

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. MIRCEA DUNGAN

TEZA DE DOCTORAT

=====

CONTRIBUTII LA STUDIUL PRIMARII HIDRODINAMICE
A LOCOMOTIVELOR

Conducător științific,
Prof.emerit ing.IOAN ZAGANESCU

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

UNIVERSITATEA POLITEHNICA
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA GENERALĂ

TD
MEC/DUN
676.329

- 1978 -

INTRODUCERE

Avînd în vedere importanța transportului pe calea ferată pentru asigurarea progresului societății noastre socialiste multilateral dezvoltate s-au prevăzut o serie de obiective în ceea ce privește dezvoltarea și modernizarea Căilor ferate române și a materialului rulant.

În condițiile actuale ale progresului tehnic care a creat posibilități de mărire a vitezelor de circulație și a tonajelor trenurilor, frînarea pe calea ferată primește o importanță din ce în ce mai mare. Astfel la frînarea pe pante lungi sau pentru încetinire de la viteza maximă, cu respectarea condițiilor de securitate, se impun mijloace suplimentare pentru frînare.

Prin eficacitatea sa la coborîrea pantelor frînarea hidrodinamică s-a impus în ultimul timp la multe administrații de cale ferată.

În afară de multiplele avantaje pe care frînarea hidrodinamică le conferă tracțiunii trenurilor trebuie menționată și însemnata economie de saboți pe care o realizează, ceea ce corespunde unei cerințe economice reale de mare actualitate și anume: economia de metal.

Problema stabilirii unui tip de frînă hidrodinamică pentru locomotivele diesel-hidraulice CFR 040-DHC de 1250 CP s-a pus încă din anul 1971 în cadrul unui contract de colaborare între un colectiv al Catedrei de material rulant - Institutul politehnic "Traian Vuia" Timișoara din care a făcut parte și autorul și Uzinele "23 August" București. Prin fabricarea la Uzina "Hidromecanica" din Brașov a frînelor hidrodinamice FH1, Uzinele "23 August" București echipează cu astfel de frîne locomotivele diesel-hidraulice DH 110 CR destinate exportului în Costa Rica.

La construcțiile de frîne hidrodinamice realizate pînă în prezent pe plan mondial obținerea unor caracteristici de frînare care să se apropie de caracteristica ideală de frînare s-a făcut pe cale experimentală prin modificarea gradului de umplere a cavității frînei, deci cu totul empiric, deoarece nu a existat o metodă de calcul a caracteristicilor frînei pentru diferite grade de umplere. Elaborarea unei metode de calcul a caracteris-

ticilor de frînare la umpleri parțiale în cadrul tezei permite realizarea unor caracteristici de frînare cît mai apropiate de cea ideală pentru orice tip de frînă hidrodinamică instalată pe o locomotivă.

Dragostea și interesul pentru cercetarea problemei frînării hidrodinamice a locomotivelor diesel-hidraulice mi-au fost trezite de către distinsul meu dascăl, prof.emerit ing. Ioan Zăgănescu, conducător științific, care mi-a călăuzit pașii pe tot parcursul carierei mele de cadru didactic și inginer și care m-a îndrumat continuu pe toată perioada elaborării lucrării de față.

Mulțumesc din suflet tuturor colegilor de catedră care, fie cu fepta sau cu gîndul, m-au ajutat la elaborarea acestei lucrări.

Totodată autorul aduce calde mulumiri personalului tehnic ajutător al catedrei care l-au ajutat cu multă pricepere și sîrguință.

Mulțumirile autorului se îndreaptă și spre tov.ing.proiectant Suciu Costin de la Intreprinderea "Hidromecanica" Brașov care mi-a pus la dispoziție materiale și o serie de detalii privind încercarea experimentală a locomotivelor DH 110 CR exportate în Costa Rica.

Tuturor celor care au contribuit în mod direct sau indirect la obținerea rezultatelor prezentate în cadrul lucrării autorul le exprimă sincere mulțumiri.

1. STADIUL ACTUAL AL UTILIZĂRII FRINĂRII
HIDRODINAMICE PE LOCOMOTIVELE
DIESEL-HIDRAULICE

1.1. Domeniul de utilizare al frînării
hidrodinamice.

La frânele pneumatice cu saboți existente consumul de metal pentru saboți este foarte mare.

În ultimul timp la trenurile de mare și foarte mare viteză se utilizează frâna cu disc cu avantajele cunoscute în privința coeficientului de frecare ridicat și aproape constant cu viteza.

Deficiența principală a ambelor tipuri de frâne o constituie cantitatea mare de căldură rezultată în timpul frînării care este disipată prin intermediul roților la frînarea cu saboți și a discului la frâna cu disc. În ambele cazuri rezultă inconveniente mari ca: slăbirea bandajelor și chiar a butucului roții pe osie sau dilatații termice exagerate și chiar deformarea discului [89], [86].

Utilizarea frânelor hidrodinamice nu este afectată de bariera termică la tipurile de frâne amintite mai sus și deci, domeniul de utilizare al frânelor hidrodinamice, se situează dincolo de limita termică admisă pentru frînarea cu saboți sau cu disc.

1.1.1. Frînarea pe pantă pentru
menținerea vitezei.

Viteza maximă admisă pe liniile aflate în pantă mare are valori relativ reduse. Această viteză este limitată în general de faptul că la liniile în pantă numărul curbelor este destul de mare. La toate pantele la care forța ce accelerează trenul este mai mare decât rezistența de mers (pentru viteza maximă admisă la panta respectivă), respectarea vitezei admisă pe pantă se face numai prin frînare. Bineînțeles că și frânele mecanice sînt apte pentru rezolvarea acestei probleme.

Dar, cu cît crește panta și lungimea acesteia, problema devine mai dificilă pentru frânele cu saboți. În general la frînarea în pantă forța de frînare este mică, dar acționează timp îndelungat care depinde de lungimea pantei și de viteza

admisă pe pantă. Produsul dintre forța de frînare și drumul de frînare este proporțional cu lucrul mecanic de frînare deci^{și} cu cantitatea de căldură produsă la frînare. Disiparea acestei cantități de căldură constituie cea mai mare problemă la toate frînele mecanice.

La frînarea cu saboți, atît aceștia cît și roțile se încălzesc, iar dacă această încălzire trece peste o anumită limită, apar fisuri pe suprafața de rulare sau se creiază pericolul slăbirii bandajului de pe roată[89].

Dacă se utilizează frîne cu saboți din mase plastice sau la cele cu tambur căptușit cu material plastic, limita încălzirii depinde de temperatura maximă admisă de materialul plastic.

Cu toate că din punct de vedere financiar cheltuielile pentru saboți sînt mici totuși manopera și timpul necesar schimbării saboților uzați are un rol destul de însemnat.

1.1.2. Frînarea pentru micșorarea vitezei.

Tendința permanentă a administrațiilor de cale ferată din întreaga lume este de a scurta timpul pentru transportul călătorilor și mărfurilor. Una din posibilități pentru rezolvarea acestei probleme o constituie sporirea vitezei maxime de circulație a trenurilor. Dar, cu cît această viteză crește, cu atît crește și energia necesară pentru frînarea acestor trenuri.

De asemenea liniile vechi, construite cu zeci de ani în urmă, conțin porțiuni pe care viteza de mers este limitată, nemăi fiind posibil astfel sporirea vitezei. Pe aceste porțiuni (la viteze mari de circulație pe porțiunile vecine) o micșorare în timp scurt a vitezei solicită intens frîna, adică este necesar să se dezvolte forțe mari de frînare într-un interval de timp relativ scurt. Dacă în acest caz cantitatea de căldură care se dezvoltă la frînare este mai mare decît cantitatea de căldură care se poate disipa, apar aceleași deficiențe ca și acele semnalate la frînarea pe pantele lungi.

1.2. Primele realizări și dezvoltarea frînei hidrodinamice.

În ultimul timp, în construcția de locomotive diesel-hidraulice de puteri mari și mijlocii cît și a vagoanelor destinate circulației cu viteze mari, se observă un interes tot mai accentuat pentru folosirea frînării hidrodinamice.

Acest interes deosebit pentru frînarea hidrodinamică, cu toate că se presupune o oarecare complicare a transmisiei, se datorește efectului economic important pe care îl dă atât la frînările de serviciu (de oprire sau menținere a vitezei pe pante) cât și la încărcarea motorului diesel în staționare pentru rodarea și ridicarea caracteristicilor acestuia [17],[19],[21],[22],[28],[29],[32],[34],[38],[39],[41],[52],[53],[73].

Primul lot de frîne hidrodinamice montate pe transmisii hidraulice s-au fabricat în R.F.Germania la începutul anului 1960. Aceste frîne, destinate pentru frînarea trenurilor grele pe liniile situate în pante mari și lungi, au echipat primele locomotive diesel-hidraulice construite de firma Krauss-Maffei AG, München-Allach în 1961 pentru Southern Pacific Co. Locomotivele erau de tipul ML 4000 CC, cu 6 osii, aveau două motoare diesel de câte 2000 CP fiecare și două transmisii hidraulice de tipul Voith L 830-rU și s-au utilizat la remorcarea în deplină siguranță a trenurilor de 10.000 tf care circulă în tracțiune triplă pe liniile din Munții Stîncoși cu pante și declivități de ordinul 30 %. Circulația pe astfel de pante era de durată și punea o serie de condiții în funcționarea frînei clasice pneumatice cu saboți.

Incercările cu o astfel de locomotivă s-au efectuat în R.F.G. în anul 1960 și în Austria în 1961. Incercările efectuate în R.F.G. pe linia ferată Murgtal de la Rastatt la Freudenstadt unde, între localitățile Freudenstadt și Baiersbronn se află o pantă ceva mai mare de 50 % și cele efectuate în Austria pe linia Semmering cu o pantă foarte mare (25...30 %) au dat rezultate satisfăcătoare în ceea ce privește eficacitatea frînării cu frîna hidrodinamică.

În urma încercărilor experimentale a rezultat că la un tonaj de 1000 tf și o pantă maximă de 25 % cu o viteză de mers de 30...40 km/h frîna hidrodinamică a reușit să micșoreze viteza trenului și să mențină constantă viteza dorită iar la măsurătorile efectuate în palier a rezultat că un tren cu tonajul de 500 tf poate fi frînat cu o decelerație de $0,3 \text{ m/s}^2$ [86],[89].

Tot în această perioadă și Căile ferate vest-germane (DB) au pus în funcțiune pe liniile muntoase din Munții Pădurea Neagră (pante de 50 %) locomotive diesel-hidraulice prevăzute cu frîne hidrodinamice.

Ca urmare a rezultatelor obținute cu aceste frîne DB au comandat în anul 1964 12 transmisii hidraulice de tipul

Voith L 620 brs cu frînă hidrodinamică care s-au montat pe locomotivele seria BR 212. Puterea de frînare maximă a acestor locomotive este de aproximativ 1000 CP.

Locomotivele diesel-hidraulice seria BR 215, 216, 217, 218 și 220 cu transmisia hidraulică Voith L 820 brs în exploatare sînt de asemenea echipate cu frînă hidrodinamică.

De asemenea, numeroase locomotive exportate de R.F.G. în Brazilia, Indonezia, China, Spania, Turcia cît și într-o serie de țări africane prevăzute cu frînă hidrodinamică funcționează de ani fără defecte.

Turbotrenul RTG în exploatare la Căile ferate franceze (SNCF), prevăzut cu o frînă hidrodinamică KB 275 este prima aplicare a frînei hidrodinamice în Franța. Frîna hidrodinamică, la frînarea de oprire, asigură o forță de frînare constantă egală cu 1950 kgf pentru un domeniu al vitezelor de mers cuprins între 45 km/h și 180 km/h și o putere de frînare de 1300 CP.

La utilizarea turbinei cu gaze ca sursă de energie pe vehicul se impune echiparea frînei hidrodinamice și la vagoane la circulația acestora cu viteze mari. SNCF a comandat deja pentru vagoane frîne hidrodinamice la trenurile rapide de călători, la care frîna este fixată direct pe osie, carcasa frînei fiind utilizată ca disc pentru frîna suplimentară cu disc. Frîna hidrodinamică combinată cu frîna disc are o putere totală de 800... ..1000 CP la viteze foarte mari.

