

KINEMATIKA ČINNOSTI STAVÍCÍ KOTOUČOVÉ BRZDY

KINEMATIC ACTIVITIES OF THE DISK BRAKE

Leopold Hrabovský¹

Anotace: Účelem brzdy je zastavovat jakýkoli posuvný nebo točivý pohyb součásti po vypnutí motoru a zajistit zabrzděnou polohu součásti, tzn. bezpečně držet zastavené břemeno. To vykonávají tzv. brzdy stavící, u nichž je ubrzděný moment během brzdění konstantní, zastavování břemene je rovnoměrně zpožděné. Konstrukčně jsou tyto brzdy realizovány v provedení čelistových, kotoučových nebo již v současné době málo využívaných pásových brzd.

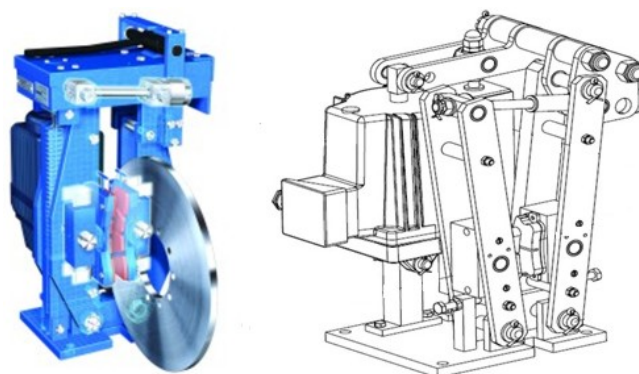
Klíčová slova: Kotoučová brzda, brzdící síla, ubrzděný moment.

Summary: Purpose in brakes is stop all advance or rotational motion of drive after turning-off engine and effects the brake position components, it comes to fail safe stopping weight. It discharge a function brakes, which they have constant braking moment. Stop the weight is at stall speed. Constructional are these brakes realized in design as the cheek brake or circular alternatively disk brake already at present little exploited band brakes.

Key words: Disk brake, brake force, braking moment.

ÚVOD

Kotoučové brzdy (obr. 1) se vykazují vůči čelistovým brzdám předností nižšího oteplování, protože jen poměrná část celkového povrchu kotouče (asi 10 až 15 %) je ve vzájemném kontaktu s čelistmi, po zbývající část jedné otáčky se brzdový kotouč tak může ochlazovat.



Zdroj: Autor

Obr. 1 - Kotoučová brzda

Moment setrvačnosti brzdového kotouče je nesrovnatelně menší než u konstrukcí brzd pásových nebo čelistových, to má značný vliv na velikost záběrového momentu

¹ doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D., Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, Ústav dopravních a procesních zařízení, 17. listopadu 15/2172, 708 33, Ostrava - Poruba, Tel.: +420 597 323 185, Fax: +420 596 916 490, E-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

elektromotoru při častém spouštění poháněcí jednotky daného mechanismu a zpětně je snižována třecí práce, potřebná k ubrzdění kinetické energie vlastní brzdy. Menší dosedací plochy mezi kotoučem a čelistmi umožňují rovněž přesnější dosednutí čelisti vůči kotouči a rovnoměrnější opotřebení funkčních třecích materiálů kotoučové brzdy. Výhodou je také jednoduchá montáž a výměna třecích prvků bez celkové demontáže brzdy.

Pro docílení rovnoměrného dosednutí brzdových čelistí na kotouč je u brzd s mechanickým vyvozením brzdě síly zapotřebí, aby byl brzdový kotouč uložen posuvně ve směru jeho osy rotace. Druhou možnou alternativou je, že má brzdový kotouč možnost podélného posuvu celé uzamykací zařízení na vnějším rámu. U brzd s hydraulickým ovládním se používají dva válce, které jsou vzájemně propojeny.

