánu voleno $l_1 = 2,7$ m

9.3.5 OHYBOVÉ NAPĚTÍ VE ŽLABU

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \quad [MPa] \quad (54)$$

$$\sigma_o = \frac{263,3 \cdot 10^3}{75854,5}$$

$$\sigma_o = 3,47 \text{ MPa}$$

Rovnice (54), dle [10], str. 35, kde:

$M_{o\max}$ [N·m] Maximální ohybový moment působící na žlab; z rovnice (51) voleno
 $M_{o\max} = 263,3 \text{ N·m}$

W_o [mm³] Modul průřezu v ohybu žlabu; z rovnice (52) voleno $W_o = 75854,5 \text{ mm}^3$

Jak je z výsledku ohybového napětí žlabu patrné, výsledná hodnota je výrazně nižší než mez kluzu nerezové oceli. Rozmístění podpěr je vzhledem k liniovému zatížení a parametrům žlabu vyhovující.

9.3.6 PRŮHYB ŽLABU

$$y_z = \frac{5 \cdot q_z \cdot l_1^4}{384 \cdot E \cdot I_z} \quad [m] \quad (55)$$

$$y_z = \frac{5 \cdot 288,9 \cdot 2,7^4}{384 \cdot 193 \cdot 10^9 \cdot 5044321 \cdot 10^{-12}}$$

$$y_z = 205 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Rovnice (55), dle [10], str. 45, kde:

E [GPa] Modul pružnosti v tahu; dle [18] pro nerezovou ocel X5CrNi18-10 voleno
 $E = 193 \text{ GPa}$

Výsledná hodnota průhybu v nejkritičtějším místě žlabu dosahuje hodnot 0,205 mm, jež je pro dopravník zanedbatelné. Navržený žlab je zvolen správně.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvoření předpokladu funkčnosti spirálních šnekových dopravníků v závislosti na jejich sklonu a následně provedení konstrukčního řešení pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry.

V úvodu této práce byly popsány základní konstrukční části, z kterých se dopravník skládá včetně nastínění řešení. Následoval předpoklad funkčnosti těchto dopravníků, v kterém jsou odvozeny rovnice třecích sil působící na materiál u dna žlabu. Pro samotnou dopravu byl zvolen sušený odpadní kal, jakožto výstup ze sušárny kalu z čistíren odpadních vod, který se vyznačuje zejména vysokou korozivostí. S ohledem na jeho fyzikální a chemické vlastnosti byly pomocí funkčních výpočtů zvoleny konstrukční prvky dopravníku včetně provedení pevnostních výpočtů vybraných kritických míst.

Od klasického šnekového dopravníku se zvolená konstrukce zásadně neliší. Největší rozdíl je v použití plně zaplněného žlabu, jež je podmínkou správného chodu. Dále v použití bezosé spirály, která postrádá vodící ložiska. Tyto faktory vedou nejen k snížení velikosti spirály a dopravního žlabu, ale také výrobní ceny. V případě použití šneku by se vzhledem k nutnému umístění vodících ložisek nabízelo zkonstruovat žlab do tvaru písmene U a opatřit ho odnímatelným víkem.

