



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 DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU ZRNA

THE SCREW CONVEYOR FOR TRANSPORT OF GRAIN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MAREK PERNICA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MILAN ŘEZNÍČEK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Marek Pernica

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Šnekový dopravník pro dopravu zrna

v anglickém jazyce:

The screw conveyor for transport of grain

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte šikmý šnekový dopravník pro dopravu zemědělské komodity. Základní parametry:

- Dopravované množství $Q = 50$ t/hod
- Dopravní délka $L = 25$ m
- Maximální sklon dopravníku

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu, která bude obsahovat:

- koncepční návrh celého zařízení
- výpočet hlavních rozměrů,
- návrh a výpočet pohonu
- pevnostní kontrola konstrukčních dílů dle pokynů vedoucího práce

Nakreslete:

- sestavu navrhovaného zařízení
- podrobnou podsestavu uložení šnekové hřídele ve všech ložiscích
- svařovací sestavu žlabu

Seznam odborné literatury:

MYNÁŘ, B.: Dopravní a manipulační zařízení, elektronická skripta VUT v Brně, 2002
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2
BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Milan Řezníček

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

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením a návrhem šikmého šnekového dopravníku pro dopravu zrna. V práci je proveden výpočet hlavních částí šnekového dopravníku, návrh pohonu, návrh uložení šneku, pevnostní kontrola hřídele šneku a pevnostní kontrola žlabu. Výkresová dokumentace obsahuje celkový výkres sestavy, podsestavy všech uložení a svařovací sestavu žlabu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, šnek, šnekovnice, žlab, pohon, šikmý

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with constructional solution and proposal of skew screw conveyor for transport of grain. In thesis is carried out calculation of main parts of screw conveyor, proposal of engine, proposal of enshrinement of screw, solidity review of screw shaft and solidity review of trough. Drawing documentation contains general device draw, subassemblies of all bearing lengths and welding subassembly of trough.

KEYWORDS

Screw conveyor, screw, spiral worn, trough, engine, skew



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PERNICA, M. *Šnekový dopravník pro dopravu zrna*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Milan Řezníček.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....
Marek Pernica



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce, Ing. Milanu Řezníčkovi, za pomoc při řešení bakalářské práce. Také bych chtěl poděkovat svojí rodině za podporu během celého studia.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Konstrukce šnekového dopravníku.....	11
1.1 Šnek.....	11
1.1.1 Uložení šneku.....	11
1.2 Žlab.....	11
1.3 Pohon.....	12
1.4 Zvolené konstrukční řešení.....	12
2 Výpočet průměru šnekovnice.....	13
2.1 Objemový dopravní výkon.....	13
2.2 Průměr šnekovnice.....	13
3 Volba pohonu.....	14
3.1 Výkon motoru.....	14
3.2 Volba elektromotoru.....	14
3.3 Návrh převodovky.....	15
3.3.1 Převodový poměr.....	15
3.4 Volba převodovky.....	16
3.4.1 Skutečné výstupní otáčky.....	16
3.4.2 Kroutící moment.....	17
3.5 Volba pojistné spojky.....	17
3.6 Bezpečnost spojky.....	18
4 Kontrola objemového dopravního výkonu.....	19
4.1 Skutečný objemový dopravní výkon.....	19
4.2 Rozdíl zadaného a skutečného dopravního výkonu.....	19
5 Hmotnost šneku.....	20
5.1 Hmotnost hřídele šneku.....	20
5.2 Hmotnost šnekovnice.....	21
5.3 Hmotnost spojovacího čepu.....	21
5.4 Celková hmotnost šneku.....	22
6 Uložení šneku.....	23
6.1 Radiální síla.....	23
6.2 Axiální síla.....	23
6.2.1 Axiální síla od pohybujícího se materiálu.....	24
6.2.2 Axiální síla způsobená nakloněním šneku.....	24
6.2.3 Celková axiální síla.....	24
6.3 Ložisko pohonu.....	25

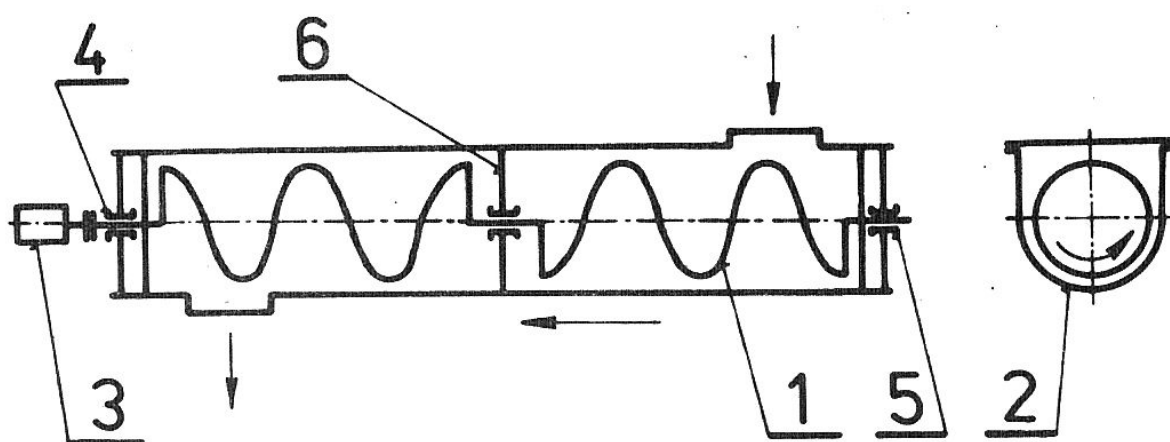


6.4	Koncové ložisko	26
6.5	Kluzné ložisko	27
7	Pevnostní kontrola.....	29
7.1	Pevnostní kontrola hřídele.....	29
7.1.1	Ohyb.....	29
7.1.2	Krut	31
7.1.3	Redukované napětí dle podmínky HMH	32
7.1.4	Bezpečnost	32
7.2	Kontrola maximálního průhybu hřídele.....	32
7.3	Kontrola spojení šnekové hřídele s čepy.....	33
7.3.1	Kontrola čepu na smykové namáhání.....	34
7.3.2	Tlak v hřídeli	34
7.3.3	Tlak v náboji.....	35
7.4	Kontrola pera na vstupní hřídeli	35
7.5	Kontrola žlabu	36
	Závěr	42
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	44
	Seznam příloh.....	48



ÚVOD

Šnekové dopravníky se používají k přepravě sypkých a zrnitých materiálů v suchém nebo částečně vlhkém stavu. Mohou plnit také technologické funkce, například mísení nebo hnětení. Nejsou vhodné pro přepravu materiálů lepkavých a abrazivních. Umožňují dopravu vodorovnou, šikmou i svislou. Základní součásti šnekového dopravníku jsou dopravní žlab, šnek a pohonná jednotka. Materiál je ve žlabu posouván šnekem, který koná rotační pohyb. Aby se materiál ve žlabu posouval, musí být zajištěno, že tření materiálu o žlab je větší než tření materiálu o povrch šneku. Materiál koná ve žlabu křivočarý pohyb, který vzniká posuvem materiálu šnekem a rotací materiálu kolem osy šneku, čehož se využívá při technologických operacích. Výhodou šnekových dopravníků je jednoduchá konstrukce, nízká cena a spolehlivost zařízení. Nevýhodou je vysoké opotřebení pracovních ploch v důsledku tření, možnost zadírání a drcení materiálu a velké energetické nároky na pohon.



Obrázek 1 Schéma šnekového dopravníku [1], str. 206;

1 – Šnek, 2 – Žlab, 3 – Pohon, 4 – Ložisko pohonu, 5 – Koncové ložisko, 6 – Ložisko mezi čely

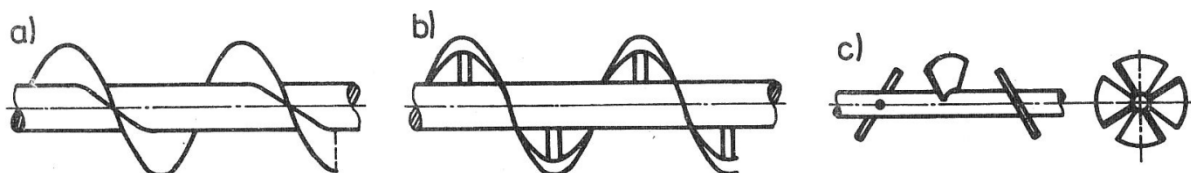


1 KONSTRUKCE ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Šnekový dopravník se skládá ze šneku, žlabu a pohonné jednotky.

1.1 ŠNEK

Šnek je nejdůležitější částí šnekového dopravníku a je tvořen nosnou hřídelí a šnekovnicí. Šnekovnice tvoří pracovní část šneku a podle přepravovaného materiálu se vyrábí jako plná, obvodová nebo lopatková. Plná šnekovnice se hodí pouze pro přepravu práškovitých nebo jemně zrnitých, nelepivých materiálů. Obvodová je vhodná pro soudržné zrnité materiály, lopatková umožňuje přepravu lepivých materiálů, ale není vhodná pro sypké materiály. Směr dopravy je určen směrem stoupání šnekovnice a smyslem jejího otáčení. Šnekovnice se nejčastěji vyrábí z plechu lisováním za tepla a následně je navařena na hřídel šneku. Vyráběné vnější průměry šnekovnic jsou dány normou, od 160 mm do 500 mm pro plné šnekovnice a 320 mm až 630 mm pro obvodové šnekovnice. Kvůli hmotnosti se pro hřídele šneku používají bezešvé trubky, nikoliv tyčovitý polotovar.



Obrázek 2 Provedení šneku [1], str. 206;

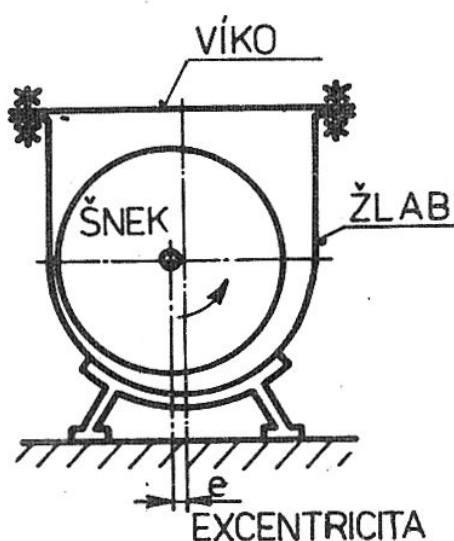
a) Plné b) Obvodové c) Lopatkové

1.1.1 ULOŽENÍ ŠNEKU

Šnek je uložen v ložiscích v čelech žlabu. Jedno z nich musí být axiální. U šneků delších než 2,5 m až 3 m je třeba užít i ložiska mezi čely [1]. Jednotlivé hřídele šneku jsou spojeny pomocí spojovacích čepů, které současně slouží pro uložení kluzných ložisek.

1.2 ŽLAB

Žlaby se vyrábí nejčastěji z plechu tloušťky 3 mm až 8 mm. Horní okraje jsou ohnuty ven, tím se zvýší tuhost žlabu a zároveň je na něj možné připevnit víko [1]. Žlaby se také vyrábí jako prachotěsné. Šnek se do žlabu umísťuje většinou excentricky. Tím se dosáhne toho, že se mezera mezi šnekovnicí a žlabem ve směru otáčení postupně zvětšuje [1]. Znemožní se tak drcení a zadírání materiálu mezi žlabem a šnekem, a díky tomu se části dopravníku méně opotřebovávají. Žlaby se spojují z dílů 1,5 m až 6 m dlouhých [1]. Pro správné uložení šneku je důležité přímočaré spojení jednotlivých dílů žlabu.