Frînarea hidrodinamică s-a utilizat și la Advanced Passenger Train (APT) [20],[77] care este un tren experimental al Căilor ferate engleze (BR) și are viteze maximă de circulație de 250 km/h. Sarcina frînei este de a asigura aceeași lungime a drumului de frînare ca și la trenurile cu viteza de 160 km/h. Încercările efectuate cu această frînă în laboratoarele APT din Derby pe care s-au executat 1500 opriri complete de la turția maximă cît și încercările pe linia experimentală Old-Dalby au scos în evidență, odată în plus, eficacitatea ridicată a frînei și lipsa unei uzuri a acesteia.

La noi în țară, Uzinele "Hidromecanica" din Brașov [21] au realizat frîne hidrodinamice de tipul FH 1, în două variante, cu puterea maximă de frînare de 1500 CP. Aceste frîne sînt destinate frînărilor îndelungate la coborîrea pantelor lungi și dese sau la frînările de oprire. Cu astfel de frîne au fost echipate o serie de locomotive diesel-hidraulice de tipul DH 110 CR cu puterea nominală de 1100 CP construite de Uzinele "23 August" din

București și destinate exportului în Costa-Rica.

Incercările efectuate cât și exploatarea fără defecte de mai mulți ani a frânei hidrodinamice la vehiculele de cale ferată a condus la recunoașterea faptului că aceasta este corespunzătoare și că puterea de frînare aferentă frânei clasice cu saboți a scăzut mai mult decât s-a prevăzut inițial.

Deoarece frâna hidrodinamică nu poate asigura oprirea completă a trenului, vehiculele de cale ferată sînt prevăzute și cu frînă clasică pneumatică cu saboți sau cu frînă disc.

Grupa de lucru 5 T 38 de pe lângă UIC a fost însărcinată să stabilească pentru frîna hidrodinamică o fișă care să conțină condițiile de completare a acestor frîne pentru care suplimentul de frînare pe care l-ar da aceasta să poată fi luat în considerare la calculul tonajului total de frînare. Această fișă este ca formă și conținut asemănătoare cu fișa stabilită pentru frîna electrică (fișa 544-20R).

1.3. Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească o frînă hidrodinamică pentru vehiculele de cale ferată.

O frînă hidrodinamică ideală trebuie să satisfacă o serie de condiții dintre care cele mai importante sînt arătate mai jos [22],[32],[52],[53],[88] :

- siguranță mare în exploatare;
- asigurarea caracteristicilor de frînare la utilizarea cît mai completă a forței de frînare după aderență;
- menținerea constantă a puterii maxime admisă la frînare;
- pierderi de putere minime la mersul în gol;
- putere de frînare litrică mare;
- putere specifică mare;
- asigurarea unor caracteristici de frînare cu stabilitate mecanică ridicată.

1.3.1. Siguranță mare în exploatare.

Stabilirea acestei condiții pe baza unor criterii universale nu este posibilă, dar se poate afirma că siguranța frânei în exploatare se mărește odată cu micșorarea numărului de operații, manuale sau automate, care trebuie folosite obligatoriu

pentru buna funcționare a acestora. Din punct de vedere al funcționării sigure în exploatare, comanda frânei trebuie să fie cât mai simplă, ușor de manevrat, independentă de îndemnarea personală a mecanicului, să nu necesite o atenție deosebită (comandă automată) și cheltuielile de întreținere să fie cât mai reduse.

1.3.2. Asigurarea caracteristicilor de frinare la utilizarea cât mai completă a forței de frinare după aderență.

Forța de frinare hidrodinamică ideală a unei locomotive diesel-hidraulice ar trebui să prezinte forma arătată în figura 1-1, prin curbele OB și BE. Porțiunea OB este caracteristica

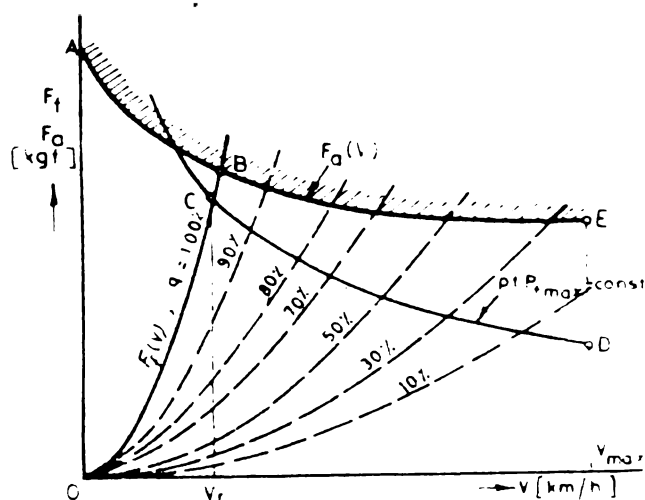


Fig.1-1.

ca forței de frinare a frânei hidrodinamice la umplerea completă cu lichidul de lucru ($q = 100\%$) iar BE reprezintă forța de aderență $F_a = f(V)$. Pe figură prin hiperbola CD s-a reprezentat forța de frinare dezvoltată de frână corespunzătoare puterii maxime $P_{fmax} = const.$ a frânei care este limitată de capacitatea instalației de răcire

(schimbătorului de căldură) existentă pe locomotivă.

Depășirea aderenței la frinarea hidrodinamică nu duce la blocarea roților ca în cazul frânei clasice cu saboți ci la o alunecare negativă dintre roată și șină.

Deoarece, metoda cea mai utilizată pentru modificarea cuplului de frinare produs de frână, adică a forței de frinare, este modificarea gradului de umplere cu lichid a cavității frânei în figura 1-1 s-au mai reprezentat cu linie întreruptă o serie de caracteristici $F_f = f(V)$ pentru diferite grade de umplere parțiale (90, 80, ..., 10).

Pentru a se putea realiza modificarea forței de frinare după caracteristica de aderență (curba BE), făcând abstracție de limitarea acesteia de capacitatea schimbătorului de căldură al locomotivei existentă încă astăzi, este necesar să se cunoască legea de variație a gradului de umplere al frânei q în funcție de viteza de mers.

La construcțiile actuale obținerea unor caracteristici care să se apropie fie de curba BE sau CD s-a făcut pe cale experimentală prin modificarea gradului de umplere al cavității frânei, deci cu totul empiric prin faptul că nu există încă o metodă de calcul a caracteristicilor frânei hidrodinamice $F_f = f(V)$ pentru diferite grade de umplere.

Este știut încă că frânele realizate pe bază experimentală nu se pot generaliza ele fiind riguros valabile numai pentru tipurile încercate.

Autorul acestei lucrări a stabilit o metodă originală de calcul a caracteristicilor de frînare hidrodinamică $F_f = f(V)$ la umpleri parțiale ale cavității frânei, pe baza căreia este posibilă stabilirea legii de variație a gradului de umplere q în funcție de viteza de mers V pentru realizarea unei caracteristici de frînare cât mai apropiată de cea ideală (curba BE).

La frânele hidrodinamice construite variația gradului de umplere al frânei se obține cu o instalație de reglare prevăzută cu un dispozitiv de reglare a treptelor de frînare care pentru o poziție a controlerului de comandă al frânei, independent de viteza de mers, deschide secțiunea de intrare spre frînă și reglează secțiunea de ieșire din aceasta. Secțiunea de ieșire, la o treaptă constantă de frînare, este reglată prin pretenționarea arcurilor supapei de ieșire din dispozitivul de reglare.

1.3.3. Menținerea constantă a puterii maxime admisă la frînare.

O condiție la fel de importantă este ca puterea maximă admisă la frînare P_{fmax} , care în general este atinsă la viteza $V_r \approx 0,25 V_{max}$ să nu fie depășită, la viteze superioare acesteia. Aceasta este necesară deoarece, la frânele realizate pînă în prezent, disiparea unor puteri de frînare mai mari ca P_{fmax} este limitată atît de capacitatea schimbătorului de căldură al locomotivei cît și de rezistența mecanică a elementelor mecanice dintre frînă și osiile locomotivei. La unele construcții de frîne hidrodinamice acest lucru se realizează cu ajutorul unei supape automate de reglare care acționează asupra umplerii cavității de lucru cu lichid. În această supapă acționează presiunea uleiului de lucru care iese din cavitatea frânei asupra unor combinații de arcuri a căror pretenționare este în funcție de turația frânei, respectiv viteza de mers și asigură ca puterea P_{fmax} să nu fie depășită.

La alte construcții, în locul acestei supape de reglare se află un releu de temperatură. Când temperatura uleiului de lucru a atins valoarea de $(112...116)^{\circ}\text{C}$, se reduce în mod continuu forța de frînare, pînă la o valoare corespunzătoare puterii maxime admisă a frînei hidrodinamice (fig.1-2).

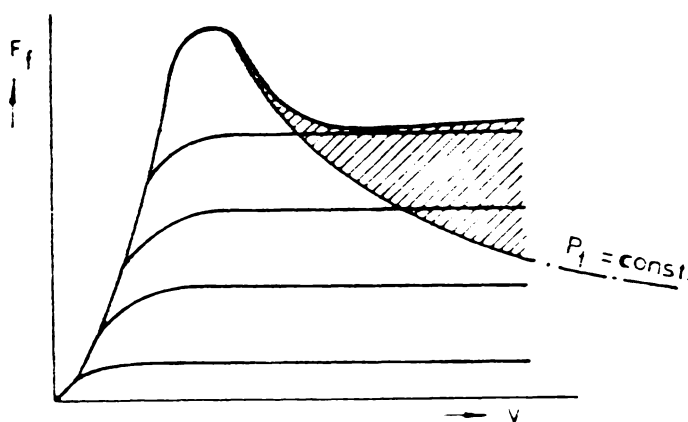


Fig.1-2.

1.3.4. Pierderi de putere minime la mersul în gol.

La circulația locomotivei în regim de tracțiune (frîna decuplată) pierderile de putere datorită ventilației trebuie să fie micșorate la minimum posibil. Primele frîne hidrodinamice,



Fig.1-3.

livrate de firma Krauss-Maffei în S.U.A. consumau pentru ventilație o putere de circa 120 CP la viteza maximă a locomotivei. Introducerea unei membrane obturatoare M (v.fig.1-3) a condus la micșorarea acestor pierderi la numai 6 CP la o putere maximă (nominală) a frînei de 1500 CP.

Odată cu evoluarea construcțiilor de frîne hidrodinamice, prin executarea acestora cu noi forme de palete și puteri de 10 ori mai mari, la aceleași dimensiuni geometrice, pierderile de putere prin ventilație raportate la noile puteri de frînare s-au micșorat mult deși valorile lor au rămas aceleași ($\approx 6...8$ CP).

1.3.5. Putere de frînare litrică mare.

Pentru disiparea căldurii excesive datorită încărcării specifice mari (CP/l) frînele hidrodinamice trebuie să asigure un debit suficient de mare al lichidului de lucru. Incărcarea specifică la o frînă hidrodinamică este de o sută de ori mai mare decît la un cuplaj hidraulic al unei transmisii hidraulice. Rotorul frînei constituie și o pompă pentru circuitul de răcire al lichidului de lucru care este format în esență din frînă și schimbător de căldură legate între ele prin conducte de legătură foarte scurte și de diametru foarte mare.

De exemplu, la o putere de frînare de 1600 CP este necesară disiparea unei cantități de căldură de 1 milion kcal/h din frînă.

1.3.6. Putere specifică mare.

Pentru a se frîna eficient la viteze mari, puterea frînelor hidrodinamice trebuie mărită considerabil. În acest sens nu s-a recurs la mărirea dimensiunilor lor geometrice ci s-a modificat forma paletelor mărindu-se rezistența la curgere a lichidului în frînă și ajungîndu-se la puteri de frînare de 4000 CP. Construirea frînelor hidrodinamice cu palete cu profile și forme speciale permite să se realizeze o putere specifică mai mare, astfel că la aceleași dimensiuni geometrice ale frînei s-au obținut puteri de 5...8 ori mai mari decît la frînele construite la început. Puterea specifică a frînelor hidrodinamice a fost încă de la început mărită de la 1 CP/kgf la 5 CP/kgf și a atins valoarea de 10 CP/kgf la frînele actuale.

1.3.7. Asigurarea unor caracteristici de frînare cu stabilitate mecanică ridicată.

Sarcina principală a unei frîne hidrodinamice fiind menținerea unei viteze constante a trenului la coborîrea pantelor și ținînd seama că forța care accelerează trenul pe pantă scade cu creșterea vitezei, caracteristicile forței de frînare $F_f = f(V)$, atît la umplerea completă cît și la umpleri parțiale trebuie astfel alese încît să crească cu creșterea vitezei de mers. Această variație a forței de frînare cu viteza compensează în zona vitezelor mari de mers eficacitatea mai redusă a frînei pneumatice obținîndu-se astfel la funcționarea concomitentă a celor două frîne o forță de frînare aproximativ constantă în

funcție de viteza de mers. Dacă frâna este destinată pentru micșorarea vitezei trenului atunci forța de frînare este constantă la variația vitezei de mers.

