

Vliv dvojitého napínání na dopravní pás PS 52

Ing. Petr Klouda, Dr. Ing. Lubomír Chytka, Ing. Vlastimil Moni

Výzkumný ústav pro hnědé uhlí a.s., Most, klouda@vuhu.cz

Přijato: 20. 4. 2011, recenzováno: 5. 5. a 10. 5. 2011

Abstrakt

Příspěvek vypracovaný v rámci projektu MPO ČR registrační číslo FR-TI1/537 uvádí možné příčiny trhání a poškozování dopravního pásu dálkové pásové dopravy s hnací stanicí vybavenou systémem napínání s dvojitou smyčkou - s vloženými napínacími bubny. Obsahuje výsledky rešeršní činnosti a výpočtu zaměřených na vliv průměru napínacích bubnů na napětí (trhání) dopravního pásu.

Doubled tensioning system impacts on the belt conveyor PS 52

The paper, elaborated within the research project No. FR-TI1/537 funded by the Ministry of Industry and Trade of the Czech Republic, deals with possible factors which may cause a rip or a damage to the belt concerning belt conveyor systems where the drive unit is equipped with two take-up pulleys. A review is presented in the paper, as well as calculations focused on take-up pulley diameter impacts on conveyor belt tension (rip detection).

Wirkung der doppelten Spannung auf den Förderband PS 52

Der im Rahmen des Projektes des Ministeriums für Industrie und Handel der Tschechischen Republik Registrationsnummer FR-TI1/537 erarbeitete Beitrag führt mögliche Ursachen des Reißen und der Beschädigungen des Förderbandes bei dem Fernbandverkehr mit Antriebstation an, die mit einem Spannsystem mit Doppelschleife - mit eingebauten Spanntrommeln - ausgestattet ist. Der Artikel beinhaltet Ergebnisse der Recherchetätigkeit und der Rechnungen, die auf die Wirkung des Durchmessers von Spanntrommeln auf die Spannung (das Reißen) des Förderbandes gezielt sind.

Klíčová slova: pásový dopravník, diagnostika pásů, spolehlivost, napínání.

Keywords: belt conveyor, belt diagnostics, reliability, tensioning.

1 Úvod

Na pásovém dopravníku PS 52 DPD šíře 1 800 mm docházelo k poškozování krycí vrstvy dopravního pásu a jeho následnému trhání v oblasti spoje. Tento problém vznikl provozováním dopravníku po náhradě dopravního pásu s ocelokordovou vložkou dopravním pásem MATADOR PA 1800 P 2000 8+4 s polyamidovou textilní vložkou a po vnoření druhé napínací smyčky do původní. Autoři příspěvku se měli vyjádřit ke vhodnosti průměrů použitych pomocných bubnů. Schéma smyčky napínání viz obrázek č. 1.

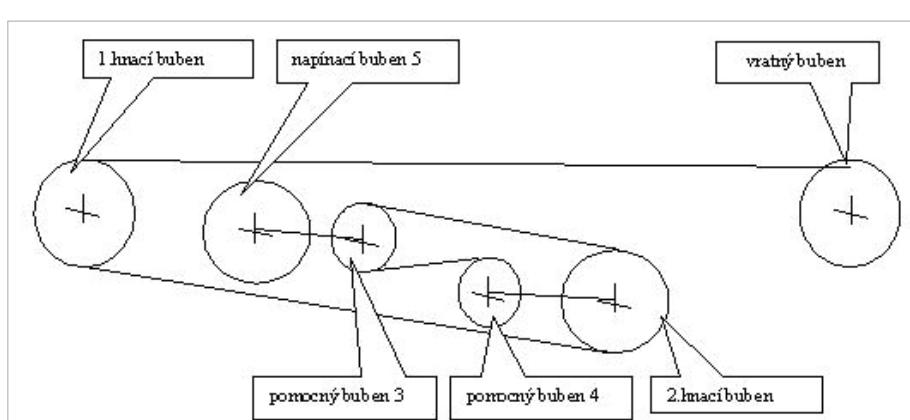
2 Faktory spolehlivého provozu dopravního pásu

Provozní spolehlivost dopravního pásu je ovlivněna především následujícími faktory:

- velikostí protažení; odvíjí se od napínací síly potřebné pro přenos hnací síly do pásu,
- provozní teplotou; při nízké teplotě pás křehne a snáze dojde k poškození krycí vrstvy,
- stářím gumy – guma časem křehne vlivem koncentrace ozónu v ovzduší,
- mechanickým poškozením.