Obrázek 3 Žlab s excentricky uloženým šnekem [1], str. 208

1.3 POHON

Pro pohon šnekových dopravníků se nejčastěji používají asynchronní elektromotory s převodovkou. Nejčastěji jsou uloženy na konzole, která je spojena s čelem žlabu a výstupní hřídel převodovky je napojena na hřídel šneku. Zpravidla se pohon umísťuje na začátek dopravníku, ale v případě potřeby jej lze umístit i na konec.

1.4 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Pro konstrukci zadaného šnekového dopravníku pro přepravu pšenice je volena plná šnekovnice, která bude navařena na bezešvou ocelovou trubku. Žlab bude realizován jako otevřený s možností uzavření víkem.



2 VÝPOČET PRŮMĚRU ŠNEKOVNICE

2.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

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

$$Q_V = \frac{50\,000}{750}$$

$$Q_V = 66,67 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Rovnice (1) dle [1], str. 208, kde:

Q Dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$], dle zadání

ρ Sytná objemová hmotnost dopravovaného materiálu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], dle [1], tab. 9.2, str. 210, $\rho = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

2.2 PRŮMĚR ŠNEKOVNICE

Odvozením ze vzorce (2) pro objemový dopravní výkon získáme minimální průměr šneku.

$$Q_V = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2)$$

Z tohoto vztahu určíme průměr šnekovnice D

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_V}{3\,600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad [\text{m}] \quad (3)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 66,67}{3\,600 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 4 \cdot 0,5}}$$

$$D = 0,297 \text{ m}$$

Podle katalogu firmy PRECIZ s.r.o [4], str. 3, je volen průměr šnekovnice $D = 300 \text{ mm}$

Rovnice (2) dle [1], str. 208, kde:

D Průměr šnekovnice [m]

s Stoupání šnekovnice [m], dle [1], str. 208 je voleno $s = D$

ψ Součinitel plnění [-], dle [1], str. 209, tab. 9.1 je voleno $\psi = 0,45$

n Otáčky šneku [s^{-1}], dle [1], str. 209, tab. 9.1 je voleno $n = 4 \text{ s}^{-1}$

c_H Součinitel sklonu [-], dle [1], str. 209, obr. 9.7 je voleno $c_H = 0,5$



3 VOLBA POHONU

3.1 VÝKON MOTORU

$$P = \frac{Q \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad [\text{W}] \quad (4)$$

$$P = \frac{50\,000 \cdot 9,81}{3\,600} \cdot (22,66 \cdot 2,3 + 10,57)$$

$$P = 8\,541,24 \text{ W} = 8,54 \text{ kW}$$

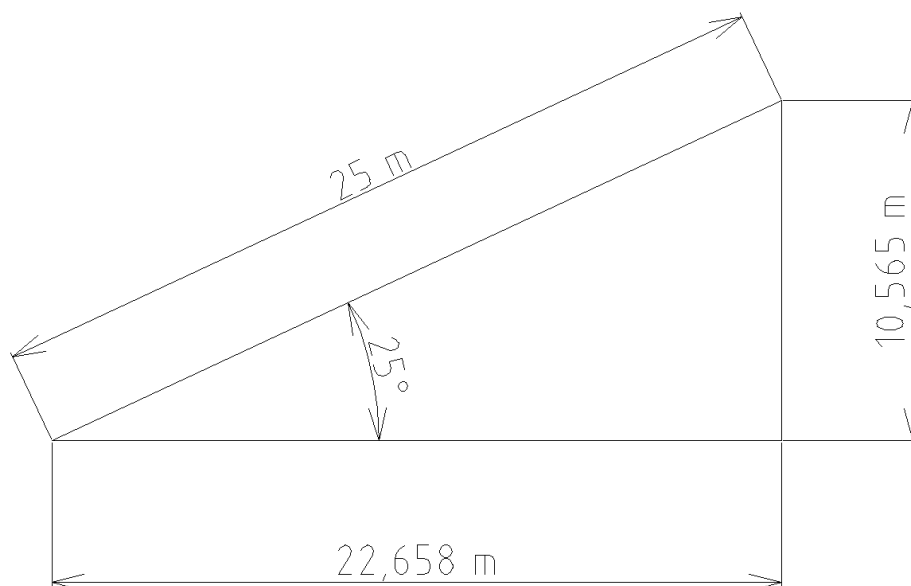
Rovnice (4) dle [1], str. 209, kde:

Q..... Dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$], dle zadání

l_v Vodorovná dopravní délka [m], $l_v = 22,66 \text{ m}$

h Dopravní výška [m], $h = 10,57 \text{ m}$

w..... Celkový součinitel odporu [-], dle [1], str. 210, tab. 9.2 je pro pšenici volen součinitel odporu $w = 2,3$



Obrázek 4 Dopravní výška a vodorovná dopravní délka dopravníku

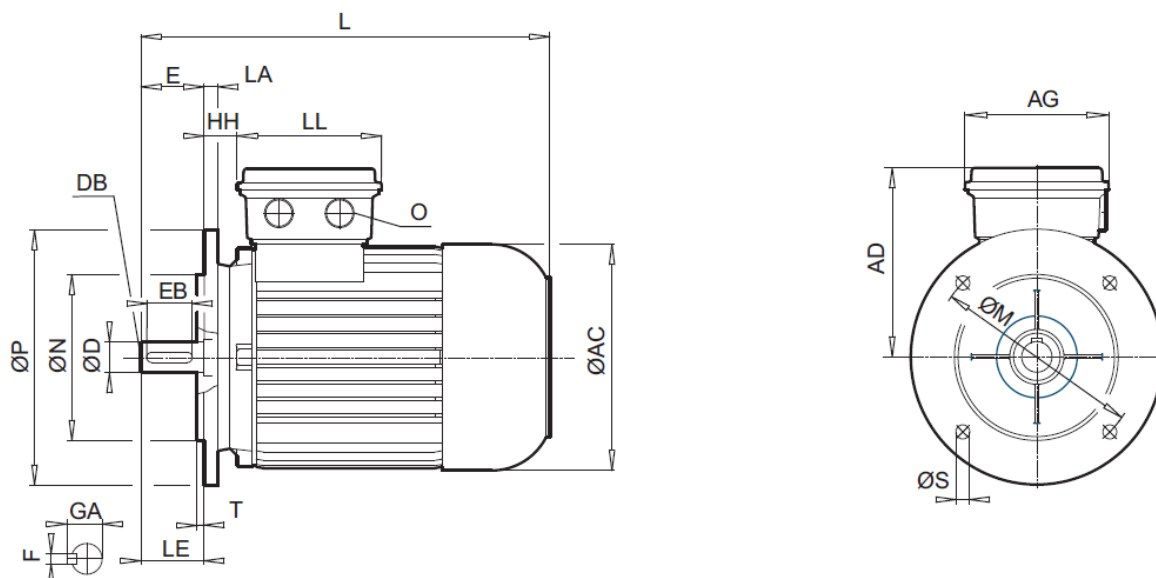
3.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Dle vypočteného výkonu volím motor s nejbližším vyšším výkonem.

Z katalogu výrobce NORD [5], str. 88, je volen čtyřpólový elektromotor s označením SK 132 LH/4, tvaru B5.

Parametry elektromotoru

Jmenovitý výkon:	$P_M = 9,2 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_M = 1\,450 \text{ min}^{-1}$
Hmotnost	$m = 62 \text{ kg}$



Obrázek 5 Rozměry elektromotoru NORD SK 132LH/4, z [5], str.100

Tabulka 1 Rozměry elektromotoru [5], str. 100, 101

Tvar	LA [mm]	M [mm]	N [mm]	P [mm]	S [mm]	T [mm]	AC [mm]	AD [mm]	AG [mm]	HH [mm]
IMB5	20	265	230	300	13	4,0	258	204	122	47
L [mm]	LE [mm]	LL [mm]	O [mm]	D [mm]	DB [mm]	E [mm]	EB [mm]	F [mm]	GA [mm]	
491	80	122	M32x1,5	38	M12	80	70	10	41	

3.3 NÁVRH PŘEVODOVKY

V této kapitole je vypočten přibližný převodový poměr, na základě kterého bude zvolena vhodná převodovka.

3.3.1 PŘEVODOVÝ POMĚR

$$i = \frac{n_M}{n} \quad [-] \quad (5)$$

$$i = \frac{1450}{4 \cdot 60}$$

$$i = 6,042$$

Rovnice (5), kde:

n_M Jmenovité otáčky motoru [min^{-1}], z [5], str. 88, $n_M = 1\,450 \text{ min}^{-1}$

n Otáčky šneku [min^{-1}]



3.4 VOLBA PŘEVODOVKY

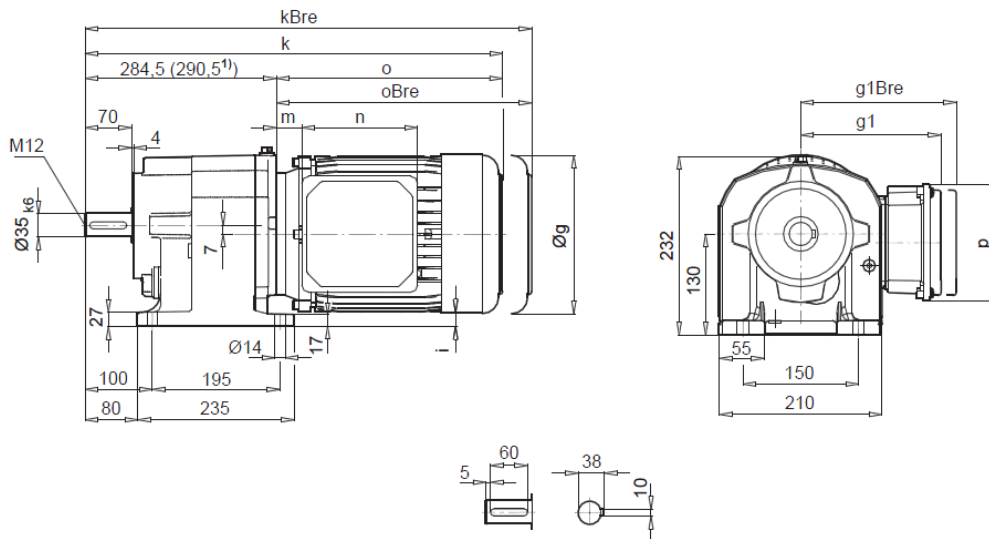
Je volena převodovka od firmy NORD s označením SK 672.1 dle [6], str. 53. Tato převodovka je volena kvůli dobré kompatibilitě se zvoleným motorem.

