



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

THE SREW COVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VÍTĚZSLAV BOŘECKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MARTIN JONÁK

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Vítězslav Bořecký
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Martin Jonák
Akademický rok:	2015/16

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

Šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte vodorovný šnekový dopravník pro dopravu obilovin.

Základní parametry:

- Dopravované množství $Q = 30$ t/hod,
- Dopravní délka $L = 15$ m.

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu, která bude obsahovat:

- rešerši včetně rozboru technických parametrů dopravovaného materiálu,
- výpočet hlavních rozměrů a návrh pohonu,
- pevnostní kontrolu konstrukčních dílů dle pokynů vedoucího práce.

Nakreslete:

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

Seznam literatury:

Mynář, B. (2002): Dopravní a manipulační zařízení, elektronická skripta VUT v Brně.

Leinveber, J. a Vávra, P. (2003): Strojnické tabulky, vyd. Albra, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2.

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M. a Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6.

Shigley, J., Mischke, Ch. a Budynas, R. (2010): Konstruování strojních součástí. Bmo: VUTIAM. ISBN 978-80-214-2629-0.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením vodorovného šnekového dopravníku pro dopravu obilovin. Práce zahrnuje výpočet hlavních rozměrů dopravníku, návrh pohonu dopravníku, návrh uložení šneku a pevnostní kontrolu hřídele šneku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, obiloviny, šnek, šnekovnice, žlab, pohon

ABSTRACT

This thesis describes the design and construction of horizontal screw conveyor for transporting grain. This thesis involves calculation of the main dimensions of the conveyor, the design of the conveyor drive, saving proposal of worm conveyor and worm conveyor shaft strength check.

KEYWORDS

Worm conveyor, grains, spiral worm, the worm screw, trough, drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BOŘECKÝ, V. *Šnekový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 47 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří vedoucímu práce Ing. Martinu Jonákovi za odborné rady, které mi pomohly dokončit tuto bakalářskou práci a za jeho čas, který mi věnoval. Dále pak chci poděkovat svým blízkým, kteří mě po celou dobu studia podporovali.



OBSAH

Úvod	10
1 Hlavní části šnekového dopravníku.....	11
1.1 Žlab	11
1.2 Šnek	12
1.2.1 Uložení šneku	12
1.3 Pohonná jednotka.....	12
2 Výpočet průměru šnekovnice	13
2.1 Objemový dopravní výkon	13
2.2 Průměr šnekovnice.....	13
3 Návrh pohonu	15
3.1 Potřebný výkon elektromotoru	15
3.2 Volba elektromotoru	15
3.3 Volba převodovky.....	16
3.4 Volba spojky	17
3.4.1 Bezpečnost spojky	17
4 Kontrola objemového dopravního výkonu.....	18
4.1 Skutečné dopravované množství.....	18
4.2 Rozdíl dopravovaného množství.....	18
5 Zaplnění žlabu	19
6 Technické výpočty.....	20
6.1 Hmotnost hřídele šneku	20
6.2 Hmotnost šneku	21
6.3 Hmotnost čepu	21
6.4 Hmotnost celého šneku.....	22
7 Uložení šneku	23
7.1 Radiální síla	23
7.2 Axiální síla.....	23
7.2.1 Axiální síla od pohybujícího se materiálu.....	24
7.3 Ložisko pohonu.....	24
7.4 Koncové ložisko.....	26
7.5 Kluzné ložisko	27
8 Pevnostní kontrola.....	29
8.1 Pevnostní kontrola hřídele šneku.....	29
8.1.1 Ohyb	30
8.1.2 Krut.....	31

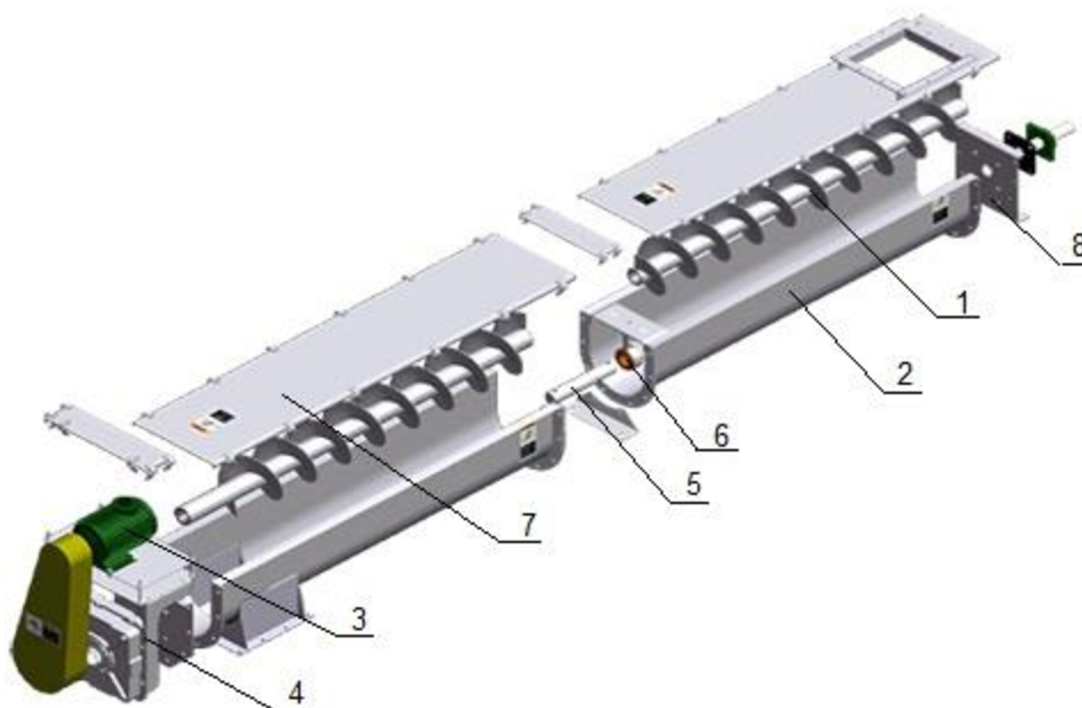


8.1.3	Redukované napětí dle podmínky HMM	32
8.1.4	Bezpečnost	33
8.2	Kontrola průhybu hřídele	33
8.3	Spojení šnekové hřídele s čepy	34
8.3.1	Kontrola čepu na smykové namáhání	35
8.3.2	Tlak působící na hřídel	35
8.3.3	Tlak působící na náboj	36
8.4	Pero	36
8.4.1	Kontrola pera na otláčení	37
9	Rozbor vlastností dopravovaného materiálu	38
9.1	Strukturní uspořádání zrna	38
9.2	Fyzikální vlastnosti obilovin	39
9.3	Skladování zrna	40
9.3.1	Obilní skladiště	40
	Závěr	42
	Seznam použitých zkratk a symbolů	45
	Seznam příloh	47



ÚVOD

Šnekové dopravníky se skládají ze tří základních částí, tedy ze žlabu, šneku a pohonu a jsou vhodné pro dopravu prašného, zrnitého i drobně kusového materiálu (velikost kusu max. do 60 mm). Zároveň mohou plnit i technologické funkce, jakými jsou například míchaní, mytí, hnětení, ohřívání, nebo chlazení [1]. Dopravník není vhodný pro dopravu lepkavých a abrazivních materiálů. Materiál je dopravován rotujícím šnekem ve žlabu či v trubce pro vodorovnou, šikmou a výjimečně také pro svislou polohu. Pro správnou funkci dopravníku musí být tření mezi materiálem a žlabem větší než tření mezi materiálem a povrchem šneku, aby nedocházelo k otáčení materiálu se šnekem. Šnekové dopravníky mají široké využití v mnoha průmyslových odvětvích, jako například zemědělství, potravinářství, stavebnictví, strojírenství a další. Výhodou dopravníků je jejich robustnost a tím i nízká poruchovost i při nepřetržitém provozu. Další výhodou je kompaktnost, uzavřenost a jednoduchost, což je preferováno zejména při nasazení v obtížných prostorových podmínkách. Nevýhodou je opotřebení pracovních částí, velká spotřeba energie a možnost drcení dopravovaného materiálu [2].



Obrázek 1 Schéma šnekového dopravníku [14]

1-Šnek, 2-Žlab, 3-Pohon, 4-Převodovka s čelem žlabu, 5-Spojovací čep, 6-Průběžná ložiska, 7-Viko žlabu, 8- Koncové čelo žlabu

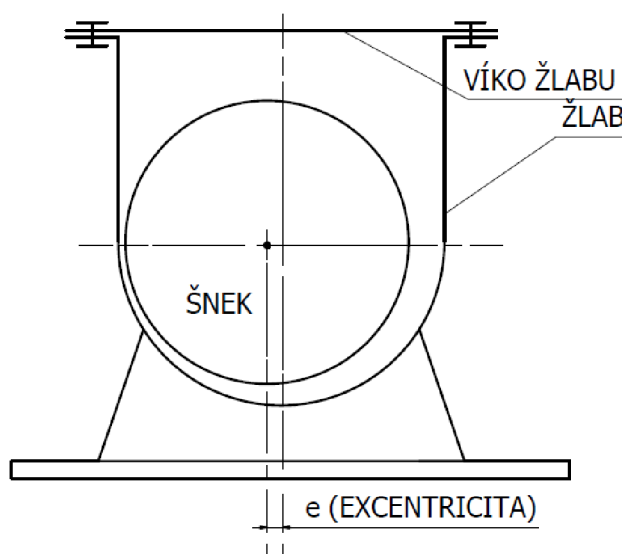


1 HLAVNÍ ČÁSTI ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

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

1.1 ŽLAB

Velikost žlabu je závislá na velikosti šneku a na materiálu (např. abrazivnosti, zrnitosti). Žlab se vyrábí nejčastěji z plechu tloušťek 3 až 8 mm a zároveň slouží jako nosný prvek šnekového dopravníku. Horní okraje žlabu jsou vyhnuty ven z důvodu zvýšení jeho tuhosti a zároveň je na něj možné připevnit víko. Připevněním víka lze dosáhnout oddělení dopravovaného materiálu od okolního prostředí a umožnit tak zvýšení bezpečnosti při provozu a přepravě například nebezpečných nebo prašných materiálů. U dlouhých dopravních vzdáleností se žlab skládá z více částí, které jsou sešroubovány nebo svařeny. Je nutné dodržet správnou přímocíaruost žlabu, aby bylo zajištěno správné uložení šneku ve žlabu. Mezera mezi šnekem a dnem žlabu bývá 5 až 10 mm. Její velikost závisí zejména na dopravovaném materiálu. Pro omezení drcení zrnitých materiálů se šnek často ukládá excentricky. Dosáhneme tak zvětšující se mezery mezi žlabem a šnekovnicí ve směru otáčení hřídele šneku, která zajistí menší poškození přepravovaného materiálu a následně i menší nároky na hnací jednotku[2]. Žlab může být vybaven speciální výstelkou (plastové, nerezové) pro přepravu materiálu, který musí být zdravotně nezávadný. Jde například o přepravu zrna v potravinářském průmyslu. Šnekový dopravník, kterým se zabývám v bakalářské práci, bude využit pouze pro přepravu zrna, které slouží jako krmivo pro dobytek. Není tedy nutné žlab vybavovat speciální výstelkou.