Z uvedených faktorů může projektant a provozovatel dopravníku ovlivnit především mechanické poškození. To může souviseť s:

- nevhodným typem dopravního pásu (dále jen DP) pro dopravovaný materiál,
- nevhodným typem stěrače,
- špatným stavem obložení bubnů,



Obr. 1: Schéma smyčky napínání.

- kusovitostí dopravovaného materiálu,
- příliš malým průměrem bubnu.

Vzhledem k historii vzniku problému a skutečnosti, že fyzickou obhlídkou bubenů nebylo zjištěno poškození jejich obložení a že provozovatel již má zkušenosti s provozováním obdobných pásových dopravníků, lze konstatovat, že problém poškozování dopravního pásu DPD PS 52 souvisel především s následujícími faktory:

- volbou vhodného typu dopravního pásu pro dopravovaný materiál,
- volbou vhodného průměru vložených pomocných bubenů.

Bylo doporučeno provést posouzení volby vhodného typu dopravního pásu pro dopravovaný materiál specialisty, kteří mají patřičné zkušenosti se změnami fyzikálně mechanických vlastností dopravního pásu vlivem opotřebení a stárnutí – např. společnost VVV MOST spol. s r. o., pracovníci katedry makromolekulární fyziky Univerzity Karlovy.

Autoři posudku se mimo jiné zabývali zhodnocením volby průměrů pomocných napínacích bubenů. Za tím účelem byl zvolen následující postup prací:

- stanovení minimální hodnoty průměrů bubenů na základě doporučení výrobců dopravních pásů,
- zjištění hodnoty napínací síly měřením,
- určení hodnoty tahové síly v pásu,
- určení pevnostního namáhání pásu,
- zhodnocení vlivu průměru bubnu, resp. ohybové složky namáhání pásu, na celkové pevnostní namáhání pásu.

3 Vybrané parametry napínání

Pro posouzení vhodnosti zvolených průměrů bubenů je nutno znát některé parametry předmětného pásového dopravníku. Vybrané parametry následují.

Dopravní výkon	$Q = 3\ 500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Dopravní pás	PA 1800, P 2000/4, 8 + 4 krycí vrstvy
Celkový výkon	$P = 4 \times 500 \text{ kW}$

Délka napínací dráhy	$L_n = 16,5 \text{ m}$
Dopravní rychlosť	$v = 5,2 \text{ m.s}^{-1}$
1. hnací buben - průměr	$D_1 = 1\ 280 \text{ mm}$
2. hnací buben - průměr	$D_2 = 1\ 280 \text{ mm}$
Pomocný buben 3 - průměr	$D_3 = 680 \text{ mm}$ (pevně spojený s napínacím bubenem 5)
Pomocný buben 4 - průměr	$D_4 = 630 \text{ mm}$ (pevně spojený s 2. hnacím bubenem)
Napínací buben 5 - průměr	$D_5 = 1\ 050 \text{ mm}$

Z geometrie napínací smyčky byly stanoveny následující úhly opásání pomocných bubenů poháněcí stanice PS 52 – viz tabulka č. 1.

4 Minimální průměry bubenů dle výrobců dopravních pásů

Pro optimální návrh řešení byla provedena rešerše na minimální doporučené průměry bubenů dopravních pásů u jejich výrobců (Matador, Phoenix, GoodYear, Dunlop, ...) a v ČSN 26 0378. Pro pás obdobných vlastností jako výše uvedený MATADOR PA 1800 jsou výsledky rešerše ve [2]. Vyšetřované pomocné bubeny č. 3 a 4 lze podle čl. 61 ČSN 26 0378 zařadit mezi bubeny vratné. Potom z výsledků rešerše plyne, že minimální průměr buben je:

- 800 mm při využití dovoleného namáhání v tahu pásu ($60 \div 100$) %,
- 630 mm při využití dovoleného namáhání v tahu pásu ≤ 30 %.

V odborné literatuře doporučovaný průměr buben D :

$$D = (35 \div 40) \cdot t = (35 \div 40) \cdot 22,8 = 798 \div 912 \text{ mm.}$$

Minimální hodnota průměru tedy činí $D = 630 \text{ mm}$ s ohledem na výsledky kapitoly 6.

Tab. 1: Úhly opásání.

Buben [-]	Průměr [mm]	Opásání [stupeň]	Opásání [rad]	Dráha vozíku napínání [mm]	Poznámka
3	680	187,92	3,28	0	pomocný napínací buben
3	680	181,60	3,17	16 500	pomocný napínací buben
4	630	190,40	3,32	0	pomocný pevný buben
4	630	181,17	3,16	16 500	pomocný pevný buben

Tab. 2: Výsledky měření.