1.4. Tipuri de frâne hidrodinamice existente și caracteristicile acestora.

Dacă se consideră rotorul unei frâne hidrodinamice care este asemănător unui rotor de pompă centrifugal (fig.1-4) se pot

scrie o serie de relații arătate în cele ce urmează.

Debitul de lichid care circulă prin rețeaua de palete este :

$$Q = S \cdot v_m \quad (1.1)$$

unde: S este secțiunea transversală a canalelor, în m²;

v_m - componenta vitezei absolute pe direcția razei, numită viteză meridională, în m/s.

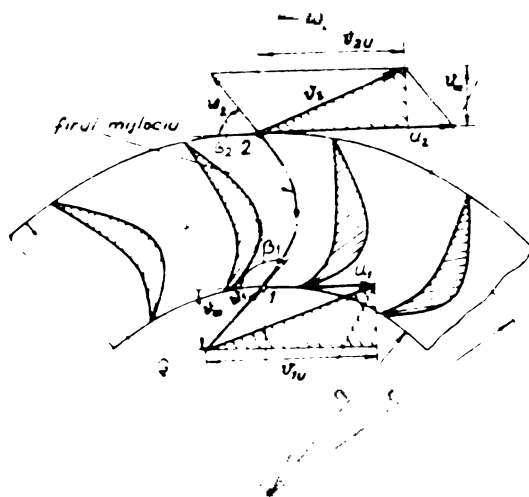


Fig.1-4.

În regim staționar când turația rotorului frânei n_f (ω_f) și raportul de transformare al turațiilor i_n sînt constante (i_n = 0 la funcționarea frânei), atunci și viteza meridională v_m va fi constantă, respectiv factorul de viteză ε, adică :

$$\epsilon = \frac{v_m}{u_2} = \text{const.} \quad (1.2)$$

în care u₂ reprezintă viteza periferică la ieșirea din rotorul frânei, în m/s.

Tinînd seama că secțiunea S este proporțională cu D_f², adică:

$$S \sim D_f^2 \quad (1.3)$$

unde D_f = 2 r₂ este diametrul activ al rotorului, în m; și că viteza meridională v_m = ε u₂ este proporțională cu produsul n_f D_f, adică:

$$v_m = \epsilon \cdot u_2 \sim n_f \cdot D_f \quad (1.4)$$

rezultă că debitul de lichid care circulă este :

$$Q = S \cdot v_m \sim n_f \cdot D_f^3 \quad (1.5)$$

Sarcina H a lichidului produsă de rotorul frânei este proporțională cu u_2^2 , adică :

$$H \sim u_2^2 \sim n_f^2 \cdot D_f^2 \quad (1.6)$$

Puterea P_f preluată de rotorul frânei depinde de debitul Q și de sarcina H :

$$P_f \sim Q \cdot H \sim n_f^3 \cdot D_f^5 \quad (1.7)$$

Cuplul de frînare dezvoltat de frînă este:

$$C_f \sim n_f^2 \cdot D_f^5$$

sau dacă se ține seama de relațiile (1.5) și (1.6) se obține:

$$C_f \sim Q \cdot n_f \cdot D_f^2, \quad (1.8)$$

respectiv

$$C_f \sim H \cdot D_f^3 \quad (1.9)$$

Din relațiile (1.8) și (1.9) rezultă următorul lucru foarte important și anume: modificarea cuplului de frînare C_f respectiv forța de frînare dezvoltată de locomotivă la variația vitezei acesteia se poate realiza fie modificînd debitul de lichid Q ce trece prin rotor, fie prin modificarea sarcinii H dezvoltată de acesta.

Variația debitului Q de lichid care circulă prin rotor se realizează prin aceea că la o putere dată și limitată a pompei de umplere se lasă să iasă din frînă o anumită cantitate de lichid încît aceasta să nu mai fie umplută complet ci să se formeze la peretele exterior al acesteia un inel de lichid ce circulă între rotor și stator datorită forței centrifuge. Grosimea inelului de lichid este proporțională cu debitul lichidului de lucru care circulă în cavitatea frânei.

Modificarea sarcinii H produsă de rotor se poate realiza după acesta printr-o reglare a cantității de lichid care iese din rotor cu ajutorul unei supape de reglare a presiunii. Din această cauză puterea pompei de umplere trebuie să fie atît de mare încît, în fiecare situație de reglare, aceasta să poată alimenta frîna cu o cantitate de lichid egală cu aceea care se scurge din ea în baia de ulei.

Pe baza celor două posibilități de modificare a cuplului de frînare, adică a forței de frînare a locomotivei, s-au realizat pînă în prezent două tipuri constructive de frîne hidrodinamice. Cele mai reprezentative frîne sînt cele de tipul Voith [16],[31],[35],[36] și respectiv de tipul Maybach-Mekydro [40],[45].

1.4.1. Frîna hidrodinamică de tip Voith.

În figura 1-5 este arătată schema frînei hidrodinamice de tip Voith. Aceasta se compune din rotorul dublu al frînei 1

și două coroane de palete statorice (fixe) 2 rigide cu carcasa frînei. Rotorul frînei este legat prin intermediul arborelui secundar 3, de osiile motoare ale locomotivei.

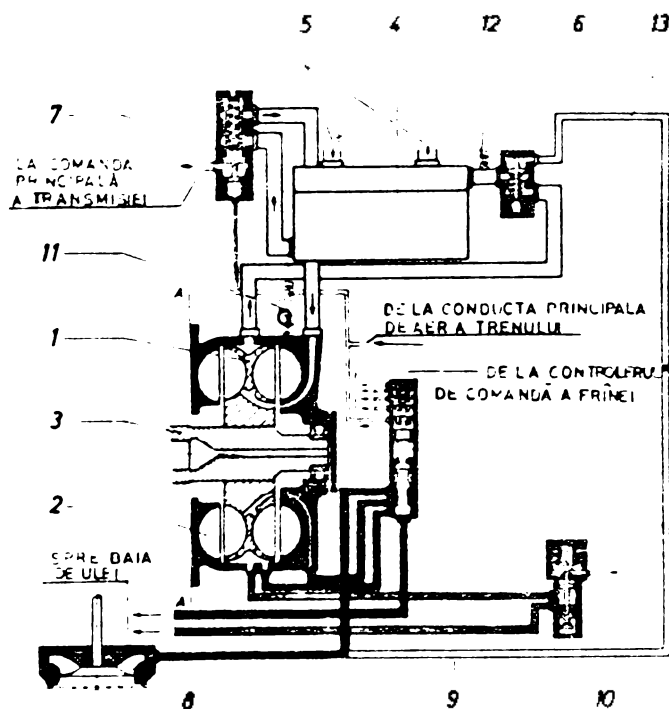


Fig.1-5.

Se disting următoarele circuite ale circuitului de lucru :

a). Circuitul principal.

Lichidul de lucru din frînă intră în supapa dublă de reținere 6, apoi în schimbătorul de căldură 4 și de aici prin supapa de frînare 7 din nou în cavitatea frînei. Rolul acestui circuit este numai de evacuare a căldurii produse datorită transformării energiei cinetice a trenului în mișcare.

Modificarea gradului de umplere al frînei se face cu ajutorul unui circuit secundar.

Modificarea gradului de umplere al frînei se face cu ajutorul unui circuit secundar.

b). Circuitul secundar. La mărirea forței de frînare de la controlerul de comandă al frînei, uleiul se introduce printr-o conductă de la pompa de umplere 8 din baia de ulei a transmisiei, în dispozitivul 9 de reglare a umplerii frînei și apoi în aceasta. La micșorarea forței de frînare de la același controler, uleiul este extras din circuitul de frînare printr-o altă conductă, dispozitivul 9 și apoi în baia de ulei.

c). Circuitul pentru limitarea automată a puterii frînei. În afară de modificarea gradului de umplere al frînei în

funcție de viteza de mers un alt circuit, care conține supapa de reglare 10, modifică în mod automat, gradul de umplere al frânei atunci când puterea frânei P_f este

$$P_f = P_{fmax}$$

Funcționarea frânei. Așezarea controlerului de comandă al frânei într-o anumită poziție de frînare determină punerea conductei principale de aer sub presiune. Supapa de frînare 7 fiind acționată de aerul sub presiune permite uleiului să treacă din baia de ulei, prin pompa de umplere 8, conducta 13, schimbătorul de căldură 4 în circuitul principal al frânei și astfel aceasta se umple. După umplerea circuitului principal de ulei al frânei, supapa dublă de reținere 6 se închide separîndu-se astfel circuitul principal de ulei al frânei de restul frânei.

În funcție de poziția controlerului de comandă al frânei se poate varia umplerea frânei. Acest lucru se realizează cu ajutorul dispozitivului 9 de reglare al gradului de umplere comandat pneumatic de către mecanic la schimbarea treptelor de frînare. Acest dispozitiv deschide secțiunea de intrare a lichidului de lucru în cavitatea frânei și reglează secțiunea de ieșire a acestuia din frînă prin intermediul unui mecanism cu arcuri pretensionate avînd valoarea cea mai mică la treapta întâia de frînare și cea mai mare - la ultima. Forța arcului la supapa de ieșire a dispozitivului 9 se opune forțelor de presiune dinamică produsă de lichidul de lucru care este direct proporțională cu turația rotorului frânei, adică cu viteza de mers a trenului.

Astfel, la o treaptă neschimbată de frînare și la creșterea vitezei de mers a trenului, secțiunea de ieșire se mărește automat și la fel cantitatea de lichid de lucru care trece din cavitatea frânei în baia de ulei a transmisiei. Deoarece debitul pompei de alimentare cu ulei al frânei este constant, variația cantității de ulei se realizează prin modificarea gradului de umplere al frânei.

Pe lângă reglarea forței de frînare de către mecanic, în mod suplimentar supapa de reglare 10 influențează în mod automat umplerea frânei. În aceasta acționează presiunea uleiului de lucru care iese din frînă asupra unor combinații de arcuri a căror pretensionare s-a făcut inițial în funcție de puterea de frînare maximă admisă pentru frînă.

La unele frîne hidrodinamice ca de exemplu la frîna montată pe transmisia hidraulică Voith L 820 rs în locul supapei

de reglare 10 se află o supapă care este reglată în funcție de temperatura t a uleiului.

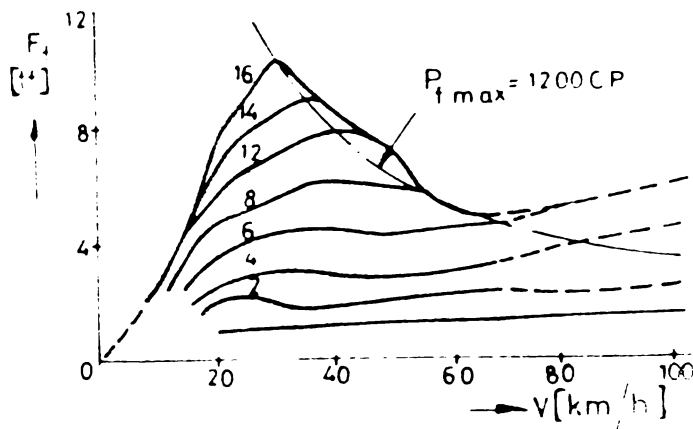


Fig.1-6.

Această supapă, când uleiul de lucru a atins temperatura de $112...116^\circ\text{C}$, reduce forța de frînare, în mod continuu, pînă la puterea maximă admisibilă a frînei.

Caracteristicile de frînare ale locomotivei cu transmisia hidraulică Voith L 620 brs și frînă hidrodinamică sînt arătate în figura 1-6.

1.4.2. Frîna hidrodinamică de tip Maybach-Mekydro.

Transmisia hidraulică Maybach K 254 B necesită un cuplaj de frînare și pentru funcționarea în regim de tracțiune a locomotivei, deoarece schimbarea treptelor de viteză mecanice, la sincronizarea ghiarelor de cuplare, se face cu ajutorul acestuia. Acesta poate fi utilizat pînă la o putere de frînare de $P_f = 800...1000 \text{ CP}$. Dacă se necesită puteri de frînare mai mari atunci acest cuplaj se completează cu un al doilea rezultînd unul dublu.