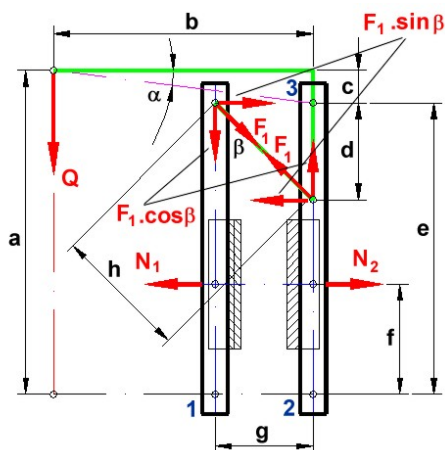
1. VYJÁDRĚNÍ BRZDÍCÍ TŘECÍ SÍLY A UBRZDĚNÉHO MOMENTU

Z momentové podmínky k bodu **3**, viz obr. 2, je možno určit velikost působící síly F_1 [N] v táhle, vzájemně vůči sobě spojujícím obě ramena brzdy, dle vztahu (1).

$$\sum M_3 = 0: Q \cdot b - F_1 \cdot \sin\beta \cdot d \Rightarrow F_1 = \frac{Q \cdot b}{d \cdot \sin\beta} \text{ [N]} \quad (1)$$

Z momentové podmínky, viz (2), k bodu **1**, dle obr. 2, je možno určit velikost normálové přitlačné síly N_1 [N] brzdové čelisti vůči povrchu plochy brzdového kotouče (disku) vztahem (3).

$$\sum M_1 = 0: N_1 \cdot f - F_1 \cdot \sin\beta \cdot e = 0 \Rightarrow N_1 = F_1 \cdot \frac{e \cdot \sin\beta}{f} \text{ [N]} \quad (2)$$



Zdroj: Autor

Obr. 2 - Ramena pák kotoučové brzdy v pracovní poloze

Dosazením vztahu (1) do výrazu (2) získáváme pro určení velikosti normálové přitlačné síly N_1 [N] výraz, viz (3).

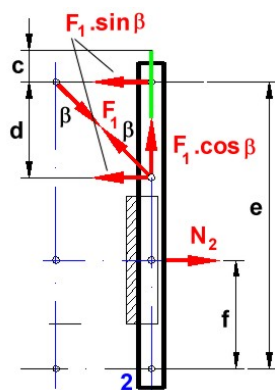
$$N_1 = Q \cdot \frac{b \cdot e \cdot \sin\beta}{d \cdot f \cdot \sin\beta} = Q \cdot \frac{b \cdot e}{d \cdot f} \text{ [N]} \quad (3)$$

Z momentové podmínky, viz (4), k bodu **2**, viz obr. 3 je možno určit velikost normálové přitlačné síly N_2 [N] brzdové čelisti vůči povrchu plochy brzdového kotouče (disku) dle vztahu (5).

$$\sum M_2 = 0: F_1 \cdot \sin\beta \cdot e - N_2 \cdot f = 0 \Rightarrow N_2 = F_1 \cdot \frac{e \cdot \sin\beta}{f} \text{ [N]} \quad (4)$$

Dosazením vztahu (1) do vztahu (4) získáváme pro určení normálové přítláčné síly N_2 [N] výraz, viz (5).

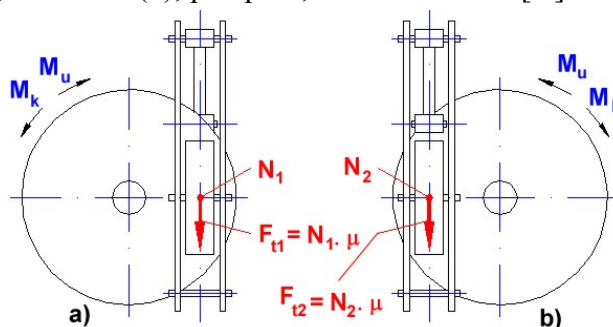
$$N_2 = Q \cdot \frac{b \cdot e \cdot \sin\beta}{d \cdot f \cdot \sin\beta} = Q \cdot \frac{b \cdot e}{d \cdot f} \text{ [N]} \quad (5)$$



Zdroj: Autor

Obr. 3 - Pravé rameno páky kotoučové brzdy

Nabývá-li velikost normálové síly N_1 [N], viz vztah (3), shodné velikosti s velikostí normálové síly N_2 [N], viz vztah (5), pak platí, že $N_1 = N_2 = N$ [N].