Při vypracování jsem si osvojil práci v softwaru Autodesk Inventor a AutoCad, z kterých vychází výkresová dokumentace. Ta obsahuje výkres svarku, sestavy dopravníku a seznam položek.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [3] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [4] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979.
- [5] KRÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů II. Převody*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1978.
- [6] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [7] AZIZ, Hamidi, Wong Chin YIK, Harris RAMLI and Salem S. ABU AMR. *Investigations on the hydraulic conductivity and physical properties of silt and sludge as potential landfill capping materiál*. Japonsko: International Journal of Geomate, 2016. ISSN 2186-2982.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE and Richard Gordon BUDYNAS. 2010. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Překlady vysokoškolských učebnic.
- [9] ČSN ISO 281. *Valivá ložiska – Dynamická únosnost a trvanlivost*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [10] LEINVEBER, Jiří and Pavel VÁVRA. 2017. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra.
- [11] RATAJ a.s.. *Výrobce bezosých spirálových dopravníků* [online]. © 2020 [cit. 5.02.2022]. Dostupné z: <https://www.rataj.cz/>
- [12] HAS CZ a.s.. *Šnekové dopravníky, prachové filtry, míchačky, vibrátory* [online]. © 1992 [cit. 5.02.2022]. Dostupné z: <https://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky/ssc-spiralni-snekove-dopravniky>
- [13] FLITECH S.r.l.. *Helicoid Flighting, Helicoid screw, shaftless spiral, square pitch, variable pitch, conveyor screws, auger* [online]. ©2019 WAMGROUP S.p.A. [cit. 6.02.2022]. Dostupné z: https://www.flitech.it/product_range.html
- [14] ROZBROJ, Jiří. *Simulace (DEM) pohybu partikulární hmoty ve šnekovém dopravníku v aplikaci na konstrukci svislého šneku* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 26.2.2022]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/101831>. Disertační práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.

- [15] Ministerstvo životního prostředí. *Kaly z čistíren odpadních vod* [online]. © 2008 [cit. 1.02.2022]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/kaly_cistiren_odpadnich_vod
- [16] SEW-EURODRIVE. *Čelní převodové motory* [online]. © 2022 [cit. 8.03.2022] Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>
- [17] KTR Systems GmbH. *Torzně pružná ozubcová spojka ROTEX Standard* [online]. © 2022 [cit. 12.03.2022]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/rotex/rotex-standard/>
- [18] THE WORLD MATERIAL. *DIN EN 1.4301 Stainless Steel X5CrNi18-10 Material Equivalent, Properties, Chemical Composition* [online]. © 2022 [cit. 19.03.2022]. Dostupné z: <https://www.theworldmaterial.com/din-en-1-4301-material-x5crni18-10-stainless-steel/>
- [19] SKF GROUP. *Rolling bearings* [online]. © 2022 [cit. 15.03.2022]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings>
- [20] VODOVOD.INFO. *Sušení čistírenského kalu pro podmínky České republiky* [online]. © 2013 [cit. 1.02.2022]. Dostupné z: <https://www.vodovod.info/index.php/kanalizace-acov/388-suseni-cistirenskeho-kalu-pro-podminky-ceske-republiky#.YoFtahNBxhF>
- [21] INOX STEEL. *Nerezové trubky bežešvé* [online]. © 2022 [cit. 12.03.2022]. Dostupné z: <http://www.inoxsteel.cz/produkty/nerezove-trubky-bezesve>
- [22] FTP Plastics s.r.o.. *Polyamidy* [online]. Copyright © 2019 [cit. 12.03.2022]. Dostupné z: <https://www.prumysloveplasty.cz/polyamidy/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_A	[-]	Exponent rovnice pro ložisko s čárovým stykem
a_B	[-]	Exponent rovnice pro ložisko s bodovým stykem
a_D	[m·s ⁻²]	Záporně vzaté dostředivé zrychlení
a_{ns}	[m·s ⁻²]	Normálové zrychlení na spirále
$a_{nž}$	[m·s ⁻²]	Normálové zrychlení na žlabu
a_{ts}	[m·s ⁻²]	Tečné zrychlení na spirále
$a_{tž}$	[m·s ⁻²]	Tečné zrychlení na žlabu
b	[mm]	Šířka pera
C_{0A}	[N]	Základní statická únosnost ložiska
C_{0B}	[N]	Základní statická únosnost ložiska
C_A	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
C_B	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
D	[m]	Vnější průměr spirály
d	[m]	Vnitřní průměr spirály
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu
$d_{\check{c}min}$	[m]	Minimální průměr čepu
D_{min}	[m]	Minimální vnější průměr spirály
$D_{ž}$	[mm]	Vnější průměr žlabu
$d_{ž}$	[mm]	Vnitřní průměr žlabu
E	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
e_A	[-]	Mezní hodnota poměru FA/FR
f_{0B}	[-]	Výpočtový součinitel
f_1	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a žlabem
f_2	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a spirálou
F_{AX}	[N]	Celková axiální síla působící na ložisko
F_{AX1}	[N]	Axiální složka tíhové síly od spirály a čepů
F_{AX2}	[N]	Axiální síla od pohybujícího se materiálu
F_{AY}	[N]	Radiální zatížení ložiska na straně pohonu
F_{BY}	[N]	Radiální zatížení ložiska na straně u vstupu materiálu
F_G	[N]	Tíhová síla od spirály a čepů
F_o	[N]	Odstředivá síla
$F_{o\check{c}}$	[N]	Obvodová síla na povrchu čepu