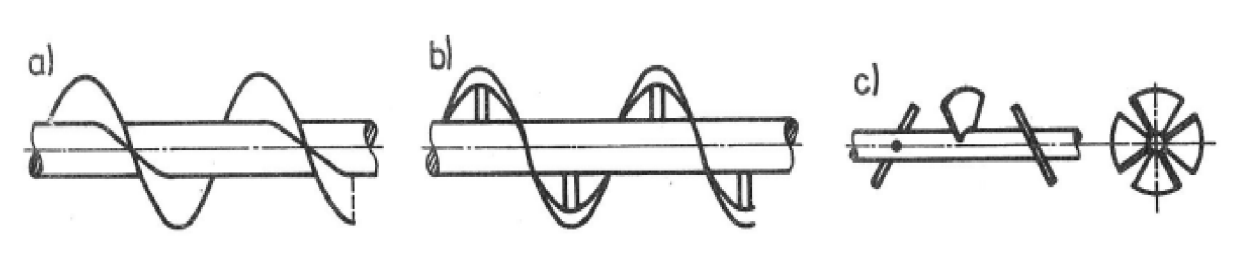


Obrázek 2 Žlab s excentricky uloženým šnekem



1.2 ŠNEK

Šnek je nejdůležitější část šnekového dopravníku a je tvořen šnekovnicí, která je přivařena přerušovaným svárem k hřídeli šneku. Šnekovnice jsou vyráběny z ploché oceli procesem válcování. V případě větších průměrů šneků je šnek vyroben jako odlitek. Vnější průměry jsou dány příslušnou normou. Pro hřídele šneku jsou používány bezešvé ocelové trubky, které jsou vhodné pro svou nižší hmotnost oproti plným hřídelím z tyčovin. Šnekovnice se dělí podle provedení na obvodové, lopátkové a plné, které mají rozdílná uplatnění při dopravě materiálu. Směr dopravy závisí na směru stoupání šnekovnice a smyslu jejího otáčení. Vhodnou kombinací levých a pravých šnekovnic na jedné hřídeli při shodném smyslu otáčení lze dosáhnout protichůdného chodu materiálu v jednom žlabu [2]. Materiál šneku závisí na využití šnekového dopravníku. Pro přepravu zrniny pro průmyslové zpracování je vyroben z oceli, ale v potravinářském průmyslu musí plnit náročné normy zdravotní nezávadnosti, a proto musí být vyroben z nerezových materiálů.



Obrázek 3 Provedení šneků [2], str.2
a) plné b) obvodové c) lopátkové

1.2.1 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. [2] Spojení jednotlivých kusů hřídele šneku je provedeno pomocí plných hřídelů, které jsou uloženy v kluzných ložiscích. Spojení je zajišťováno čepý nebo šrouby.

1.3 POHONNÁ JEDNOTKA

K pohonu šneku se používají asynchronní elektromotory s převodovkou umístěné obvykle na konzole spojené s čelem žlabu. Hnací moment z výstupní hřídele převodovky je přenášen na hřídel šneku pomocí pružné spojky. [1] Pohonná jednotka společně s převodovkou bude umístěna na straně výstupu šnekového dopravníku.



2 VÝPOČET PRŮMĚRU ŠNEKOVNICE

2.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

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

$$Q_V = \frac{30000}{750}$$

$$Q_V = 40 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

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

Q.....dopravní výkon → ze zadání $Q = 30000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

γsypná objemová hmotnost → dle [2], tab. 9.2, str. 210 $\gamma = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

2.2 PRŮMĚR ŠNEKOVNICE

Požadovaný průměr šnekovnice se vypočte ze vztahu pro objemový dopravní výkon, pro který platí:

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

Ze vztahu (2) tedy získáme minimální průměr D :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_V}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad [\text{m}] \quad (3)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 40}{3600 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 2,5 \cdot 1}}$$

$$D = 0,232 \text{ m}$$

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

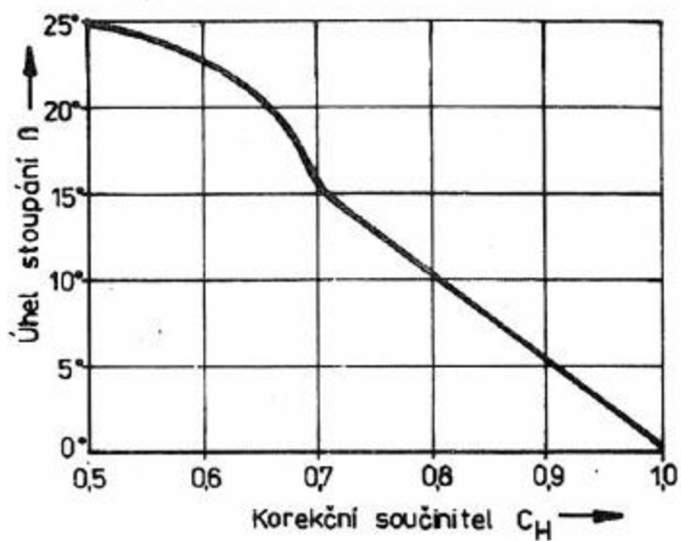
D.....průměr šnekovnice [m]

s.....stoupání šnekovnice [m] → dle [2], str. 208 volím $s = D$

ψsoučinitel plnění → dle [2], str. 209, tab. 9.1 volím $\psi = 0,45\%$

n.....otáčky šneku → dle [2], str. 209, tab. 9.1 volím $n = 2,5 \text{ s}^{-1}$ z rozmezí $2 \div 4 \text{ s}^{-1}$

c_Hsoučinitel sklonu → dle [2], str. 209, obr. 9.7 volím $c_H = 0,45$

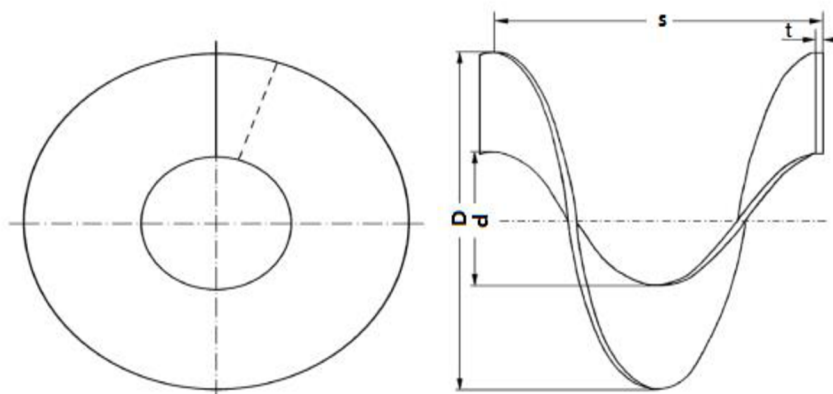


Obrázek 4 Diagram pro volbu součinitele c_H , [2], str. 209

Z katalogu firmy TAURUS s. r. o., Chrudim [6] je zvolen nejbližší vyšší jmenovitý průměr šnekovnice $D = 0,25$ m. Parametry šnekovnice jsou popsány v tab. 1.

Tab. 1: Parametry šnekovnice [6]

D [mm]	d [mm]	s [mm]	t [mm]	m [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]
250	60	250	6	6,3



Obrázek 4 Rozměry šnekovnice



3 NÁVRH POHONU

3.1 POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

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

$$P = \frac{30000 \cdot 9,81}{3600} \cdot (15 \cdot 2,3 \pm 0)$$

$$P = 2820,375 \text{ W} = 2,82 \text{ kW}$$

Rovnice (4) dle [2], str. 209, kde:

l_vvodorovná dopravní vzdálenost → ze zadání $l_v = 15 \text{ m}$

wcelkový součinitel odporu → dle [2], str. 210, tab. 9.2 volím pro pšenici součinitel odporu $w = 2,3$

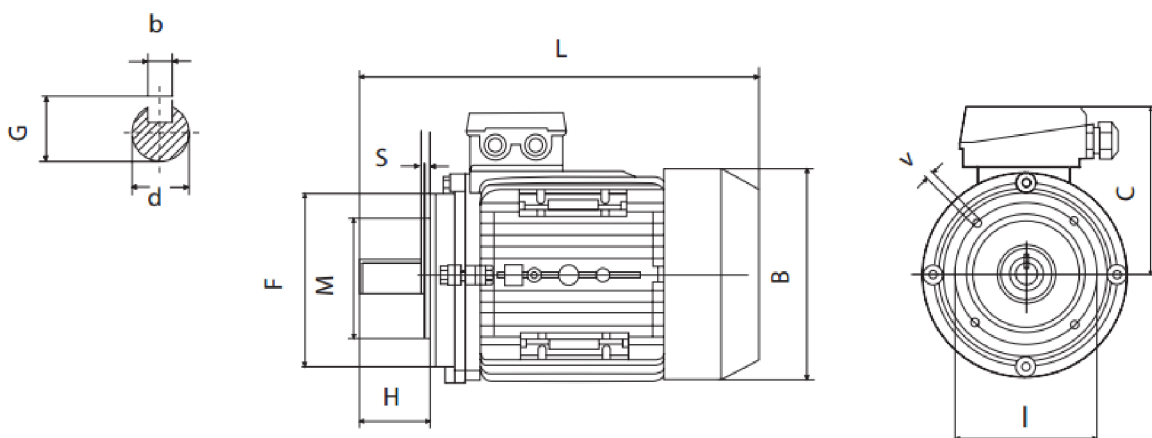
hdopravní výška → $h = 0 \text{ m}$

3.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Z katalogu firmy CHIARAVALLI [7] volím elektromotor s nejbližším vyšším výkonem, tedy elektromotor s označením CHT 100LB4 s uchycením příruby typu B14.

Parametry motoru:

Jmenovitý výkon:	$P_M = 3 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky:	$n_M = 1400 \text{ min}^{-1}$
Hmotnost:	$m = 26,5 \text{ kg}$



Obrázek 5 Rozměry elektromotoru CHIARAVALLI CHT 100LB4(B14), z [7], str. 158



Tab. 2: Rozměry elektromotoru [7], str.158

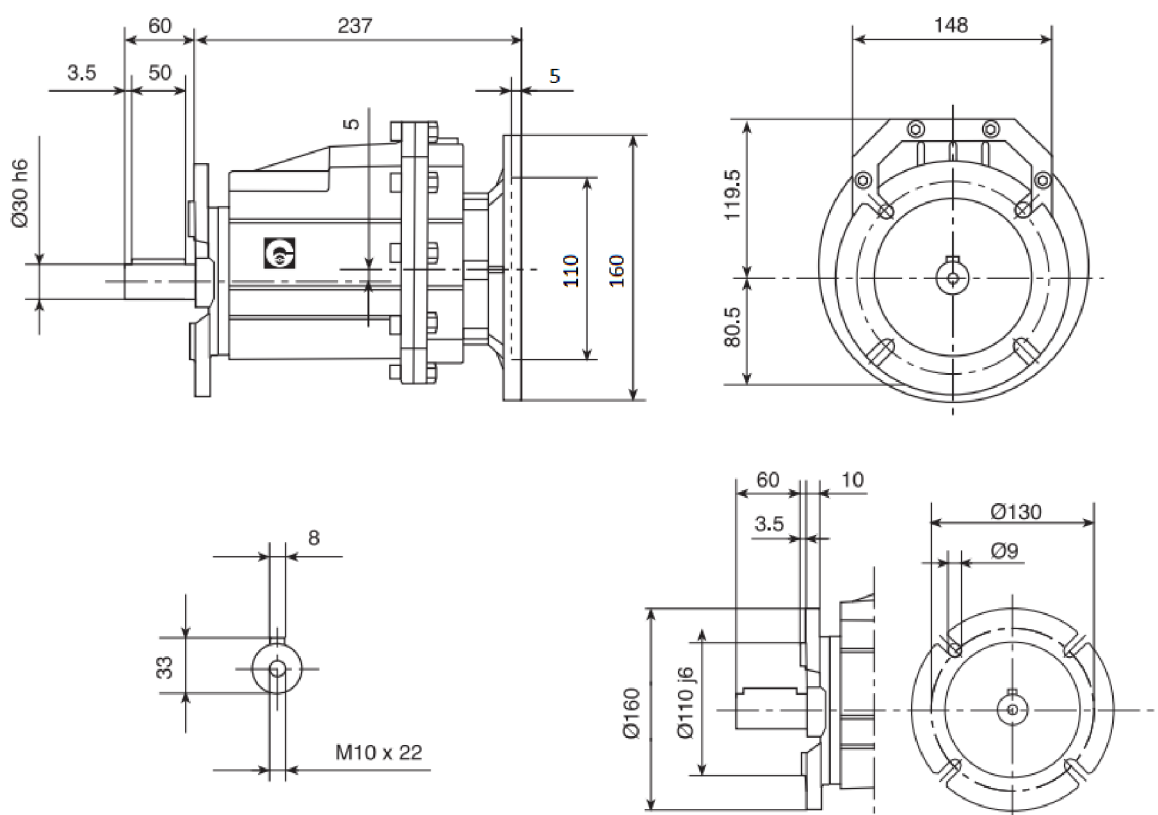
d [mm]	H [mm]	b [mm]	G [mm]	I [mm]	M [mm]
28	60	8	31	130	110
F [mm]	V [mm]	S [mm]	B [mm]	C [mm]	L [mm]
160	M8	3,5	220	180	395

3.3 VOLBA PŘEVODOVKY

Z katalogu firmy CHARIVALLI [8] volím převodovku s označením CHC30 100/112, která je zároveň kompatibilní se zvoleným motorem (uchycení typu B14).

