

Inž. Josef D r o b n ý , VÚHU :

VYHODNOCENÍ DVOUBUBNOVÝCH POHONŮ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Používání vícebubnových pohonů u pásových dopravníků je vynuceno především těmito okolnostmi :

- snahou po maximálním snížení napětí v dopravních pásech
- úsilím po maximální unifikaci pohonných jednotek, tj. motorů, převodových skříní a spojek
- při omezených velikostech pohonných jednotek je možno jejich násobením docílit vysokých instalovaných výkonů.

Základní schéma vícebubnového (čtyřbubnového) pohonu je patrné na obr. č. 1. V praxi dálkové pásové dopravy v ČSSR jsou však používány pouze pohony 1 a 2. V úvodních pracích na projektu typových dopravníků š. 1 600 mm bylo sice uvažováno s pohonem vratného bubnu (4), ale od realizace bylo upuštěno, zejména z těchto důvodů :

- z hlediska snížení tahů v pásu se navržený pohon na vratném bubnu nemohl výrazně projevit (snížení o cca 12 %)
- vyžadoval netypové provedení vratné stanice s větší konstrukční výškou, která měla podstatný vliv na výšku a zejména váhu poháněcí stanice
- nevyřešené problémy s ovládáním, dlouhý přívod energie ap.

Teorii vícebubnových pohonů se dosud zabývala řada autorů (z našich Havelka, Pecháček, Jílek, Reisenauer). Problém pohonů z mechanického hlediska, které je primární, je v podstatě problémem přenosu sil z bubnu na pás a jejich vzájemného poměru.

V počátcích zavádění pásové dopravy byl volen či navrhován dvoububnový pohon hlavně pro snížení napětí v dopravním pásu. Z rovnice (1), která udává poměr mezi maximálním tahem v pásu (T_1) u jednobubnového T_1^1 a maximálním tahem T_1^2 u dvoububnového pohonu, při stejné velikosti celkových odporů trati ΣP při použití známých vztahů vyplývá :

$$(1) \dots \frac{\frac{1}{T_1}}{\frac{1}{T_1}} = \frac{\frac{\sum P e^{f \alpha_2}}{e^{f \alpha_2 - 1}}}{\frac{f(\alpha_1 + \alpha_2)}{\sum P e^{f(\alpha_1 + \alpha_2) - 1}}} = \frac{\frac{e^{f \alpha_2} / \alpha^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2) / \alpha^{f \alpha_2} - 1}}}{\frac{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2) - 1}}} = \frac{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2) - 1}} ;$$

a pro běžné hodnoty ($f = 0,3$; $\alpha_1 = 170^\circ$; $\alpha_2 = 210^\circ$);

$$\frac{\frac{1}{T_1}}{\frac{1}{T_1}} = \frac{2,41 \cdot 2,95 - 1}{2,41 \cdot 2,95 - 2,41} = \frac{6,1}{4,76} = 1,28,$$

v podstatě se použitím dvoububnového pohonu, proti jednobubnovému, uspoří asi 28 % vložek.

Druhý a hlavní důvod pro zavádění dvoububnových pohonů je v současné době, při používání vložek s vysokými pevnostmi pásu, důvod typisací. Z tohoto důvodu se ustupuje i od optimálního poměru obvodových sil na bubnech.

Optimální poměr obvodových sil na bubnech je pro běžné hodnoty ($\alpha_1 = 170^\circ$; $\alpha_2 = 210^\circ$) 2,0 - 4 i více, jak je patrné z následujícího výpočtu :

$$(f = 0,3) \quad \frac{P_{10}}{P_{20}} = \frac{2,95 (2,41 - 1)}{2,95 - 1} = \frac{4,16}{1,95} = 2,14$$

$$(f = 0,5) \quad \frac{P_{10}}{P_{20}} = \frac{6,4 (4,4 - 1)}{6,4 - 1} = \frac{21,7}{5,4} = 4,02$$

Obvyklý poměr obvodových sil, a tím i pohonů, se pohybuje od 1,0 do 2,0. Zvýšení tahových namáhání proti optimu není podstatné a dosahuje několika procent. Podstatný vliv na rozdělení krouticích momentů a tím i příkonů elektromotorů pohonů mají další mechanické veličiny jako : pružnost pásu a další parametry pohonu. Vliv těchto veličin je patrný z rovnice (2).

$$(2) \dots D_2 n_2 = D_1 n_1 \left(1 - \frac{P_1}{EF}\right), \text{ kde}$$

D - průměry příslušných bubnů

n - příslušné otáčky bubnů

P_1 - obvodová síla na prvním bubnu

EF - modul tahové tuhosti pásu

Rovnice (2) v podstatě vyjadřuje, že obvodová rychlost na druhém bubnu je v důsledku plížení pásu na bubnu nižší o hodnotu odpovídající průměrnému zkrácení pásu vlivem poklesu síly z T_1 na $T_1 - 2$ (schéma obr. č. 2).