Parametry převodovky

Převodový poměr	$i_1 = 6,12$
Výstupní otáčky	$n_1 = 237 \text{ min}^{-1}$
Maximální krouticí moment	$M_1 = 580 \text{ Nm}$
Hmotnost	$m = 82 \text{ kg}$

Tabulka 2 Rozměry převodovky NORD SK 672.1 [6], str. 80

Označení	g [mm]	g1 [mm]	k [mm]	o [mm]	m [mm]	n [mm]	p [mm]	i [mm]
SK 672.1	266	204	725,5	435	65	122	122	-10



Obrázek 6 Rozměry převodovky NORD SK 672.1 [6], str. 80

3.4.1 SKUTEČNÉ VÝSTUPNÍ OTÁČKY

$$n_2 = \frac{n_M}{i_1} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (6)$$

$$n_2 = \frac{1450}{6,12}$$

$$n_2 = 236,93 \text{ min}^{-1} \rightarrow 3,95 \text{ s}^{-1}$$

Rovnice (6), kde:

n_M Jmenovité otáčky motoru [min^{-1}],

i_1 Převodový poměr [-]



3.4.2 KROUTÍCÍ MOMENT

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} \quad [\text{Nm}] \quad (7)$$

$$M_k = \frac{9\,200}{2 \cdot \pi \cdot 3,95}$$

$$M_k = 370,69 \text{ Nm}$$

Rovnice (7), kde:

P Výkon motoru [W], P = 9 200 W

n_2 Výstupní otáčky převodovky [s^{-1}], z rovnice (6), $n_2 = 3,95 \text{ s}^{-1}$

3.5 VOLBA POJISTNÉ SPOJKY

Kroutící moment z výstupní hřídele převodovky na šnekovnici bude přenášen pomocí pružné spojky s pryžovou obručí od výrobce SIGAD. Použití této spojky zaručí klidný a bezrázový chod celého zařízení.

Je volena spojka SIGAD typ 250 dle [7]

Parametry spojky

Jmenovitý točivý moment

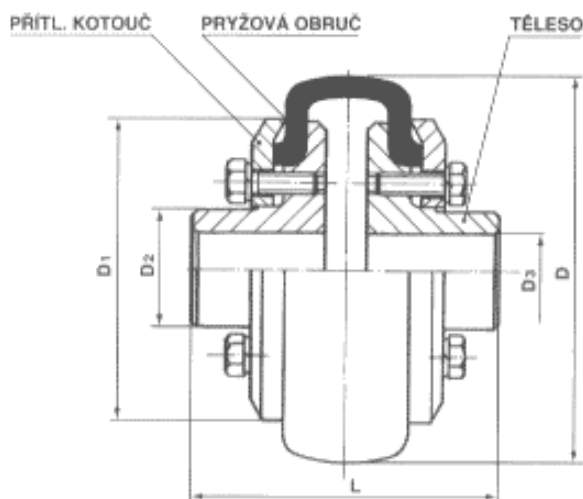
$$M_{t1} = 630 \text{ Nm}$$

Točivý moment, při němž dojde k prokluzu

$$M_{t2} = 1\,200 \text{ Nm}$$

Maximální otáčky

$$n_{\max} = 2000 \text{ min}^{-1}$$



Obrázek 7 Spojka SIGAD [7]

Tabulka 3 Rozměry spojky [7]

Typ	D_1 [mm]	D_2 [mm]	$D_{3\max}$ [mm]	L [mm]
250	200	96	45	220



3.6 BEZPEČNOST SPOJKY

$$k_s = \frac{M_{t2}}{M_k} \quad [-] \quad (8)$$

$$k_s = \frac{1\,200}{370,69}$$

$$k_s = 3,24$$

Rovnice (8), kde:

M_{t2} Kroutící moment, při němž dojde k prokluzu spojky [Nm], z [7], $M_{t2} = 1\,200$ Nm

M_k Kroutící moment [Nm], z rovnice (7), $M_k = 370,69$ Nm



4 KONTROLA OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

4.1 SKUTEČNÝ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Je nutné spočítat skutečný objemový dopravní výkon, který bude následně porovnán se zadaným, protože skutečné otáčky a rozměry se mohou lišit od vypočítaných hodnot.

$$Q_{Vskut} = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_2 \cdot c_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (9)$$

$$Q_{Vskut} = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 0,45 \cdot 3,95 \cdot 0,5$$

$$Q_{Vskut} = 67,85 \, m^3 \cdot h^{-1}$$

Rovnice (9), dle [1], str. 208, kde:

D..... Průměr šnekovnice [m], dle [4], str. 3, D = 0,3 m

s..... Stoupání šnekovnice [m], dle [1], str. 208 je voleno s = D

ψ..... Součinitel plnění [-], dle [1], tab. 9.1, str. 209 je voleno ψ = 0,45

n₂..... Výstupní otáčky převodovky [s⁻¹], dle rovnice (6), n₂ = 3,95 s⁻¹

c_H..... Součinitel sklonu [-], dle [1], obr. 9.7, str. 209, c_H = 0,5

4.2 ROZDÍL ZADANÉHO A SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$\Delta Q_V = \left| \frac{Q_{Vskut} - Q_V}{Q_V} \right| \quad [\%] \quad (10)$$

$$\Delta Q_V = \left| \frac{67,85 - 66,67}{66,67} \right|$$

$$\Delta Q_V = 0,0177 \rightarrow 1,77 \%$$

Rovnice (10), kde:

Q_{Vskut} . . Skutečné přepravované množství materiálu [m³·h⁻¹], z rovnice (9),

$$Q_{Vskut} = 67,85 \, m^3 \cdot h^{-1}$$

Q_V..... Objemový dopravní výkon [m³·h⁻¹], z rovnice (1), Q_V = 66,67 m³·h⁻¹

Zadaný dopravní výkon 50 tun za hodinu je splněn. Skutečný dopravní výkon je o 1,77% vyšší v důsledku rozdílných výpočtových a skutečných parametrů dopravníku, motoru a převodovky.

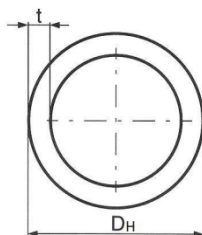


5 HMOTNOST ŠNEKU

Hmotnost šneku bude v dalším výpočtu použita pro výpočet uložení šneku v ložiscích.

5.1 HMOTNOST HŘÍDELE ŠNEKU

Pro hřídel šneku je volena bezešvá trubka od firmy FERONA [8] s označením TR 76,1 x 8 – ČSN 42 5715 01, materiál 1.0308 (11 353).



Obrázek 8 Rozměry průřezu hřídele z [8]

Hřídel šneku bude rozdělena na 9 částí, vstupní hřídel bude mít délku $l_{Hvstup} = 1\,500$ mm, nevstupní hřídele budou mít délku $l_{Hnevstup} = 3\,000$ mm. Vnitřní průměr hřídele bude v části pro uložení spojovacího čepu obroben na průměr $d = 64$ mm.

Tabulka 4 Parametry hřídele šneku udávané výrobcem, dle [8]

Vnější průměr D_H [mm]	Tloušťka stěny t_H [mm]	Úchylka vnějšího průměru [mm]	Úchylka tloušťky stěny [mm]	Délka hřídele l_{Hcelk} [m]	Hmotnost 1 m délky m_t [kg·m ⁻¹]
76,1	8	±0,95 mm	+1 - 1,2	25,5	13,4

HMOTNOST HŘÍDELE ŠNEKU

$$m_H = m_t \cdot l_{Hcelk} \quad [\text{kg}] \quad (11)$$

$$m_H = 13,4 \cdot 25,5$$

$$m_H = 341,7 \text{ kg}$$

Rovnice (11), kde:

m_t Hmotnost hřídele na jeden metr délky [kg·m⁻¹], z [8], $m_t = 13,4 \text{ kg·m}^{-1}$

l_{Hcelk} ... Celková délka hřídele šneku [m], $l_{Hcelk} = 25,5 \text{ m}$



5.2 HMOTNOST ŠNEKOVNICE

Šnekovnice je rozdělena na 9 částí, jejichž délky odpovídají délkám hřídelí. Šnekovnice je volena z katalogu firmy PRECIZ s.r.o. [4], str. 3.

Tabulka 5 Parametry šnekovnice [4], str. 3

Vnější průměr D_{ξ} [mm]	Vnitřní průměr d_{ξ} [mm]	Stoupání s [mm]	Hmotnost 3 m délky $m_{\xi 3m}$ [kg]	Délka šnekovnice l_{ξ} [m]
300	76,1	300	21,5	25,5

HMOTNOST ŠNEKOVNICE

$$m_{\xi} = l_{\xi} \cdot \frac{m_{\xi 3m}}{3} \quad [\text{kg}] \quad (12)$$

$$m_{\xi} = 25,5 \cdot \frac{21,5}{3}$$

$$m_{\xi} = 182,75 \text{ kg}$$

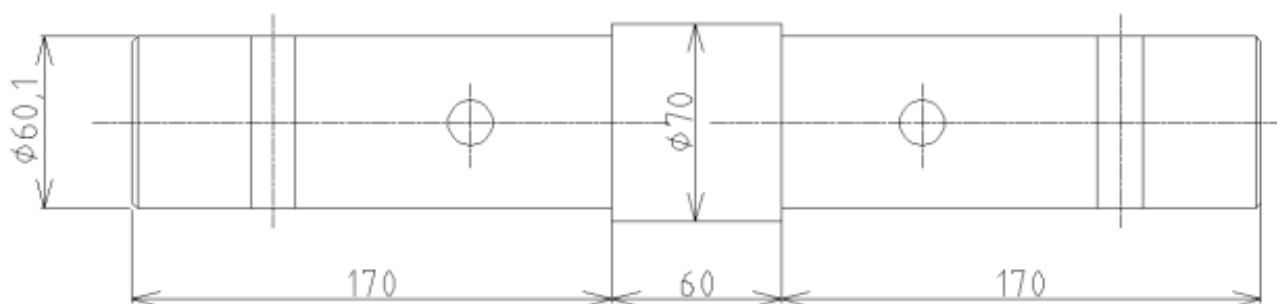
Rovnice (12), kde:

l_{ξ} Délka šnekovnice na hřídeli [m], $l_{\xi} = 25,5 \text{ m}$

m_{ξ} Hmotnost šnekovnice na 3 m délky [kg], dle [4], str. 3, $m_{\xi} = 21,5 \text{ kg}$

5.3 HMOTNOST SPOJOVACÍHO ČEPU

Pro spojení jednotlivých kusů hřídele bude použito spojovacích čepů, které budou zároveň sloužit pro uložení kluzných ložisek.



Obrázek 9 Spojovací čep

OBJEM SPOJOVACÍHO ČEPU

$$V_{\xi} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4} \cdot l_{\xi} \right) + \frac{\pi \cdot D_{\xi}^2}{4} \cdot L_{\xi} \quad [\text{m}^3] \quad (13)$$

$$V_{\xi} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,064^2}{4} \cdot 0,17 \right) + \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \cdot 0,06$$

$$V_{\xi} = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$



Rovnice (13), kde:

d_{ξ} Malý průměr spojovacího čepu [mm], $d_{\xi} = 64$ mm

D_{ξ} Velký průměr spojovacího čepu [mm], $D_{\xi} = 70$ mm

l_{ξ} Délka čepu v části malého průměru čepu [mm], $l_{\xi} = 170$ mm

L_{ξ} Délka čepu v části velkého průměru čepu [mm], $L_{\xi} = 60$ mm

HMOTNOST SPOJOVACÍHO ČEPU

$$m_{\xi} = V_{\xi} \cdot \rho_{\xi} \quad [\text{kg}] \quad (14)$$

$$m_{\xi} = 1,32 \cdot 10^{-3} \cdot 7\,850$$

$$m_{\xi} = 10,4 \text{ kg}$$

Rovnice (14), kde:

V_{ξ} Objem spojovacího čepu [m^3], z rovnice (13), $V_{\xi} = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

ρ_{ξ} Objemová hmotnost materiálu čepu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], $\rho_{\xi} = 7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

5.4 CELKOVÁ HMOTNOST ŠNEKU

Celková hmotnost šneku se určí jako součet hmotnosti vstupní hřídele, nevstupních hřídelí, šnekovnic a spojovacích čepů. K této hodnotě bude ještě připočítáno 20 kg, zohledňujících další spojovací prvky, jako jsou svary a pojistné kolíky.

$$m_{\text{celk}} = (m_H + m_{\xi}) + 10 \cdot m_{\xi} + 20 \quad [\text{kg}] \quad (15)$$

$$m_{\text{celk}} = (341,7 + 182,75) + 10 \cdot 10,4 + 20$$

$$m_{\text{celk}} = 648,45 \text{ kg}$$

Rovnice (15), kde:

m_H Hmotnost hřídele šneku [kg], z rovnice (11), $m_H = 341,7$ kg

m_{ξ} Hmotnost šnekovnice [kg], z rovnice (12), $m_{\xi} = 182,75$ kg

m_{ξ} Hmotnost spojovacího čepu [kg], z rovnice (14), $m_{\xi} = 10,4$ kg



6 ULOŽENÍ ŠNEKU

Pro výpočet uložení šneku v ložiscích je uvažován zadaný sklon dopravníku $\alpha=25^\circ$ a rovnoměrné zatížení všech ložisek.