Parametry převodovky:

Převodový poměr: $i = 10,9$
 Výstupní otáčky: $n_a = 128 \text{ min}^{-1} = 2,13 \text{ s}^{-1}$
 Kroutící moment: $M_a = 180 \text{ Nm}$
 Hmotnost: $m_p = 9,2 \text{ kg}$

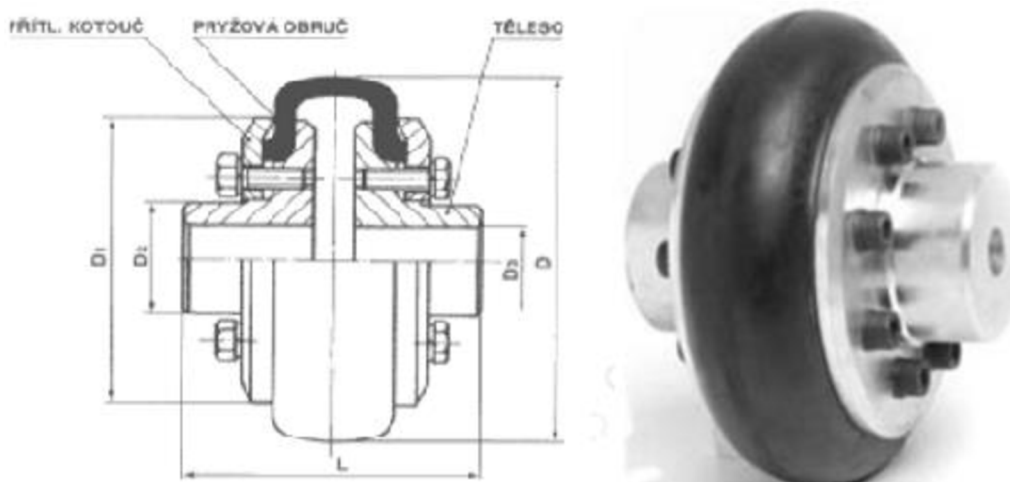


Obrázek 6 Rozměry převodovky [8], str. 21



3.4 VOLBA SPOJKY

Pro přenos krouticího momentu z výstupní hřídele převodovky na hřídel šneku bude sloužit hřídelová spojka s pryžovou obručí od firmy SIGAD. Pro dané parametry je volen typ 250. Použitím hřídelové spojky dosáhneme klidnějšího a plynulejšího chodu celého zařízení.



Obrázek 7 Spojka SIGAD [6]

Tab. 3: Rozměry spojky [6]

Typ	M_{t1}	M_{t2}	n_{max}	D_1	D_2	$D_{3 max}$	L
	N.m	N.m	ot/min	mm	mm	mm	mm
250	630	1200	2000	200	96	45	220

3.4.1 BEZPEČNOST SPOJKY

$$k_s = \frac{M_{t2}}{M_a} \quad [-] \quad (5)$$

$$k_s = \frac{1200}{180} = 6,6$$

Rovnice (5), kde:

M_{t2} kroutící moment, při kterém dojde k prokluzu spojky → dle [9], $M_t = 120 \text{ Nm}$

M_a kroutící moment na výstupu převodovky → dle kapitoly 3.3, $M_a = 180 \text{ N}$



4 KONTROLA OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Zvoleny průměr šnekovnice z katalogu firmy TAURUS [6] a výstupní otáčky hřídele převodovky od firmy CHIAVARALLI [8] se liší od hodnot, které by splňovaly objemový dopravní výkon dle zadání. Proto je nutné provést přepočet skutečného dopravovaného množství.

4.1 SKUTEČNÉ DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

$$Q_{Vskut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_a \cdot c_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (6)$$

$$Q_{Vskut} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} \cdot 0,25 \cdot 0,45 \cdot 2,13 \cdot 1$$

$$Q_{Vskut} = 42,34 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Rovnice (6), dle [2], str. 208 kde:

D.....průměr šnekovnice → dle [6] voleno $D = 0,25 \text{ m}$

s.....stoupání šnekovnice → dle [2], str. 208 voleno $s = D$

ψsoučinitel plnění → dle [2], str. 209 voleno $\psi = 0,45$

n_avýstupní otáčky převodovky → dle kapitoly 3.3 voleno $n_a = 2,13 \text{ s}^{-1}$

c_Hsoučinitel sklonu dopravníku → dle [2], str. 209, obr. 9.7 voleno $c_H = 1$

4.2 ROZDÍL DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

$$\Delta = \frac{Q_{Vskut} - Q_V}{Q_V} \quad [-] \quad (7)$$

$$\Delta = \frac{42,34 - 40}{40}$$

$$\Delta = 5,85 \%$$

Rovnice (7), kde:

Q_{Vskut} ...skutečné přepravované množství → dle rovnice (5), $Q_{Vskut} = 42,34 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Q_Vobjemový dopravní výkon → dle rovnice (1), $Q_V = 40 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

V případě průměru šneku $D = 0,25 \text{ m}$ a jeho otáčkách $n_a = 2,13 \text{ s}^{-1}$ bude dopraveno o 5,85% více materiálu než požadované množství dle zadání. Zadaný dopravní výkon je tedy splněn.



5 ZAPLNĚNÍ ŽLABU

Tato kapitola zahrnuje výpočet zaplnění žlabu a jeho zatížení dopravovaným materiálem.

OBJEM MATERIÁLU VE ŽLABU

$$V_m = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot L \quad [\text{m}^3] \quad (24)$$

$$V_m = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} \cdot 0,45 \cdot 15,4$$

$$V_m = 0,34 \text{ m}^3$$

Rovnice (24), kde:

D.....průměr šnekovnice → dle [6], $D = 0,25 \text{ m}$

ψsoučinitel plnění žlabu → dle [2], tab. 9.1, str. 209 volím $\psi = 0,45 \%$

L.....dopravní vzdálenost → dle zadání $L = 15,4 \text{ m}$

HMOTNOST MATERIÁLU VE ŽLABU

$$m_m = V_m \cdot \rho \quad [\text{kg}] \quad (25)$$

$$m_m = 0,34 \cdot 750$$

$$m_m = 255,13 \text{ kg}$$

Rovnice (25), kde:

V_mobjem materiálu ve žlabu → ze vztahu (17), $V_m = 0,3313 \text{ m}^3$

ρsypná objemová hmotnost materiálu → dle [2], tab. 9.1., str. 210 voleno

$$\rho = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

SÍLA MATERIÁLU NA ŽLAB

$$F_m = m_m \cdot g \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_m = 255,13 \cdot 9,81$$

$$F_m = 2502,8 \text{ N}$$

Rovnice (26), kde:

m_mhmotnost materiálu ve žlabu → ze vztahu (19), $m_m = 255,13 \text{ kg}$

gtíhové zrychlení → $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



6 TECHNICKÉ VÝPOČTY

Tato kapitola se bude zabývat celkovou hmotností šneku, která je nutná pro výpočet uložení šneku v ložiscích a pro jejich návrh.

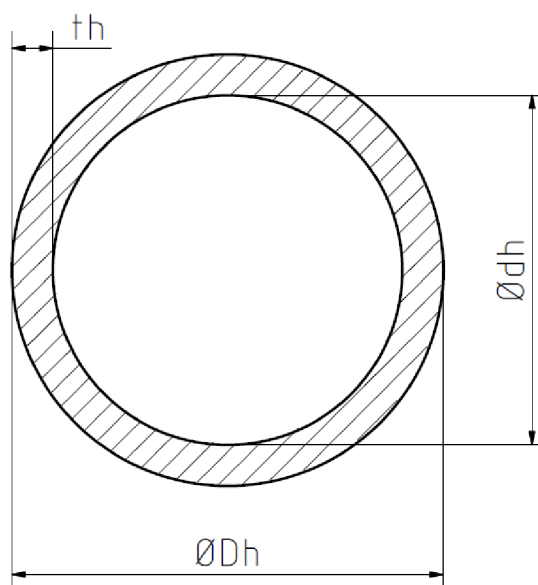
6.1 HMOTNOST HŘÍDELE ŠNEKU

Pro hřídel šneku volím bezešvou trubku od firmy FERONA [10] s označením TR 60,3 x 6,3 – ČSN 42 5715 01, materiál 1.0308 (11353).

Hřídel šneku se bude skládat z pěti nevstupních hřídelí s délkou $l_{Hnevstup} = 2,6$ m a jedné vstupní hřídele s délkou $l_{Hvstup} = 2,4$ m.

Parametry hřídele šneku dle výrobce [10]:

Vnější průměr:	$D_h = 60,3$ mm
Tloušťka stěny:	$t_h = 6,3$ mm
Vnitřní průměr:	$d_h = 47,7$ mm
Hmotnost 1m délky:	$m_t = 8,39$ kg · m ⁻¹



Obrázek 8 Rozměry průřezu hřídele



HMOTNOST HŘÍDELE ŠNEKU

$$m_H = m_t \cdot l_{H_{\text{celk}}} \quad [\text{kg}] \quad (8)$$

$$m_H = 8,39 \cdot 15,4$$

$$m_H = 129,2 \text{ kg}$$

Rovnice (8), kde:

m_thmotnost hřídele na 1 metr délky → dle [10], $m_t = 8,39 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

$l_{H_{\text{celk}}}$... celková délka hřídele šneku → $l_{H_{\text{celk}}} = 15,4 \text{ m}$

6.2 HMOTNOST ŠNEKU

Šnekovnice je volena z katalogu firmy TAURUS [6] a je rozdělena na stejné části jako hřídel šneku z přechozí kapitoly.

HMOTNOST ŠNEKOVNICE

$$m_{\text{šc}} = l_{\text{š}} \cdot m_{\text{š}} \quad [\text{kg}] \quad (9)$$

$$m_{\text{šc}} = 15,4 \cdot 6,3$$

$$m_{\text{šc}} = 97,02 \text{ kg}$$

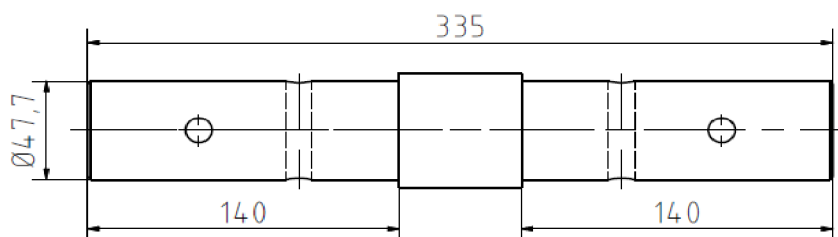
Rovnice (6), kde:

$l_{\text{š}}$délka šnekovnice na hřídeli → dle zadání voleno $l_{\text{š}} = 15,4 \text{ m}$

$m_{\text{šc}}$hmotnost šnekovnice na 1 m délky → dle [6], $m_{\text{šc}} = 6,3 \text{ kg}$

6.3 HMOTNOST ČEPU

Čepy budou použity pro spojení jednotlivých částí šneku a zároveň budou plnit funkci uložení v ložiscích. Rozměry vstupního, koncového a průběžných čepů jsou přibližně stejné, proto zjistím hmotnost pouze průběžného čepu, kterou budu používat u všech čepů.



