

Ing. Pavel J a n o u š e k , CSc., VÚHU

Ing. Jaroslav V e s e l ý , VÚHU

Výpočet napínací síly pásového dopravníku

1. Úvod

Základní funkcí napínacího zařízení je zajistit bezprokluzový rozběh, brzdění a provoz pásového dopravníku. U pásových dopravníků je nejsložitější fází rozběh dopravníku, kdy je nutné zajistit dostatečnou hodnotu tahu ve sbíhající větvi z dolního poháněcího bubnu po celou dobu rozběhu. Napínací zařízení stávajících dopravníků může pracovat v režimu automatiky napínání a v režimu debloku automatiky.

2. Analýza stávajícího výpočtu napínací síly

Stávající metodika výpočtu napínací síly byla zpracována výrobcem zařízení. Za základ výpočtu se bere hodnota efektivního příkonu a instalovaného výkonu pro zadané parametry dopravníku. Výpočet lze provést graficky pomocí zpracovaných nomogramů jak pro režim napínání v automaticce, tak i pro režim napínání v debloku automatiky. Pro následné srovnání metodiky výpočtu napínací síly zpracované výrobcem a metodiky VÚHU byl použit shodný příklad uvedený v příloze k předpisům pro provoz,

údržbu a obsluhu dálkové pásové dopravy.

Parametry výpočtu:

- šířka dopravníku	$B = 1,8 \text{ m}$
- dopravní délka	$L = 1220 \text{ m}$
- dopravní výška	$H = + 35 \text{ m}$
- přepravní množství	$Q = 5100 \text{ th}^{-1}$
- jmenovitá rychlost	$v = 5,2 \text{ ms}^{-1}$
- typ použitého pásu	$P 2000; PA 700; 8 + 4$

Z nomogramu pro přepravní množství 5100 th^{-1} podle zadané délky, převýšení dopravníku, stanovíme efektivní příkon $N_e = 1560 \text{ kW}$, instalovaný výkon poháněcích jednotek $N_i = 4 \times 500 \text{ kW}$ a příkon pro chod naprázdno $N_0 = 410 \text{ kW}$. Podle zpracované tabulky stanovíme hodnotu tahu ve sbíhající větvi z dolního poháněcího bubnu podle vztahu:

$$T_2 = 0,04 N_e = 0,04 \cdot 1560 = 62,4 \text{ kN}$$

dále stanovíme T_2^R :

$$T_2^R = T_2 \cdot m = 62,4 \cdot 1,27 = 79,3 \text{ kN}$$

podle zpracované metodiky vypočteme hodnoty:

- DMP dolní mez provozu
 $F = 1,408 \cdot T_2 = 1,408 \cdot 62,4 = 88 \text{ kN}$
- SMP₁ stř. mez provozu, norm. pod.
 $E = 2,4 T_2 = 2,4 \cdot 62,4 = 150 \text{ kN}$
- SMP₂ stř. mez provozu, ztíž. pod.
 $D = 3,38 T_2 = 3,38 \cdot 62,4 = 211 \text{ kN}$
- DMR dolní mez rozběhu
 $C = 2 T_2^R = 2 \cdot 79,3 = 159 \text{ kN}$

- SMR střední mez rozběhů
 $B = 1,35 \cdot C = 1,35 \cdot 159 = 214 \text{ kN}$
- HMR horní mez rozběhu
 $A = 1,9 \cdot C = 1,9 \cdot 159 = 302 \text{ kN}$
- HMH horní mez havárie
 $G = 1,2 \cdot A = 1,2 \cdot 302 = 363 \text{ kN}$

Vzhledem k tomu, že měřicí přístroj napínací síly je oceňchován v %, je nutné převést vypočtené hodnoty sil v kN na % podle zvoleného rozsahu A; B; C.

V našem případě bude poloha páky v "B", tj. rozsah 0 - 400 kN. Podle zpracované metodiky provedeme kontrolu rozsahu mezi podle hodnoty minimální difference, platné pro dané meze. Pro náš příklad platí:

F = 88 kN 22 % 20 % vyhovuje
E = 150 kN = 36 %; rozdíl "E" a "F" je 9 % - vyhovuje
D = 211 kN = 53 %; rozdíl "E" a "D" je 10 % - vyhovuje
C = 159 kN = 40 %; rozdíl "C" a "D" je 4 % 5 % - nevyhovuje
nutno rozdíl zvětšit na 5 %, tj. C = 41 % = 163 kN.
B = 214 kN = 54 %; rozdíl "B" a "C" je 10 % - vyhovuje
A = 302 kN = 75 %; rozdíl "A" a "B" je 8 % - vyhovuje
G = 363 kN = 91 %; rozdíl mezi "G" a "A" je 5 % a zároveň
musí platit G = 90 % rozsahu, výjimečně 95 % - vyhovuje.