Comutarea mecanică a transmisiei hidraulice K 254 B are loc și la frînarea hidrodinamică la o viteză în jur de 60 km/h . Deoarece raportul de transmitere la comutarea mecanică se micșorează de 2 ori (în spre vitezele mari de mers) frîna poate fi în acest caz astfel construită încît în domeniul vitezelor mari, să atîngă forța maximă de frînare doar la aproximativ jumătate din V_{\max} .

Forța maximă de frînare în domeniul vitezelor mici, la circa 25 % din V_{\max} , rezultă atunci din variația raportului de transmitere pe treapta 1-a a transmisiei mecanice. Creșterea forței de frînare condiționată de variația raportului de transmitere pe prima treaptă se evită prin funcționarea în acest domeniu de viteze cu un singur cuplaj, în timp ce celălalt rămîne gol. Această proiectare, are avantajul că frîna umplută complet stinge la V_{\max} , teoretic o putere de $2^3 = 8$ ori puterea proiectată, ceea ce ușurează reglarea acesteia.

Dezavantajul comutării treptei mecanice la frînare

constă în aceea că forța de frînare maximă în timpul comutării este întreruptă pentru câteva secunde, ceea ce, la o frînă de încetinire (micșorare a vitezei), produce o mărire a drumului de frînare.

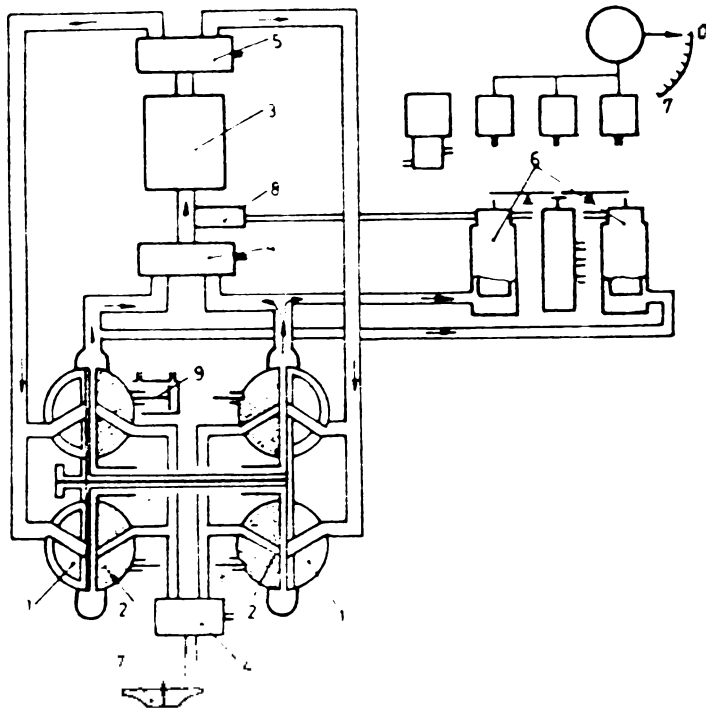


Fig.1-7.

În figura 1-7 este arătată schema frânei hidrodinamice de tipul Maybach-Mekydro. Spre deosebire de frâna tip Voith, coroanele rotorului sînt amplasate spre exterior, statorul fiind în mijloc.

La această frînă se disting următoarele circuite:

a). Circuitul principal. Lichidul de lucru din frînă prin supapa de frînare 4

intră în schimbătorul de căldură 3 și apoi prin supapa dublă de reținere 5 din nou în frînă. Rolul acestui circuit este de a evacua căldura care se produce pe durata funcționării frînei.

b). Circuitul de umplere. Lichidul de lucru adus de pompa de umplere 7 din baia transmisiei ajunge în cavitatea frînei prin supapa de frînare 4.

c). Circuitul de comandă a treptelor de frînare. O parte din lichidul de lucru care iese din cavitatea frînei ajunge la cele două supape cu diafragmă 6 și de aici în baia de ulei a transmisiei hidraulice.

Funcționarea și reglarea frînei. Reglarea forței de frînare se realizează cu ajutorul celor două supape cu diafragmă 6 care, pentru fiecare treaptă de frînare, crează o anumită secțiune de trecere independentă de viteza de mers.

Măsurătorile făcute cu această frînă au arătat că în funcție de soluția constructivă aleasă, la aproximativ jumătate din turația de proiectare se stabilește o presiune constantă la ieșirea din rotorul frînei și deci un cuplu de frînare constant, independent de turație, cu toate că nu se produce o golire parțială a cavității frînei.

Această variație a cuplului cu turația, care contrazice teoria, poate fi explicată prin aceea că în această frână peste o anumită turație curgerea nu mai urmează traiectoria dată de palete ci se formează curenți transversali și turbionari. La acești curenți transversali și turbionari sînt suficiente mărimi mici ale secțiunilor diafragmelor pentru micșorarea presiunii după rotor și deci a cuplului de frînare. Din măsurători rezultă că, în anumite limite, influența scăderii presiunii asupra debitului de lichid prin diafragme este mai mare decît influența măririi secțiunii de trecere. Aceasta înseamnă că, între anumite limite, scade debitul de ulei care iese din frână atunci cînd deschiderea secțiunii diafragmei se mărește în continuare. Cu cît aceasta are o deschidere mai mare și cu cît se micșorează prin aceasta presiunea de ieșire din rotor, cu atît mai puțin ulei trece prin circuitul principal și prin statorul frînei.

Acest mod de reglare pentru micșorarea forței de frînare este pe de o parte limitat de presiunea necesară realizării debitului de lichid determinat de răcire și pe de altă parte de limita în care micșorarea presiunii are o influență mai mare asupra lichidului care trece prin diafragmă decît influența măririi secțiunii acesteia.

O micșorare în continuare a forței de frînare la această frână se poate obține cu ajutorul unei clapete inelare care nu apare în schema din figura 1-7 și care se împinge axial în stator. Datorită acesteia, rezistența întîmpinată de curentul de lichid în statorul frînei se mărește avînd ca efect scăderea debitului de lichid ce trece prin rotor (deci și forța de frînare) fără a micșora presiunea în spatele rotorului în măsura necesităată de evacuarea de căldură.

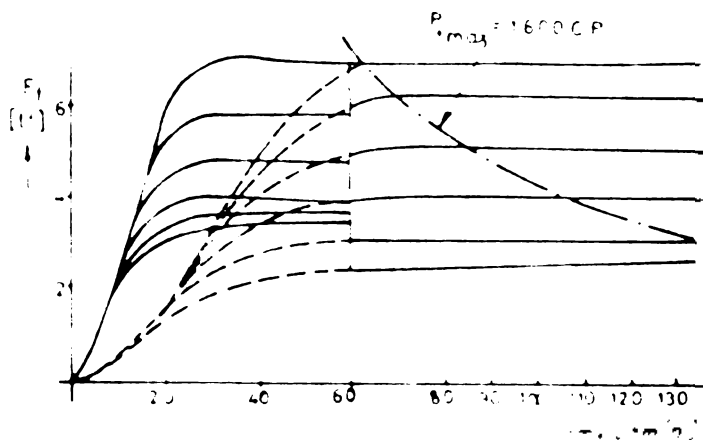


Fig.1-8.

Cele două supape cu diafragmă 6 sînt acționate de cele 15 poziții ale controlerului de frînare cît și de regulatorul de temperatură 8 de reglare a cuplului de frînare atunci cînd temperatura lichidului de lucru a depășit limita maximă admisibilă (110...115 °C).

In figura 1-8 sînt

arătate caracteristicile $F_f = f(V)$ ale frânei hidrodinamice de la transmisia hidraulică K 254 B.

1.4.3. Frâna hidrodinamică a trenului APT de la Căile ferate britanice (BR).

La trenurile APT (Advanced Passenger Train) [20], [77] se folosesc osii tubulare cu pereți subțiri în care se montează frâna hidrodinamică (fig.1-9). În dreptul fiecărei roți se gă-

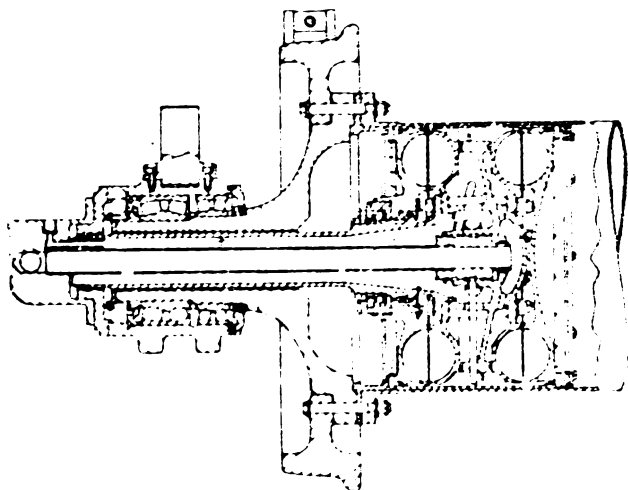


Fig.1-9.

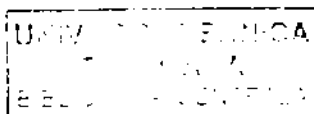
sesc două sisteme toroidale, care asigură frînarea în ambele sensuri de mers, paletele fiind dispuse ca atare. Avantajele acestui amplasament constă în faptul că partea centrală a frânei este fixă (statorul) și în mare parte forțele axiale se echilibrează. Lichidul de lucru intră în frână printr-o țevă care trece prin axa statorului tubular. Această țevă servește și pentru preluarea

cuplului de frînare fiind legată cu cutia de osie cu rulmenți. Lichidul (ape) încălzit în timpul frînării pînă la oprire ajunge într-un rezervor după ce în prealabil a fost răcit într-un schimbător de căldură. Instalația de răcire este de putere medie și poate asigura răcirea lichidului între două opriri consecutive normale.

Deoarece la vitezele mici frâna hidrodinamică devine ineficace, în mod automat frînarea este preluată de frâna cu saboți care este montată pe cutia de osie, timoneria respectivă fiind confecționată dintr-un aliaj de aluminiu forjat în matriță

Caracteristica fundamentală a frânei trenului APT este stricta proporționalitate între cuplul de frînare și presiunea de ieșire creată de lichidul de lucru (fig.1-10). Cuplul de frînare poate fi comandat prin reglarea presiunii de evacuare, presupunînd că presiunea de intrare rămîne constantă. Această condiție se realizează cu ajutorul unui canal de comunicație ce face legătura între zona centrală a toroidului de lichid și atmosferă. Sistemul de reglare a presiunii la ieșire a lichidului de lucru este arătat în figura 1-11. Conductele de alimentare sînt

676.329



astfel dimensionate încît să asigure un debit de lichid corespunzător cu căldura produsă de frînă iar la o presiune dată din rezervor să rezulte un debit constant în zona centrală a cavității toroidale. Din motive de continuitate, același debit trebuie să existe și la ieșirea din frînă. Căderea de presiune

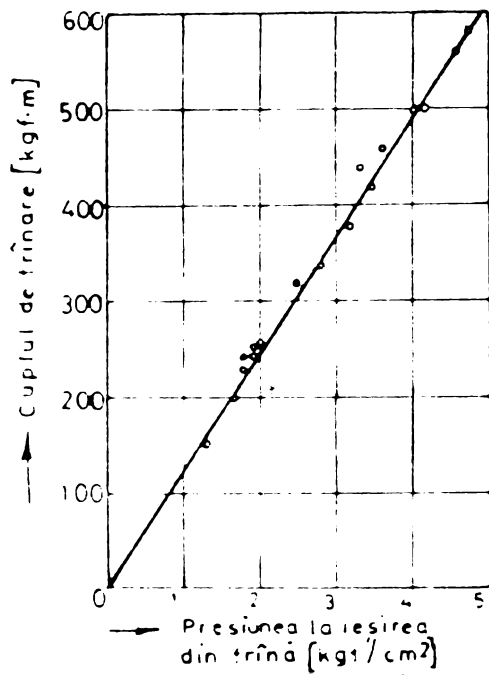


Fig.1-10.