Obrázek 9 Spojovací čep

**OBJEM ČEPU**

$$V_{\zeta} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\zeta}^2}{4} \cdot l_{\zeta} \right) + \frac{\pi \cdot D_{\zeta}^2}{4} \cdot L_{\zeta} \quad [\text{m}^3] \quad (10)$$

$$V_{\zeta} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,0477^2}{4} \cdot 0,14 \right) + \frac{\pi \cdot 0,055^2}{4} \cdot 0,05$$

$$V_{\zeta} = 7,375 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Rovnice (10), kde:

D_{ζ}velký průměr spojovacího čepu $\rightarrow D_{\zeta} = 55 \text{ mm}$

d_{ζ}malý průměr spojovacího čepu $\rightarrow d_{\zeta} = 47,7 \text{ mm}$

L_{ζ}délka čepu u velkého průměru $\rightarrow L_{\zeta} = 50 \text{ mm}$

l_{ζ}délka čepu u malého průměru $\rightarrow l_{\zeta} = 140 \text{ mm}$

HMOTNOST ČEPU

$$m_{\zeta} = V_{\zeta} \cdot \rho_{\zeta} \quad [\text{kg}] \quad (11)$$

$$m_{\zeta} = 7,375 \cdot 10^{-4} \cdot 7850$$

$$m_{\zeta} = 5,8 \text{ kg}$$

Rovnice (11), kde:

V_{ζ}objem čepu \rightarrow dle rovnice (9), $V_{\zeta} = 7,375 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

ρ_{ζ}objemová hmotnost material čepu $\rightarrow \rho_{\zeta} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

6.4 HMOTNOST CELÉHO ŠNEKU

Celkovou hmotnost zjistíme součtem všech částí šnekového hřídele, tedy vstupní hřídele, nevstupních hřídelí, šnekovnic a spojovacích čepů. Z důvodu použití spojovacích prvků, jako jsou pojistné kolíky a sváry, je nutné navýšit celkovou hmotnost o 10 kg.

HMOTNOST CELÉHO ŠNEKU

$$m_{\text{celk}} = (m_H + m_{\xi}) + 7 \cdot m_{\zeta} + 10 \quad [\text{kg}] \quad (12)$$

$$m_{\text{celk}} = (129,2 + 97,02) + 7 \cdot 5,8 + 10$$

$$m_{\text{celk}} = 276,8 \text{ kg}$$

Rovnice (12), kde:

m_Hhmotnost hřídele šneku \rightarrow dle rovnice (8), $m_H = 129,2 \text{ kg}$

m_{ξ}hmotnost šnekovnice \rightarrow dle rovnice (9), $m_{\xi} = 97,02 \text{ kg}$

m_{ζ}hmotnost spojovacích čepů \rightarrow dle rovnice(11), $m_{\zeta} = 5,8 \text{ kg}$



7 ULOŽENÍ ŠNEKU

Pro výpočet uložení šneku v ložiscích budeme uvažovat rovnoměrné zatížení všech ložisek.

7.1 RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_R = \frac{m_c \cdot g}{i_\xi} \quad [\text{N}] \quad (13)$$

$$F_R = \frac{276,8 \cdot 9,81}{7}$$

$$F_R = 387,95 \text{ N}$$

Rovnice (13), kde:

m_chmotnost celého šneku \rightarrow dle vztahu (12), $m_c = 276,8 \text{ kg}$

gtíhové zrychlení $\rightarrow g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

i_ξpočet spojovacích čepů $\rightarrow i_\xi = 7$

7.2 AXIÁLNÍ SÍLA

Tato síla je způsobena pohybujícím se materiálem ve žlabu a je zachycována soudečkovým ložiskem, které se nachází na straně pohonu (viz. Kapitola 6.3). Pro výpočet axiální síly je nutné nejprve zjistit účinný poloměr šnekovnice, úhel stoupání šnekovnice a třecí úhel mezi šnekem a materiálem.

ÚČINNÝ POLOMĚR ŠNEKOVNICE

$$R = (0,35 \div 0,4) \cdot D \quad [\text{m}] \quad (14)$$

$$R = 0,35 \cdot 0,25$$

$$R = 0,088 \text{ m}$$

Rovnice (14) dle [2], str. 210, kde:

Dprůměr šnekovnice \rightarrow dle [6], $D = 0,25 \text{ m}$

ÚHEL STOUPÁNÍ ŠNEKOVNICE

$$\beta = \text{arctg}\left(\frac{s}{\pi \cdot D}\right) \quad [^\circ] \quad (15)$$

$$\beta = \text{arctg}\left(\frac{0,25}{\pi \cdot 0,25}\right)$$

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



Rovnice (15) dle [2], str. 210, kde:

s.....stoupání šnekovnice → dle [6], $s = 0,25$ m

D.....průměr šnekovnice → dle [6], $D = 0,25$ m

TŘECÍ ÚHEL MEZI MATERIÁLEM A ŠNEKEM

$$\varphi = \arctg(f) \quad [^\circ] \quad (16)$$

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

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

Rovnice (16), kde:

f.....součinitel tření mezi materiálem a šnekem → dle [18], str. 12, $f = 0,4$

7.2.1 AXIÁLNÍ SÍLA OD POHYBUJÍCÍHO SE MATERIÁLU

$$F_A = \frac{M_a}{R \cdot \tg(\beta + \varphi)} \quad [N] \quad (17)$$

$$F_A = \frac{180}{0,088 \cdot \tg(17,66^\circ + 21,8)}$$

$$F_A = 2498,98 \text{ N}$$

Rovnice (17) dle [2], str. 210, kde:

M_avýstupní kroutící moment z převodovky → z kapitoly 3.3, $M_a = 180$ Nm

R.....účinný poloměr šnekovnice → ze vztahu (14), $R_s = 0,088$ m

βúhel stoupání šnekovnice → ze vztahu (15), $\beta = 17,66^\circ$

φtřecí úhel mezi materiálem a šnekem → ze vztahu (16), $\varphi = 21,8$

7.3 LOŽISKO POHONU

Na straně pohonu bude použito dvouřadé soudečkové ložisko SKF 22211 EK [11], které je schopné zachytit radiální i axiální síly způsobené otáčením šneku. Ložisko bude uloženo v přírubovém ložiskovém těle a mazání bude zajištěno shora tlakovou maznicí.

Parametry a zatížení ložiska:

$$C_1 = 129 \text{ kN}$$

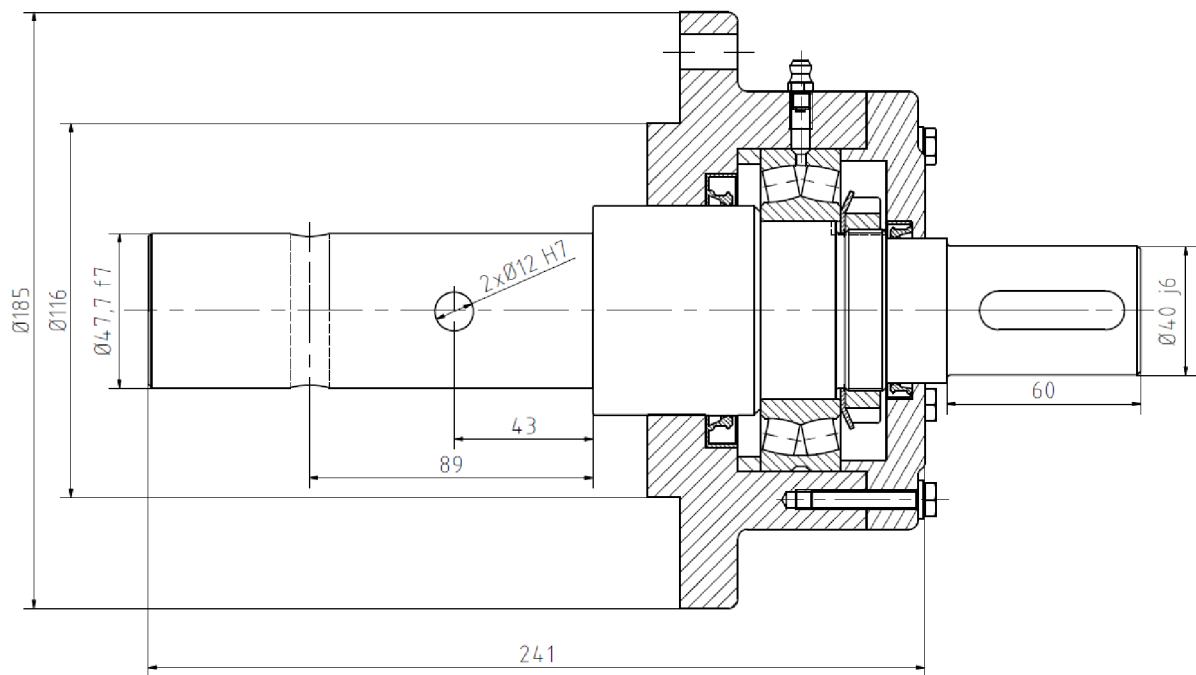
$$e = 0,24$$

$$Y_1 = 4,2$$

$$F_a = 2,49898 \text{ kN}$$

$$F_R = 0,4631 \text{ kN}$$

$$n_a = 128 \text{ min}^{-1}$$



Obrázek 10 Vstupní ložiskové tělo

POMĚR AXIÁLNÍ A RADIÁLNÍ SÍLY

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{2498,98}{387,95} = 6,44 > e \quad [-] \quad (18)$$

Rovnice (18), kde:

F_Aaxiální síla působící na ložisko → ze vztahu (17), $F_A = 2498,98$ N

F_Rradiální síla působící na ložisko → ze vztahu (13), $F_R = 387,95$ N

DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_1 = 0,67 \cdot F_R + Y_1 \cdot F_A \quad [\text{kN}] \quad (19)$$

$$P_1 = 0,67 \cdot 0,38795 + 4,2 \cdot 2,49898$$

$$P_1 = 10,76 \text{ kN}$$

Rovnice (19) dle [5], str. 619, kde:

F_Aaxiální síla působící na ložisko → ze vztahu (17), $F_A = 2498,98$ N

F_Rradiální síla působící na ložisko → ze vztahu (13), $F_R = 387,95$ N

Y_2koeficient radiálního dynamického zatížení → dle [11], $Y_2 = 4,2$



TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{h1} = \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^{p_1} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_a}\right) \quad [\text{hod}] \quad (20)$$

$$L_{h1} = \left(\frac{129}{10,76}\right)^{3,33} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 128}\right)$$

$$L_{h1} = 509292 \text{ hod}$$

Rovnice (20) dle [5], str. 626, kde:

C_1základní dynamická únosnost ložiska → dle [11], $C_1 = 129 \text{ kN}$

P_1dynamické ekvivalentní radiální zatížení → ze vztahu (19), $P_1 = 10,76 \text{ kN}$

p_1mocnitel pro výstupní ložisko → dle [4], str. 511, $p_1 = 3,33$

n_avýstupní otáčky hřídele převodovky → dle kapitoly 3.3, $n_a = 128 \text{ min}^{-1}$