Otáčky bubnů (n) jsou však při stejném převodu závislé i na charakteristice pohonného ústrojí, tj. motoru a případně rozběhové spojky. Na obr. č. 3 jsou vyneseny charakteristiky motorů typu MQUe (silně $M_1 = 185$ kW; slabě $M_2 = 125$ kW a čárkovane celkem s hydraulickými spojkami R 630) tak jak je udávají výrobci v závislosti na výkonu (u spojky i na otáčkách motoru). Je tedy výkon (příkon) motorů, po příslušném převodu, závislý na otáčkách bubnů. Označíme-li odpovídající úhel strmosti charakteristiky jako ξ , platí:

$$(3) \dots n_1 = n_0 - \operatorname{tg} \xi_1 N_1; \quad n_2 = n_0 - \operatorname{tg} \xi_2 N_2$$

Celková charakteristika n/N není lineární, zejména ne v oblastech větších N .

Dosazením rovnic (3) do rovnice (2) a zavedením substituce

$$(4) \dots \varphi = 1 - \frac{1660 N_1 i}{D_1 (n_0 - \operatorname{tg} \xi_1 N_1) EF}, \text{ plyne vztah pro příkony}$$

$$(5) \dots N_2 = \frac{n_0}{\operatorname{tg} \xi_2} \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \varphi\right) + \frac{D_1}{D_2} \varphi \frac{\operatorname{tg} \xi_1}{\operatorname{tg} \xi_2} N_1$$

Z rovnice (5) je patrné, že pro exaktní výpočet je nutná znalost řady veličin a jejich vzájemných vztahů, přičemž tyto vztahy nejsou jednoduché. Výpočty se proto obvykle zjednodušují tím, že se předpokládá lineární charakteristika pohonů, neuvažují se normou přípustné odchylky a v neposlední řadě se předpokládá i konstantní velikost modulu tahové tuhosti pásu a jeho nezávislost na velikosti tahu v pásu. Na obr. č. 4 je například vynesena závislost modulu pružnosti E (kp/cm^2) na tahu v pásu T pro nejčastěji používané dopravní pásy. Diagramy jsou zpracovány na základě měření prováděných ve VÚHU (Zelenka) a je z nich patrné, že v oblasti použití (do $B = 14$) se velikost modulu pružnosti mění podstatně. Naměřené hodnoty modulu pružnosti jsou také

všeobecně vyšší, než se dosud předpokládalo. Další pokrok k objektivnímu získání podkladů výpočtem je podmíněn získáním přesnějších hodnot dalším měřením, a pokud se týče charakteristik motorů a spojek, jejich párováním na základě atestace.

Další rozbor je prováděn na základě měření na pásové dopravě š. 1 200 mm lomu Merkur a v jednom případě i lomu Březno. Dopravníky jsou vybaveny pohony s motory typu MQUe; $M_1 = 185$ kW; $M_2 = 125$ kW nebo 185 kW a hydraulickými spojkami R 630. Používané rychlosti dopravníků 3,1; 4,0 a 5,0 m/vt. Naměřené výsledky jsou zpracovány do diagramu na obr. č. 5 tak, že na jednu osu (y) je vynášen poměr příkonu motoru M_1 (N_1) k příkonu motoru M_2 (N_2) a na druhou osu (x) jejich součet ($N_1 + N_2$).

Diagram je zpracován na základě série měření dopravníků přehledně zpracovaných v následujících tabulkách s uvedením základních údajů pohonu a s datem provedeného měření.