Zdroj: Autor

Obr. 4 - Kotoučová brzda v nárysném pohledu

Dle obr. 4,a platí pro velikost brzdící třecí síly F_{t1} [N] a části ubrzděného momentu M_{u1} [Nm] vztah (6) a dle obr. 4,b platí pro velikost brzdící třecí síly F_{t2} [N] a části ubrzděného momentu M_{u2} [Nm] vztah (7).

$$F_{t1} = N_1 \cdot \mu \text{ [N]}, M_{u1} = F_{t1} \cdot r = N_1 \cdot \mu \cdot r \text{ [Nm]} \quad (6)$$

$$F_{t2} = N_2 \cdot \mu \text{ [N]}, M_{u2} = F_{t2} \cdot r = N_2 \cdot \mu \cdot r \text{ [Nm]} \quad (7)$$

Celková velikost brzdící třecí síly F_t [N], viz (8), je dána součtem výrazů uvedených ve vztazích (6) a (7).

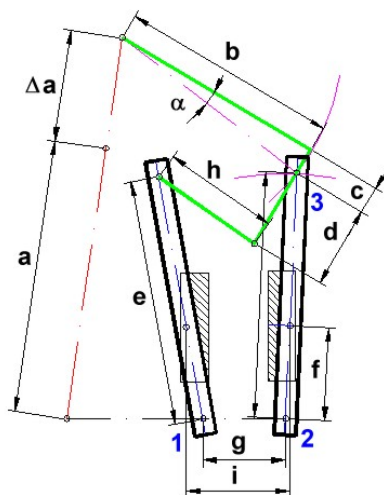
$$F_t = F_{t1} + F_{t2} = N_1 \cdot \mu + N_2 \cdot \mu = \mu \cdot [N_1 + N_2] = 2 \cdot N \cdot \mu \text{ [N]} \quad (8)$$

Celkový ubrzděný moment M_u [Nm] je dán součtem výrazů uvedených ve vztazích (6) a (7).

$$M_u = F_t \cdot r = 2 \cdot N \cdot \mu \cdot r \text{ [Nm]} \quad (9)$$

V okamžiku, kdy je pohon mechanismu v nečinnosti, je omezen přívod elektrického

proudu do čerpadlového elektromotoru elektrohydraulického odbrzdovače, který je paralelně připojen ke statoru hlavního poháněcího trojfázového elektromotoru pohonu daného mechanismu. Vlivem působení tlakové síly vinuté pružiny dochází k přesunu pístu odbrzdovače do spodní polohy (dle obr. 5 Δa [m] \rightarrow 0), čímž přes páskový mechanismus konstrukce kotoučové brzdy dochází k dosednutí brzdových čelistí na brzdový kotouč (vzdálenost úchytných čepů čelistí brzdy g [m]) a tím k vyvození potřebné brzdící třecí síly F_t [N], viz (8).



Zdroj: Autor

Obr. 5 - Ramena pák kotoučové brzdy v odlehčeném stavu

V okamžiku, kdy je pohon daného mechanismu v činnosti, dochází ke spuštění čerpadlového motoru odbrzdovače, který pohání radiální čerpadlo. Radiální čerpadlo vhání olej z prostoru nad pístem do prostoru pod pístem. Tlak oleje pod pístem překonává tuhost vinuté válcové pružiny, čímž je zkracována její délka a tím se píst elektrohydraulického odbrzdovače přesouvá do horní polohy (dle obr. 5 Δa [m]), čímž přes páskový mechanismus konstrukce kotoučové brzdy dochází k odlehnutí brzdových čelistí od brzdového kotouče (vzdálenost úchytných čepů čelistí brzdy i [m]) a tím k omezení brzděné síly $F_t = 0$ N.