Režim napínání	Materiál na pásu	Z_2 [kN]	Z_{2max} [kN]	k Z_2/Z_{2max}	F_1 [kN]	Výkonost [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ rostl.]
automatika	ano	308	472	1,53	88	1 080
v debloku	ano	250	414	1,66	87	1 080

5 Hodnota napínací síly zjištěná měřením

Ve dnech 26. 10. 2010 a 1. 11. 2010 bylo provedeno měření napínací síly a příkonu pohonu 1. hnacího bubnu za účelem zjištění skutečné napínací síly, případně obvodové síly, pro korekci výpočtů hodnot tahové síly v pásu. Měření bylo provedeno ve spolupráci a s technickou podporou pracovníků společnosti Litvínovská uhelná a.s. Výsledky měření jsou uvedeny dále v tabulce č. 2. Maximální hodnoty napínací síly Z_{2max} přísluší režimům rozběhu dopravníku.

Význam použitych symbolů:

- Z_2 napínací síla,
- F_t obvodová síla na prvním hnacím bubnu.

6 Hodnota tahové síly v pásu

Odborný odhad velikosti tahových sil v dopravním pásu vychází jednak z parametrů pohonu PS 52 a jednak z obvyklých postupů výpočtu tahových sil u dvoububnového pohonu, jak je uvedeno např. v pracích [1,2,3]. Pro zjištěné hodnoty napínací síly Z_2 za ustáleného běhu pohonu v režimu automaticka dostaneme pro tahy v pásu následující výsledky.

Tahy v pásu		
Úhel opásání 1. hnacího bubnu	171,19°	2,99 rad (geometrický)
	54,45°	0,95 rad (skutečný)
Klidový úhel 1. hnacího bubnu	116,74°	2,04 rad
Úhel opásání 2. hnacího bubnu	181,43°	3,17 rad
Úhel pomocného nap. bubnu 3	181,60°	3,17 rad
Úhel pomocného pev. bubnu 4	181,17°	3,16 rad
Úhel opásání napínacího bubnu 5	179,83°	3,14 rad
Rozdělení obvodové síly na bubny	1,00	-
Jmenovitá obvodová síla F_{max}	352	kN
Tah v nabíhající věti 1. bubnu T_1	506	kN
Tah v odbíhající věti 1. bubnu T_{12}	330	kN
Skutečná obvodová síla F_1	176	kN
Tah v odbíhající věti 2. bubnu T_{23}	154	kN
Skutečná obvodová síla 2. hnacího bubnu F_2	176	kN
Celková obvodová síla z obou bubnů F	352	kN
Napínací síla Z_2	308	kN

Z výše uvedených výsledků plyne při respektování součinitele přetížení pohonu při rozběhu $k = 1,6$, že hodnota tahové síly v pásu je:

a) na pomocných bubnech:

- 154 kN při jmenovitém výkonu pohonu; 236 kN při max. výkonu pohonu (rozběh),

b) na prvním hnacím bubnu:

- 506 kN při jmen. výkonu pohonu; 800 kN při max. výkonu pohonu.

Maximální tahová síla v pásu na pomocných bubnech je menší než 30 % dovoleného zatížení pásu.

7 Pevnostní namáhání dopravního pásu

Celkové namáhání pásu při přechodu přes pomocný buben je dáno tahovou silou v pásu, ohybovým namáháním pásu a vlivem odstředivé síly pásu - stanovení jednotlivých složek namáhání pásu viz [4], kap. 6. Pro páš Matador PA 1800, P 2000 lze závislost napětí pásu σ_c na průměru bubnu D formulovat vztahem

$$\sigma_c = \frac{1}{7200} \left(1148,65 + T_{23} + 77760 + \frac{C_t}{D + 10,8} \right) [\text{N.mm}^{-1}]$$

T_{23} tahová síla v odbíhající věti pásu na 2. hnacím bubnu

σ_c napětí v pásu celkové

C_t redukovaný modul pružnosti pásu; 9 000 [N.mm^{-1}] dle ČSN 26 0378:1989

Získané výsledky jsou shrnutы v tabulce č. 3.

Minimální průměr D bubnu lze též stanovit ze vztahu:

$$D \geq \frac{h \cdot C_t}{\sigma_{dov} \cdot \frac{T_{23}}{i \cdot B}} - h \quad [\text{mm}]$$

B, h, i šířka, tloušťka vložek, počet vložek dopravního pásu [mm, mm, -]

σ_{dov} napětí v pásu dovolené

C_t redukovaný modul pružnosti pásu 9 000 [N.mm^{-1}]

Z tahové síly v pásu 236 kN (maximum při rozběhu na pomocném bubnu) a parametry použitého pásu je průměr bubnu 572 mm. Z tohoto hlediska použitý průměr pomocného bubnu 630 mm vyhovuje.