6.1 RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_R = \frac{m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \cos(25^\circ)}{i_{\zeta}} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_R = \frac{648,45 \cdot 9,81 \cdot \cos(25^\circ)}{10}$$

$$F_R = 576,53 \text{ N}$$

Rovnice (16), kde:

m_{celk} ... Celková hmotnost šneku [kg], z rovnice (15), $m_{\text{celk}} = 648,45 \text{ kg}$

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

i_{ζ} Počet použitých spojovacích čepů [-], $i_{\zeta} = 10$

6.2 AXIÁLNÍ SÍLA

Axiální síla je tvořena dvěma složkami, a to od pohybujícího se materiálu ve žlabu a od naklonění šneku. Pro výpočet axiální síly je třeba nejprve určit účinný poloměr šnekovnice, úhel stoupání šnekovnice a třecí úhel mezi materiálem a šnekem.

ÚČINNÝ POLOMĚR ŠNEKOVNICE

$$R = (0,35 \div 0,4) \cdot D \quad [\text{m}] \quad (17)$$

$$R = 0,4 \cdot 0,30$$

$$R = 0,12 \text{ m}$$

Rovnice (17) dle [1], str. 210, kde:

D Průměr šnekovnice [m], z [4], str. 3, $D = 0,30 \text{ m}$

ÚHEL STOUPÁNÍ ŠNEKOVNICE

$$\beta = \arctg\left(\frac{s}{\pi \cdot D}\right) \quad [^\circ] \quad (18)$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{0,30}{\pi \cdot 0,30}\right)$$

$$\beta = 17,66^\circ$$

Rovnice (18) dle [1], str. 210, kde:

s Rozteč šnekovnice [m], dle [4], str. 3, $s = 0,30 \text{ m}$

D Průměr šnekovnice [m], dle [4], str. 3, $D = 0,30 \text{ m}$

**TŘECÍ ÚHEL MEZI MATERIÁLEM A ŠNEKEM**

$$\varphi = \arctg(f) \quad [^\circ] \quad (19)$$

$$\varphi = \arctg(0,4)$$

$$\varphi = 21,8^\circ$$

Rovnice (19), kde:

f..... Součinitel tření mezi materiálem a šnekem [-], dle [12], str. 12, tab. 8, f = 0,4

6.2.1 AXIÁLNÍ SÍLA OD POHYBUJÍCÍHO SE MATERIÁLU

$$F_{A1} = \frac{M_k}{R \cdot \tg(\beta + \varphi)} \quad [N] \quad (20)$$

$$F_{A1} = \frac{370,69}{0,12 \cdot \tg(17,66^\circ + 21,8^\circ)}$$

$$F_{A1} = 3\,752,69 \text{ N}$$

Rovnice (20), dle [1], str. 210, kde:

M_k Kroutící moment na hřídeli šneku [Nm], z rovnice (7), $M_k = 370,69 \text{ Nm}$

R Účinný poloměr šnekovnice [m], z rovnice (17), $R = 0,12 \text{ m}$

β Úhel stoupání šnekovnice [°], z rovnice (18), $\beta = 17,66^\circ$

φ Třecí úhel mezi materiálem a šnekem [°], z rovnice (19), $\varphi = 21,8^\circ$

6.2.2 AXIÁLNÍ SÍLA ZPŮSOBENÁ NAKLONĚNÍM ŠNEKU

$$F_{A2} = m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \sin(25^\circ) \quad [N] \quad (21)$$

$$F_{A2} = 648,45 \cdot 9,81 \cdot \sin(25^\circ)$$

$$F_{A2} = 2\,688,4 \text{ N}$$

Rovnice (21), kde:

m_{celk} ... Celková hmotnost šneku [kg], z rovnice (15), $m_{\text{celk}} = 648,45 \text{ kg}$

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

6.2.3 CELKOVÁ AXIÁLNÍ SÍLA

$$F_A = F_{A1} + F_{A2} \quad [N] \quad (22)$$

$$F_A = 3\,752,69 + 2\,688,4$$

$$F_A = 6\,441,09 \text{ N}$$



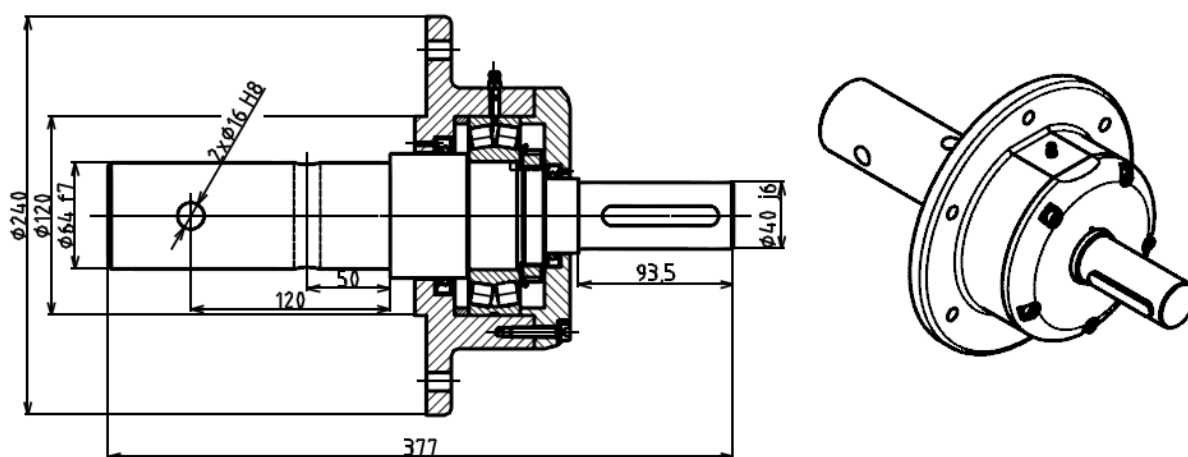
Rovnice (22), kde:

F_{A1} Axiální síla od pohybujícího se materiálu [N], z rovnice (20), $F_{A1} = 3\,752,69$ N

F_{A2} Axiální síla od naklonění šneku [N], z rovnice (21), $F_{A2} = 2\,688,4$ N

6.3 LOŽISKO POHONU

Ložisko na straně pohonu musí být schopno zachytit jak radiální, tak axiální sílu. Z důvodu velké axiální síly je voleno ložisko soudečkové, dvouřadé SKF 22213 E. Ložisko je uloženo v přírubovém ložiskovém tělese a je mazáno shora pomocí tlakové maznice.



Obrázek 10 Přírubové ložiskové těleso pohonu

Tabulka 6 Parametry ložiska SKF 22213E, dle [9], str. 906

C_1 [kN]	p [-]	e [-]	Y_1 [-]	X_1 [-]
193	3,33	0,24	4,2	0,67

POMĚR AXIÁLNÍ A RADIÁLNÍ SÍLY

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{6\,441,09}{576,53} = 11,17 > e \quad [-] \quad (23)$$

Rovnice (23), kde:

F_A Celková axiální síla působící na ložisko [N], z rovnice (22), $F_A = 6\,441,09$ N

F_R Radiální síla působící na ložisko [N], z rovnice (16), $F_R = 576,53$ N

DYNAMICKÉ EKVIVALENTNĚ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_1 = X_1 \cdot F_R + Y_1 \cdot F_A \quad [N] \quad (24)$$

$$P_1 = 0,67 \cdot 576,53 + 4,2 \cdot 6\,441,09$$

$$P_1 = 27\,438,85 \text{ N} \rightarrow 27,44 \text{ kN}$$



Rovnice (24), z [3], str. 619 kde:

X_1 Koeficient radiálního dynamického zatížení [-], dle [2], tab. 8, str. 511, $X_1 = 0,67$

F_R Radiální síla působící na ložisko [N], z rovnice (16), $F_R = 576,53$ N

Y_1 Koeficient axiálního dynamického zatížení [-], dle [9], str. 40, $Y_1 = 4,2$

F_A Celková axiální síla působící na ložisko [N], z rovnice (22), $F_A = 6\,441,09$ N

TRVANLIVOST LOŽISKA POHONU

$$L_{h1} = \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2}\right) \quad [\text{hod}] \quad (25)$$

$$L_{h1} = \left(\frac{193}{27,44}\right)^{3,33} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 237}\right)$$

$$L_{h1} = 46\,578,68 \text{ hod}$$

Rovnice (25), z [3], str. 626, kde:

C_1 Základní dynamická únosnost ložiska [kN], dle [9], str. 40, $C_1 = 193$ kN

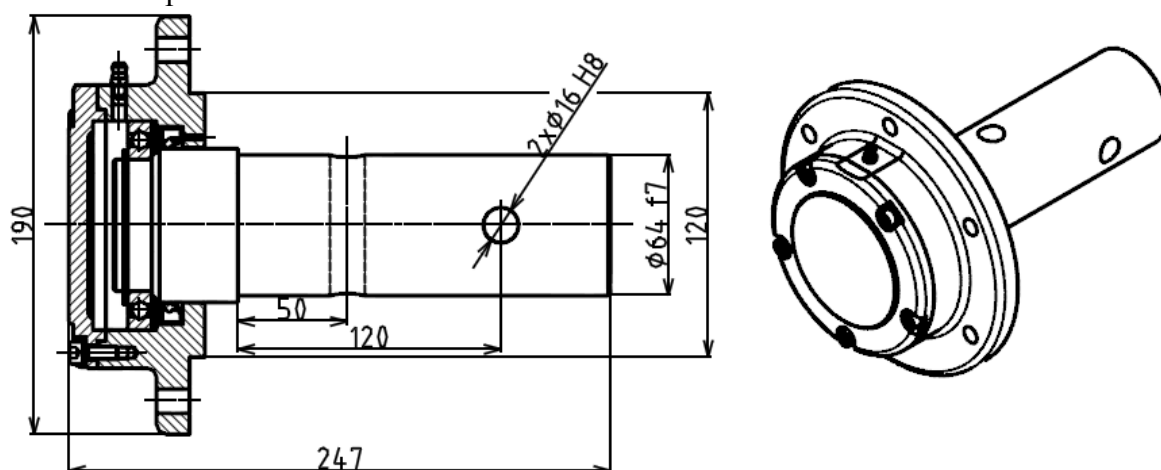
P_1 Dynamické ekvivalentně radiální zatížení [kN], z rovnice (24), $P_1 = 27,44$ kN

p_1 Mocnitel pro vstupní ložisko, z [2], str. 511, $p_1 = 3,33$

n_2 Výstupní otáčky převodovky [min^{-1}], z rovnice (6), $n_2 = 237 \text{ min}^{-1}$

6.4 KONCOVÉ LOŽISKO

Koncové ložisko bude zachycovat pouze radiální síly, proto lze použít jednořadé kuličkové ložisko SKF 16012, které bude uloženo v ložiskovém přírubovém tělese. Ložisko je mazáno shora pomocí maznice.