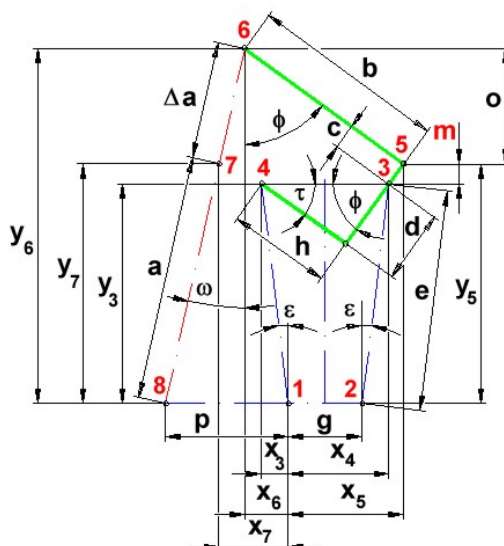
Tlak oleje je úměrný čtverci otáček radiálního čerpadla, tlak při rozběhu motoru plynule stoupá a opět při vypnutí, během zastavování čerpadla, plynule klesá. Po dosažení jmenovitých otáček je tlak na píst stálý a tím je stálá i síla odbrzdovače, která odlehčuje brzdu.

2. KINEMATIKA ČINNOSTI KOTOUČOVÉ BRZDY

Elektrohydraulické odbrzdovače jsou komerčně známy pod názvem přístroj ELDRO (AEG). Ve válci, jež tvoří těleso odbrzdovače, se pohybuje píst s přívodním kanálem oleje (s velmi nízkým bodem tuhnutí) z prostoru nad pístem k malému odstředivému radiálnímu čerpadlu. Toto čerpadlo je poháněno malým, zcela uzavřeným trojfázovým indukčním elektromotorem. Hnací teleskopický hřídel umožňuje pohon čerpadla, konstrukčně spojeného s pístem, v každé poloze pístu. Radiální čerpadlo je voleno proto, aby dávalo tlak při libovolném smyslu otáčení elektromotoru. Tento smysl se mění podle toho v jakém smyslu se

točí hlavní elektromotor mechanismu, který je brzděn kotoučovou brzdou nadlehčovanou elektrohydraulickým odbrzdovačem. Smysl otáčení hlavního trojfázového elektromotoru pohonu mechanismu je měněn záměnou dvou fází na jeho statoru, k němuž je paralelně připojen čerpadlový elektromotor odbrzdovače, tím se současně mění i smysl otáček elektromotoru odbrzdovače. Protože je vyžadováno nadlehčovat kotoučovou brzdu při běhu hlavního elektromotoru v jakémkoli smyslu, potřebujeme pod pístem tlak bez ohledu na smysl otáčení čerpadla. Těto podmínce vyhovuje radiální čerpadlo.

V praxi je požadováno, aby elektrohydraulický odbrzdovač byl upevněn ve svislé poloze a to dvěma oky, umístěnými na dně olejového válce. V případě zabrzděné brzdy se, viz obr. 2, odbrzdovač nachází ve svislé poloze. V okamžiku činnosti pohonu mechanismu se píst odbrzdovače přesouvá do horní polohy a oko vytvořené v hřídeli, svázané s pístem, se dle obr. 6 přesouvá do polohy **6** vzdálené o Δa [m] od původní polohy **7** (svislá poloha odbrzdovače), čímž dochází k vychýlení odbrzdovače se svislé polohy o úhel ω [deg], viz výraz (19).



Zdroj: Autor

Obr. 6 - Kotoučová brzda v odlehčeném stavu

Počátek souřadného systému, pro níže uváděné vztahy, je volen v bodě **1**. Je-li požadováno, aby se ramena pák kotoučové brzdy vychýlila ze svislého směru o úhel ε [deg] tak, aby došlo k odlehnutí brzdových čelistí od brzdového kotouče o hodnotu f_x [m] (posuv v horizontálním směru, viz vztah (23)), přesune se bod **4** do polohy popsané souřadnicemi $(x_4; y_4)$ [m; m], viz vztah (10) a bod **3** do polohy popsané souřadnicemi $(x_3; y_3)$ [m; m], viz vztah (11).

$$(x_4; y_4) = (-e \cdot \sin\varepsilon; e \cdot \cos\varepsilon) \text{ [m; m]} \quad (10)$$

$$(x_3; y_3) = (g + e \cdot \sin\varepsilon; e \cdot \cos\varepsilon) \text{ [m; m]} \quad (11)$$