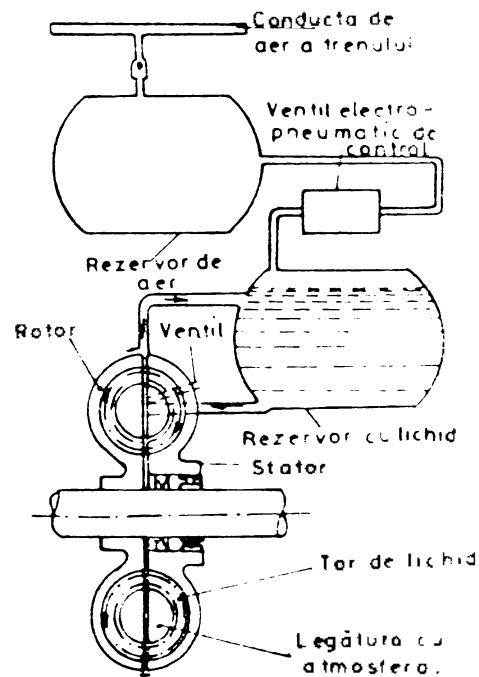


Fig.1-11.

fiind constantă în conducta de întoarcere a lichidului în rezervor se stabilește o relație determinată între presiunea din rezervor și presiunea la ieșirea din frînă. În aceste condiții reglarea presiunii din rezervor determină și cuplul dezvoltat de frîna hidrodinamică. În zona vitezelor mici frîna nefiind capabilă să dezvolte cuplul de frînare necesar presiunea la orificiul legat cu atmosfera crește. Această presiune este direct proporțională cu diferența dintre cuplul necesar și cuplul existent la viteză redusă constituie semnalul de intrare pentru sistemul de acționarea și reglarea frînei clasice cu saboți.

Prima cerință la proiectarea frînei a fost să se asigure o astfel de siguranță pe care o posedă în general orice frînă. Pentru admisia aerului comprimat în rezervorul de aer se poate utiliza un robinet de frînare obișnuit. Circulația lichidului este asigurată chiar de însăși frîna hidrodinamică care lucrează în regim de pompă, energie externă pentru pompare ne fiind necesară. Presiunea aerului comprimat se stabilește de către o supapă electropneumatică astfel că la întreruperea curentului electric apare frînarea totală. Pompa de circulație pentru

răcire și ventilatorul sistemului de răcire nu funcționează la

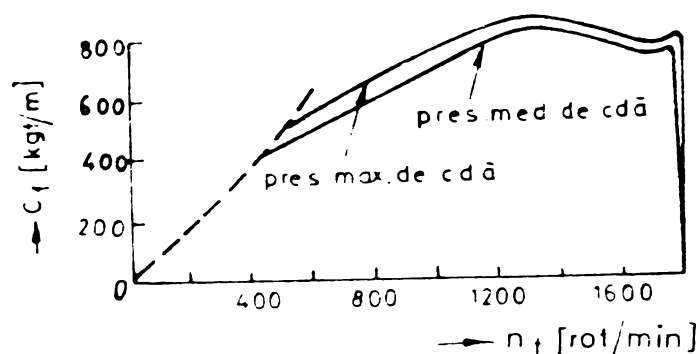


Fig.1-12.

întreruperea alimentării cu curent dar cantitatea de apă din rezervor este suficientă pentru a absorbi întreaga căldură produsă la o singură oprire.

În figura 1-12 sînt arătate caracteristicile $C_f = f(n_f)$ a acestei frîne.

Caracteristicile principale ale frînei hidrodinamice

pentru osiile trenului experimental APT-E, alcătuit din patru vagoane, sînt următoarele:

- Cuplul maxim de frînare 7600 kgf.m
- Forța de frînare 20500 kgf
- Puterea maximă 1700 kW
- Turația maximă la $V = 250$ km/h 1770 rot/min.
- Diametrul mediu al roții 0,738 m
- Sarcina pe osie 13,7 tf
- Diametrul activ al rotorului frînei ... 0,432 m
- Cantitatea fluidului de lucru (apa) din sistem 150 litri.

1.4.4. Frîna hidrodinamică VNITI-MASCH și a Uzinelor constructoare de mașini din Kaluga.

Cercetarea și executarea unor frîne hidrodinamice pentru vehiculele de cale ferată în U.R.S.S. a revenit VNITI-MASCH-ului și Uzinelor constructoare de mașini din Kaluga [41]. Între anii 1967 și 1969 au fost concepute și construite frîne hidrodinamice de tipul MT 420 și MT 500 cu puterea de durată (maximă) de 450 kW respectiv 750 kW (fig.1-13).

La realizarea acestor frîne o mare atenție s-a acordat obținerii unei construcții compacte, capacități de evacuare a căldurii mare, reducerii pierderilor prin ventilație și a forțelor axiale cît și a timpului scurt de conectare și deconectare a frînei.

Frîna hidrodinamică MT 420 este montată în carcasa transmisiei hidraulice UGP 400-650 și are diametrul activ de 420 mm. Atît rotorul frînei de tip centrifugal cît și statorul

acestea sînt prevăzute cu palete plane înclinate pentru realizarea unor puteri de frînare ridicate.

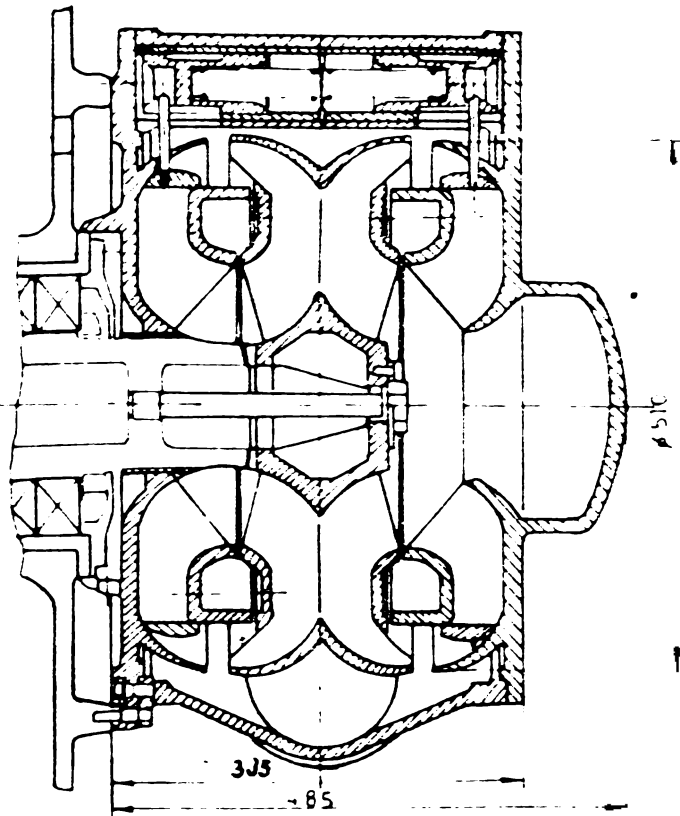


Fig.1-13.

Cuplajul de frînare este prevăzut cu o clapetă opturatoare sub forma unui segment de cilindru care are rolul de a micșora pierderile prin ventilație la numai 0,7 kW pentru o turație a rotorului de 3000 rot/min atunci cînd vehiculul funcționează în regim de tracțiune (frîna deconectată).

Reglarea forței de frînare se realizează prin modificarea

gradului de umplere al cavității frînei. Acest mod de reglare simplifică foarte mult cuplajul în comparație cu celelalte procedee de reglare (rotirea paletelor, scoaterea rotorului turbinei, clapetă opturatoare etc.). Modificarea forței de frînare la variația vitezei de mers cît și la schimbarea poziției (treptei) de frînare se face automat cu ajutorul unui regulator special.

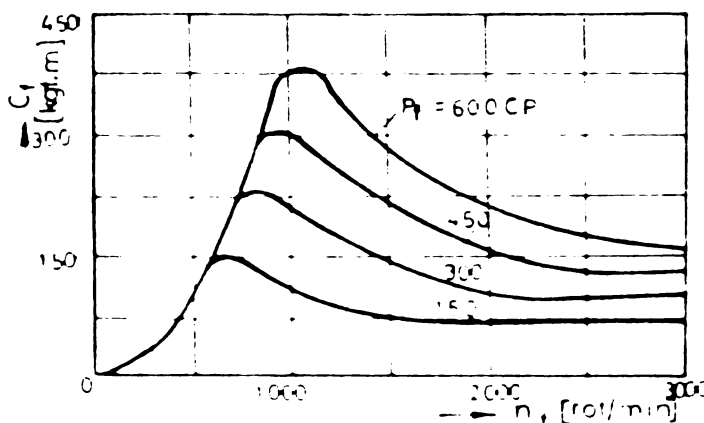


Fig.1-14.

Caracteristicile de frînare ale frînei hidrodinamice MT 420/510 sînt date în figura 1-14. Ca lichid de lucru pentru frîna hidrodinamică se utilizează uleiul transmisiei hidraulice, alimentarea cavității frînei făcîndu-se de la pompa de umplere a transmisiei. La calculul instalației de

răcire a uleiului transmisiei hidraulice s-a ținut seama și de căldura cedată de frînă pe durata frînării.

Frîna MT 420 are două poziții de frînare de 225 kW și patru poziții de frînare de 450 kW.

Simplitatea instalației, puterea specifică mare, dispunerea optimă și capacitatea de funcționare ridicată permit utilizarea frânei hidrodinamice MT 420 până la puteri de 1100 kW. Greutatea frânei hidrodinamice MT 420 de 450 respectiv 1100 kW este de 300 respectiv 500 kgf. Raportul dintre puterea de durată și greutatea frânei este de 1,5 respectiv 2 kW/kgf iar raportul dintre putere și greutate la reglarea frânei pentru obținerea unei caracteristici de cuplu constant este de 3 respectiv 4,5 kW/kgf.

Pentru aceeași putere, frâna hidrodinamică MT 420/510 comparativ cu frâna hidrodinamică Voith KB 384/510, are valori superioare în ceea ce privește gabaritul și greutatea.

Pe baza rezultatelor cercetărilor întreprinse de VNITI-MASCH se recomandă o serie de frâne realizate pentru locomotive și trenuri diesel. Astfel:

- frâna MT 420 cu puterea de durată de 225...450 kW pentru locomotive de linie și manevră cu o putere de 600 kW ;
- frâna MT 510 cu puterea de durată de 600...1100 kW pentru locomotive de linie și manevră cu un singur motor diesel cu puterea de 1500 kW pe unitate și pentru locomotive cu două motoare cu puteri până la 3000 kW pe unitate cât și pentru trenuri diesel cu o putere de 3000 kW;
- frâna 2MT 510 cu puterea de durată de 1350...2250 kW pentru locomotive de linie cu un singur motor diesel cu puterea de 1850...3000 kW pe unitate și pentru trenuri cu turbine cu gaze cu puteri cuprinse între 2250 și 6000 kW.

1.4.5. Frâna hidrodinamică FH 1 fabricată de Uzina "Hidromecanica" Brașov.

Frâna hidrodinamică FH 1 [21] se utilizează ca frână pe locomotivele diesel hidraulice pentru frînarea de încetinire sau frînarea în pante a trenurilor. Frâna se cupleşă prin arbore cardanic cu arborele de ieșire din transmisia hidraulică și se racordează la instalația de ulei de ungere de funcționare și de răcire a acesteia iar pentru comenzile electropneumatice la instalația electrică și pneumatică a locomotivei.

Pe durata frînării hidrodinamice motorul diesel

funcționează la turația minimă de mers în gol.

Principial frâna hidrodinamică (fig.1-15) este un cuplaj hidraulic dublu care are turbinele fixe și se compune din: rotorul dublu 1, doi statori 2 fixați pe capacele carcasei frânei, amplificatorul de turație 3 care are rolul de a adapta frâna la diferite transmisii hidraulice și instalația de comandă, reglare și control. Frâna s-a realizat cu palete înclinate ($\varphi = 30^\circ$) pentru a dezvolta cupluri de frânare mari la dimensiuni reduse.

