

Ing. Pavel Janoušek, CSc. - VÚHU

RACIONÁLNÍ DIMENZOVÁNÍ POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU NA MATEMATICKÉM MODELU

Rationale Dimensionierung von Bandtransportantrieben am mathematischen Modell

Im Beitrag wird die Art der Projektierung von Transportbändern mit mehreren Antrieben an Hand eines mathematischen Modells behandelt. An ausgewählten Beispielen ist der Einfluß einiger Faktoren, die ein qualifiziertes Projekt eines Antriebes und damit auch eines ganzen Transportbandes bedingen, dokumentiert.

Rational dimensioning of drive of belt conveyor on mathematical model

In the article it is solved the way of proposing the more-driving conveyor on the mathematical model. On selected examples it is documented the influence of some factors conditioning the qualified proposal of drive and by that also the whole conveyor.

Рациональное определение размеров привода ленточного конвейера на основе математической модели

В статье дается решение способа проектирования конвейера с несколькими приводами на основе математической модели. На выбранных примерах документируется влияние некоторых факторов, обуславливающих квалифицированный проект привода, а тем самым и всего конвейера.

Racionální dimenzování pohonu pásového dopravníku na matematickém modelu

V článku je řešen způsob navrhování vícepohonného dopravníku na matematickém modelu. Na vybraných příkladech je dokumentován vliv některých činitelů podmiňujících kvalifikovaný návrh pohonu a tím i celého dopravníku.

1. Úvod

Problematika racionálního dimenzování pohonu dopravníku dálkové pásové dopravy představuje velmi složitou elektromechanickou soustavu. Dosud uplatňované postupy při návrhu pohonu dopravníku vycházejí z respektování maximálních výkonových veličin. Uvedené přístupy vedou k předdimenzovaným pohonům, což se dále promítá do konstrukce poháněcí a vratné stanice, do napájecích a rozvodných zařízení včetně stavebních částí. Výsledkem je neracionálně navržený systém, jehož pohony mají výkonové vlastnosti, které nejsou v provozu plně využitelné. Problém racionálního dimenzování pohonů je nejcitelnější u dopravníku parametru TC 3 s motory 1 MW.

Předložený článek navazuje na závěry publikované v odborné literatuře.

2. Pojem racionálně dimenzovaného pohonu

Pohon jako součást komplexu zařízení dopravníku musí splňovat tyto hlavní vlastnosti:

- plné výkonové využití v ustáleném chodu
- zabezpečení rozběhu a zastavení dopravníku.

Jednotlivé pohony jsou prostřednictvím poháněcích bubnů pružně spojeny dopravním pásem, jehož tahová tuhost má podstatný vliv na nerovnoměrnost v rozdělení celkové hodnoty obvodové síly. Dále je nutné pro kvalifikované navrhování pohonu respektovat vliv jednotlivých částí, tj. motoru, spojky, brzdy, převodovky a poháněcího bubnu. Pro konkretizaci jednotlivých vlivů byl sestaven matematický model umožňující simulaci provozních podmínek

3. Matematický model dopravníku

Matematický model vícepohonného dopravníku respektuje typ použitého dopravního pásu charakterizovaného jeho tahovou tuhostí, vliv skutečných průměrů bubnů, vliv počtu pohonů na jednom poháněcím bubnu, vliv rozdílných skluzů motorů respektive spojky a provozní situace včetně rozběhů a zastavování.

Pro získání představy o možnostech využití matematického modelu pro navrhování dopravníků, nebo pro racionalizaci pohonů stávajících dopravníků uvedeme jako příklad dopravník č. 753 zařazený do linky 3. odtahu s. p. Doly Bílina.

Projektované parametry:

- dopravní množství	$Q = 17\,000\text{ th}^{-1}$
- dopravní délka	$L = 1\,090\text{ m}$
- dopravní výška	$H = 59\text{ m}$
- navržený typ dopravního pásu	St 5 000
- vypočtený příkon	$P_C \approx 5\,800\text{ kW}$
- počet poháněcích jednotek	$6 \times 1\,000\text{ kW}$

Pro výpočet na matematickém modelu dále budeme uvažovat shodný průměr všech poháněcích bubnů a shodnou pracovní charakteristiku všech motorů. Výpočet pohybových odporů je shodný s výpočtem použitým při projektování předmětného dopravníku.