Dále provedeme v nomogramu kontrolu dovoleného zatížení dopravního pásu. Pro parametry výpočtu dopravní pás vyhovuje.

3. Výpočet napínacích sil podle metodiky VÚHU

Výpočet napínacích sil respektuje vliv:

- počtu a výkonu instalovaných poháněcích jednotek včetně vlivu strmosti pracovní charakteristiky motorů,
- skutečných průměrů poháněcích bubnů,
- rozdílného naložení dopravníku po délce,
- délky dopravníku, zahrnující vliv rychlosti šíření deformační vlny dopravníkem,
- tahové tuhosti dopravního pásu podle jeho typu,
- rozdílné hodnoty zrychlení v průběhu rozběhu.

Výpočet provádí program sestavený v TURBOPASCAL 5 pro osobní počítače kompatibilní s IBM - PC. Zadávací parametry pro výpočet jsou v následující tabulce. Ostatní hodnoty jsou uloženy v paměti.

Pro parametry dopravníku shodné s příkladem, uvedeným v kapitole 2 budou výsledky výpočtu:

celkový příkon	$P_c = 1\,473 \text{ kW}$
příkon pro chod naprázdno	$P_o = 364 \text{ kW}$
instalovaný výkon poh. jednotek (shodný s kap. 2)	$P_i = 4 \times 500 \text{ kW}$
obvodová síla přenášená	
- dolním poháněcím bubnem	$F_{t2} = 84,2 \text{ kN}$
- horním poháněcím bubnem	$F_{t1} = 162,3 \text{ kN}$

Z uvedených výsledků je patrné nerovnoměrné rozdělení kroutících momentů mezi oba poháněcí bubny. Ve výpočtu byl zadán shodný průměr obou poháněcích bubnů a shodná strmost pracovní charakteristiky motorů. Jmenovitá obvodová síla, realizovaná na poháněcím bubnu osazeném poháněcími jednotkami $2 \times 500 \text{ kW}$, je $F_N = 173 \text{ kN}$. Pro výpočet hodnoty tahu ve sbíhající větvi musíme proto uvažovat tah pro zabezpečení přenosu jmenovité poháněcí síly. Tomu odpovídá nutnost zajistit odpo-

vídající tah ve sbíhající větvi i ve fázi rozběhu, odpovídající jmenovitým hodnotám motorů pro rozběh ($F_N^R \sim 1,4 F_N^P$). Pokud bude napínací zařízení pracovat v automaticce, musíme zvětšit předpětí o reakční dobu napínacího vozíku. Celkovou hodnotu tahu ve sbíhající větvi stanovíme ze vztahu:

$$T_2^R = T_2^R + T_i$$

kde:

T_2^R min hodnota tahu, zajišťující přenos jmenovitých obvodových sil při rozběhu (F_N^R na dolním poh. bubnu)

T_i zvýšení tahu, nutného k eliminaci reakční doby napínacího vozíku.

Pro výpočet jednotlivých mezí metodikou výpočtu podle VÚHU bereme za základ:

$$T_2^P = 0,5 Z_p = 0,5 \quad 190 = 95 \text{ kN}$$

DMP dolní mez provozu
 $F = 95 \text{ kN} = 24 \% \text{ je } 20 \% - \text{vyhovuje}$
SMP₁ střed.mez provozu, nor. pod.
 $E = 131 \text{ kN} = 33 \% - \text{vyhovuje}$
SMP₂ střed.mez provozu, ztíž. pod.
 $D = 171 \text{ kN} = 43 \% - \text{vyhovuje}$
DMR dolní mez rozběhu
 $C = 151 \text{ kN} = 38 \% - \text{vyhovuje}$
SMR střed. mez rozběhu
 $B = 211 \text{ kN} = 53 \% - \text{vyhovuje}$
HMR horní mez rozběhu
 $A = 243 \text{ kN} = 61 \% - \text{vyhovuje}$

HMH horní mez havárie

G = 360 kN = 90 % - vyhovuje

V následující tabulce č. 2 jsou porovnány hodnoty mezí stanovených výpočtem podle výrobce a podle VÚHU:

Tabulka 2

	TRANSPORTA	VÚHU
DMP (kN)	88	95
SMP ₁ (kN)	150	131
SMP ₂ (kN)	211	171
DMR (kN)	159	151
SMR (kN)	215	211
HMR (kN)	302	243
HMH	363	360

Porovnáním hodnot vypočtených mezí můžeme konstatovat:

Výpočet napínacích sil podle VÚHU plně respektuje skutečné poměry při přenosu obvodových sil z poháněcího bubnu do dopravního pásu. Vzhledem k opotřebení obložení poháněcího bubnu může dojít během provozu k situaci, kdy dolní poháněcí buben bude přenášet výkon blízký jmenovitému a horní poh. buben bude mít značnou výkonovou rezervu.