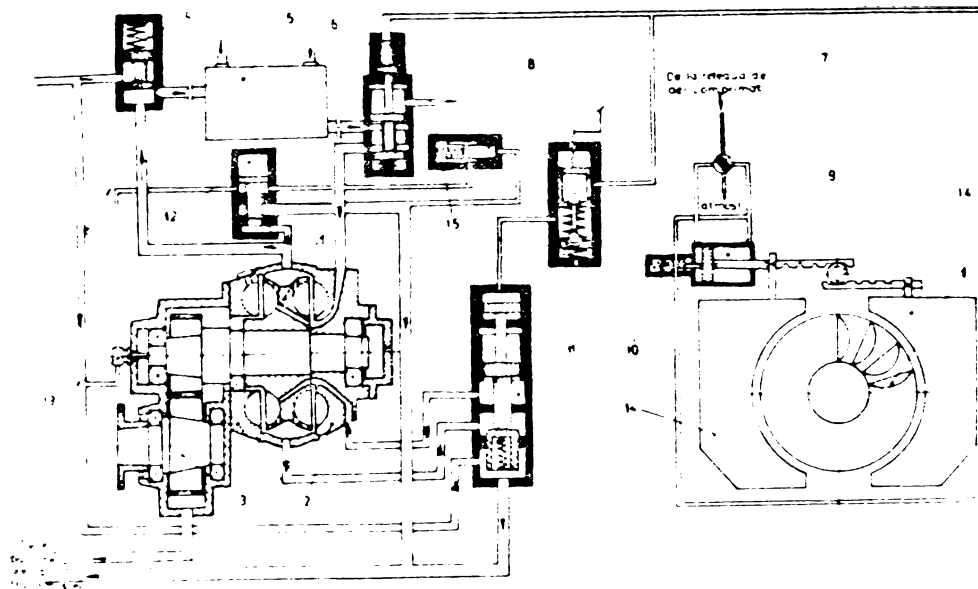


Fig.1-15.

Circuitele de ulei care se realizează la această frână sînt:

a). Circuitul principal este format din frînă, ventilul de distribuție și schimbătorul de căldură 5, ventilul de întoarcere 6, frînă și are ca rol eliminarea căldurii care ia naștere în timpul frînării.

b). Circuitul secundar realizează comanda forțelor de frînare de la controlerul de comandă. Modificarea forței de frînare se realizează prin umplerea sau golirea frînei cu ulei prin intermediul regulatorului de frînare 11.

c). Circuitul pentru limitarea automată a puterii de frînare permite evacuarea suplimentară din cavitatea frînei a uleiului la depășirea puterii de frînare maxime admise. Acest lucru se realizează prin regulatorul automat de frînare.

În timpul frînării, uleiul necesar funcționării este furnizat de pompa de umplere a transmisiei iar circulația acestuia în instalația de răcire este asigurată prin presiunea creată de rotorul frînei.

Cînd locomotiva funcționează în regim de tracțiune uleiul debitat de pompa de umplere a transmisiei intră în ventilul de distribuție 4 și este dirijat în schimbătorul de căldură 5, de unde prin ventilul de întoarcere 6 ajunge la distribuitorul transmisiei hidraulice.

La comanda de frînare hidrodinamică dată de mecanicul locomotivei de la pupitrul de comandă se deschide robinetul cu trei căi 7 și are loc deplasarea sertarului ventilului de reglare a presiunii aerului 8 în poziție corespunzătoare gradului de frînare comandat.

Aerul comprimat intră în cilindrul de acționare 9 a clapetelor opturstoare (autoventilație) 14 pe care le deschide. La deschiderea completă a acestora se deplasează și sertarul ventilului de blocare 10 permițîndu-se astfel trecerea aerului comprimat la ventilul de întoarcere 6 iar prin ventilul de reglare a presiunii aerului 8 în regulatorul de frînare 11. Ventilul de întoarcere 6 dirijează uleiul debitat de pompa de umplere spre frînă.

Pe o durată de timp foarte scurtă pompa de umplere alimentează cavitatea frînei atît prin schimbătorul de căldură 5 cît și prin regulatorul de frînare 11.

Cînd cavitatea frînei a început să se umple, presiunea uleiului creată în aceasta învinge tensiunea arcului din ventilul de distribuție 4 și prin deplasarea sertarului acestuia se permite accesul uleiului spre schimbătorul de căldură 5 cît și închiderea trecerii uleiului de la pompa de umplere a transmisiei spre schimbătorul de căldură 5. Acest sistem de autoacționare a ventilului de distribuție s-a adoptat pentru a nu se întrerupe circuitul de ulei prin schimbătorul de căldură la trecerea locomotivei de la funcționarea în regim de tracțiune la frînare și invers.

Odată cu deschiderea căii de acces a uleiului din cavitatea frînei spre schimbătorul de căldură se stabilește circuitul principal de ulei.

Cuplul de frînare, așa după cum rezultă din relația (1.8) depinde de diametrul activ al profilului circuitului frînei la puterea doua, turația rotorului frînei și de debitul de lichid care circulă în cavitatea acesteia. Debitul fiind proporțional cu turația iar sarcina (presiunea) cu pătratul turației ei pentru a realiza un anumit cuplu de frînare la o turație dată

(viteză a locomotivei) se reglează umplerea frânei, deci modificarea debitului. Modificarea umplerii provoacă modificarea sarcinii (presiunii) - parametru prin care se controlează gradul de umplere.

Modificarea gradului de umplere ca urmare a alimentării permanente cu ulei de către pompa de umplere a cavității frânei (necesară și pentru acoperirea pierderilor volumice prin neetanșeități) se realizează prin golirea unei anumite cantități de lichid prin intermediul regulatorului de frânare 11 al cărui sertar pe măsură ce coboară strângulează secțiunea de ieșire a uleiului din frână. La comanda de frânare maximă secțiunea de ieșire este obturată complet.

Regulatorul de frânare 11 se comandă după necesități de la pupitrul de comandă, independent de viteza de mers.

De obicei frâna hidrodinamică atinge puterea nominală la $0,25 V_{max}$ și ținând seama că aceasta variază cu puterea treia a turației, înseamnă că la umplerea completă a frânei și V_{max} frâna ar dezvolta o putere de $1/0,25^3 = 64$ ori puterea nominală. Această putere ar depăși cu mult rezistența elementelor mecanice interpuse între frână și roți, capacitatea schimbătorului de căldură și aderența roților pe șină. Evitarea creșterii puterii de frânare peste limitele admise se realizează cu ajutorul unui regulator automat de frânare 12. Acesta funcționează ca o supapă de siguranță care permite golirea suplimentară a cavității frânei atunci când puterea frânei, deci și presiunea uleiului din frână depășesc limitele admise. Regulatorul automat de frânare este acționat de presiunea din frână și de o presiune secundară dependentă de turație prin intermediul supapei de reglare 15 și a traductorului de turație 13.

Scurgerile de ulei din regulatorul de frânare 11 și regulatorul automat 12 sînt dirijate în baia de ulei a transmisiei hidraulice.

La încetarea comenzii de frânare, ventilul de reglare a presiunii aerului 8 anulează comanda regulatorului de frânare 11 al cărui sertar obturează admisia uleiului în frână și deschide complet secțiunea de ieșire a acestuia. Robinetul cu trei căi 7 dirijează aerul comprimat pentru închiderea clapetelor obturatoare 14.

Ventilul de blocare 10 rămîne deschis datorită comandării clapetelor 14 iar aerul din restul instalației ajunge prin

ventilul de blocare 10 și robinetul cu trei căi 7 în atmosferă. Ventilul de întoarcere 6 permite uleiului din schimbătorul de căldură 5 să ajungă în distribuția transmisiei hidraulice, iar când nu mai este ulei în cavitatea frânei, sertarul ventilului

de distribuție 4 revine în poziția inițială și deschide accesul uleiului de la pompa de umplere a transmisiei spre schimbătorul de căldură 5.

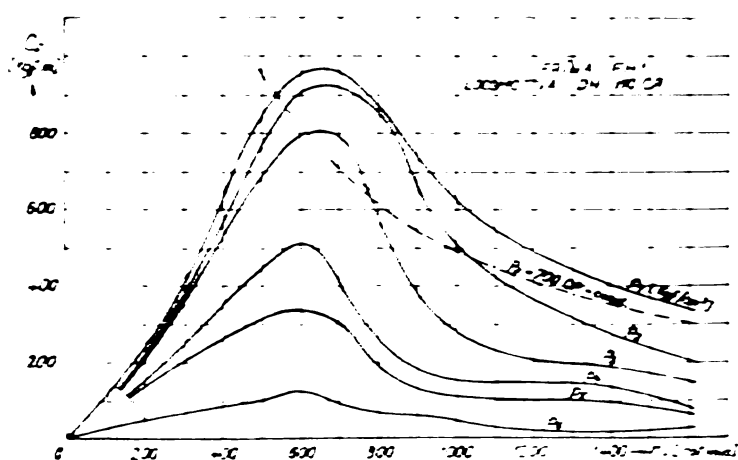


Fig. 1-16.

În figura 1-16 sînt date caracteristicile $C_f = f(n_f)$ ale frânei hidrodinamice FH 1, iar în figura 1-17 caracteristicile $P_f = f(V)$ ale locomotivei diesel-hidraulice

DH 110 CR (Costa-Rica) prevăzută cu această frînă.

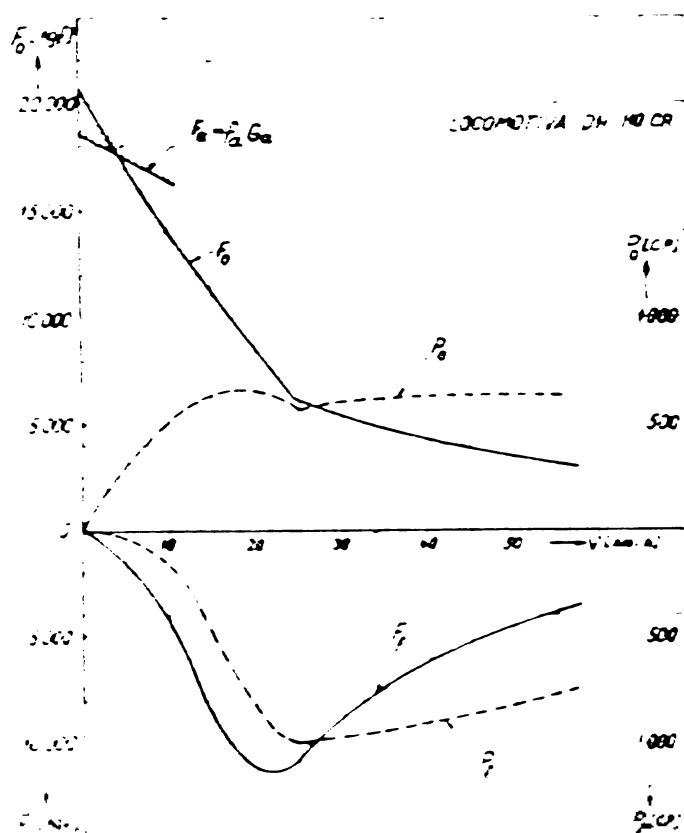


Fig. 1-17.

1.5. Proprietățile fizice ale frînării hidrodinamice.

Rezultatele încercărilor în exploatare, stît în Europa cît și în S.U.A., ale locomotivelor Krauss-Maffei au dovedit complet eficacitatea frînei hidrodinamice.

Avantajele certe ale frînării hidrodinamice crează premisele necesare pentru ca aceasta să se impună în practica construcției de locomotive diesel cu transmisie hidraulică.

Caracteristica esențială a frînei hidrodinamice care constituie și un avantaj însemnat este faptul că energia de frînare se transformă în căldură fără uzura saboților și a bandajelor și aceasta este evacuată de la lichidul de lucru la apa de răcire a motorului diesel și de aici în mediul înconjurător.

Spre deosebire de frînarea mecanică, la frînarea hidrodinamică, printr-o alegere corespunzătoare a parametrilor cuplajului hidraulic de frînare și a sistemului de reglare se pot obține caracteristici de frînare foarte apropiate de cele ale frînării restatice la locomotivele cu transmisie electrică.

Datorită caracteristicii de frînare stabile din punctul de vedere mecanic și înlăturării încălzirii bandajelor și saboților, frînarea hidrodinamică asigură o mai mare siguranță la circulația pe pante lungi și permite o oarecare mărire a vitezei de circulație pe astfel de pante.

O altă proprietate este faptul că la frînarea hidrodinamică în comparație cu frînarea cu saboți nu poate să apară blocarea roților motoare. La turația osiilor egală cu zero și cuplul de frînare dezvoltat de frînă este egal cu zero. Astfel, la o scădere a coeficientului de aderență pentru un timp foarte scurt, ca de exemplu la trecerea roții peste o porțiune unsă a șinei, cînd este posibilă apariția alunecării roții pe șină, forța de frînare scade cu pătratul vitezei (la alunecare viteza periferică a roții scade față de viteza de înaintare a acesteia). În acest interval scurt de timp cînd are loc alunecarea, practic, nu se poate acționa asupra golirii cavității de lucru a frînei pentru a se micșora forța de frînare la valoarea dată de aderență. Daci, frîna hidrodinamică, prin însăși funcționarea sa explică și rolul ei de siguranță contra patinării pentru fenomenul de scurtă durată, deoarece odată cu încetarea alunecării roții (depășirea locului uns de pe cale), forța de frînare crește la valoarea ei anterioară. În acest mod, utilizarea greutateii de aderență se poate face complet, ceea ce are o

importanță mare îndeosebi la vitezele mari de circulație.