Dopravník číslo

Měření	23 + 24 = 24	25	29	33	4 Březno
1	2.10.1965 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$	16.4.1965 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$	30.4.1965 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$	16.2.1966 $M_1 = M_2 = 185$ $v = 4,0$	22.3.1967 $M_1 = M_2 = 185$ $v = 5,0$
2	14.1.1966 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$	22	29 + 30 = 30		
3	30.1.1966 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$	14.5.1965 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$	26.5.1966 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$		
4	11.1.1967 $M_1 = 185$ $M_2 = 125$ $v = 3,1$		6.4.1967 $M_1 = M_2 = 185$ $v = 3,1$		

Největší počet měření byl proveden na dopravníku č. 24, který byl na základě předchozích měření vytvořen spojením dvou dopravníků a do května 1966 byl dopravníkem s nejvíce zatíženými pohony. V květnu 1966 byly spojeny dopravníky č. 29, 30 nejprve s instalovaným výkonem 185 a 125, později byl pohon 2 také osazen motorem se jmenovitým výkonem 185. Nabízelo se zde porovnání vlivu osazení rozdílní pohony, při jinak stejném provedení a umístění dopravníku.

Všeobecně je z diagramu patrné, že v oblasti malého zatížení pohonů vykazuje poměr N_1/N_2 značné výkyvy, které se stoupajícím zatížením snižují a poměr se asymptoticky blíží k hodnotě 1,0. Prokazatelné je, že k této hodnotě (1,0) se blíží tento poměr z obou stran asymptoty, a to jak při osazení motorů 185 + 125, tak i při osazení 2 x 185. Pro další ujasnění problematiky jsou na diagramu obr. č. 6 vyneseny poměry skutečných příkonů motorů (N) k instalovaným (M); a to pro měření 4 na dopravníku č. 24 (plnou čarou), měření 3 na dopravníku č. 30 (slabou) a 4 na dopravníku č. 30 (čárkovaně), v závislosti na součtu příkonů. Z diagramu je patrné, že při použití $M_1 = 185$ a $M_2 = 125$ je motor M_2 velmi náchylný na přetížení. Při použití skladby $M_1 = M_2 = 185$ jsou poměry podstatně výhodnější. Dále je patrné, že směrnice zatěžovací charakteristiky motorů se jmenovitým výkonem 185 kW jsou v podstatě stejné, směrnice motorů 125 kW je strmější a i vzájemné rozdíly jsou větší. Ve všech případech je patrný přímkový průběh závislosti N/M na $M_1 + M_2$.

Obecný tvar závislosti ($N/M = f(N_1 + N_2)$) je přímkový, podle rovnice (6)

$$(6) \dots \frac{N}{M} = k(N_1 + N_2) + p$$

Jednotlivé přímky jsou charakterisovány hodnotami podle následující tabulky.

		dopravník č. 24		dopravník č. 30			
		motor 1	motor 2	motor 1	motor 2	motor 1	motor 2
		185	125	185	125	185	125
$N_1 + N_2$	100	0,32	0,32	0,34	0,26	0,19	0,32
	300	0,92	1,06	0,88	1,12	0,79	0,92
k		0,003	0,0037	0,0027	0,0043	0,003	0,003
p		0,02	-0,17	0,07	-0,17	-0,11	0,02

Z jednotlivých grafů je patrné, že vzájemné chování obou pohonných jednotek má vcelku pravidelné tendence. Na obr. č. 5 jsou do diagramu zakresleny (velmi silně) dvě křivky podle rovnic (3; 4; 5) a pomocí diagramu na obr. č. 3. Podstatné je, že obě křivky mají velmi plochý průběh a leží v mezích hodnot zjištěných měření, a to pod hodnotou poměru $N_1/N_2 \approx 1$. Naměřené hodnoty poměru N_1/N_2 jsou však celkem rovnoměrně rozloženy po obou stranách asymptoty ($N_1/N_2 = 1$). Rozptyl naměřených hodnot nemůže být způsoben chybami měření, to celkem jasně dokumentují měření zpracovaná na obr. č. 6. Musí zde hrát roli další faktory, s kterými bude nutno počítat; zřejmě to budou různé charakteristiky motorů a hydraulických spojek.

Všechna dosud popisovaná měření byla provedena na dopravnících se šířkou pásu 1200 mm a se stejnými průměry bubnů. Na dopravnících šířky 1600 mm byla dosud provedena měření informativní, ze kterých dosud nelze dělat žádné závěry, zejména ne proto, že tyto dopravníky pracují s minimálními výkony.