F_{RY}	[N]	Radiální složka tíhové síly
F_s	[N]	Třecí síla na šneku
F_{Ts}	[N]	Třecí síla na spirále
F_{Tz}	[N]	Třecí síla na žlabu
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Dopravní převýšení
h_p	[mm]	Výška pera
ch	[-]	Korekční součinitel
i	[-]	Celkový převodový poměr elektromotoru
I_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment žlabu
k_n	[-]	Návrhový součinitel
k_T	[-]	Bezpečnost dopravy při sklonu dopravníku α
l	[m]	Dopravní vzdálenost
L_{10A}	[h]	Celková životnost ložiska zachycující radiální i axiální sílu
l_{pmin}	[mm]	Minimální délka pera
l_v	[m]	Vodorovná dopravní vzdálenost
l_z	[m]	Délka jedné části bezešvé trubky
m_{cel}	[kg]	Celková hmotnost dopravníku
$m_č$	[kg]	Hmotnost čepů
M_k	[N·m]	Výstupní točivý moment elektromotoru
m_m	[kg]	Hmotnost převodového elektromotoru
m_{mat}	[kg]	Hmotnost materiálu ve žlabu
M_o	[N·m]	Ohybový moment
M_{omax}	[N·m]	Maximální ohybový moment
m_{pj}	[kg]	Hmotnost pohonné jednotky
m_{ps}	[kg]	Hmotnost pružné spojky
m_s	[kg]	Hmotnost spirály
$m_{sč}$	[kg]	Hmotnost spirály a čepů
m_t	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost jednoho metru bezešvé trubky
m_v	[kg]	Hmotnost výstelky
m_z	[kg]	Hmotnost žlabu
m_{zv}	[kg]	Hmotnost žlabu a výstelky
m_{zvl}	[kg]	Hmotnost žlabu a plastové výstelky na dopravní vzdálenosti l

n	$[s^{-1}]$	Otáčky spirály
n_1	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky motoru
n_2	$[\text{min}^{-1}]$	Výstupní otáčky převodového elektromotoru
n_{limA}	$[\text{min}^{-1}]$	Limitní otáčky ložiska
n_{limB}	$[\text{min}^{-1}]$	Limitní otáčky ložiska
P	$[\text{kW}]$	Výkon elektromotoru
p_0	$[\text{MPa}]$	Základní hodnota tlaku pro náboj
P_A	$[\text{N}]$	Dynamické ekvivalentní zatížení
P_B	$[\text{N}]$	Dynamické ekvivalentní zatížení
P_D	$[\text{W}]$	Příkon dopravníku
p_D	$[\text{MPa}]$	Dovolený tlak na bocích drážek v náboji
Q	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$	Dopravní výkon
Q_{skut}	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$	Skutečný dopravní výkon
Q_v	$[\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
q_z	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	Spojité zatížení žlabu
R_e	$[\text{MPa}]$	Mez kluzu
R_s	$[\text{m}]$	Účinný poloměr spirály
s	$[\text{m}]$	Stoupání závitu spirály
S_m	$[\text{m}^2]$	Plocha průřezu materiálu
t	$[\text{mm}]$	Hloubka drážky v hřídeli
t_1	$[\text{mm}]$	Hloubka drážky v náboji
t_s	$[\text{m}]$	Tloušťka listu spirály
t_v	$[\text{m}]$	Tloušťka výstelky žlabu
t_z	$[\text{mm}]$	Tloušťka žlabu
w	$[-]$	Globální součinitel odporu
W_o	$[\text{mm}^3]$	Modul průřezu žlabu
X_A	$[-]$	Součinitel dynamického radiálního zatížení
X_B	$[-]$	Součinitel dynamického radiálního zatížení
Y_A	$[-]$	Součinitel dynamického axiálního zatížení
Y_B	$[-]$	Součinitel dynamického axiálního zatížení
y_t	$[\text{mm}]$	Vzdálenost krajního vlákna od těžiště
y_z	$[\text{m}]$	Průhyb žlabu
α	$[\text{°}]$	Úhel sklonu dopravníku