8 Závěr

Získané výsledky pro minimální průměr bubnu jsou shrnutы v tabulce č. 4. Lze konstatovat, že průměry obou pomocných bubnů, tj. průměr 630 mm a průměr 680 mm, vyhovují pro nový dopravní páš PA 1800 P 2000/4-8+4 šíře 1 800 mm a pásy obdobných vlastností, a to jak z pohledu instalovaného příkonu, tak z pohledu nastavené úrovni napínací síly.

Uvedený výsledek posouzení vychází z tabulkových parametrů nového pásu a je závislý především na hodnotě redukovaného modulu pružnosti dopravního pásu. Změna této hodnoty je závislá na stáří pásu a prostředí, v němž je páš provozován. Redukovaný modul pružnosti zásadním způsobem ovlivňuje velikost ohybového namáhání pásu, a to v posuzovaném případě činí 76 % dovoleného namáhání. Zvýšení hodnoty redu-

Tab. 3: Pás Matador PA 1800, P 2000/4-8+4 a průměr bubnu 630 mm.

Tah v pásu	T_{23} [kN]	σ_c [N.mm $^{-1}$]	σ_{dov} [N.mm $^{-1}$]	σ_o/σ_t [-]	$\sigma_o/\sigma_{dov} * 100$ (%)	$\sigma_t/\sigma_{dov} * 100$ (%)
teoretický	64	160,8	200	17	76	4,5
skutečný	154	173,3	200	7	76	11
rozběhový	236	184,7	320	4,63	47	11

σ_{dov} , σ_c , σ_o , σ_t napětí v pásu dovolené, celkové, ohybové, tahové

Tab. 4: Minimální průměr bubnu pro pás Matador PA 1800, P 2000/4-8+4 a PS 52.

Kritérium	Min. průměr bubnu D [mm]	Poznámka
doporučení výrobců pásu	630	zatížení < 30 % dovolené hodnoty
výpočet	572	bez pevnostní rezervy
kontrola pevnosti	630	je rezerva pro růst tahové síly
odborná literatura	800	použitý vztah platí pro hnací buben

kovaného modulu pružnosti (zkřehnutí) vlivem stárnutí vložek a působení UV záření může být příčinou trhání pásu v důsledku příliš malých průměrů bubnů.

Zvolené průměry pomocných bubnů jsou na hranici možností nového pásu a patrně již nevyhovují pro starší pás.

Tento teoretický výsledek je v dobré shodě se zkušenostmi provozovatele dopravního pásu, neboť u nového pásu k jeho poškozování a trhání nedocházelo.

S ohledem na výše uvedené a rovněž s ohledem na vhodnost volby použitého dopravního pásu bylo doporučeno:

- zkouškami vzorku pásu zjistit skutečnou hodnotu jeho redukovaného modulu pružnosti za účelem stanovení aktuálního minimálního průměru bubnu,
- provést posouzení trhlin pásu z technologického hlediska.

Poděkování

Problém byl řešen a článek vznikl ve spolupráci se společnostmi Litvínovská uhelná a.s. a VVV MOST spol. s r.o. Autorský kolektiv děkuje za spolupráci jejich pracovníkům, kteří se na řešení podíleli.

Tento článek byl vypracován v rámci projektu MPO ČR registrační číslo FR-TI1/537 za finanční podpory z prostředků státního rozpočtu prostřednictvím MPO ČR.

Literatura

- [1] DRAŽAN, F., VOŠTOVÁ, V., JEŘÁBEK, K., BRAND, M.: *Teorie a stavba dopravníků*. Skripta ČVUT Praha, 1983.
- [2] HAVELKOVÁ, J., TŮMA, J.: *Teorie pásových dopravníků*. ZP ČSVTS Praha, 249 s., 1971.
- [3] FRIES, J.: *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. VŠB – TU OSTRAVA, 189 s., 2009. ISBN 978-80-248-2080-4.

[4] KLOUDA, P., ŠKRABAN, V., MONI, V.: *Posouzení vlivu dvojitého napínání PS 52 na DPD 1 800 mm*. Zpráva VÚHU a.s., č. AZL-036/10.

[5] VALENTOVÁ, H., NEDBAL, J.: *Stárnutí pryžových vrstev dopravních pásů*. Seminář Problémy provozu, údržby a oprav strojního zařízení, používaného při povrchovém dobývání, VÚHU a.s., 2010.