Z provedených měření lze provést dva nejdůležitější závěry :

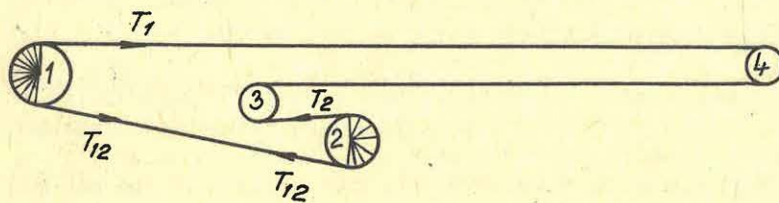
- u dopravníku š. 1200 mm, s dvoububnovým pohonem, a s dopravními pásy typu PAK 300, volit stejné průměry bubnů a stejné pohonné jednotky
- trvalé přetížení pohonů o 15 % nevyvolává žádné potíže a lze je připustit zejména v zimním období.

Pro objektivitu a jednoznačnost při dalším zavádění dvoububnových pohonů, zejména při použití dvou pohonů na jeden buben, bude prováděno další měření na pásové dopravě š. 1600 mm po nasazení dobývacího stroje SRs 1500.

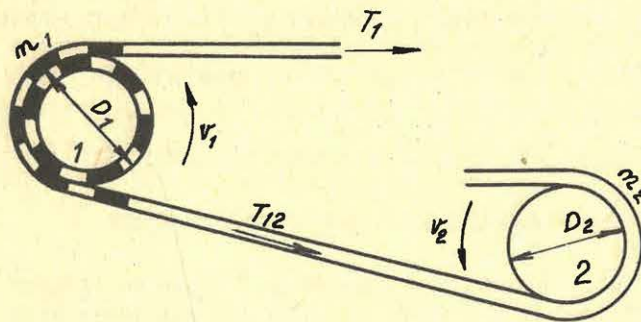
Volba stejných motorů na obou pohonných bubnech povede ke zvýšení napívací síly, a tím i maximálního tahu v pásu (při jinak stejném instalovaném výkonu). Toto zvýšení není pro dimensování pásu podstatné a dosahuje asi 7 %; u napívací síly však dojde k podstatnému zvýšení, a to o 50 % (při $e^f \propto 2 = 2,95$).

S h r n u t í

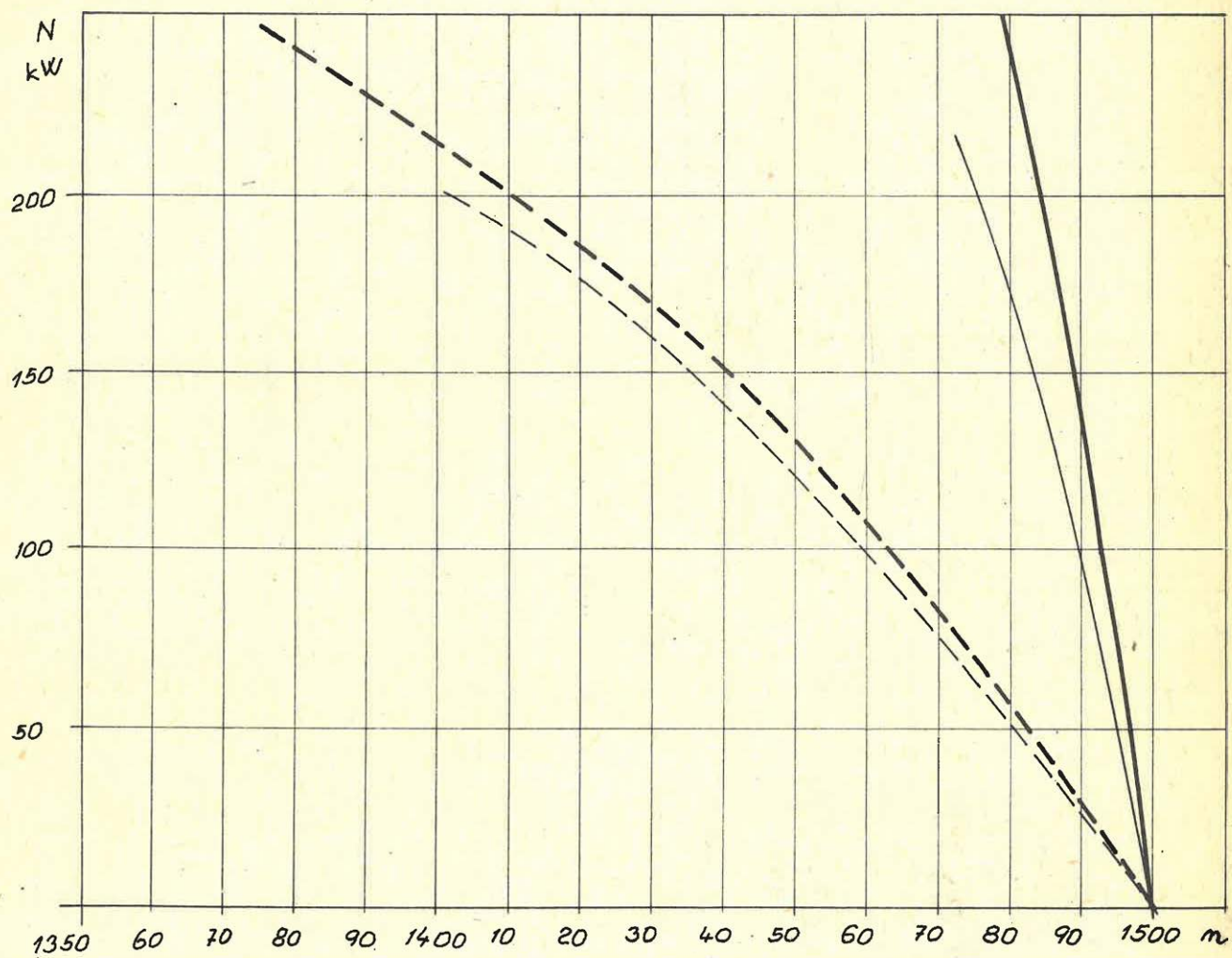
Dlouhodobým měřením na pásové dopravě š. 1200 mm s pryžovými pásy typu PAK 300 bylo prokázáno, že u dvoububnových pohonů je výhodnější volit stejné průměry bubnů a stejnou velikost pohonných jednotek. Je však nutno respektovat zvýšení napívací síly, při čemž zvýšení maximálního tahu v pásu, při jinak stejném celkovém příkonu pohonů, není podstatné.