7.4 KONCOVÉ LOŽISKO

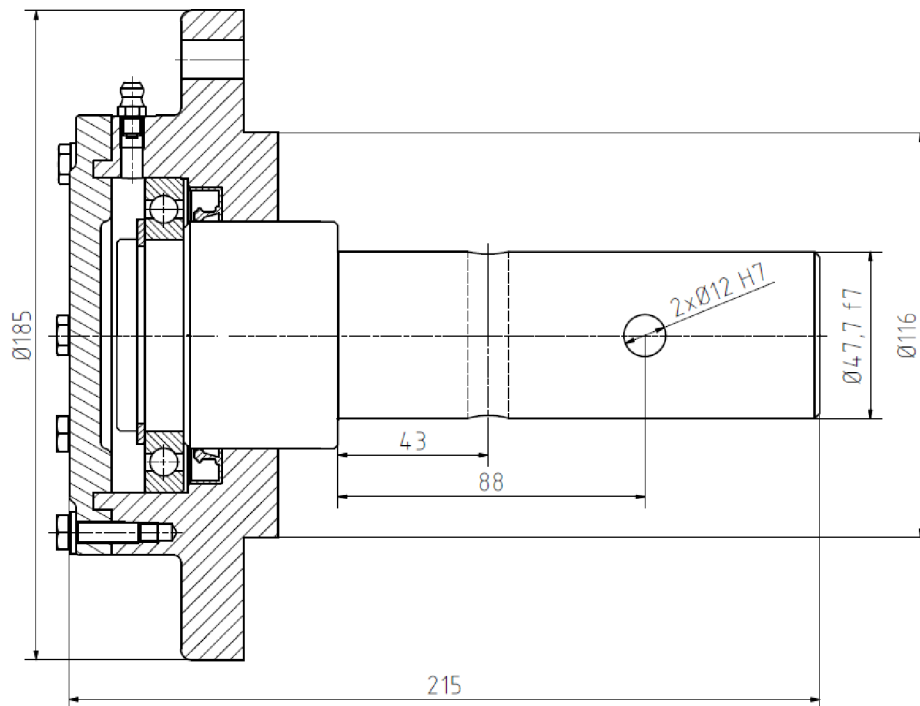
Koncové ložisko bude zatíženo pouze radiální silou. Volím tedy jednořadé kuličkové ložisko SKF 16011 [11], které bude uloženo v ložiskovém přírubovém těle. Mazání bude zajištěno opět shora pomocí tlakové maznice. Ložisko musí být axiálně volné z důvodu teplotní dilatace šnekové hřídele.

Parametry a zatížení ložiska:

$$C = 20,3 \text{ kN}$$

$$F_R = 0,36956 \text{ kN}$$

$$n_a = 128 \text{ min}^{-1}$$



Obrázek 11 Koncové ložiskové tělo

**DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ**

$$P_2 = F_R = 0,38795 \text{ kN} \quad [\text{kN}] \quad (21)$$

TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{h2} = \left(\frac{C_2}{P_2}\right)^{p_2} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_a}\right) \quad [\text{hod}] \quad (22)$$

$$L_{h2} = \left(\frac{20,3}{0,38795}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 128}\right)$$

$$L_{h2} = 1,87 \cdot 10^7 \text{ hod}$$

Rovnice (22) dle [5], str. 626, kde :

C_2 základní dynamická únosnost ložiska → dle [11], $C_2 = 20,3 \text{ kN}$

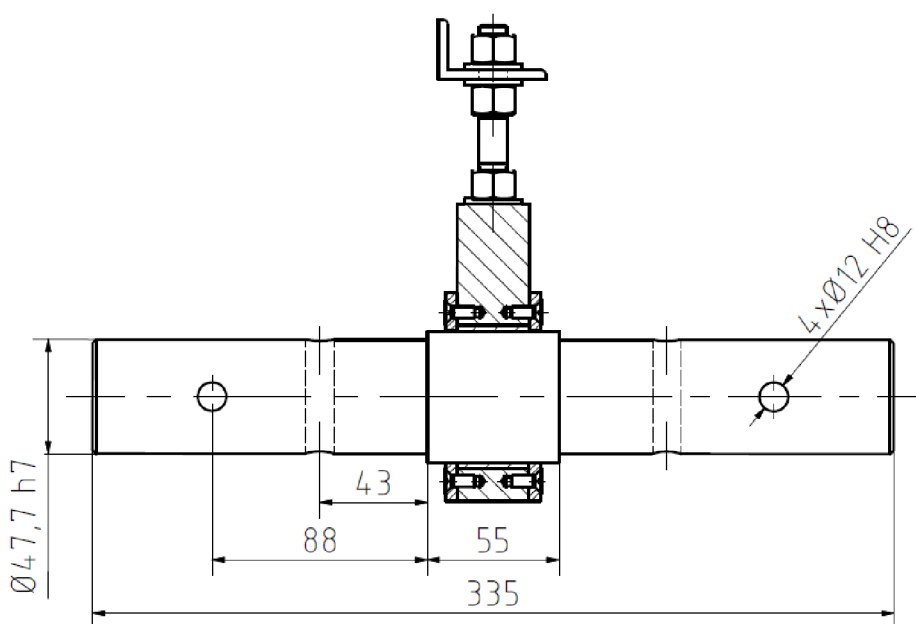
P_2 dynamické ekvivalentní radiální zatížení → ze vztahu (18), $P_2 = 0,38795 \text{ kN}$

p_2 mocnitel pro výstupní ložisko → dle [4], str. 511, $p_2 = 3$

n_a výstupní otáčky hřídele převodovky → dle kapitoly 3.3, $n_a = 128 \text{ min}^{-1}$

7.5 KLUZNÉ LOŽISKO

Šneková hřídel je kvůli své délce rozdělena na několik částí, které budou spojeny pěti spojovacími čepy. Tyto čepy budou uloženy v kluzných ložiscích od výrobce SKF [12] s označením PCM 556030 E. Ložiska jsou odolná proti nečistotám a prachu, proto není nutné ložiska těsnit v ložiskovém tělese. Každé těleso je připevněno pomocí dvou tyčí k příčce žlabu. Ložiskové těleso je výškově nastavitelné.



Obrázek 12 Uložení kluzného ložiska

**KONTROLA LOŽISKA NA OTLAČENÍ**

$$p = \frac{F_R}{l_1 \cdot d_1} \quad [\text{MPa}] \quad (23)$$

$$p = \frac{387,95}{30 \cdot 55}$$

$$p = 0,23 \text{ MPa}$$

Rovnice (23) dle [19], kde:

F_Rradiální síla působící na ložisko → ze vztahu (13), $F_R = 387,95 \text{ N}$

l_1délka kluzného ložiska → dle [12], $l_1 = 30 \text{ mm}$

d_1průměr hřídele → $d_1 = 55 \text{ mm}$

Podle [12], str.7 může na ložisko působit maximálnítlak $p_D = 80 \text{ MPa}$

$$p < p_D \rightarrow \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

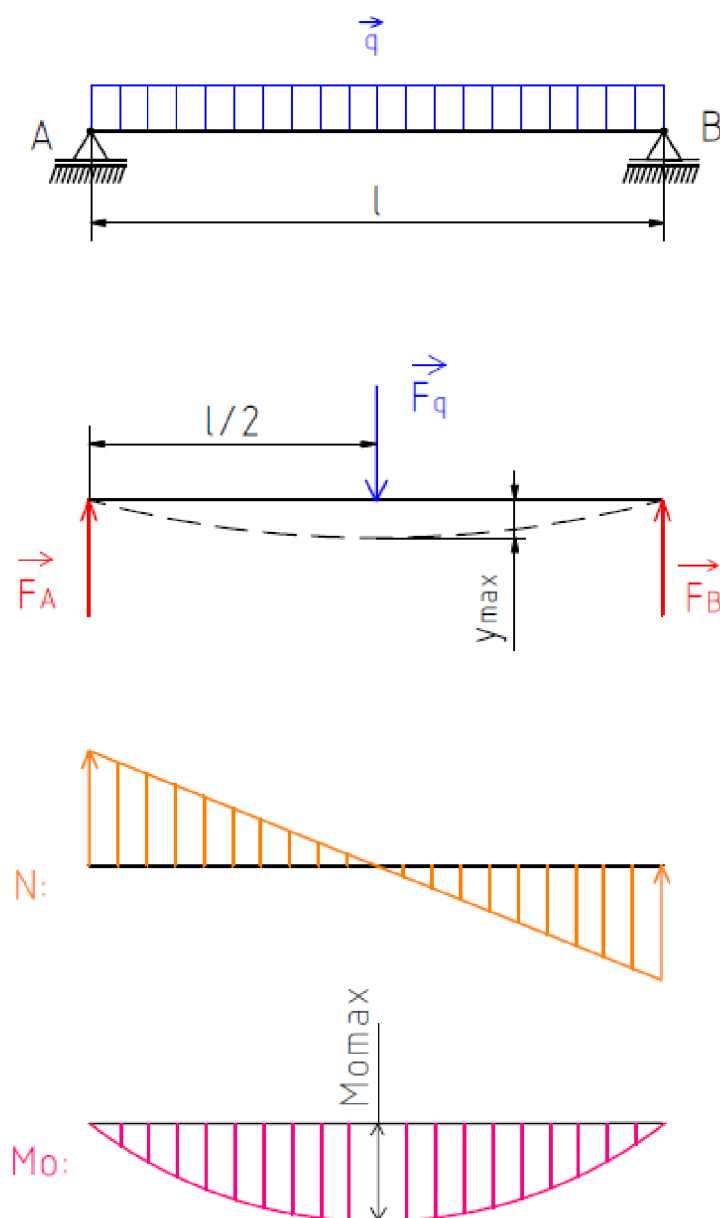


8 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Tato kapitola se zaměřuje na pevnostní kontrolu šneku a jeho spojení.

8.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE ŠNEKU

Při dopravě materiálu je hřídel šneku namáhána ohybem a krutem. Nejprve bude provedena kontrola těchto namáhání a podle podmínky HMMH bude vypočteno redukované napětí. K výpočtu bude použita délka nevstupní hřídele a šnekovnic.