Timpul de intrare în acțiune al frânei hidrodinamice este relativ scurt fără ca să apară un șoc simțitor; în circa 3 secunde se ajunge la cuplul maxim de frînare. O micșorare a duratei acestui interval de timp este posibilă să se realizeze în special la construcții noi printr-o încărcare specifică mai mare a frânei.

Frâna hidrodinamică este economică (rentabilă) deoarece la o frînare se poate reduce viteza trenului pînă la 40 km/h numai cu ajutorul acesteia. Doar la viteze sub 40 km/h se utilizează frîna cu saboți, uzura acestora reducîndu-se foarte mult la trenuri accelerate cu opriri puține, saboții pot să se uzeze complet timp de 6...8 săptămîni. Praful rezultat din cauza uzurii saboților influențează negativ, în mai multe feluri asupra mașinilor electrice, asupra părților acoperite cu lacuri etc. La frînarea cu saboți, o importanță mare o constituie încărcarea termică a bandajelor, deoarece aceasta împreună cu solicitarea termică a materialului osiilor datorită sarcinii pe osie poate să conducă la apariția unor fisurări. Deoarece se reduce simțitor folosirea frânei pneumatice se asigură o economie însemnată a cheltuielilor de exploatare legate de schimbarea saboților, revizia și repararea instalației de frînare, strunjirea bandajelor etc. Astfel pe baza rezultatelor cercetărilor efectuate în Uniunea Sovietică de Lobacev și Kuznețov [41] a rezultat că la utilizarea frînării hidrodinamice la trenuri de marfă pe linii cu pante pînă la 9 ‰ reduce uzura instalației de frînă și a saboților la jumătate. În același timp la un tren avînd greutatea unui vagon de 3000 tf se poate economisi anual peste 20 tone de saboți de fontă, ceea ce corespunde cu 1 rublă/tf din greutatea vagonului. La locomotivele diesel-hidraulice de cale îngustă TY7 utilizarea frînării hidrodinamice atrage după sine o reducere a consumului de saboți de 3...5 ori. În acest fel se economisește 2000 ruble/an pentru fiecare locomotivă diesel. De asemenea s-a constatat că la utilizarea frînării hidrodinamice economia anuală pentru 0,75 kW din puterea nominală a frânei este dată de următoarele valori:

- la manevră și căi uzinale 1 rublă
- în mine și pe pante 2...3 ruble
- la circulația pe cale îngustă cu
 - vagoane frîmate 2...3 ruble
 - vagoane nefrîmate 4...6 ruble

- la trenuri de marfă 1 rublă pentru 1 tf din tonajul remorcat.

Toate aceste rezultate sînt valabile pentru locomotive diesel la care puterea nominală a frînei hidrodinamice ajunge pînă la 75...80 % din puterea nominală a locomotivei diesel.

Un mare avantaj al frînei hidrodinamice este și acela că permite încărcarea motorului diesel în staționare în cazul încercărilor și ridicării caracteristicilor după reparații, fără a necesita instalații auxiliare complicate, ci numai o instalație de răcire a uleiului de lucru. Trebuie menționat faptul că în practica reparării locomotivelor diesel-hidraulice, problema încărcării motorului în staționare nu este rezolvată optim.

Dar, frînarea hidrodinamică, pe lîngă numeroasele avantaje arătate, are și unele dezavantaje care însă nu influențează asupra utilizării în continuare a acesteia.

Astfel, puterea maximă de frînare este limitată de capacitatea schimbătorului de căldură de a evacua căldura produsă la frînare precum și de rezistența mecanică a pieselor transmisiei mecanice (pnioane, angrenaje intermediare de distribuție, arbori cardanici etc.), destinate în principal să preia forțele de tracțiune maxime care pot să apară la diferite viteze de mers.

De asemenea, frîna hidrodinamică nu poate fi folosită pentru oprirea completă a trenului, deoarece la viteze mici de mers, frînarea nu mai este eficientă.

1.6. Perspectivile de dezvoltare a frînei hidrodinamice.

Deoarece capacitatea frînei hidrodinamice depinde de disiparea căldurii produse, iar aceasta de viteza de curgere a lichidului de lucru, frînele hidrodinamice care urmează să se construiască vor avea un singur rotor, deoarece o curgere mai intensă duce la evacuarea mai rapidă a căldurii care apare în frînă. Forțele axiale care apar în acest caz pot să fie preluate prin niște dispozitive adecvate.

Construirea frînelor hidrodinamice cu palete cu profile și forme speciale va permite, ca la aceleași dimensiuni geometrice, să se realizeze puteri specifice mai mari decît la frînele actuale. Creșterea puterii frînelor hidrodinamice este favorizată și de dezvoltarea în continuare a motoarelor cu turbine cu gaze instalate pe o serie de turbotrenuri construite pentru SNCF și DB.

În figura 1-18 este arătată transmisia hidraulică a unui automotor cu puterea de 250 CP prevăzută cu o frână hidrodinamică a cărei putere este aproape dublul puterii pentru tracțiune. Rotorul frânei are un diametru de 190 mm și, așa cum reiese din figură, este mult mai mic decât al agregatelor hidraulice destinate pentru tracțiune.

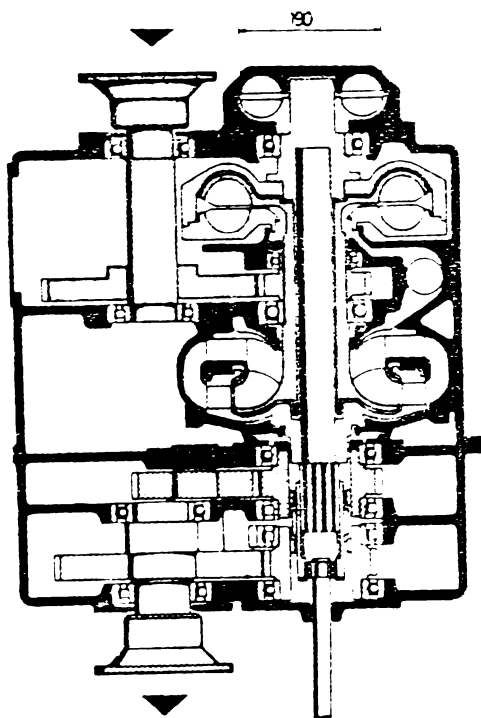


Fig.1-18.

În cazul turbotrenurilor nu se dispune de o instalație de răcire a apei ca la motorul diesel ci doar de o răcire ulei-aer a uleiului turbinei cu gaze. Cu ajutorul instalației de răcire ulei-aer se poate evacua 25...30 % din puterea frânei hidrodinamice la o temperatură de 95°C. Această cantitate de căldură poate fi ușor evacuată deoarece în timpul frînării aerul este trimis forțat prin schimbătorul de căldură de ulei.

O depășire mică a temperaturii maxime a uleiului poate fi admisă între frâna hidrodinamică și schimbătorul de căldură dacă frînarea durează puțin iar uleiul este ferit de contactul cu oxigenul. Si în acest caz este hotărâtoare capacitatea de înmagazinare a căldurii a lichidului de lucru.

O combinație interesantă între frâna mecanică și cea hidrodinamică s-a aplicat la vagoanele SNCF-ului de mare viteză. La acestea carcasa frânei montată rigid pe osie servește în același timp ca disc al frânei cu disc (fig.1-19). Această frână se poate considera ca o frână hidrodinamică pură, deoarece numai la viteze mici de mers ea acționează ca o frână cu fricțiune. Pe timpul frînării, o pompă de ulei trimite lichidul de lucru dintr-un rezervor în frână care apoi revine în rezervor datorită rotorului frânei. La viteze de circulație foarte mari, puterea de frinare este în jur de 800...1000 CP și rezultă din forța de frinare limitată de aderență și sarcina pe osie la viteza maximă. Deoarece lipsește instalația de răcire a unui motor diesel, aproximativ toată căldura produsă la frinare trebuie să fie înmagazinată în uleiul de lucru. În figura 1-20 este dată caracteristica de frinare a acesteia.

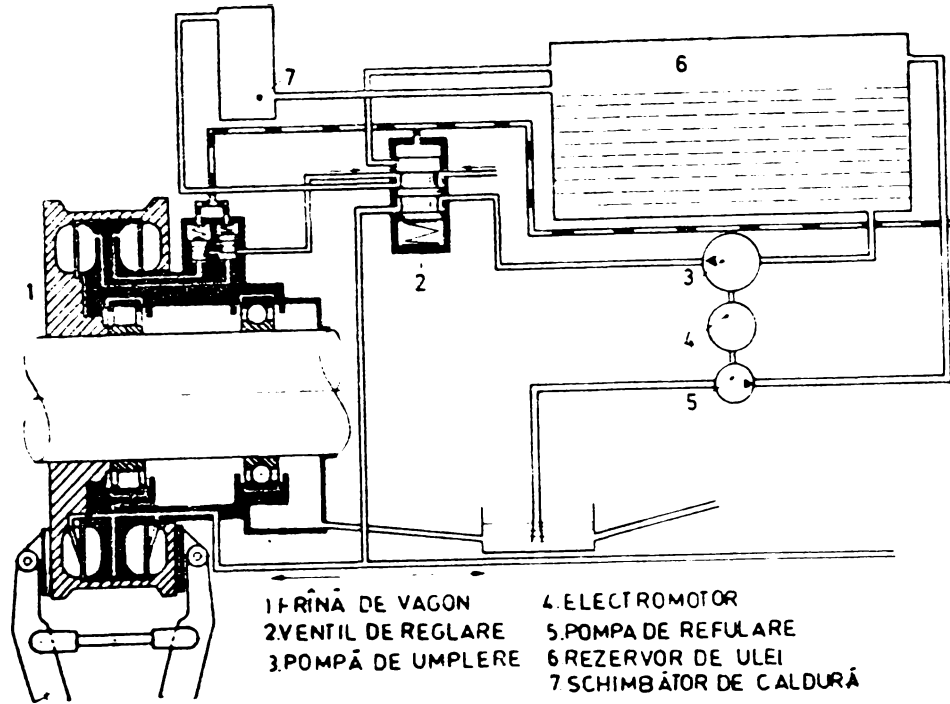


Fig.1-19.

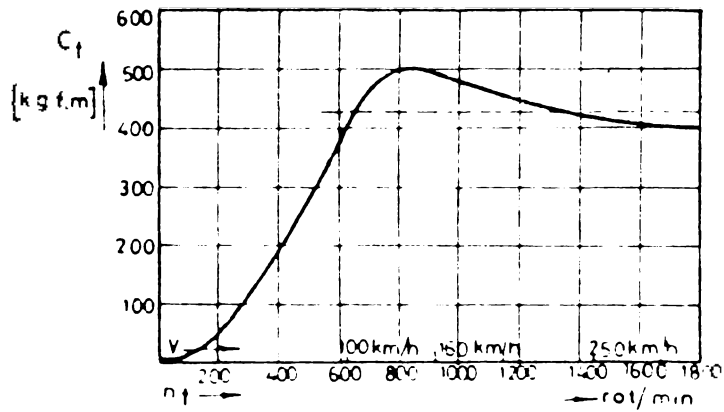


Fig.1-20.

2. REGIMURILE DE FRINARE HIDRAULICA A LOCOMOTIVELOR DIESEL-HIDRAULICE

2.1. Regimurile de funcționare a transmisiilor hidrodinamice.

Cuplajele și transformatoarele hidraulice pot să fie exploatate în patru regimuri: un regim motor și trei regimuri de frînare [3],[85],[72],[74]. Regimurile de frînare sînt următoarele:

- frînare cu recuperare de energie,
- frînare prin contracurent și
- frînare hidrodinamică.

Funcționarea în regim de motor a transmisiilor hidraulice este întîlnită în tot timpul cît locomotiva funcționează în regim de tracțiune.

Frînarea hidraulică cu recuperare de energie constă, în esență, în inversarea rolului celor două rotoare; rotorul de turbină devine rotor de pompă și rotorul de pompă devine rotor de turbină care antrenează o mașină electrică ce funcționează ca generator.