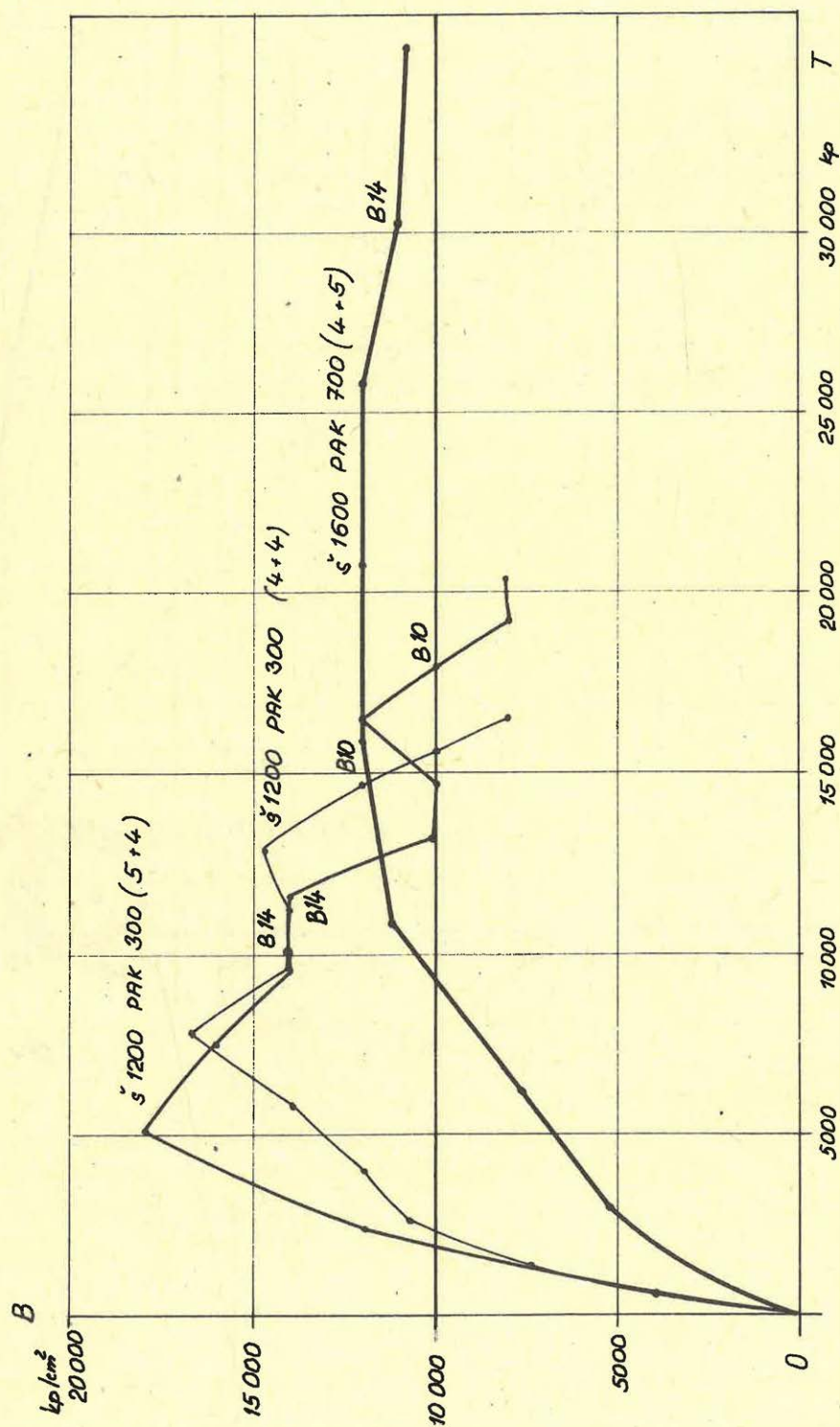
Obr. 1



Obr. 2