Obrázek 13 Silový rozbor na hřídel šneku



8.1.1 OHYB

VLASTNÍ TÍHA ŠNEKU

$$F_g = [(m_{\xi} \cdot l_{\xi\text{nevstup}}) + (m_t \cdot l_{H\text{nevstup}})] \cdot g \quad [\text{N}] \quad (27)$$

$$F_g = [(6,3 \cdot 2,6) + (8,39 \cdot 2,6)] \cdot 9,81$$

$$F_g = 376,68 \text{ N}$$

Rovnice (27), kde:

$l_{\xi\text{nevstup}}$..délka nevstupní šnekovnice → dle kapitoly 5.2, $l_{\xi\text{nevstup}} = 2,6 \text{ m}$

$l_{H\text{nevstup}}$..délka nevstupní hřídele → dle kapitoly 5.1, $l_{H\text{nevstup}} = 2,6 \text{ m}$

m_{ξ}hmotnost 1 m šnekovnice → dle [6], $m_{\xi} = 6,3 \text{ kg}$

m_Hhmotnost 1 m hřídele → dle [10], $m_H = 8,39 \text{ kg}$

gtíhové zrychlení → $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_O = \frac{F_g}{2} \cdot \frac{l_{H\text{nevstup}}}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (28)$$

$$M_O = \frac{376,68}{2} \cdot \frac{2,6}{2}$$

$$M_O = 244,84 \text{ Nm}$$

Rovnice (28), dle [4], str. 60, kde:

F_gvlastní tíha šneku → ze vztahu (27), $F_g = 376,68 \text{ Nm}$

$l_{H\text{nevstup}}$..délka nevstupní hřídele → dle kapitoly 5.1, $l_{H\text{nevstup}} = 2,6 \text{ m}$

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_H^4 - d_H^4}{D_H} \quad [\text{mm}^3] \quad (29)$$

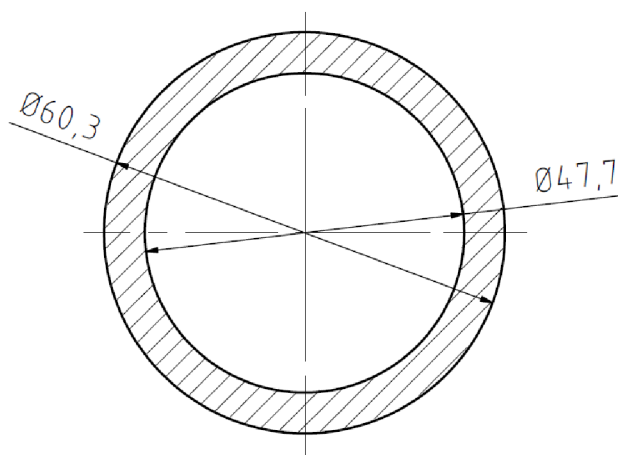
$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{60,3^4 - 47,7^4}{60,3}$$

$$W_O = 13096,82 \text{ mm}^3$$

Rovnice (29), dle [4], str. 53, kde:

D_Hvelký průměr hřídele → dle [10], $D_H = 60,3 \text{ mm}$

d_Hmalý průměr hřídele → dle [10], $d_H = 47,7 \text{ mm}$



Obrázek 14 Rozměry šnekového hřídele

OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (30)$$

$$\sigma_o = \frac{244,84 \cdot 10^3}{13096,82}$$

$$\sigma_o = 18,69 \text{ MPa}$$

Rovnice (30) dle [4], str. 50, kde:

M_oohybový moment → ze vztahu (28), $M_o = 244,84 \text{ Nm}$

W_omodul průřezu v ohybu → ze vztahu (29), $W_o = 13096,82 \text{ mm}^3$

8.1.2 KRUT**MODUL PRŮŘEZU V KRUTU**

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_H^4 - d_H^4}{D_H} \quad [\text{mm}^3] \quad (31)$$

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{60,3^4 - 47,7^4}{60,3}$$

$$W_K = 26193,63 \text{ mm}^3$$

Rovnice (31) dle [4], str. 53, kde:

D_Hvelký průměr hřídele → dle [10], $D_H = 60,3 \text{ mm}$

d_Hmalý průměr hřídele → dle [10], $d_H = 47,7 \text{ mm}$

**NAPĚTÍ V KRUTU**

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (32)$$

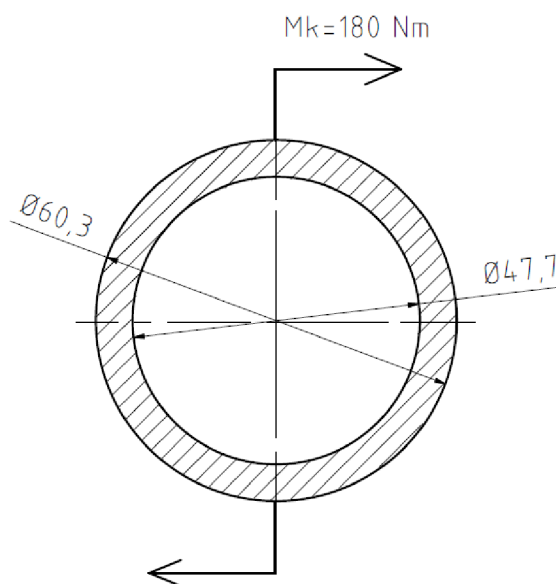
$$\tau_K = \frac{180 \cdot 10^3}{26193,63}$$

$$\tau_K = 6,87 \text{ MPa}$$

Rovnice (32) dle [4], str. 50, kde:

M_Kkroucí moment \rightarrow dle kapitoly 3.3, $M_K = 180 \text{ Nm}$

W_Kmodul průřezu v krutu \rightarrow ze vztahu (31), $W_K = 26193,63 \text{ mm}^3$



Obrázek 15 Zatížení hřídele kroučícím momentem

8.1.3 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE PODMÍNKY HMH

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad [\text{MPa}] \quad (33)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{18,69^2 + 3 \cdot 6,87^2}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = 22,16 \text{ MPa}$$

Rovnice (33) dle [5], str. 381, kde :

σ_0působící ohybové napětí \rightarrow ze vztahu (30), $\sigma_0 = 18,69 \text{ MPa}$

τ_Kpůsobící napětí v krutu \rightarrow ze vztahu (32), $\tau_K = 6,87 \text{ MPa}$



8.1.4 BEZPEČNOST

$$k = \frac{Re}{\sigma_{RED}} \quad [-] \quad (34)$$

$$k = \frac{235}{22,16}$$

$$k = 10,6$$

Rovnice (34) dle [5], str. 382, kde:

Re.....mez kluzu pro materiál hřídele 1.0308 (11353) → dle [5], str. 1128, Re = 235 MPa

σ_{RED} ..redukované napětí působící na hřídele → ze vztahu (33), $\sigma_{RED} = 22,16$ MPa

8.2 KONTROLA PRŮHYBU HŘÍDELE

Je nutné provést kontrolu průhybu hřídele, aby nedošlo ke kontaktu šneku se žlabem. Kontrola bude provedena na nevstupní hřídeli, která má největší délku.

OSOÝ KVADRATICKÝ MOMENT HŘÍDELE ŠNEKU

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D_H^4 - d_H^4) \quad [\text{mm}^4] \quad (35)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (60,3^4 - 47,7^4)$$

$$I_x = 394869 \text{ mm}^4$$

Rovnice (35) dle [3], str. 53, kde:

D_Hvelký průměr hřídele → dle [10], $D_H = 60,3$ mm

d_Hmalý průměr hřídele → dle [10], $d_H = 47,7$ mm

PRŮHYB HŘÍDELE

$$y_{\max} = \frac{F_g \cdot l_{H\text{nevstup}}^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad [\text{mm}] \quad (36)$$

$$y_{\max} = \frac{376,68 \cdot 2600^3}{48 \cdot 210000 \cdot 394869}$$

$$y_{\max} = 1,66 \text{ mm}$$

Rovnice (36) dle [3], str. 61, kde:

F_gvlastní tíha šneku → ze vztahu (27), $F_g = 376,68$ N

$l_{H\text{nevstup}}$..délka nevstupní hřídele → dle kapitoly 5.1, $l_{H\text{nevstup}} = 2,6$ m

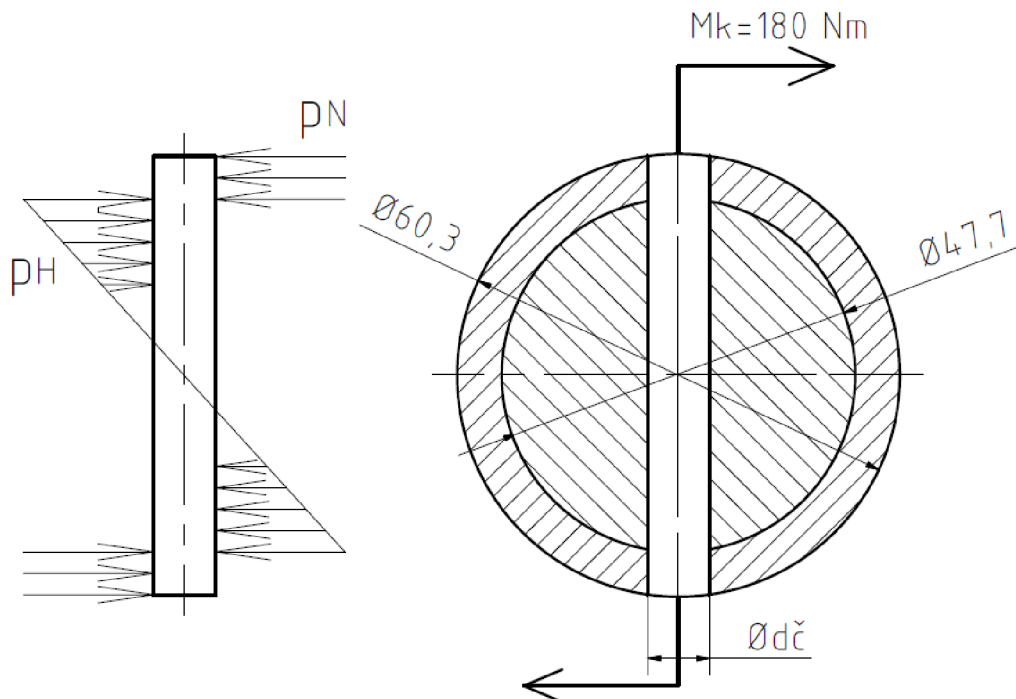
E.....modul pružnosti v tahu pro ocel → E = 210000 MPa

I_xosový kvadratický moment hřídele → ze vztahu (35), $I_x = 394869 \text{ mm}^4$



8.3 SPOJENÍ ŠNEKOVÉ HŘÍDELE S ČEPY

Spojení jednotlivých částí hřídele bude zajištěno spojovacími čepy, které jsou zajištěny proti pohybu pomocí dvou čepů s hlavami pootočenými o 90°.



Obrázek 16 Průběh tlaku ve spojovacím čepu

PRŮMĚR ČEPU

$$d_{\check{c}} = (0,2 - 0,3) \cdot d_{H\check{c}} \quad [\text{mm}] \quad (37)$$

$$d_{\check{c}} = (0,2 - 0,3) \cdot 47,7$$

$$d_{\check{c}} = 9,54 - 14,31 \rightarrow \text{volím } d_{\check{c}} = 12 \text{ mm}$$

Rovnice (37) dle [3], str. 70, kde:

$d_{H\check{c}}$průměr spojovacího čepu $\rightarrow d_{H\check{c}} = 47,7 \text{ mm}$

Dle [13] str.114, je volen ČEP ISO 2341-B- 12 x 70 x 3,2 St(1.0715) a bude zajištěn proti uvolnění pomocí závlačky 3,2 x 20 ISO 1234 St(1.0715) dle [13] str. 112.



8.3.1 KONTROLA ČEPU NA SMYKOVÉ NAMÁHÁNÍ

$$\tau_S = \frac{4 \cdot M_a}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2 \cdot d_{H\check{c}} \cdot i_{\check{c}H}} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$\tau_S = \frac{4 \cdot 180000}{\pi \cdot 12^2 \cdot 47,7 \cdot 2}$$

$$\tau_S = 16,68 \text{ MPa}$$

Rovnice (38), dle [3], str. 70 kde:

M_akroučící moment hřídele šneku → dle kapitoly 3.3, $M_a = 180000 \text{ Nm}$

$d_{\check{c}}$průměr čepu → ze vztahu (37), $d_{\check{c}} = 12 \text{ mm}$

$d_{H\check{c}}$průměr spojovacího čepu → $d_{H\check{c}} = 47,7 \text{ mm}$

$i_{\check{c}H}$počet pojistných šroubů → $i_{\check{c}H} = 2$

DOVOLENÉ NAPĚTÍ VE SMYKU NA ČEP

Dle [3] str. 72 je maximální dovolené napětí pro pojistný čep z automatové oceli St.(1.0715) $\tau_{DS} = 50 \text{ MPa}$.