β	[°]	Úhel stoupání spirály
ρ	[kg·m ⁻³]	Objemová hmotnost materiálu
Ψ	[-]	Součinitel plnění
Δ	[%]	Procentuální rozdíl skutečného dopravního výkonu
φ	[°]	Třecí úhel mezi materiálem a spirálou
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí ve žlabu
ρ_v	[kg·m ⁻³]	Objemová hmotnost materiálu výstelky

SEZNAM PŘÍLOH

KATALOGOVÉ LISTY

P1 – Katalogový list převodového elektromotoru

P2 – Katalogový list spojky ROTEX.

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres svarku	SVAR SPIRÁLY S ČEPY	BP-3PSSZ1-1
Výkres sestavy	SPIRÁLNÍ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	BP-3PSSZ1-2
Seznam položek	SPIRÁLNÍ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	BP-3PSSZ1-3 (3 listy)

P1 – KATALOGOVÝ LIST PŘEVODOVÉHO ELEKTROMOTORU

Informace o výrobku

SEW
EURODRIVE

Označení

R37DRN90S4

Čelní převodové motory R..DRN.. (IE3)

Produktová data

Jmenovité otáčky motoru	[1/min] : 1455
Výstupní otáčky	[1/min] : 60
Převodový poměr celkově	: 24,42
Výstupní krouticí moment	[Nm] : 176
Provozní faktor SEW-FB	: 1,15
Typ konstrukce	: M1
Vrchní nátěr dle RAL	: 7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříně	[°] : 0
Kabelový přívod/poloha konektoru	: X
Výstupní hřídel	[mm] : 25x50
Povolená výstupní radiální síla při n=1400	[N] : 3800
Množství maziva 1. převodovka	[Litr] : 0,3
Výkon motoru	[kW] : 1,1
Doba zapnutí	: S1-100%
Třída účinnosti	: IE3
Účinnost (50/75/100% Pn)	[%] : 83,5 / 85 / 84,5
Značka CE	: ano
Napětí motoru	[V] : 230/400
Schéma zapojení	: R13
Frekvence	[Hz] : 50
Jmenovitý proud	[A] : 4,45 / 2,55
Cos ϕ	: 0,73
Tepelná třída	: 155(F)
Krytí motoru	: IP55
Konstrukční předpis	: Evropa (CE)
Moment setrvačnosti (vztažený na vstupní stranu)	[10 ⁻⁴ kgm ²] : 54,00
hmotnost	[kg] : 29,00



Doplňková provedení

Výstupní hřídel: 25x50 mm

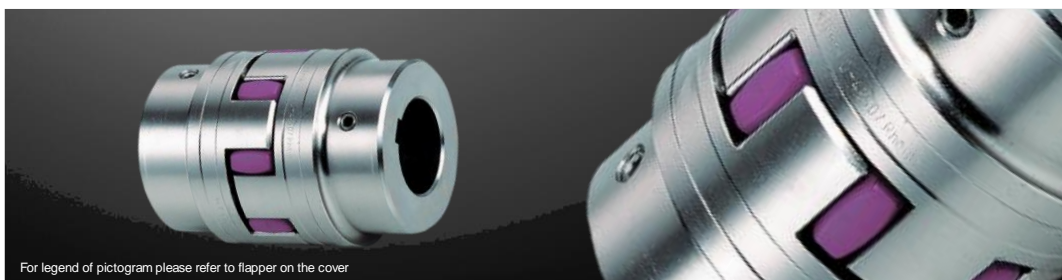
Tepelná třída 155(F)