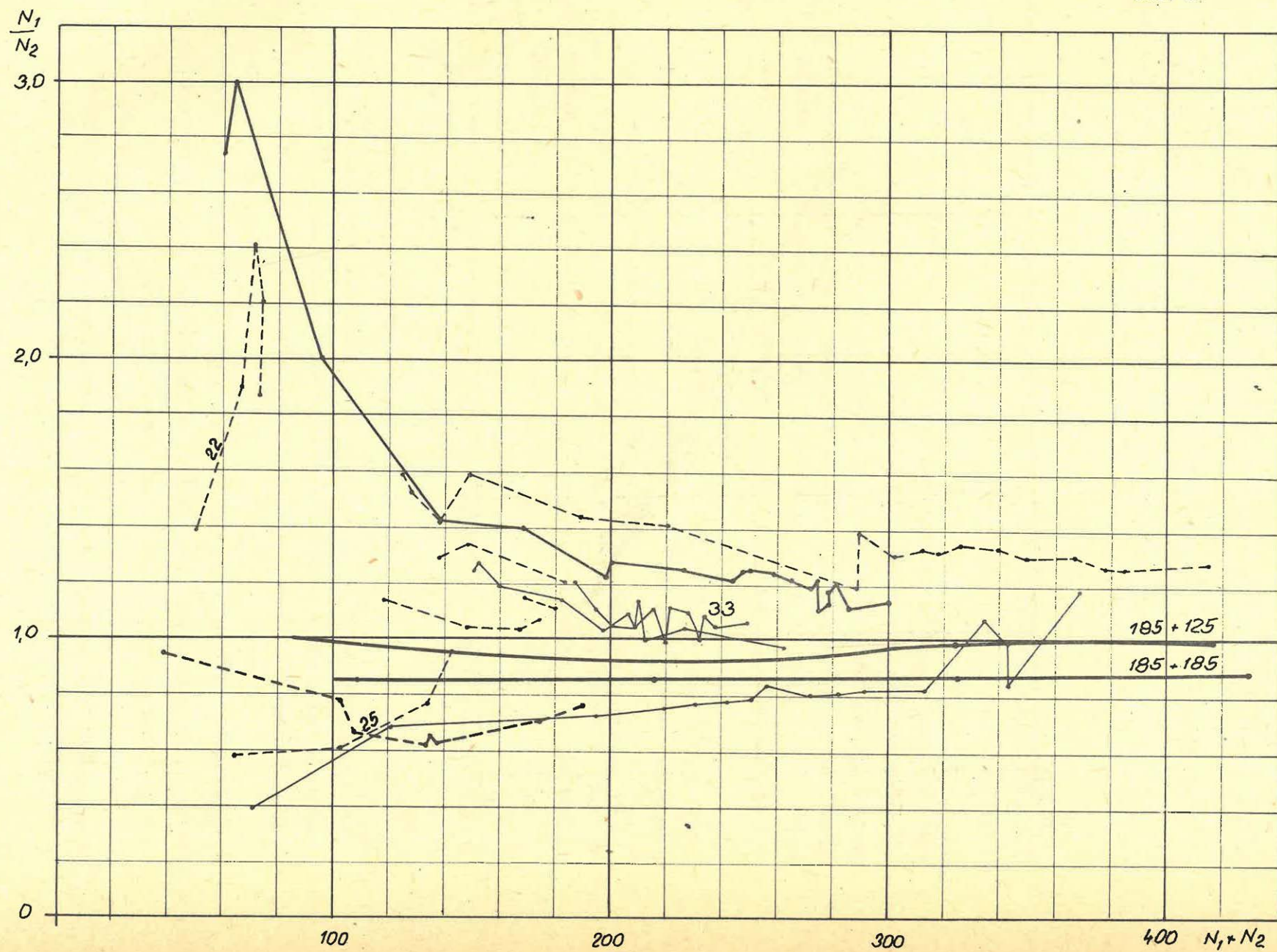