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

$$16,68 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa} \rightarrow \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

8.3.2 TLAK PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL

$$p_H = \frac{6 \cdot M_a}{d_{H\check{c}}^2 \cdot d_{\check{c}} \cdot i_{\check{c}H}} \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$p_H = \frac{6 \cdot 180000}{47,7^2 \cdot 12 \cdot 2}$$

$$p_H = 19,77 \text{ MPa}$$

Rovnice (39), dle [3], str. 70 kde:

M_akroučící moment hřídele šneku → dle kapitoly 3.3, $M_a = 180000 \text{ Nm}$

$d_{\check{c}}$průměr čepu → ze vztahu (37), $d_{\check{c}} = 12 \text{ mm}$

$d_{H\check{c}}$průměr spojovacího čepu → $d_{H\check{c}} = 47,7 \text{ mm}$

$i_{\check{c}H}$počet pojistných šroubů → $i_{\check{c}H} = 2$

DOVOLENÝ TLAK NA HŘÍDEL

Dle [3], str. 72 pro materiál hřídele 11500 volen míjivý tlak $p_{D1} = 84 \text{ MPa}$

$$p_H < p_D$$

$$19,77 \text{ MPa} < 110 \text{ MPa} \rightarrow \underline{\text{VYHOVUJE}}$$



8.3.3 TLAK PŮSOBÍCÍ NA NÁBOJ

$$p_N = \frac{4 \cdot M_a}{d_{\check{c}} \cdot (D_H^2 - d_{H\check{c}}^2) \cdot i_{\check{c}H}} \quad [\text{MPa}] \quad (40)$$

$$p_N = \frac{4 \cdot 180000}{12 \cdot (60,3^2 - 47,7^2) \cdot 2}$$

$$p_N = 22 \text{ MPa}$$

Rovnice (40), dle [3] str. 70 kde:

M_akroučící moment hřídele šneku → dle kapitoly 3.3, $M_a = 180000 \text{ Nm}$

$d_{\check{c}}$průměr čepu → ze vztahu (37), $d_{\check{c}} = 12 \text{ mm}$

$d_{H\check{c}}$průměr spojovacího čepu → $d_{H\check{c}} = 47,7 \text{ mm}$

$i_{\check{c}H}$počet pojistných šroubů → $i_{\check{c}H} = 2$

D_Hvelký průměr čepu → $D_H = 60,3 \text{ mm}$

DOVOLENÝ TLAK NA NÁBOJ

Dle [3] str. 72 je dovolený tlak na náboj z materiálu 11500 $p_D = 85 \text{ MPa}$.

$$p_N < p_D$$

$$22 \text{ MPa} < 85 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

8.4 PERO

Kontrola zvoleného těsného pera na střih a na otláčení v náboji. Dle [13] je voleno pero 12e7 x 8 x 45 ČSN 02 2562. Zvolené pero má následující parametr:

Materiál 11600

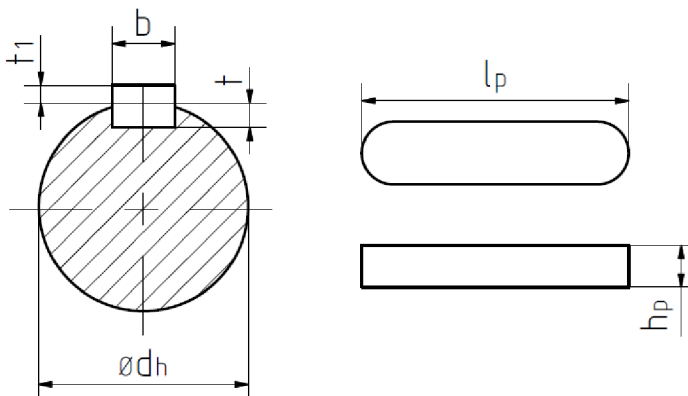
$$b = 12 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,1 \text{ mm}$$

$$t = 4,9 \text{ mm}$$

$$l_p = 45 \text{ mm}$$

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



Obrázek 17 Těsné pero



8.4.1 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Maximální dovolený tlak, který působí na bocích drážky, je závislý na způsobu zatěžování. Pro mále rázy a jednosměrné otáčení je dovolený tlak definován vztahem

$$p_D = 0,7 \cdot p_o \quad [\text{MPa}] \quad (41)$$

$$p_D = 0,7 \cdot 150$$

$$p_D = 105 \text{ MPa}$$

Rovnice (41), dle [5], str. 1081, kde:

p_ozákladní hodnota tlaku pro náboj (ocel) → voleno $p_o = 150 \text{ MPa}$

Obvodová síla působící na povrchu hřídele

$$F = \frac{2 \cdot M_a}{d_H} \quad [\text{N}] \quad (42)$$

$$F = \frac{2 \cdot 180000}{40}$$

$$F = 9000 \text{ N}$$

Rovnice (42) kde:

d_{vH}průměr výstupní hřídele → $d_H = 40 \text{ mm}$

M_akrouticí moment výstupní hřídele → dle kapitoly 3.3 , $M_a = 180 \text{ Nm}$

Tlak na bocích drážky v náboji

$$p_s = \frac{F}{S_{otl}} = \frac{F}{t_1 \cdot (l_p - b)} \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

$$p_s = \frac{9000}{3,1 \cdot (45 - 12)}$$

$$p_s = 87,9 \text{ MPa}$$

Rovnice (43), dle [5], str. 1080, kde:

Fobvodová síla působící na povrchu hřídele → ze vztahu (42) $F = 9000 \text{ N}$

t_1hloubka drážky v náboji → dle zvoleného těsného pera $t_1 = 3,1 \text{ mm}$

l_pdélka těsného pera → $l_p = 45 \text{ mm}$

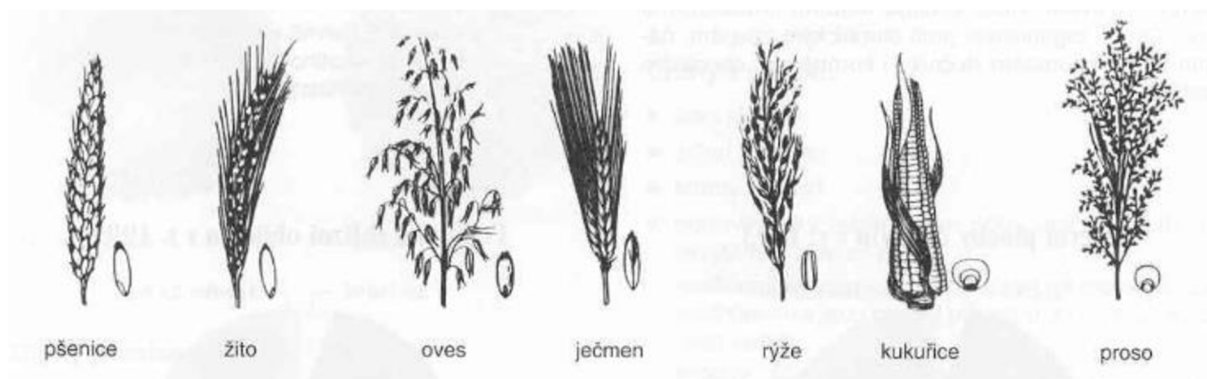
bšířka těsného pera → $b = 12 \text{ mm}$

$$p_s < p_D \quad 87,9 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa} \rightarrow \underline{\underline{VYHOVUJE}}$$



9 ROZBOR VLASTNOSTÍ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Obiloviny jsou strategicky a historicky nejdůležitější plodiny. Jsou to jednoleté i víceleté byliny se svazčným kořenovým systémem. Jedná se o nejdůležitější zemědělské plodiny, které jsou využívány v potravinářství, krmivářském průmyslu, ale také i ve spalovnách. Mezi nejrozšířenější obiloviny řadíme pšenici, ječmen, žito, oves, rýži, kukuřici, proso a pohanku. Především jsou využívány pro lidskou potřebu v potravinářství a jako krmivo pro hospodářská zvířata. [14]



Obrázek 18 Druhy obilovin [17]

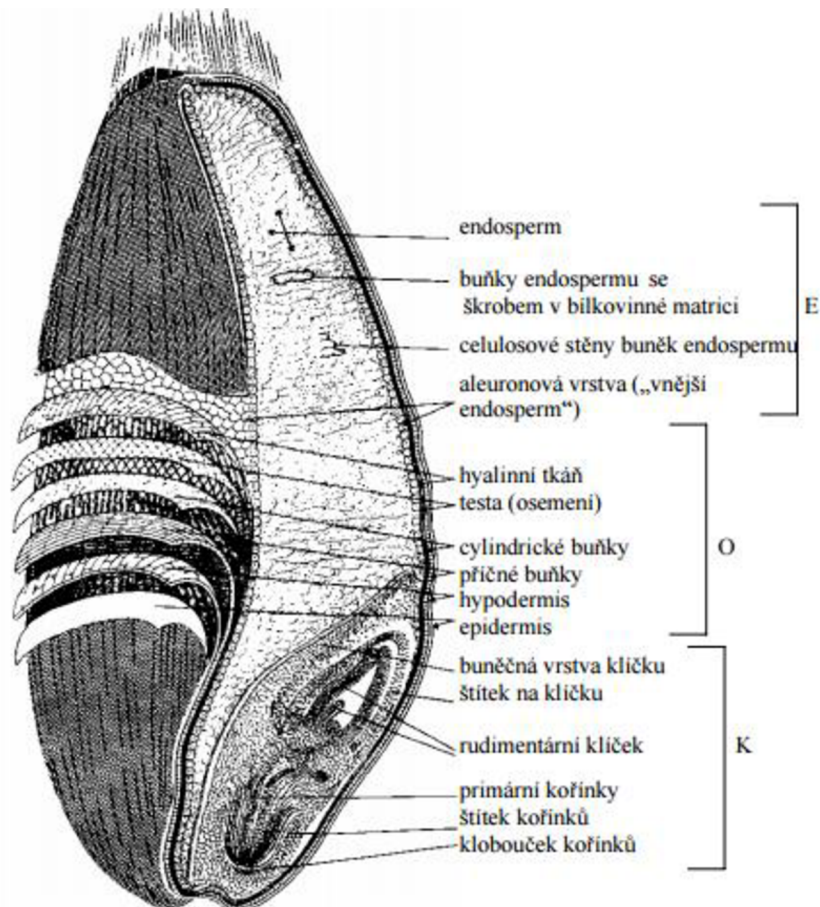
9.1 STRUKTURNÍ USPOŘÁDÁNÍ ZRNA

Morfologická skladba zrna je u všech obilovin zhruba shodná. Zrna se liší především velikostí, tvarem a podílem jednotlivých vrstev. Základní charakteristikou. Jednotlivých obilovin je to, zda má zrno pluchy nebo je nahé a jaký je příslušný tvar zrna. Stejný druh obiloviny může mít různé rozměry, které závisí na odrůdě, klimatických podmínkách každého roku a lokalitě (množství dešťových srážek, sluneční osvit, nadmořská výška), agrotechnice a kvalitě půdy (přihnojování). [15]

Následující tabulka, sestavená na základě zkoumání údajů nejrůznějších druhů obilovin, nás informuje o velikostech zrn nejrůznějších druhů obilovin. Tabulka uvádí rozsah zjištěných hmotností (HTZ) a průměrnou zjištěnou hmotnost HTZ. [15]

Tab. Rozdíly ve hmotnostech a velikostech zrn různých obilovin [15]

Obilovina	rozsah délky (mm)	rozsah šířky (mm)	rozsah HTZ (g)	průměrná HTZ (g)
pšenice	5 - 8	2,5 - 4,5	27 - 48	37
žito	4,5 - 10	1,5 - 3,5	15 - 40	21
ječmen	8 - 14	1,0 - 4,5	32 - 36	35
oves	6 - 13	1,0 - 4,5	---	32
tritikale	---	---	28 - 45	36
rýže	5 - 10	1,5 - 5,0	---	27
kukuřice	8 - 17	5 - 15	150 - 600	324
proso	---	---	0,14 - 0,20	---
čirok	3 - 5	2 - 5	8 - 50	28



Obrázek 19 Podélnýřezpšeničnýmzrnem se znázorněnímjehomorfologickýchvrstev [15]
 E) vrstva pro mouku O) vrstvanáležícípřimletí do otrub K) vrstvaodstraněna s klíčkem

Nejvrchnější vrstva (oploďí) pokožky je tvořena nerozpustnými a obtížně bobtnajícími materiály (celulosa), aby dokázala chránit zrna před mechanickým poškozením a účinky vody nebo škodlivých látek. Další vrstvou je osemení, které je vybaveno buňkami s barvivem, které určují vnější vzhled zrna. Polysacharidické látky v další vrstvě jsou schopny do jisté míry vázat vodu a udržet tak vlhkostní rovnováhu zrna. Tyto tři vrstvy vytváří houževnatou schránku, která při mletí zrna přichází do otrub.