Obrázek 11 Přírubové ložiskové těleso vstupní

Tabulka 7 Parametry ložiska SKF 16012, dle [9], str. 330

C_2 [kN]	p [-]	Y_2 [-]	X_2 [-]
20,8	3	0	1



DYNAMICKÉ EKVIVALENTNĚ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_2 = X_2 \cdot F_R + Y_2 \cdot F_A \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$P_2 = 1 \cdot 576,53 + 0 \cdot 6\,441,09$$

$$P_2 = 576,53 \text{ N} \rightarrow 0,57653 \text{ kN}$$

Rovnice (26), z [3], str. 619 kde:

X_2 Koeficient radiálního dynamického zatížení [-], dle [2], tab. 3, str. 507, $X_2 = 1$

F_R Radiální síla působící na ložisko [N], z rovnice (16), $F_R = 576,53 \text{ N}$

Y_2 Koeficient radiálního dynamického zatížení [-], dle [2], tab. 3, str. 507, $Y_2 = 0$

F_A Celková axiální síla působící na ložisko [N], z rovnice (22), $F_A = 6\,441,09 \text{ N}$

TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{h2} = \left(\frac{C_2}{P_2} \right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2} \right) \quad [\text{hod}] \quad (27)$$

$$L_{h2} = \left(\frac{20,8}{0,57653} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 237} \right)$$

$$L_{h2} = 3,3 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

Rovnice (27), z [3], str. 626, kde:

C_2 Základní dynamická únosnost ložiska [kN], dle [10], str. 330, $C_2 = 20,8 \text{ kN}$

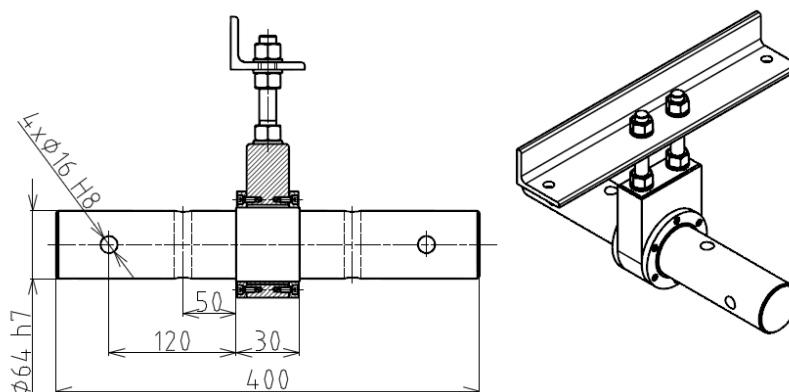
P_2 Dynamické ekvivalentně radiální zatížení [kN], z rovnice (26), $P_2 = 0,57653 \text{ kN}$

p_2 Mocnitel pro výstupní ložisko, z [2], str. 506, $p_2 = 3$

n_2 Výstupní otáčky převodovky [min^{-1}], z rovnice (6), $n_2 = 237 \text{ min}^{-1}$

6.5 KLIZNÉ LOŽISKO

Kluzná ložiska budou použita na spojovacích čepch, které spojují jednotlivé hřídele šneku. Je nutno použít osm kluzných ložisek. Jsou volena kluzná ložiska od výrobce SKF s označením PCM 707540 E. Jsou vyrobena z kompozitu PTFE. Jsou také odolná vůči prachu a nečistotám a není proto nutné ložiska těsnit. Rozměry ložiska jsou 70x75x40.



Obrázek 12 Uložení kluzného ložiska

**KONTROLA LOŽISKA NA OTLAČENÍ**

$$p = \frac{F_R}{l_{KL} \cdot d_{KL}} \quad [\text{MPa}] \quad (28)$$

$$p = \frac{576,53}{40 \cdot 70}$$

$$p = 0,21 \text{ MPa}$$

Rovnice (28), kde:

F_R Radiální síla působící na ložisko [N], z rovnice (16), $F_R = 576,53 \text{ N}$

l_{KL} Délka kluzného ložiska [mm], dle [11], str. 34, $l_L = 40 \text{ mm}$

d_{KL} Vnitřní průměr kluzného ložiska [mm], dle [11], str. 34, $d_L = 70 \text{ mm}$

Podle [11], str. 6 je maximální dovolený tlak na ložisko $p_d = 80 \text{ MPa}$

$p < p_d \rightarrow$ vyhovuje



7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Kapitola se zabývá pevnostním výpočtem částí šnekového dopravníku.

7.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE

Hřídel šneku je namáhána ohybem a krutem. Obě namáhání budou kontrolována a následně bude vypočteno redukované namáhání podle podmínky HMM. Pro vlastní výpočet budou použity nevstupní délky hřídelí a šnekovnic.

7.1.1 OHYB

VLASTNÍ TÍHA ŠNEKU

$$F_{\xi} = ((l_{Hnevstup} \cdot m_t) + m_{\xi 3m}) \cdot g \quad [N] \quad (29)$$

$$F_{\xi} = ((3 \cdot 13,4) + 21,5) \cdot 9,81$$

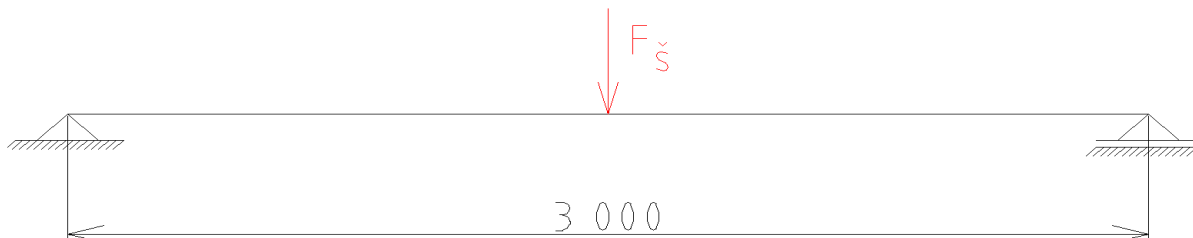
$$F_{\xi} = 605,28 \text{ N}$$

Rovnice (29), kde:

$l_{Hnevstu}$... Délka nevstupní hřídele [m], $l_{Hnevstup} = 3 \text{ m}$

m_t Hmotnost 1 m šnekové hřídele [kg], $m_t = 13,4 \text{ kg}$

$m_{\xi 3m}$... Hmotnost šneku na nevstupní hřídeli [kg], $m_{\xi 3m} = 21,5 \text{ kg}$



Obrázek 13 Schéma zatížení šnekové hřídele

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_0 = \frac{F_{\xi}}{2} \cdot \frac{l_{Hnevstup}}{2} \quad [Nm] \quad (30)$$

$$M_0 = \frac{605,28}{2} \cdot \frac{3}{2}$$

$$M_0 = 453,96 \text{ Nm}$$

Rovnice (30), kde:

F_{ξ} Vlastní tíha šneku [N], z rovnice (29), $F_{\xi} = 605,28 \text{ N}$

$l_{Hnevstup}$... Délka nevstupní hřídele [m], $l_{Hnevstup} = 3 \text{ m}$

**MODUL PRŮŘEZU V OHYBU**

$$W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_H^4 - d_H^4}{D_H} \quad [\text{mm}^3] \quad (31)$$

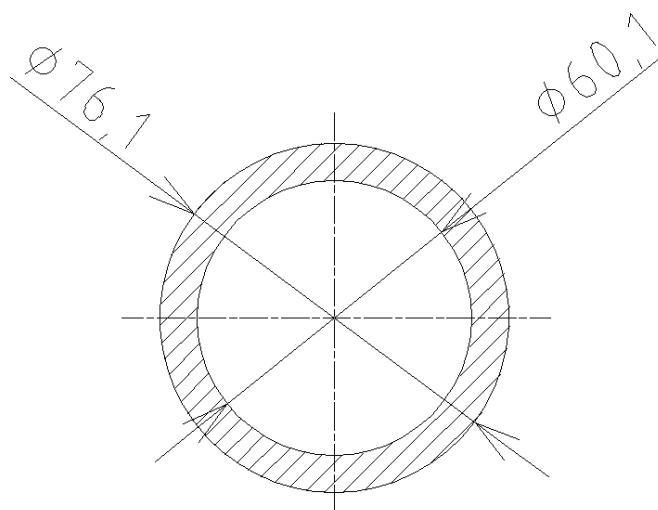
$$W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{76,1^4 - 60,1^4}{76,1}$$

$$W_0 = 26\,435,58 \text{ mm}^3$$

Rovnice (31), z [2], str. 40, kde:

D_H Velký průměr hřídele [mm], z [8], $D_H = 76,1$ mm

d_H Malý průměr hřídele [mm], z [8], $d_H = 60,1$ mm



Obrázek 14 Rozměry šnekové hřídele

OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} \quad [\text{MPa}] \quad (32)$$

$$\sigma_0 = \frac{453\,957,8}{26\,435,58}$$

$$\sigma_0 = 17,17 \text{ MPa}$$

Rovnice (32), kde:

M_0 Ohybový moment [Nmm], z rovnice (30), $M_0 = 453\,957,8$ Nmm

W_0 Modul průřezu v ohybu [mm^3], z rovnice (31), $W_0 = 26\,435,58 \text{ mm}^3$



7.1.2 KRUT

MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_H^4 - d_H^4}{D_H} \quad [\text{mm}^3] \quad (33)$$

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{76,1^4 - 60,1^4}{76,1}$$

$$W_K = 52\,871,17 \text{ mm}^3$$

Rovnice (33), z [2], str. 40, kde:

D_H Velký průměr hřídele [mm], z [8], $D_H = 76,1$ mm

d_H Malý průměr hřídele [mm], z [8], $d_H = 60,1$ mm

NAPĚTÍ V KRUTU

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (34)$$

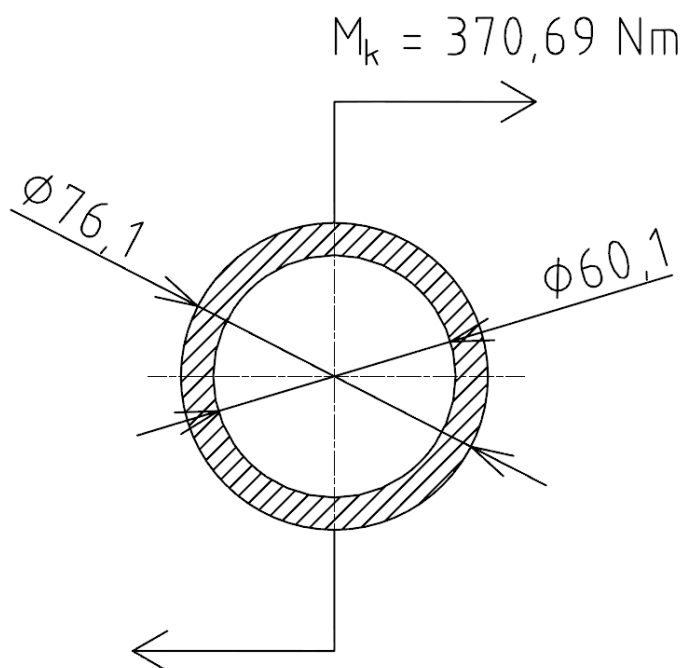
$$\tau_K = \frac{370\,690}{52\,871,17}$$

$$\tau_K = 7,01 \text{ MPa}$$

Rovnice (34), kde:

M_K Kroutící moment [Nmm], z rovnice (7), $M_K = 370\,690$ Nmm

W_K Modul průřezu v krutu [mm³], z rovnice (33), $W_K = 52\,871,17$ mm³



Obrázek 15 Schéma zatížení hřídele kroutícím momentem



7.1.3 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE PODMÍNKY HMH

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad [\text{MPa}] \quad (35)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{17,17^2 + 3 \cdot 7,01^2}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = 21,03 \text{ MPa}$$

Rovnice (35), kde:

σ_0 Ohybové napětí působící na hřídel [MPa], z rovnice (32), $\sigma_0 = 17,17 \text{ MPa}$

τ_K Napětí v krutu působící na hřídel [MPa], z rovnice (34), $\tau_K = 7,01 \text{ MPa}$

7.1.4 BEZPEČNOST

$$k = \frac{Re}{\sigma_{\text{RED}}} \quad [-] \quad (36)$$

$$k = \frac{235}{21,03}$$

$$k = 11,17$$

Rovnice (36), kde:

Re Mez kluzu pro materiál hřídele 1.0308 (11 353) [MPa], z [3], str. 1128, Re = 235 MPa

σ_{RED} ... Redukované napětí působící na hřídel [MPa], z rovnice (35), $\sigma_{\text{RED}} = 21,03 \text{ MPa}$

7.2 KONTROLA MAXIMÁLNÍHO PRŮHYBU HŘÍDELE

OSOÝ KVADRATICKÝ MOMENT HŘÍDELE ŠNEKU

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D_H^4 - d_H^4) \quad [\text{mm}^4] \quad (37)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (76,1^4 - 60,1^4)$$

$$I_x = 1\,005\,874 \text{ mm}^4$$

Rovnice (37), dle [2], str. 40 kde:

D_H Vnější průměr hřídele [mm], z [8], $D_H = 76,1 \text{ mm}$

d_H Vnitřní průměr hřídele [mm], z [8], $d_H = 60,1 \text{ mm}$

PRŮHYB HŘÍDELE

$$y_{\text{max}} = \frac{F_S \cdot l_{\text{Hnevstup}}^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad [\text{mm}] \quad (38)$$

$$y_{\text{max}} = \frac{605,28 \cdot 3\,000^3}{48 \cdot 210\,000 \cdot 1\,005\,874}$$

$$y_{\text{max}} = 1,61 \text{ mm}$$



Rovnice (38), dle [2], str. 45 kde:

F_{ξ} Vlastní tíha šneku [N], z rovnice (29), $F_{\xi} = 605,28 \text{ N}$

$l_{H_{\text{nevstup}}}$ Délka nevstupní hřídele [m], $l_{H_{\text{nevstup}}} = 3 \text{ m}$

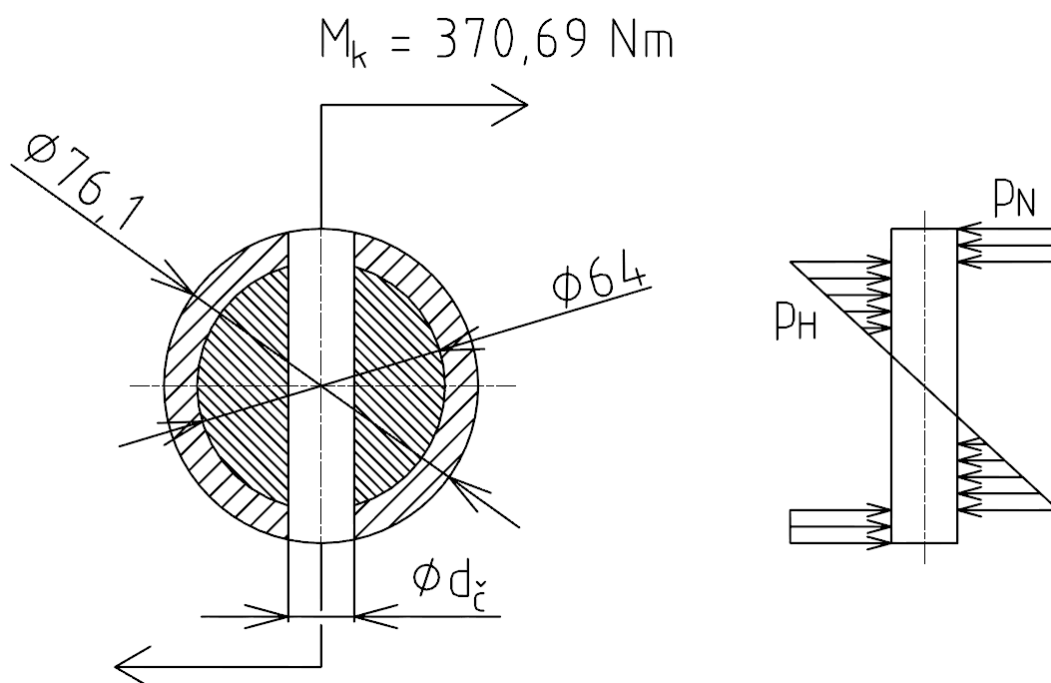
E Modul pružnosti v tahu pro ocel [MPa], $E = 210\,000 \text{ MPa}$

I_x Osový kvadratický moment hřídele šneku [mm⁴], z rovnice (37),

$$I_x = 1\,005\,874 \text{ mm}^4$$

7.3 KONTROLA SPOJENÍ ŠNEKOVÉ HŘÍDELE S ČEPY

Jednotlivé části hřídele budou spojovány spojovacími čepy, které budou proti pohybu zajištěny čepy s hlavou. Budou použity dva čepy s plochou hlavou vzájemně pootočené o 90°.



Obrázek 16 Průběh tlaku v otvoru pro spojovací čep

PRŮMĚR ČEPU

$$d_{\check{c}} = (0,2 - 0,3) \cdot d_{H\check{c}} \quad [\text{mm}] \quad (39)$$

$$d_{\check{c}} = (0,2 - 0,3) \cdot 64$$

$$d_{\check{c}} = 12,8 - 19,2 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_{\check{c}} = 16 \text{ mm}$$

Rovnice (39), dle [11], str. 70 kde:

$d_{H\check{c}}$ Průměr spojovacího čepu v místě pro umístění pojistného čepu [mm], $d_{H\check{c}} = 64 \text{ mm}$

Dle [2] str. 449, je volen ČEP 16 x 100 4B ISO 2341 – St. (1.0715)

Pro zajištění čepu proti uvolnění bude použita závlačka 4 x 25 ISO 1234 St (1.0715), dle [2], str. 445.



7.3.1 KONTROLA ČEPU NA SMYKOVÉ NAMÁHÁNÍ

$$\tau_S = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{H\check{C}}^2 \cdot d_{\check{C}} \cdot i_{\check{C}1}} \quad [\text{MPa}] \quad (40)$$

$$\tau_S = \frac{4 \cdot 370\,690}{\pi \cdot 16^2 \cdot 64 \cdot 2}$$

$$\tau_S = 14,4 \text{ MPa}$$

Rovnice (40), dle [11], str. 70 kde:

M_k Kroutící moment na hřídeli šneku [Nmm], z rovnice (7), $M_k = 370\,690$ Nmm

$d_{\check{C}}$ Průměr čepu [mm], z rovnice (39), $d_{\check{C}} = 16$ mm

$d_{H\check{C}}$ Průměr spojovacího čepu v místě pro umístění pojistného čepu [mm], $d_{H\check{C}} = 64$ mm

$i_{\check{C}1}$ Počet použitých pojistných čepů [-], $i_{\check{C}1} = 2$

DOVOLENÉ NAPĚTÍ VE SMYKU PRO ČEP

Dle [2] str. 55 je dovolené napětí pro pojistný čep vyrobený z automatové oceli St (1.0715)

$$\tau_{DS} = 65 \text{ MPa}$$

$$\tau_S < \tau_{DS}$$

$$15,53 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.3.2 TLAK V HŘÍDELI

$$p_H = \frac{6 \cdot M_k}{d_{H\check{C}}^2 \cdot d_{\check{C}} \cdot i_{\check{C}1}} \quad [\text{MPa}] \quad (41)$$

$$p_H = \frac{6 \cdot 370\,690}{64^2 \cdot 16 \cdot 2}$$

$$p_H = 16,97 \text{ MPa}$$

Rovnice (41), dle [11], str. 70 kde:

M_k Kroutící moment na hřídeli šneku [Nmm], z rovnice (7), $M_k = 370\,690$ Nmm

$d_{\check{C}}$ Průměr čepu [mm], z rovnice (39), $d_{\check{C}} = 16$ mm

$d_{H\check{C}}$ Průměr spojovacího čepu v místě pro umístění pojistného čepu [mm], $d_{H\check{C}} = 64$ mm

$i_{\check{C}1}$ Počet použitých čepů [-], $i_{\check{C}1} = 2$

DOVOLENÝ TLAK NA HŘÍDEL

Dle [2], str. 54 je dovolený tlak na hřídel z materiálu 1.0308 (11 353) $p_d = 85$ MPa.

$$p_H < p_d$$

$$16,97 \text{ MPa} < 85 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$



7.3.3 TLAK V NÁBOJI

$$p_N = \frac{4 \cdot M_k}{d_{\check{c}} \cdot (D_H^2 - d_{H\check{c}}^2) \cdot i_{\check{c}}} \quad [\text{MPa}] \quad (42)$$

$$p_N = \frac{4 \cdot 370\,690}{16 \cdot (76,1^2 - 64^2) \cdot 2}$$

$$p_N = 27,33 \text{ MPa}$$

Rovnice (42), dle [11], str. 70 kde:

M_k Kroutící moment na hřídeli šneku [Nmm], z rovnice (7), $M_k = 370\,690 \text{ Nmm}$

$d_{\check{c}}$ Průměr čepu [mm], z rovnice (39), $d_{\check{c}} = 16 \text{ mm}$

D_H Velký průměr hřídele [mm], $D_H = 76,1 \text{ mm}$

$d_{H\check{c}}$ Průměr spojovacího čepu v místě pro umístění pojistného čepu [mm], $d_{H\check{c}} = 64 \text{ mm}$

$i_{\check{c}1}$ Počet použitých čepů [-], $i_{\check{c}1} = 2$

DOVOLENÝ TLAK NA NÁBOJ

Dle [2], str. 54 je dovolený tlak na náboj z materiálu 1.0308 (11 353) $p_d = 85 \text{ MPa}$.

$$p_N < p_d$$

27,33 MPa < 85 MPa → Náboj vyhovuje

7.4 KONTROLA PERA NA VSTUPNÍ HŘÍDELI

Pro spojení výstupní hřídele převodovky se vstupní hřídelí šneku bude použito těsné pero, které bude kontrolováno na otláčení. Volím PERO 10e7 x 8 x 60 ČSN 02 2562, dle [2], str. 467.