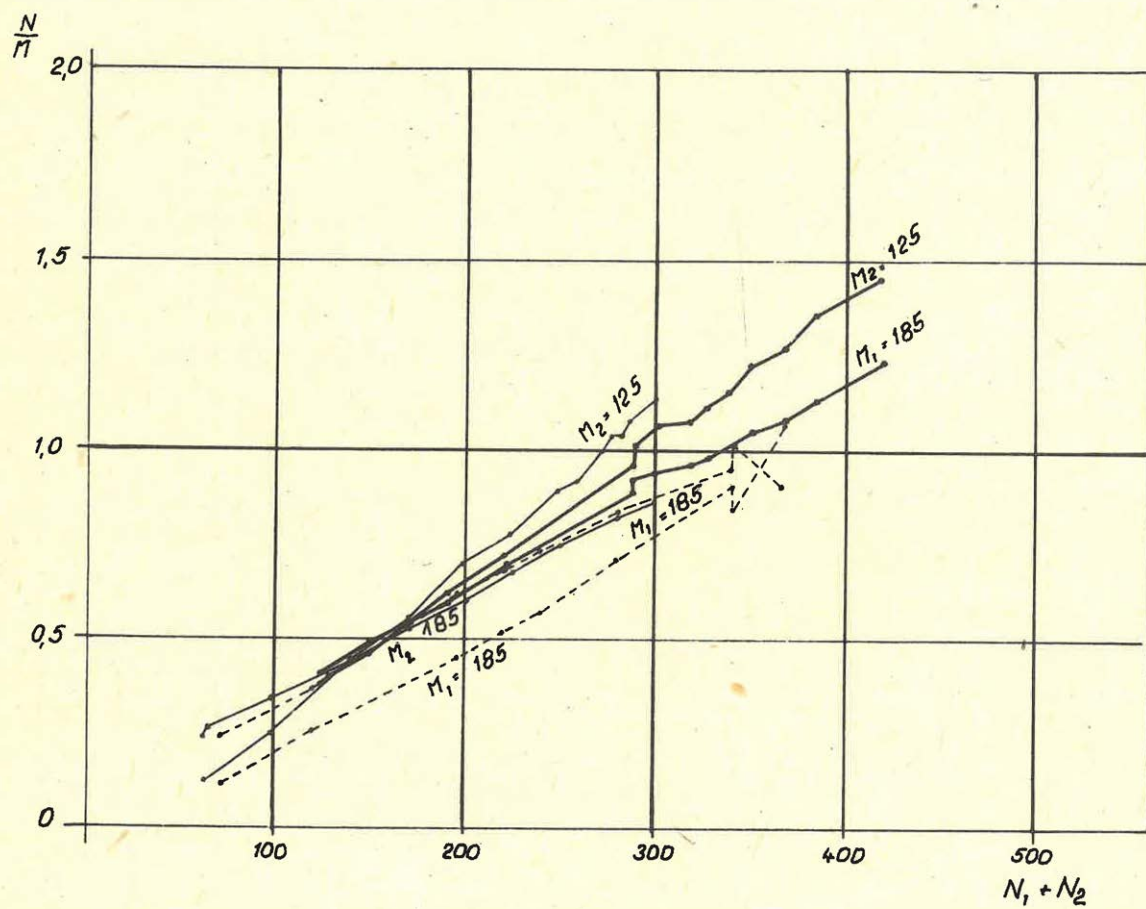
Обр. 3



Obr. 4

0br. 5





Обр. 6