Krytí IP 55

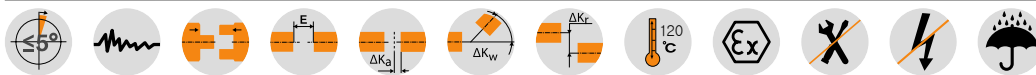
P2 – KATALOGOVÝ LIST SPOJKY ROTEX

ROTEX® Standard
Flexible jaw couplings

Material steel/stainless steel



For legend of pictogram please refer to flapper on the cover



ROTEX® Steel (St)																		
Size	Component	Spider ¹⁾ (component 2) Rated torque [Nm]			Finish bore D (min. - max.)	Dimensions [mm]										Setscrew		
		92 ShA	98 ShA	64 ShD		General										G	T	T _A [Nm]
					L	L1, L2	E	B1	S	DH	DI1	DN	N					
14	1a	7.5	12.5	16	0-16	35	11	13	10	1.5	30	10	30	—	M4	5	1.5	
	1b					50	18.5											
19	1a	10	17	21	0-25	66	25	16	12	2	40	18	40	—	M5	10	2	
	1b					90	37											
24	1a	35	60	75	0-35	78	30	18	14	2	55	27	55	—	M5	10	2	
	1b					118	50											
28	1a	95	160	200	0-40	90	35	20	15	2.5	65	30	65	—	M8	15	10	
	1b					140	60											
38	1	190	325	405	0-48	114	45	24	18	3	80	38	70	27	M8	15	10	
	1b					176	75											
42	1	265	450	560	0-55	126	50	26	20	3	95	46	85	28	M8	20	10	
	1b					176	75											
48	1	310	525	655	0-62	140	56	28	21	3.5	105	51	95	32	M8	20	10	
	1b					188	80											
55	1	410	685	825	0-75	160	65	30	22	4	120	60	110	37	M10	20	17	
	1b					210	90											
65	1	625	940	1175	0-80	185	75	35	26	4.5	135	68	115	47	M10	20	17	
	1b					235	100											
75	1	1280	1920	2400	0-95	210	85	40	30	5	160	80	135	53	M10	25	17	
	1b					260	110											
90	1	2400	3600	4500	0-110	245	100	45	34	5.5	200	100	160	62	M12	30	40	
	1b					295	125											
100	1	3300	4950	6185	0-115	270	110	50	38	6	225	113	180	89	M12	30	40	
110	1	4800	7200	9000	0-125	295	120	55	42	6.5	255	127	200	96	M16	35	80	
125	1	6650	10000	12500	60-145	340	140	60	46	7	290	147	230	112	M16	40	80	
140	1	8550	12800	16000	60-160	375	155	65	50	7.5	320	165	255	124	M20	45	140	
160	1	12800	19200	24000	80-185	425	175	75	57	9	370	190	290	140	M20	50	140	
180	1	18650	28000	35000	85-200	475	195	85	64	10.5	420	220	325	156	M20	50	140	

¹⁾ Unless any material is specified in the order, it is defined with the calculation/order.
²⁾ Maximum torque of the coupling T_{K max} = rated torque of the coupling T_{KN} x 2. For selection please see page 14 et seqq.