Tabulka 8 Rozměry pera, dle [2], str. 467

Průměr hřídele d_{VH} [mm]	Šířka b [mm]	Výška h [mm]	Délka l [mm]	Hloubka v hřídeli t [mm]	Hloubka v náboji t_1 [mm]
35	10	8	60	4,7	3,3

OTLAČENÍ PERA

$$p_o = \frac{F}{t_1 \cdot l} \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

$$p_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_{VH} \cdot t_1 \cdot l}$$

$$p_o = \frac{2 \cdot 370\,690}{35 \cdot 3,3 \cdot 60}$$

$$p_o = 106,98 \text{ MPa}$$



Rovnice (43), dle [11], str. 90 kde:

M_k Kroutící moment na hřídeli šneku [Nmm], z rovnice (7), $M_k = 370\,690$ Nmm

d_{VH} Průměr vstupní hřídele [mm], $d_{VH} = 35$ mm

DOVOLENÝ TLAK NA PERO

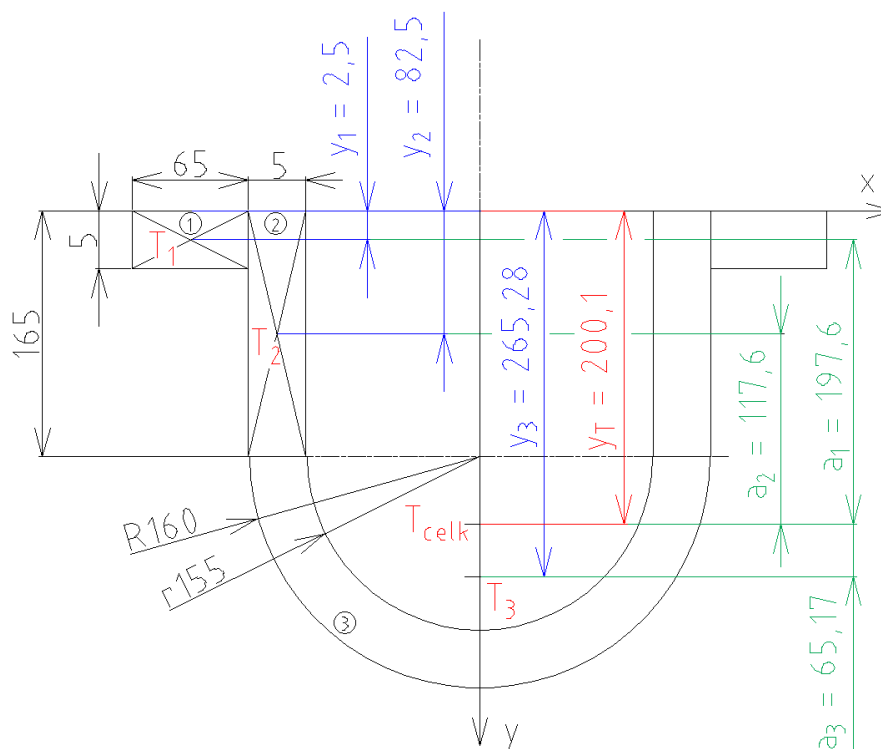
Dle [2], str. 54 je dovolený tlak na pero $p_d = 165$ MPa

$p_o < p_d$

106,98 MPa < 165 MPa → Pero vyhovuje

7.5 KONTROLA ŽLABU

V této kapitole je proveden výpočet hmotnosti materiálu v části žlabu délky 9 m. Na základě této hmotnosti bude možné dopočítat sílu působící na žlab a následně ohybové napětí a maximální průhyb žlabu.



Obrázek 17 Schéma žlabu

OBJEM MATERIÁLU V ČÁSTI ŽLABU

$$V_M = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot L_{9m} \quad [m^3] \quad (44)$$

$$V_M = \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4} \cdot 0,45 \cdot 9$$

$$V_M = 0,2863 \text{ m}^3$$



Rovnice (44), kde:

ψ Součinitel plnění [-], dle [1], tab. 9.1, str. 209 je voleno $\psi = 0,45$

D Průměr šnekovnice [m], dle [4], str. 3, $D = 0,3$ m

L_{9m} Délka části žlabu [m], $L_{9m} = 9$ m

HMOTNOST MATERIÁLU V ČÁSTI ŽLABU

$$m_M = V_M \cdot \rho \quad [\text{kg}] \quad (45)$$

$$m_M = 0,2863 \cdot 750$$

$$m_M = 214,71 \text{ kg}$$

Rovnice (45), kde:

V_M Objem materiálu v části žlabu [m^3], z rovnice (44), $V_M = 0,2863 \text{ m}^3$

ρ Synná objemová hmotnost dopravovaného materiálu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], dle [1] tab. 9.2, str. 210,
 $\rho = 750 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

TÍHA MATERIÁLU PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

$$F_M = m_M \cdot g \quad [\text{N}] \quad (46)$$

$$F_M = 214,71 \cdot 9,81$$

$$F_M = 2106,29 \text{ N}$$

Rovnice (46), kde:

m_M Hmotnost materiálu ve žlabu [kg], z rovnice (45), $m_M = 214,71 \text{ kg}$

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

SPOJITÉ ZATÍŽENÍ ŽLABU

Pro zjednodušení je použit model prutu na dvou podporách zatížený spojitým zatížením.

$$q = \frac{F_M}{L_{9m}} \quad [\text{N}\cdot\text{m}^{-1}] \quad (47)$$

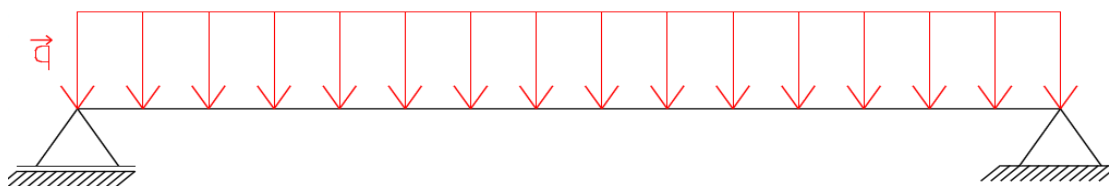
$$q = \frac{2106,29}{9}$$

$$q = 234,032 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$$

Rovnice (47), kde:

F_M Tíha materiálu působící na žlab [N], z rovnice (46), $F_M = 2106,29 \text{ N}$

L_{9m} Délka části žlabu [m], $L_{9m} = 9$ m



Obrázek 18 Nahrazení tíhy materiálu spojitým zatížením

VÝPOČET TĚŽIŠTĚ ŽLABU

$$x_T = 0 \text{ mm} \quad [\text{mm}] \quad (48)$$

$$y_T = \frac{y_1 \cdot S_1 + y_2 \cdot S_2 + y_3 \cdot S_3}{S_1 + S_2 + S_3} \quad [\text{mm}] \quad (49)$$

$$y_T = \frac{2,5 \cdot 325 + 82,5 \cdot 825 + 265,28 \cdot 2\,474}{325 + 825 + 2\,474}$$

$$y_T = 200,1 \text{ mm}$$

Rovnice (49), kde:

y_1 Vzdálenost těžiště části žlabu 1 od osy x [mm], $y_1 = 2,5$ mm

y_2 Vzdálenost těžiště části žlabu 2 od osy x [mm], $y_2 = 82,5$ mm

y_3 Vzdálenost těžiště části žlabu 3 od osy x [mm], $y_3 = 265,28$ mm

S_1 Obsah části žlabu 1 [mm²], $S_1 = 325$ mm²

S_2 Obsah části žlabu 2 [mm²], $S_2 = 825$ mm²

S_3 Obsah části žlabu 3 [mm²], $S_3 = 2\,474$ mm²

URČENÍ KVADRATICKÝCH MOMENTŮ ČÁSTÍ ŽLABU K TĚŽIŠTI

Žlab je rozdělen na 3 části a výpočet je proveden pomocí Steinerovi věty.

Kvadratický moment části žlabu 1 k těžišti T_{celk}

$$I_{1T} = 2 \cdot (I_1 + S_1 \cdot a_1^2) \quad [\text{mm}^4] \quad (50)$$

$$I_{1T} = 2 \cdot \left(\frac{h_1 \cdot b_1^3}{12} + (h_1 \cdot b_1) \cdot a_1^2 \right)$$

$$I_{1T} = 2 \cdot \left(\frac{65 \cdot 5^3}{12} + (65 \cdot 5) \cdot 197,6^2 \right)$$

$$I_{1T} = 25\,381\,508,25 \text{ mm}^4$$

Rovnice (50), kde:

I_1 Kvadratický moment části žlabu 1 k těžišti T_1 [mm⁴], $I_1 = 677,08$ mm⁴

S_1 Obsah části žlabu 1 [mm²], $S_1 = 325$ mm²

a_1 Vzdálenost těžiště T_1 od těžiště T_{celk} v ose y [mm], $a_1 = 197,6$ mm



Kvadratický moment části žlabu 2 k těžišti T_{celk}

$$I_{2T} = 2 \cdot (I_2 + S_2 \cdot a_2^2) \quad [\text{mm}^4] \quad (51)$$

$$I_{2T} = 2 \cdot \left(\frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + (h_2 \cdot b_2) \cdot a_2^2 \right)$$

$$I_{2T} = 2 \cdot \left(\frac{5 \cdot 165^3}{12} + (165 \cdot 5) \cdot 117,6^2 \right)$$

$$I_{2T} = 26\,563\,161,04 \text{ mm}^4$$

Rovnice (51), kde:

I_2 Kvadratický moment části žlabu 2 $[\text{mm}^4]$, $I_2 = 1\,871\,718,75 \text{ mm}^4$

S_2 Obsah části žlabu 2 $[\text{mm}^2]$, $S_2 = 825 \text{ mm}^2$

a_2 Vzdálenost těžiště T_2 od těžiště T_{celk} v ose y $[\text{mm}]$, $a_2 = 117,6 \text{ mm}$

Kvadratický moment části žlabu 3 k těžišti T_{celk}

$$I_{3T} = I_3 + S_3 \cdot a_3^2 \quad [\text{mm}^4] \quad (52)$$

$$I_{3T} = \left(\frac{\pi}{8} \cdot (R^4 - r^4) \right) + \left(\frac{\pi \cdot R^2}{2} - \frac{\pi \cdot r^2}{2} \right) \cdot a_3^2$$

$$I_{3T} = \left(\frac{\pi}{8} \cdot (160^4 - 155^4) \right) + \left(\frac{\pi \cdot 160^2}{2} - \frac{\pi \cdot 155^2}{2} \right) \cdot 65,17^2$$

$$I_{3T} = 41\,201\,960,93 \text{ mm}^4$$

Rovnice (52), kde:

I_3 Kvadratický moment části žlabu 3 $[\text{mm}^4]$, $I_3 = 30\,693\,114,79 \text{ mm}^4$

S_3 Obsah části žlabu 3 $[\text{mm}^2]$, $S_3 = 2\,474 \text{ mm}^2$

a_3 Vzdálenost těžiště T_3 od těžiště T_{celk} v ose y $[\text{mm}]$, $a_3 = 65,17 \text{ mm}$

Celkový kvadratický moment žlabu

$$I_T = I_{1T} + I_{2T} + I_{3T} \quad [\text{mm}^4] \quad (53)$$

$$I_T = 25\,381\,508,25 + 26\,563\,161,04 + 41\,201\,960,93$$

$$I_T = 93\,146\,630,22 \text{ mm}^4$$

Rovnice (53), kde:

I_{1T} Kvadratický moment části žlabu 1 k těžišti T_{celk} $[\text{mm}^4]$, z rovnice (50),

$$I_{1T} = 25\,381\,508,25 \text{ mm}^4$$

I_{2T} Kvadratický moment části žlabu 2 k těžišti T_{celk} $[\text{mm}^4]$, z rovnice (51),

$$I_{2T} = 26\,563\,161,04 \text{ mm}^4$$

I_{3T} Kvadratický moment části žlabu 3 k těžišti T_{celk} $[\text{mm}^4]$, z rovnice (52),

$$I_{3T} = 41\,201\,960,93 \text{ mm}^4$$



Modul průřezu v ohybu žlabu

$$W_0 = \frac{I_T}{x} \quad [\text{mm}^3] \quad (54)$$

$$W_0 = \frac{93\,146\,630,22}{200,1}$$

$$W_0 = 465\,496,69 \text{ mm}^3$$

Rovnice (54), kde:

I_T Celkový kvadratický moment žlabu [mm^4], z rovnice (53), $I_T = 93\,146\,630 \text{ mm}^4$

x Vzdálenost krajního vlákna od těžiště [mm], $x = 200,1 \text{ mm}$

OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

$$M_0 = \frac{q \cdot L_{9m}^2}{8} \quad [\text{Nm}] \quad (55)$$

$$M_0 = \frac{234,03 \cdot 9^2}{8}$$

$$M_0 = 2\,369,57 \text{ Nm}$$

Rovnice (55), dle [2], str. 45 kde:

q Spojité zatížení působící na žlab [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], z rovnice (47), $q = 234,03 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

L_{9m} Délka části žlabu [m], $L_{9m} = 9 \text{ m}$

OHYBOVÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA ŽLAB

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} \quad [\text{MPa}] \quad (56)$$

$$\sigma_0 = \frac{2\,369\,573,625}{465\,496,69}$$

$$\sigma_0 = 5,09 \text{ MPa}$$

Rovnice (56), kde:

M_0 Ohybový moment působící na žlab [Nmm], z rovnice (55), $M_0 = 2\,369\,573,625 \text{ Nmm}$

W_0 Modul průřezu v ohybu žlabu [mm^3], z rovnice (54), $W_0 = 465\,496,69 \text{ mm}^3$

PRŮHYB ŽLABU

$$y_{\check{z}} = \frac{5 \cdot q \cdot L_{9m}^4}{384 \cdot E \cdot I_T} \quad [\text{mm}] \quad (57)$$

$$y_{\check{z}} = \frac{5 \cdot 0,23403 \cdot 9\,000^4}{384 \cdot 210\,000 \cdot 93\,146\,630,22}$$

$$y_{\check{z}} = 1,022 \text{ mm}$$



Rovnice (57), dle [2], str. 45 kde:

q Spojité zatížení působící na žlab [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$], z rovnice (47), $q = 0,23403 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$

L_{9m} Délka části žlabu [m], $L_{9m} = 9 \text{ m}$

E Modul pružnosti v tahu pro ocel [MPa], $E = 210\,000 \text{ MPa}$

I_T Celkový kvadratický moment žlabu [mm^4], z rovnice (53), $I_T = 93\,146\,630 \text{ mm}^4$



ZÁVĚR

Cílem práce byl konstrukční návrh šikmého šnekového dopravníku pro dopravu pšenice. V kapitole 1 je obecně popsána problematika šnekových dopravníků a konstrukční možnosti. V závěru kapitoly je uvedeno zvolené konstrukční řešení pro zadané parametry.

V dalších kapitolách je popsán výpočet hlavních rozměrů dopravníku, volba motoru, převodovky, spojky a uložení šneku v ložiscích.

Zpráva také obsahuje kontrolní výpočet hlavních konstrukčních dílů dopravníku, jako je šneková hřídel, která je kontrolována na ohyb a krut. Byla také provedena kontrola spojení šnekové hřídele a spojovacích čepů. V poslední části je provedena pevnostní kontrola žlabu a výpočet jeho maximálního průhybu.

Cíle práce byly splněny a takto navržený šnekový dopravník je funkční.

Ve výkresové dokumentaci je uveden výkres sestavy celého zařízení, výkresy podsestav jednotlivých uložení a svařovací sestava žlabu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav., ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení* 1. Vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s
- [2] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 8073610337.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 9788021426290
- [4] PRECIZ, Katalog šnekovnic [online]. 2014 [cit. 2014-19-04]. Dostupné z: <http://preciz.cz/images/sneky/katalog-snekovnice.PDF>
- [5] NORD. Katalog elektromotorů [online]. 2014 [cit. 2014-19-04]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000_IE1_IE2_IE3_EN_5114_ganz_neu_.pdf
- [6] NORD. Katalog převodovek [online]. 2014 [cit. 2014-19-04]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1012_PL_CZ_GB_2210.pdf
- [7] SIGAD. Katalog spojky s pryžovou obručí SPO1 [online]. 2014 [cit. 2014-19-04.]. Dostupné z: <http://www.sigad.cz/spojky/spojky-s-pryzovou-obrucí-spo1>
- [8] FERONA. Trubky bezešvé [online]. 2004 – 2014 [cit. 2014-04-19]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29517>
- [9] SKF. Rolling bearings catalogue [online]. 2013 [cit. 2014-04-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [10] SKF Composite plain bearings [online] 2012 [cit 2014-04-19]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/tcm:12-107917/SKF%20composite%20plain%20bearings%20-%2011004%20EN_tcm_12-107917.pdf
- [11] KRÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů 1 části strojů*. 1. Vyd. Praha: SNTL, 1977, 238 s
- [12] ŘETĚZY VAMBERK. Volba řetězu [online]. 2012 [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[mm]	vzdálenost těžiště T_1 od těžiště T_{celk} v ose y
a_2	[mm]	vzdálenost těžiště T_2 od těžiště T_{celk} v ose y
a_3	[mm]	vzdálenost těžiště T_3 od těžiště T_{celk} v ose y
b_p	[mm]	šířka pera
C_1	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
C_2	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
c_H	[-]	součinitel sklonu
$d_{\check{c}}$	[mm]	malý průměr čepu
$D_{\check{c}}$	[mm]	velký průměr čepu
D_H	[mm]	vnější průměr trubky
$d_{H\check{c}}$	[mm]	průměr spojovacího čepu v místě pro umístění čepu
d_{KL}	[mm]	vnitřní průměr kluzného ložiska
D_{\S}	[mm]	vnější průměr šnekovnice
d_{\S}	[mm]	vnitřní průměr šnekovnice
d_{VH}	[mm]	průměr výstupní hřídele převodovky
F_A	[N]	celková axiální síla
F_{A1}	[N]	axiální síla od pohybujícího se materiálu
F_{A2}	[N]	axiální síla od naklonění šneku
F_{\S}	[N]	tíha šneku
F_M	[N]	tíha materiálu působící na žlab
F_R	[N]	radiální síla působící na jedno ložisko
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[mm]	dopravní výška
h_p	[mm]	výška pera
i	[-]	převodový poměr
i_1	[-]	převodový poměr převodovky
I_{1T}	[mm ⁴]	kvadratický moment části žlabu 1 k těžišti T_{celk}
I_{2T}	[mm ⁴]	kvadratický moment části žlabu 2 k těžišti T_{celk}
I_{3T}	[mm ⁴]	kvadratický moment části žlabu 3 k těžišti T_{celk}
$i_{\check{c}}$	[-]	počet použitých spojovacích čepů
$i_{\check{c}1}$	[-]	počet čepů
I_T	[mm ⁴]	celkový kvadratický moment žlabu



I_x	[mm ⁴]	osový kvadratický moment hřídele šneku
k	[-]	bezpečnost
L	[m]	délka dopravníku
L_{3m}	[mm]	délka části žlabu
L_{Hvstup}	[mm]	délka vstupní hřídele
$L_{Hnevstup}$	[mm]	délka nevstupní hřídele
L_{Hcelk}	[mm]	celková délka hřídele
l_{KL}	[mm]	délka kluzného ložiska
l_p	[mm]	délka pera
l_v	[mm]	vodorovná dopravní délka
M_1	[Nm]	výstupní moment převodovky
m_{celk}	[kg]	celková hmotnost šneku
$m_{\check{c}}$	[kg]	hmotnost spojovacího čepu
m_{H1}	[kg]	hmotnost vstupní hřídele
m_{H2}	[kg]	hmotnost nevstupní hřídele
M_k	[Nm]	kroučící moment
m_M	[kg]	hmotnost materiálu ve žlabu
M_O	[Nm]	ohybový moment
$m_{\check{s}3m}$	[kg]	hmotnost 3 m délky šnekovnice
m_t	[kg]	hmotnost 1 m trubky
M_{t1}	[Nm]	jmenovitý točivý moment spojky
M_{t2}	[Nm]	točivý moment na spojce, při němž dojde k prokluzu
n	[min ⁻¹]	otáčky šneku
n_1	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n_2	[min ⁻¹]	výstupní otáčky
n_M	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální otáčky spojky
P_1	[kN]	dynamické ekvivalentně radiální zatížení
P	[kW]	výkon elektromotoru
p_1	[-]	mocnitel pro vstupní ložisko
P_2	[kN]	dynamické ekvivalentně radiální zatížení
p_2	[-]	mocnitel pro výstupní ložisko
p_d	[MPa]	dovolený tlak



p_H	[MPa]	tlak v hřídeli
P_M	[kW]	jmenovitý výkon elektromotoru
p_N	[MPa]	tlak v náboji
p_p	[MPa]	tlak působící na pero
Q	[m ³ ·h ⁻¹]	dopravní výkon
q	[N·m ⁻¹]	spojité zatížení
Q_v	[m ³ ·h ⁻¹]	objemový dopravní výkon
Q_{vskut}	[m ³ ·h ⁻¹]	skutečně přepravované množství materiálu
R	[m]	účinný poloměr šnekovnice
Re	[MPa]	mez kluzu materiálu
s	[mm]	stoupání šnekovnice
S_1	[mm ²]	obsah části žlabu 1
S_2	[mm ²]	obsah části žlabu 2
S_3	[mm ²]	obsah části žlabu 3
t_1	[mm]	hloubka pera v náboji
t_H	[mm]	tloušťka stěny trubky
t_p	[mm]	hloubka pera v hřídeli
$V_{\dot{c}}$	[mm ³]	objem spojovacího čepu
V_m	[mm ³]	objem materiálu ve žlabu
w	[-]	celkový součinitel odporu
W_K	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_O	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
x	[mm]	vzdálenost krajního vlákna od těžiště
X_1	[-]	koeficient radiálního dynamického zatížení
X_2	[-]	koeficient radiálního dynamického zatížení
x_T	[mm]	poloha těžiště v ose x
Y_1	[-]	koeficient axiálního dynamického zatížení
Y_2	[-]	koeficient axiálního dynamického zatížení
y_{max}	[mm]	průhyb hřídele
y_T	[mm]	poloha těžiště v ose y
β	[°]	úhel stoupání šnekovnice
ΔQ_v	[m ³ ·h ⁻¹]	rozdíl zadaného a skutečného přepravovaného množství
ρ	[kg·m ⁻³]	sypaná objemová hmotnost dopravovaného materiálu



ρ_{ε}	[kg·m ⁻³]	objemová hmotnost materiálu čepu
σ_O	[MPa]	ohybové napětí
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí
τ_{DS}	[MPa]	dovolené smykové napětí v čepu
τ_K	[MPa]	napětí v krutu
τ_S	[MPa]	smykové napětí v čepu
φ	[°]	třecí úhel mezi materiálem a šnekem



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavy	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK
Výkres sestavy	VÝSTUPNÍ LOŽISKO
Výkres sestavy	VSTUPNÍ LOŽISKO
Výkres sestavy	KLUZNÉ POUZDRO
Výkres svarku	VÝSTUPNÍ ŽLAB

Další přílohy

CD s elektronickou verzí bakalářské práce a výkresy ve formátu PDF.

Dne 29. 5. 2015 zpracoval Marek Pernica.