Tahová tuhost dopravního pásu St 5 000, šíře 2,2 m je $5,1975 \cdot 10^8\text{ N}$, jmenovitá hodnota obvodové síly pohonu 1 000 kW je $F_N \approx 152\,600\text{ N}$.

Vypočtené hodnoty obvodových sil pomocí matematického modelu:

Horní poháněcí buben:

- jmenovitá hodnota obvodové síly	$2 \times F_N = 305\,200\text{ N}$
- hodnota obvodové síly realizovaná při ustáleném chodu	$F_{t1} = 316\,294\text{ N}$

Dolní poháněcí buben:

- jmenovitá hodnota obvodové síly	$2 \times F_N = 305\,200\text{ N}$
- hodnota obvodové síly realizovaná při ustáleném chodu	$F_{t2} = 272\,547\text{ N}$

Poháněcí buben na vratné stanici:

- jmenovitá hodnota obvodové síly	$2 \times F_N = 305\,200\text{ N}$
- hodnota obvodové síly realizovaná při ustáleném chodu	$F_{t3} = 295\,128\text{ N}$

Z výpočtu obvodových sil je patrné jejich nerovnoměrné rozdělení i při shodných parametrech pohonů.

$$F_{t1} = 316\,294\text{ N} \approx 107,3\%$$

$$F_{t2} = 272\,547\text{ N} \approx 92,5\%$$

$$F_{t3} = 295\,128\text{ N} \approx 100,2\%$$

Při realizaci tohoto dopravníku byl použit dopravní pás St 4 000, jehož tahová tuhost je $ES\,4,32 \cdot 10^8\text{ N}$. Menší tahová tuhost dopravního pásu obecně zvětšuje rozdíly v realizované obvodové síle na jednotlivých poháněcích bubnech. Pro srovnání použijeme osazení pohonů shodné s předešlým příkladem:

horní poháněcí buben	$F_{t1} = 320\,491\text{ N} \approx 108,8\%$
dolní poháněcí buben	$F_{t2} = 268\,390\text{ N} \approx 91,1\%$
poháněcí buben vratné stanice	$F_{t3} = 295\,119\text{ N} \approx 100,1\%$

Vlivem neodstranitelných malých odchylek při výrobě motorů dochází k odchylkám strmostí pracovních charakteristik u téhož typu a téže výrobní série. Pro ilustraci tohoto vlivu budeme uvažovat odchylku $\approx 50\%$ udávané tolerance hodnoty jmenovitého skluzu motoru. V následujícím příkladu budou použity motory s měkčí charakteristikou na horním poháněcím bubnu.

Rozdělení obvodových sil:

$$F_{t1} = 284\,415 \text{ N} \approx 96,5 \%$$

$$F_{t2} = 285\,563 \text{ N} \approx 96,9 \%$$

$$F_{t3} = 314\,022 \text{ N} \approx 106,6 \%$$

Použijeme-li na horním poháněcím bubnu motory s tvrdší charakteristikou o danou toleranci, rozdělení obvodových sil bude následující:

$$F_{t1} = 367\,049 \text{ N} \approx 124,5 \%$$

$$F_{t2} = 246\,227 \text{ N} \approx 83,6 \%$$

$$F_{t3} = 270\,724 \text{ N} \approx 91,9 \%$$

Obdobným způsobem můžeme stanovit vliv rozdílných pracovních charakteristik motorů na všech bubnech a při libovolných kombinacích. Pokud v praxi dojde k situaci uvedené v předešlém případě, musíme zařadit skluzové odpory na dolaďení pohonů. U poháněcí stanice s pohony 3 x 630 kW byla podle /1/ naměřena energetická ztráta při odchylce skluzu jednoho motoru o 100 % výrobní tolerance, 200 ÷ 250 MWh ročně.