Horizontální vzdálenost bodů **3** a **4** je možno dle obr. 6 vyjádřit dle vztahu (12). Vzdálenost bodů **3** a **4** ve vodorovné rovině, tj. $x_3 + x_4$ [m], je ve vztahu (12) definována délkou úsečky k [m], která není v obr. 6 zakótována.

$$k = x_3 + x_4 = g + e \cdot \sin\varepsilon + e \cdot \sin\varepsilon = g + 2 \cdot e \cdot \sin\varepsilon \text{ [m]} \quad (12)$$

Pro určení úhlu τ [deg] a ϕ [deg] je možno využít kosinovy věty. Úhel τ [deg] je možno vyjádřit dle vztahu (13) a úhel ϕ [deg] dle vztahu (14).

$$d^2 = k^2 + h^2 - 2 \cdot k \cdot h \cdot \cos \tau \Rightarrow \tau = \arccos \frac{k^2 + h^2 - d^2}{2 \cdot k \cdot h} \text{ [deg]} \quad (13)$$

$$h^2 = k^2 + d^2 - 2 \cdot k \cdot d \cdot \cos \phi \Rightarrow \phi = \arccos \frac{k^2 + d^2 - h^2}{2 \cdot k \cdot d} \text{ [deg]} \quad (14)$$

Délku úsečky m [m] (vertikální vzdálenost bodů **3** a **5**) je možno popsat vztahem (15).

$$m = c \cdot \sin \phi \text{ [m]} \quad (15)$$

Souřadnice $(x_5; y_5)$ [m; m] polohy bodu **5** ve voleném souřadném systému popisuje vztah (16).

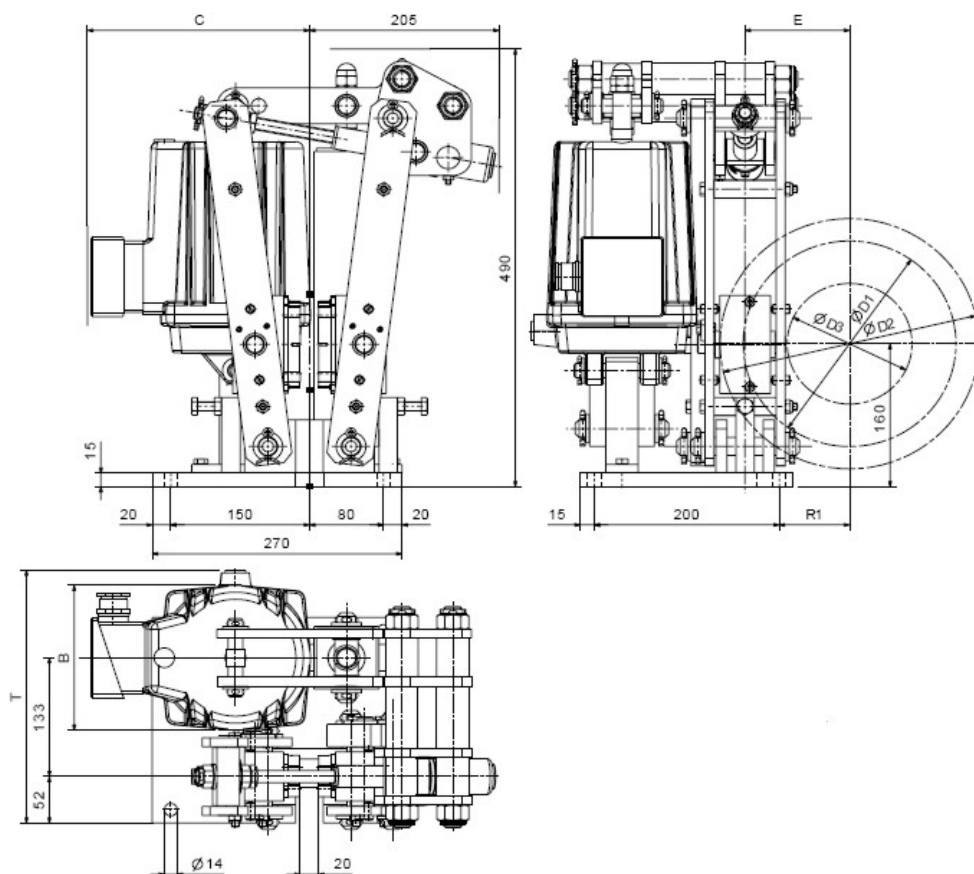
$$(x_5; y_5) = (x_3 + c \cdot \cos \phi; y_3 + m) = (x_3 + c \cdot \cos \phi; y_3 + c \cdot \sin \phi) \text{ [m; m]} \quad (16)$$