ROTEX® Stainless steel																		
Size	Material	Spider (component 2) Rated torque [Nm]			Finish bore D (min. - max.)	Dimensions [mm]										Setscrew		
		92 ShA	98 ShA	64 ShD		General										G	T	T _A [Nm]
					L	L1, L2	E	B1	S	DH	DI1	DN	N					
19	1.4305	10	17	21	0-25	66	25	16	12	2	40	18	40	-	M5	10	2	
24	1.4305	35	60	75	0-35	78	30	18	14	2	55	27	55	-	M5	10	2	
28	1.4305	95	160	200	0-40	90	35	20	15	2.5	65	30	65	-	M8	15	10	
38	1.4305	190	325	405	0-48	114	45	24	18	3	80	38	70	27	M8	15	10	
42	1.4305	265	450	560	0-55	126	50	26	20	3	95	46	85	28	M8	20	10	
48	1.4305	310	525	655	0-62	140	56	28	21	3.5	105	51	95	32	M8	20	10	

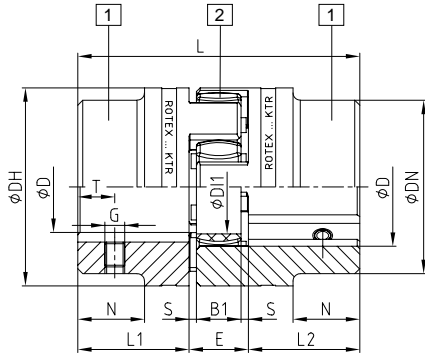
Material 1.4571 on request.

Ordering example:	ROTEX® 38	1.4305	92 ShA	1 - Ø45	1 - Ø25
	Coupling size	Material	Spider hardness	Component	Finish bore

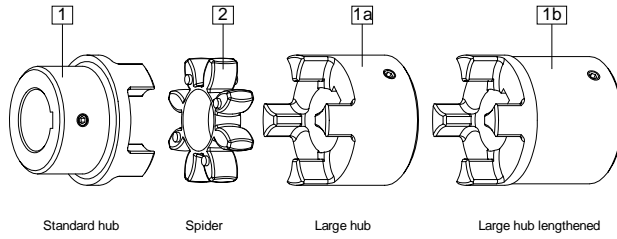
ROTEX®
Flexible jaw couplings

DIN EN 10204 - 3.1 and 3.2 material test certificate

Components



Steel (thread on the keyway)



ROTEX®
Flexible jaw and pin & bush couplings

ROFLEX®

ROTEX® Coupling hubs with test certificate ¹⁾				
Size	Component	Material ²⁾	Inspection certificate acc. to DIN EN 10204	Notch impact strength
19	1a	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
24	1a	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
28	1a	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
38	1a	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
42	1	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
48	1	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
55	1	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
65	1	S355 ²⁾	3.1	>= 27 J
75	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		
90	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		
100	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		
110	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		
120	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		
140	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		
160	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		
180	1	S355 ²⁾	3.1/3.2	>= 27 J
		42CrMoS4+QT ³⁾		

¹⁾ S355 suitable for feather key connections, 42CrMoS4+QT for oil press-fits

²⁾ Notch impact strength with -40 °C

³⁾ Notch impact strength with -20 °C

Marine programme:

Hub materials S355J2+N and 42CrMo4+QT acc. to DIN EN 10204 - 3.1+3.2, size 75 - 180 available from stock.



ClassNK

UL



Use in fire pumps
ROTEX® couplings comply with the specifications of NFPA 20 standard for the installation of stationary pumps for fire protection and due to completion of the endurance tests required they also comply with the specifications of UL 448A, flexible couplings and connection shafts for stationary fire pumps.

Sizes available:



ROTEX® UL Listed								
Size	Component	Material	Spider (component 2) Rated torque [Nm]	Dimensions [mm]				
				92 ShA	Finish bore D (min. - max.)	L	L1, L2	E
42	1	St	265	18-55	126	50	26	95
55	1	St	410	24-74	160	65	30	120
65	1	St	625	24-80	185	75	35	135
75	1	St	1280	24-95	210	85	40	160
90	1	St	2400	30-110	245	100	45	200

* for complete dimensions see table on page 40

For continuously updated data please refer to our online catalogue at www.ktr.com

POLY-NORM®

POLY

REVOLUX®