Dominantní vliv na velikost rozdílů realizované obvodové síly mají průměry poháněcích bubnů. Pro získání určité představy o tomto vlivu si zvolíme příklad, kdy horní poháněcí buben bude mít průměr menší o 4 mm oproti ostatním bubnům. Ostatní parametry výpočtu uvažujeme shodné. Rozdělení obvodových sil bude:

$$F_{t1} = 244\,739 \text{ N} \approx 83,1 \%$$

$$F_{t2} = 304\,450 \text{ N} \approx 103,3 \%$$

$$F_{t3} = 334\,811 \text{ N} \approx 113,6 \%$$

V případě, že dojde na horním poháněcím bubnu k souběhu vlivu menšího průměru poháněcího bubnu o 4 mm a vlivu měkčí pracovní charakteristiky, charakterizované změnou hodnoty skluzu motoru o +50 % výrobní tolerance, bude rozdělení obvodových sil následující:

$$F_{t1} = 230\,242 \text{ N} \approx 78,1 \%$$

$$F_{t2} = 311\,332 \text{ N} \approx 105,7 \%$$

$$F_{t3} = 342\,386 \text{ N} \approx 116,2 \%$$

Pokud dojde na horním poháněcím bubnu k souběhu vlivu menšího průměru poháněcího bubnu o 4 mm, ale vlivu cvrdší pracovní charakteristiky, tj. jmenovitá hodnota skluzu motoru -50 % výrobní tolerance, bude rozdělení obvodových sil pohonů následující:

$$F_{t1} = 261\,154 \text{ N} \approx 88,6 \%$$

$$F_{t2} = 296\,636 \text{ N} \approx 100,7 \%$$

$$F_{t3} = 326\,210 \text{ N} \approx 110,7 \%$$

Srovnáním realizovaných hodnot obvodových sil jednotlivých pohonů v obou předchozích příkladech lze konstatovat, že výběrem motorů v dané poháněcí jednotce, s přihlédnutím ke skutečnému průměru poháněcího bubnu, dosáhneme příznivějšího rozdělení obvodových sil.

Předmětný dopravník byl při montáži osazen pěti poháněcími jednotkami o výkonu 1 MW. Teoretické přepravní množství je $\approx 14\,000 \text{ t h}^{-1}$. Při shodných průměrech poháněcích bubnů a shodných skluzech motorů bude rozdělení obvodových sil následující:

$$F_{t1} = 316\,574 \text{ N} \approx 105 \%$$

$$F_{t2} = 277\,856 \text{ N} \approx 93 \%$$

$$F_{t3} = 152\,770 \text{ N} \approx 102 \%$$

Provedeme-li nalodění skluzovými odpory, v tomto případě změkčíme pracovní charakteristiku motorů na horním poháněcím bubnu o hodnotu + 50 % rozsahu tolerance skluzu a o shodnou hodnotu upravíme skluz motoru pohonu vratné stanice, získáme toto rozdělení obvodových sil:

$$F_{t1} = 299\,720 \text{ N} \approx 100,3 \%$$

$$F_{t2} = 302\,122 \text{ N} \approx 101,1 \%$$

$$F_{t3} = 145\,358 \text{ N} \approx 97,3 \%$$

Shodného účinku lze dosáhnout při montáži výběrem motorů podle skutečné hodnoty skluzu motoru.

V současné době je dopravník č. 753 osazen čtyřmi poháněcími jednotkami o výkonu 1 MW. Maximální přepravní množství je $\approx 10\,000 \text{ t h}^{-1}$.

4. Závěr

Navržený způsob dimenzování pohonů dopravníku na matematickém modelu nám umožňuje získat kvalifikovanou představu o dopravníku jako celku. S jeho pomocí můžeme simulovat libovolné provozní a havarijní situace. Tato znalost nám pomůže při rozhodování o racionalizaci počtu pohonů již provozovaných dopravníků s přihlédnutím k rozdílným báňsko-technologickým podmínkám jejich nasazení.

Zpracování a simulace zvolených provozních situací dopravníků na matematickém modelu je možno objednat ve VÚHU v Mostě (tel. 4910 nebo 4161, fax 035-297-3390).

L i t e r a t u r a

- /1/ Havelka Z., Tůma J.: Teorie pásových dopravníků
ZP ČVTS - VÚTZ Praha, 1971
- /2/ Janoušek P.: Pásový dopravník s kombinovaným pohonem
Výzkumná zpráva VÚHU č. K 51 00312, 1984