Vertikální vzdálenost bodů **5** a **6** je definována jako úsečka o [m] a je možno ji popsat vztahem (17).

$$o = b \cdot \cos \phi \text{ [m]} \quad (17)$$

Souřadnice $(x_6; y_6)$ [m; m] polohy bodu **6** ve voleném souřadném systému popisuje vztah (18).

$$(x_6; y_6) = (x_5 - b \cdot \sin \phi; y_5 + o) = (x_5 - b \cdot \sin \phi; y_5 + b \cdot \cos \phi) \text{ [m; m]} \quad (18)$$



Zdroj: <http://www.rialex.com.pl/en/products/handling-equipment/spare-parts/sibre-brakes>

Obr. 7 - Rozměrové a konstrukční parametry kotoučové brzdy

Velikost úhlu vychýlení elektrohydraulického odbrzdovače ze svislé pozice je možno vyjádřit s využitím obr. 6 dle vztahu (19).

$$\operatorname{tg}\omega = \frac{p - x_6}{y_6} \Rightarrow \omega = \operatorname{arctg} \frac{p - x_6}{y_6} \text{ [deg]} \quad (19)$$

Délku vysunutí Δa [m] hřídele elektrohydraulického odbrzdovače (výška zdvihu pístu) je možno určit dle vztahu (20).

$$\cos\omega = \frac{y_6}{a + \Delta a} \Rightarrow a + \Delta a = \frac{y_6}{\cos\omega} \Rightarrow \Delta a = \frac{y_6}{\cos\omega} - a \text{ [m]} \quad (20)$$

Souřadnice $(x_7; y_7)$ [m; m] polohy bodu **7** ve voleném souřadném systému popisuje vztah (21).

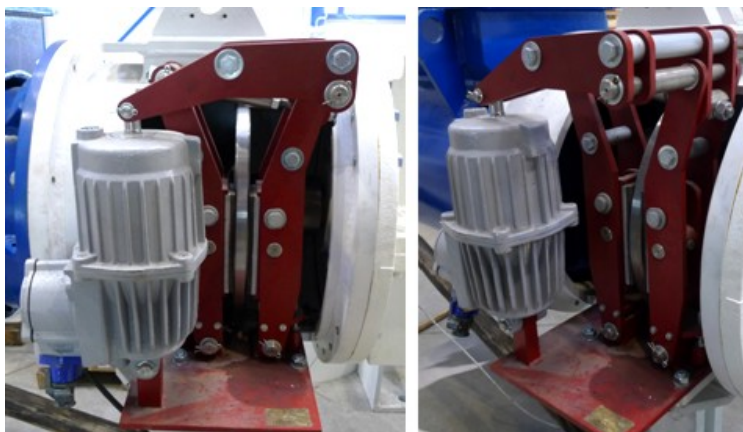
$$(x_7; y_7) = (x_6 - \Delta a \cdot \sin\omega; y_6 - \Delta a \cdot \cos\omega) \text{ [m; m]} \quad (21)$$

Souřadnice $(x_8; y_8)$ [m; m] polohy bodu **8** ve voleném souřadném systému popisuje vztah (22).

$$(x_8; y_8) = (0; p) \text{ [m; m]} \quad (22)$$

Dochází-li při odbrzdění kotoučové brzdy k vychýlení ramen pák ze svislé polohy o úhel ε [deg] (viz obr. 6), dochází k odlehnutí brzdových čelistí od brzdového kotouče. Posun brzdové čelisti f_x [m] v horizontálním směru je možno stanovit dle vztahu (23).