9.2 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI OBILOVIN

Důležité fyzikální vlastnosti dle [14].

1) Sypkost

- vlastnost obilovin se samovolně pohybovat po nakloněné rovině
- moderní doprava zrna, snadné přemístování
- charakterizována třecím úhlem, při kterém se zrna začne samovolně pohybovat po nakloněné rovině
- snížení sypkosti při zvyšující se vlhkosti



- 2) Samotřídění
 - schopnost obilné masy ztrácet během manipulace a dopravy homogenitu
 - způsobeno sypkostí a odlišnými vlastnostmi jednotlivých složek obilné masy
- 3) Plnost a kyprost
 - podíl mezizrnového vzduchu
 - plnost obilné masy je určena poměrem objemu pevných částí k celkovému objemu
 - kyprost je dánarozdílemmeziplností a celkovýmobjemem (35-70%)
- 4) Tepelnávodivost
 - probíhá prouděním mezizrnového vzduchu nebo vedením
 - schopnostpředávatsiteplo
 - koeficienttepelnévodivosti $\rightarrow 0,14 - 0,23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- 5) Absorpční schopnost
 - schopnostvázatvodnípáry a plynyrůznýchlátek

9.3 SKLADOVÁNÍ ZRNA

Účelem skladování je uchování obilovin od sklizně až do doby, kdy bude využito k výživě, krmení nebo dalšímu využití. [14]

Je nutné dodržovat několik pravidel při skladování, aby nedošlo ke ztrátám na hmotnosti a jakosti zrna.

- potravinářské zrniny musí být řádně předčištěny
- vlhkost při naskladňování nesmí přesáhnout 20%
- k uskladnění zrna použít typy zásobníku, které zajistí, že zrna nebude ulpívat na stěnách pláště
- při skladovánízrnin pro makrobiotickou výživu je třeba zásobník vybavit brzdíči zrna
- při skladování ekologicky čistých zrnin je nutné využití malokapacitních věžových zásobníků s intenzivním provzdušňováním

9.3.1 OBILNÍ SKLADIŠTĚ

Pro uskladnění zrna je využíváno speciálních skladů, které musí být dostatečně pevné, únosné a musí chránit zrna před atmosférickými vlivy. Prostory musí mít různé rozměry pro zrna různých druhů, odrůd, ale také dle způsobu využití obilovin. [14] Zrniny jsou do skladiště velmi často přepravovány pásovými, šnekovými, korečkovými dopravníky, ale také pomocí pneumatických cest.

Podle literatury [14] jsou tři základní typy skladišť.

- a) Podlahové sklady
- b) Ocelové věžové sklady
- c) Obilní sila



Obrázek 20 Obilní smaltovaná sila [16]



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl konstrukční návrh vodorovného šnekového dopravníku pro dopravu obilovin. Na základě zadaných parametrů, dopravovaného množství, dopravní délky a druhu přepravovaného materiálu byl proveden funkční výpočet. Tímto výpočtem byly zjištěny rozměry základních částí dopravníku, potřebný výkon elektromotoru a vhodná volba spojky a převodovky dle potřebných otáček šnekového hřídele. V dalších kapitolách byly vypočteny vzniklé axiální a radiální síly, zaplnění žlabu a hmotnosti šneku. Šnek byl rozdělný na 6 částí a uložen v sedmi ložiscích. Dále byla provedena kontrola trvanlivosti zvolených ložisek. Zpráva také obsahuje pevnostní kontrolu šnekové hřídele, která je kontrolována na ohyb a krut, maximální průhyb hřídele šneku a na pevnostní kontrolu spojení šnekových hřídelí a spojovacích čepů.

Výkresová dokumentace zahrnuje výkres sestavy celého šnekového dopravníku a výkresy jednotlivých podsestav uložení v ložiscích, které jsou uloženy v ložiscích.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HLAVENKA, Bohumil. *Manipulace s materiálem: Systémy a prostředky manipulace s materiálem*.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav., ŠKOPÁN, Miroslav. *Teoriedopravních a manipulačních zařízení* 1. Vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s
- [3] KŘÍŽ, Rudolf - kol. *Stavba a provoz strojů 1 části strojů* 1. Vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství, technická literatura, 1977. 323s
- [4] VAVRA, Pavel – kol. *Strojnické tabulky*. 1. Vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství, technická literatura, 1983. 670 s
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování Strojních součástí*. 1. Vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlček. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 9788021426290
- [6] TAURUS, Katalogšnekovnic [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.aurus-sro.cz/snekovnice.html>
- [7] CHIARAVALLI, Katalogelektoromotorů [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: http://www.chiaravalli.com/cz/pdf_motori/MOTORI_ELETRICI.pdf
- [8] CHIARAVALLI, Katalogpřevodovek [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: http://www.chiaravalli.com/cz/pdf_motori/RIDUTTORI_COASSIALI_CHC.pdf
- [9] SIGAD, Katalogspojky s pryžovou obručí SPO1 [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://sigad.cz/spojky/spojky-s-pryzovou-obrucí-spo1/>
- [10] FERONA, Trubky bežešvé kruhové [online]. [cit. 2016-05-05] Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27325>
- [11] SKF, Rolling bearings catalogue [online]. [cit. 2016-05-05] Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [12] SKF, Composite plain bearing catalogue [online]. [cit. 2016-05-05] Dostupné z: http://www.skf.com/binary/tcm:12-107917/SKF%20composite%20plain%20bearings%20-%2011004%20EN_tcm_12-107917.pdf
- [13] SVOBODA, Pavel., BRANDEJS, Jan. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. 1. Vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. 234 s.
- [14] KUČEROVÁ, Jindřiška. *Technologie cereálií*. 1. vyd. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2004, 141 s. ISBN 80-7157-811-8



- [15] Příhoda J., Skřivan P., Hrušková M.: *Cereálníchemie a technologie I: cerálníchemie. mlýnskátechnologie, technologievýrobytěstovin*. 1. vyd. Vysokáškolačiemickotechnologická v Praze, Praha 2004. ISBN 80-7080-530-7
- [16] MM SILA NÁDRŽE. Renovace, opravy, prodej sil a nádrží[online]. [cit.2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.sila-nadrze.cz/skladovani-obili.html>
- [17] SsssCZ[online]. 2006 [cit. 2016-05-05] Obiloviny. Dostupné z: <http://www.ssss.cz/files/kpucebnice/p/pv/1/druhyobilovi.htm>
- [18] ŘETĚZY VAMBERK. Volba řetězu [online]. 2012 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf
- [19] STROJÍRENSTVÍ. Základy techniky [online]. 2016 [cit, 2016-05-05]. Dostupné z: <http://strojirenstvi.studentske.cz/2010/10/9-loziska-kluzna-valiva.html>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

b	[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	[mm]	vnitřní průměr trubky
$d_{H\check{c}}$	[mm]	průměr pojistného čepu
d_1	[mm]	vnitřní průměr kluzného ložiska
D_{ξ}	[mm]	vnější průměr šnekovnice
d_{ξ}	[mm]	vnitřní průměr šnekovnice
d_{VH}	[mm]	průměr výstupní hřídele
F	[N]	obvodová síla na povrchu hřídele
F_A	[N]	axiální síla
F_g	[N]	tíha šneku
F_m	[N]	tíha materiálu působící na žlab
F_R	[N]	radiální síla působící na jedno ložisko
g	[N]	gravitační zrychlení
h	[mm]	dopravní výška
i	[-]	převodový poměr
$i_{\check{c}}$	[-]	počet spojovacích čepů
$i_{\check{c}H}$	[-]	počet pojistných čepů
k	[-]	bezpečnost
k_S	[-]	bezpečnost spojky
L	[m]	délka dopravníku
l_1	[mm]	délka kluzného ložiska
$l_{\check{c}}$	[mm]	délka čepu v místě malého průměru
$L_{\check{c}}$	[mm]	délka čepu v místě velkého průměru
l_{Hcel}	[mm]	celková délka hřídele šneku



l_{Hvstup}	[mm]	délka vstupní hřídele
$l_{Hnevstup}$	[mm]	délka nevstupní hřídele
l_{h1}	[hod]	trvanlivost ložiska pohonu
l_{h2}	[hod]	trvanlivost koncového ložiska
l_p	[mm]	délka pera
l_{ξ}	[mm]	celková délka šnekovnice
l_v	[mm]	vodorovná dopravní vzdálenost
l_x	[mm ⁴]	osový kvadratický moment hřídele šneku
m	[kg]	hmotnost pohonné jednotky
M_a	[Nm]	výstupní kroutící moment převodovky
m_c	[kg]	celková hmotnost šneku
$m_{\check{c}}$	[kg]	hmotnost spojovacího čepu
m_H	[kg]	celková hmotnost hřídele
M_K	[Nm]	kroutící moment
m_m	[kg]	hmotnost materiálu ve žlabu
M_o	[Nm]	ohybový moment
m_p	[kg]	hmotnost převodovky
m_t	[kg]	hmotnost 1 m trubky
n	[min ⁻¹]	otáčky šneku
n_M	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky pohonné jednotky
n_a	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
p	[MPa]	tlak působící na kluzné ložisko
P_1	[kN]	dynamické ekvivalentně radiální zatížení
P_2	[kN]	dynamické ekvivalentně radiální zatížení
p_1	[-]	mocnitél pro vstupní ložisko
p_D	[MPa]	dovolená 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
p_s	[MPa]	tlak na bocích drážky
Q	[m ³ · h ⁻¹]	dopravní výkon
Q_v	[m ³ · h ⁻¹]	objemový dopravní výkon



Q_{Vskut}	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	skutečné dopravované množství
R	$[m]$	účinný poloměr šnekovnice
R_e	$[MPa]$	mez kluzu materiálu
s	$[mm]$	stoupání šnekovnice
t_1	$[mm]$	hloubka pera v náboji
t_h	$[mm]$	tloušťka stěny trubky
$V_{\check{c}}$	$[mm^3]$	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
Y_1	$[-]$	koefficient axiálního dynamického zatížení
y_{max}	$[mm]$	maximální průhyb hřídele
β	$[^\circ]$	úhel stoupání šnekovnice
ΔQ_V	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	rozdíl skutečného a zadaného množství
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	sypaná objemová hmotnost dopravovaného materiálu
$\rho_{\check{c}}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	objemová hmotnost materiálu spojovacího čepu
σ_o	$[MPa]$	ohybové napětí
σ_{RED}	$[MPa]$	redukované napětí
τ_{DS}	$[MPa]$	dovolené smykové napětí
τ_K	$[MPa]$	napětí v krutu
τ_S	$[MPa]$	smykové napětí v čepu
φ	$[^\circ]$	třecí úhel mezi šnekem a materiálem



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavy	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK
Výkres sestavy	VSTUPNÍ LOŽISKOVÉ TĚLO
Výkres sestavy	KONCOVÉ LOŽISKOVÉ TĚLO
Výkres sestavy	ULOŽENÍ KLUZNÉHO LOŽISKA
Výkres svarku	VÝSTUPNÍ ŽLAB

Další přílohy

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

Dne 25.5.2016 zpracoval Vítězslav Bořecký