V takové provozní situaci je hodnota tahu I_2 , stanoveného výpočtem podle TRA, nízká. Naopak postupem výpočtu podle

TRA získáme hodnotu tahu pro HMR = 302 kN oproti výpočtu VÚHU, kde HMR = 244 kN, což je o 14 % nižší hodnota. Vezmeme-li v úvahu možný nárůst kroutícího momentu během rozběhu, dojdeme k závěru, že hodnota tahu $T_2^R = 244$ kN zabezpečí bezpečný přenos obvodových sil (v režimu napínání v automaticce) s bezpečností:

$$s_r = \frac{244}{143,6} = 1,7,$$

kde hodnota $T_2^R = 143,6$ kN zabezpečí přenos jmenovitých obvodových sil na dolním poháněcím bubnu při $F_N^R = 1,4 F_N^P$, a při reakční době napínacího vozíku 5 s.

Obdobným způsobem lze provádět výpočet pro napínání v debloku automatiky. Vzhledem k obdobnému postupu je zde zvolen příklad, kdy lze provozovat dopravník jak v režimu automatickém, tak i v režimu debloku automatiky.

šíře dopravníku	$B = 1,8$ m
délka dopravníku	$L = 800$ m
dopravní výška	$H = 4$ m
přepravní množství	$Q = 5 \cdot 100$ th ⁻¹
dopravní pás	P 2000; PA 700; 4 vl. 8 + 4

Výsledky výpočtu jsou vytištěny v identifikační tabulce č. 4.

4. Závěr

Způsob výpočtu napínacích sil podle metodiky VÚHU je zpracován relativně podrobně s respektováním různorodých provozních i havarijních situací. Výpočet jednotlivých mezí je zpracován tak, aby byla plně splněna podmínka minimálního rozpětí daného intervalu. Tím je zaručen i při nižší hodnotě hor-

ní meze bezpečný přenos třecích sil z poháněcích bubnů do dopravního pásu. Výpočet lze objednat, buď telefonicky na č. 4910 s udáním údajů podle tab. 1, nebo na FAX 035 4580. Výsledky budou dodány ve formě identifikační tabulky podle vzoru tab. 3 nebo tab. 4 týž den.

Tabulka 1

VÝPOČET NAPINACÍCH SIL PASOVEHO DOPRAVNÍKU			
Označení dopravníku		PD _____	
Sírka dopravníku	B		[mm]
Delka dopravníku	L		[m]
Prevýšení dopravníku	H		[m]
Jmenovitá rychlost	v		[m/s]
Jmenovitý výkon motoru	P		[kW]
Pocet pohonu horního bubnu	nh		-
Pocet pohonu dolního bubnu	nd		-
Použitý typ pasu		PA OLDP	
Výpočet lze provést pro různá naložení v tunách nebo m³ Při zadání m³ zadejte hustotu těziva			
Hustota těziva			[t/m ³]
		[m ³ /h]	[t/h]
Prepravní množství	1 Q		
Prepravní množství	2 Q		
Prepravní množství	3 Q		
Prepravní množství	4 Q		

AUTOMATIKA

Transporter c.		Sirka	B=1800 mm
PD 103		Delka	L=1220 m
		Prevys.	H=35.0 m
Per=1473 kN, poloha paky napin. A			
Ozn.	kN	%	
A HMR	122	61	
B SMR	106	53	
C DMR	76	38	
D SMP 2	86	43	
E SMP 1	66	33	
F DMP	48	24	
G HMH	180	90	

DEBLOK

Transporter c.		Sirka	B=1800 mm
PD 103		Delka	L=1220 m
		Prevys.	H=35.0 m
Ozn.	kN	%	
A O max			
B			
C O min			
D			
E			
F			
G HMH			

AUTOMATIKA

Transporter c.	Sírka B=1800 mm
PD 103	Delka L= 800 m
	Prevys.H= 4.0 m

Pcr= 951 kW, poloha paky napín. A

Ozn.	kN	%	
A HMR	122	61	
B SMR	106	53	
C DMR	76	38	
D SMP 2	86	43	
E SMP 1	66	33	
F DMP	48	24	
G HMH	180	90	

DEBLOK

Transporter c.	Sírka B=1800 mm
PD 103	Delka L= 800 m
	Prevys.H= 4.0 m

Pcr= 951 kW, poloha paky napín. B

Ozn.	kN	%	
A O max	183	46	
B			
C O min	119	30	
D			
E			
F			
G HMH	207	52	