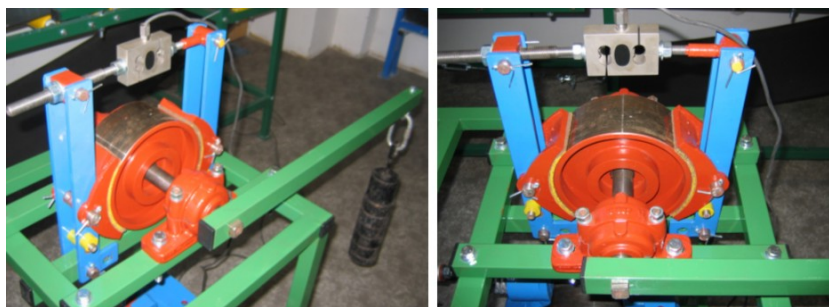
$$f_x = f \cdot \sin\varepsilon \text{ [m]} \quad (23)$$



Zdroj: Autor

Obr. 8 - Praktická aplikace kotoučové brzdy, pohon pásového dopravníku

V současné době je v laboratoři výzkumu a zkušebnictví, Institutu dopravy, VŠB - TU Ostrava realizováno měřící stanoviště, jehož účelem je stanovení hodnoty součinitele tření brzdového obložení čelistí kotoučové brzdy vůči brzdovému kotouči a porovnání experimentálně získaných hodnot součinitele tření brzdového obložení čelistí dvoučelistové brzdy vůči brzdovému bubnu, viz obr. 9, s hodnotami uvedenými výrobcí.



Zdroj: Autor

Obr. 9 - Měřicí stanoviště statického součinitele tření brzdového obložení vůči bubnu

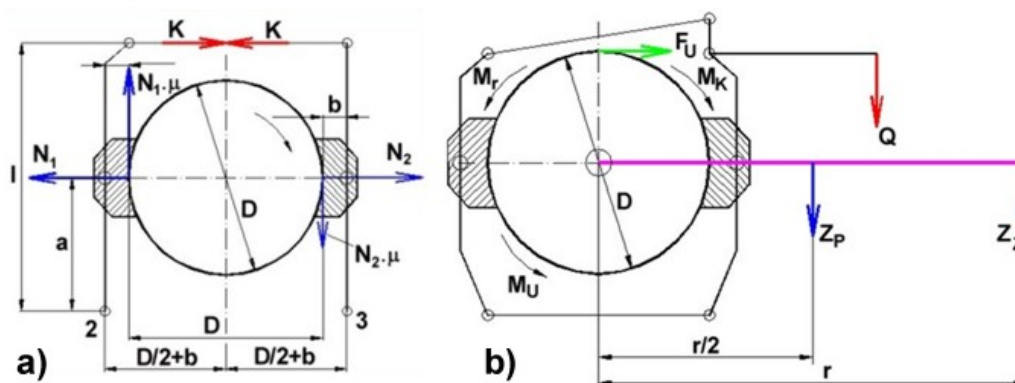
Z geometrických rozměrů čelistové brzdy, znázorněných na obr. 10,a (a [m], l [m], D [m], b [m]) a známých hodnot sil (Z_p [N], Z_z [N] a K [N]), viz obr. 10,b, a hodnoty kroutícího momentu M_r [Nm], je možno vyjádřit hodnotu součinitele tření μ [-] dle vztahu (24), blíže viz [1, (44)].

$$\mu = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4 \cdot \left[\frac{1}{K \cdot l \cdot D \cdot a} \cdot \left(Z_z \cdot r + Z_p \cdot \frac{r}{2} - M_r \right) \right]^2 \cdot a^2 \cdot b^2}}{2 \cdot \frac{1}{K \cdot l \cdot D \cdot a} \cdot \left(Z_z \cdot r + Z_p \cdot \frac{r}{2} - M_r \right) \cdot b^2} \quad [-] \quad (24)$$

kde Z_z [N] - působící síla od tíhy závaží na rameni r [m] páky (viz obr. 10,b) vyvolující kroutící moment brzdového bubnu, viz [1, vztah (35)],

Z_p [N] - působící síla od vlastní hmotnosti páky m_p [kg] na rameni páky vyvolující kroutící moment brzdového bubnu, viz [1, vztah (36)],

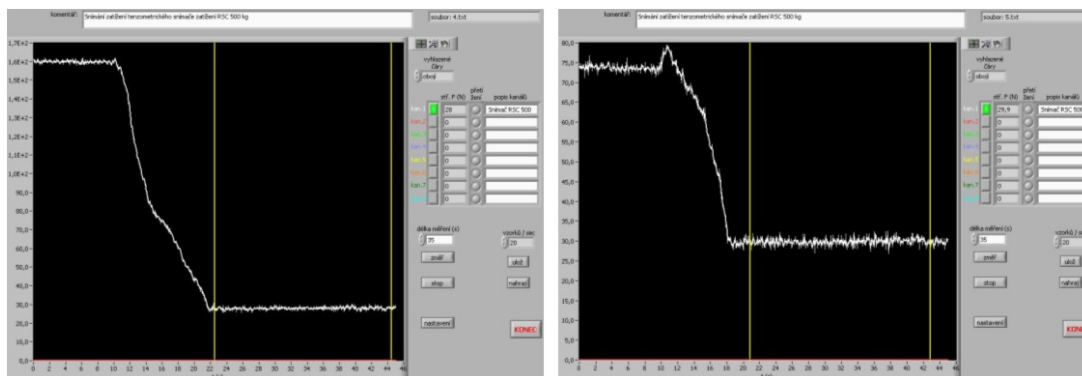
M_r [Nm] - moment charakterizující odpory brzdového bubnu proti otáčení (odpor v ložiscích, je v experimentálním měření stanoven na základě měření).



Zdroj: Autor

Obr. 10 - a) Rozměrové parametry, b) vyvození kroutícího momentu čelistové brzdy

Určení velikosti součinitele tření na modelovém zařízení, viz obr. 9, je řešeno následujícím postupem. V závitové tyči, spojující horní části ramen brzdy, která je přerušena a osazena tenzometrickým snímačem zatížení je vyvozována prostřednictvím matice M síla K [N]. V počátečním okamžiku je vyvozována velikost síly K [N] takové hodnoty, aby zamezila pootočení brzdového bubnu při osazení závaží na rameno páky. Velikost síly K [N] je snímána měřícím programem (viz obr.11).



Zdroj: Autor

Obr. 11 - Snímaný průběh velikosti působící síly K [N]

Na rameni r [m] páky je umístěno závaží předem definované tíhy Z_z [N], postupným uvolňováním matice M dochází ke snižování působící tahové síly K [N] v závitové tyči. Pokles velikosti tahové síly K [N] v závitové tyči se vykazuje poklesem velikosti přítláčné normálové síly N [N] brzdových čelistí vůči brzdovému kotouči, čímž je omezována hodnota brzdového momentu. V okamžiku, kdy vyvozený točivý moment M_k [Nm] vyvolaný tíhou závaží Z_z [N] na rameni páky r [m] nabude shodné velikosti hodnoty s momentem M [Nm], který je dán součtem momentu M_r [Nm] charakterizujícího odporu brzdového bubnu proti otáčení a momentu brzdového M_b [Nm], dochází k prokluzu kotouče v brzdových čelistech. Ze snímaného a záznamovaného grafického průběhu (viz obr. 11) v měřícím programu síly K [N] je v okamžiku prvopočátku prokluzu odečtena okamžitá hodnota tahové síly K [N] v závitové tyči (snímána tenzometrickým snímačem zatížení) a dle vztahu (24) určena hodnota statického součinitele tření μ [-] daného obložení brzdových čelistí na brzdovém kotouči.

ZÁVĚR

V předloženém příspěvku jsou vyjádřeny výhody a nedostatky kotoučové brzdy a ty srovnávány s brzdou čelistovou. Je stanovena velikost brzdící třecí síly a ubrzděného momentu a blíže definována činnost a kinematika tohoto konstrukčního řešení třecí brzdy.

Je nastíněn stav přípravy a realizace měřícího stanoviště realizovaného za účelem ověření hodnot součinitele tření brzdových obložení uváděných výrobcí.

POUŽITÁ LITERATURA

- (1) HRABOVSKÝ, L. *Diagnostika čelistových brzd jeřábů*. Kouty nad Desnou, Jeseníky, Hotel Dlouhé Stráně: 25. mezinárodní konference DIAGO 2006 (Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení), 2006. 15 s. ISSN 1210-311X.