Frînarea hidraulică prin contracurent se realizează atunci cînd rotorul de turbină se rotește în sens invers de rotație față de cel al pompei. În acest caz asupra celor doi arbori (pompei și turbinei) acționează cupluri din exterior și întreaga energie primită se transformă în căldură.

Frînarea hidrodinamică se realizează atunci cînd un rotor se leagă de rama locomotivei iar celălalt printr-o parte mecanică, este antrenat de roțile locomotivei.

2.2. Frînarea cu transformatorul hidraulic.

Regimul de frînare cu recuperare de energie nu este practic posibil, întrucît inversarea rolurilor rotoarelor nu se poate face în mod obișnuit decît în condițiile unui randament foarte scăzut.

La frînarea prin contracurent rotorul turbinei se rotește contrar sensului rotorului pompei. La acest regim de frînare se consumă inutil energia motorului diesel iar transformatorul se încălzește foarte puternic. Dacă se notează cu P_p - puterea pompei, P_t - puterea turbinei, atunci puterea totală ΔP care se

transformă în căldură este dată de relația :

$$\Delta P = P_p + P_t \quad (2.1)$$

sau dacă se exprimă puterile în funcție de cuplu și turație se obține:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{C_p \cdot n_p}{716,2} + \frac{C_t \cdot n_t}{716,2} = \frac{C_p \cdot n_p}{716,2} \left(1 + \frac{C_t \cdot n_t}{C_p \cdot n_p} \right) = \\ &= P_p \left(1 + \frac{K}{i_n} \right) = P_p (1 + \eta_{htr}) \end{aligned} \quad (2.2)$$

în care:

$K = \frac{C_t}{C_p}$ este coeficientul de transformare al cuplurilor;

i_n - raportul de transformare al turațiilor;

η_{htr} - randamentul hidraulic al transformatorului.

Din relația (2.2) rezultă că la regimul de stop ($n_t = 0$) se transformă în căldură numai puterea motorului. La creșterea turației turbinei crește și puterea ce se transformă în căldură, adică crește temperatura transformatorului hidraulic.

Acest regim de funcționare poate să apară cînd trenul se oprește pe o rampă. Dacă în acest caz motorul diesel funcționează la turația minimă și frînele sînt slăbite atunci locomotiva împreună cu trenul vor începe să se deplaseze în sens invers (la vale). Ca urmare a acestui fapt, rotorul turbinei transformatorului, antrenat de roțile locomotivei, se va roti în sens invers față de rotorul pompei. La mărirea turației motorului, deci și a pompei, cuplul la arborele turbinei transformatorului depășește cuplul rezistent și locomotiva împreună cu trenul își vor continua mersul pe rampa respectivă.

Frînarea prin contracurent apare și la locomotivele diesel-hidraulice cu inversarea hidraulică a sensului de mers și care sînt destinate operațiilor de manevră în triaje, gări, uzine etc. [55]. La inversarea sensului de mers, care are loc în timpul deplasării într-un sens a locomotivei, aceasta singură sau cu vagoanele manevrate se va decelera pînă la oprire ($V = 0$) iar apoi fără vreun timp de staționare și fără șoc se va accelera și deplasa în sens opus.

Frînarea hidrodinamică se realizează prin blocarea arborelui pompei, arborele turbinei fiind antrenat de roțile

vehiculului la mersul pe pante.

Pierderea de putere, în acest caz, după relația (2.2) este :

$$\Delta P = \frac{C_t \cdot n_t}{716,2} = P_t \quad (2.3)$$

Dacă se compară acum relația (2.2) și (2.3) reiese clar avantajul frînării hidrodinamice în sensul că puterea care se transformă în căldură este reprezentată numai prin puterea

de frînare, adică puterea la arborele rotorului turbinei. Pe durata frînării motorul diesel poate fi oprit sau să funcționeze la turația minimă, realizându-se astfel importante economii de combustibil.

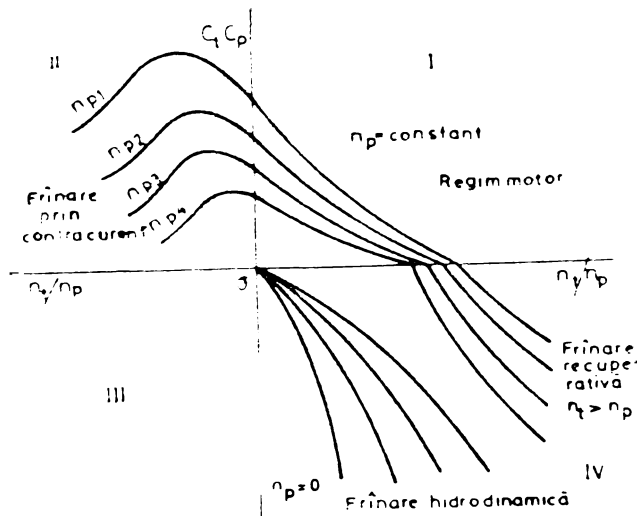


Fig.2-1.

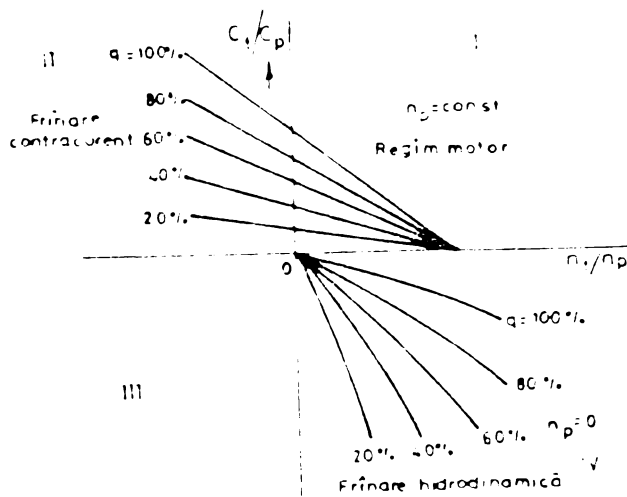


Fig.2-2.

Regimurile de funcționare ale transformatorului hidraulic date prin caracteristicile externe $C_t/C_p = f(n_t/n_p)$ pentru diferite turații ale pompei (n_p) sau pentru diferite grade de umplere ($q \%$) sînt reprezentate în figura 2-1 respectiv 2-2.

Frînarea hidrodinamică cu transformatoarele transmisiei de forță, folosite la regimul de tracțiune, nu este posibilă deoarece nu se poate realiza

din punct de vedere constructiv immobilizarea rotorului pompei pe durata frînării.

2.3. Frînarea cu cuplajul hidraulic.

Frînarea cu recuperare de energie se poate realiza prin inversarea rolurilor celor două rotoare (rotorul de pompă devine rotor de turbină și invers). Un astfel de regim de

funcționare se poate realiza numai în cazul când cuplajul are rotoarele cu palete plane radiale și antrenează o mașină electrică care poate funcționa și ca motor și ca generator.

De la funcționarea în regim de motor a unui cuplaj hidraulic se cunoaște că diferența dintre turațiile arborilor pompei și turbinei reprezintă alunecarea s și se calculează cu relația :

$$s = \frac{n_p - n_t}{n_p} \quad (2.4)$$

Deoarece la funcționarea în regim de frînare cu recuperare de energie, turația turbinei este mai mare ca a pompei, conform relației (2.4) apare o alunecare negativă, La $n_t = n_p$, $s = 0$ iar când $n_t \rightarrow \infty$, $s \rightarrow -\infty$.

Puterea la arborele pompei care antrenează generatorul care recuperează energia se calculează cu relația :

$$P_p = P_t(1 - s),$$

iar pierderea de putere este dată de relația :

$$\Delta P = P_t - P_p = -P_t \cdot s \quad (2.5)$$

În cazul locomotivelor frînarea cu recuperare de energie prin utilizarea unui cuplaj hidraulic s-ar putea realiza numai pe locomotivele electrice. La coborîrea acestora pe pante lungi și cu declivități mari, cuplajul hidraulic fiind cuplat cu roțile motoare ale locomotivei antrenează un generator de curent continuu sau alternativ. Energia electrică obținută este debitată în rețeaua de alimentare. Deoarece pe locomotivele electrice frînarea cu recuperare de energie se poate realiza mai simplu prin cuplarea mașinilor electrice cu osiile motoare, frînarea hidraulică cu recuperare de energie nu a fost aplicată.

Regimul de frînare prin contracurent se realizează prin inversarea sensului de rotație al unuia dintre rotoare. Asupra arborelui pompei acționează cuplul motor, iar asupra arborelui turbinei acționează cuplul dezvoltat de roțile vehiculului care coboară pe o pantă.

Deoarece $n_t < 0$, alunecarea se calculează cu relația:

$$s = \frac{n_p + n_t}{n_p} \quad (2.6)$$

iar pentru $n_t = 0$, $s = 1$ și pentru $n_t = \infty$, $s = \infty$.

Pierderea de putere care se transformă în căldură în timpul funcționării în acest regim de frînare este:

$$\Delta P = P_p + P_t = \frac{C_p \cdot n_p}{716,2} + \frac{C_t \cdot n_t}{716,2} = \frac{C_f}{716,2} (n_p + n_t), \quad (2.7)$$

unde: $C_p = C_t = C_f$ este cuplul de frînare.

Relația (2.7) se mai poate scrie :

$$\Delta P = \frac{C_f \cdot n_p}{716,2} \cdot \frac{n_p + n_t}{n_p} = P_p \cdot s = P_p + P_p (s - 1) \quad (2.8)$$

Din relația (2.8) reiese că pierderea de putere ΔP este dată atât de puterea motorului care antrenează pompa cât și de puterea de frînare care antrenează turbina cuplajului. Dacă $n_t = 0$, $s = 1$ și $\Delta P = P_p$, adică se transformă în căldură numai puterea motorului care antrenează pompa. Pentru cazul cînd $n_t = -n_p$, $s = 2$ și $\Delta P = 2P_p$ se transformă în căldură o putere de două ori mai mare decît puterea motorului care antrenează pompa cuplajului.

Utilizarea cuplajului ^{hidraulic} în acest regim de frînare este limitată pe de o parte de către motorul diesel deoarece acesta nu poate prelua întotdeauna cuplul transmis de către cuplaj iar pe de altă parte se consumă inutil puterea motorului diesel și se supraîncălzește excesiv transmisia hidraulică.

Frînarea hidrodinamică presupune că rotorul pompei este blocat, adică $n_p = 0$ iar rotorul turbinei este antrenat de către osiile vehiculului.

În acest caz, în mod convențional, alunecarea se calculează cu relația :

$$s = \frac{n_t}{n_p} \quad (2.9)$$

La $n_t = 0$, $s = 0$ iar la $n_t = \infty$, $s = \infty$.

Puterea pierdută care se transformă în căldură este:

$$\Delta P = P_t = \frac{C_t \cdot n_t}{716,2} = \frac{C_t \cdot n_p}{716,2} \cdot \frac{n_t}{n_p} = P_p \cdot s. \quad (2.10)$$

Utilizarea cuplajului hidraulic al transmisiei hidraulice de forță în acest regim de frînare nu se poate face deoarece

nu se poate realiza din punct de vedere constructiv imobilizarea rotorului pompei în timpul frînării.

Regimurile de funcționare ale cuplajelor date de caracteristicile lor externe $C_t/C_p = f(n_t/n_p)$ pentru diferite turații ale arborelui pompei (n_p) și pentru diferite grade de umplere (q) s-au reprezentat în figurile 2-3 și respectiv 2-4.

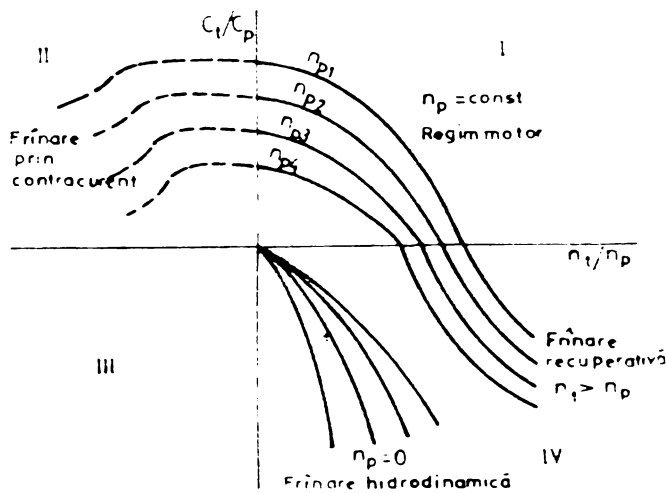


Fig. 2-3.

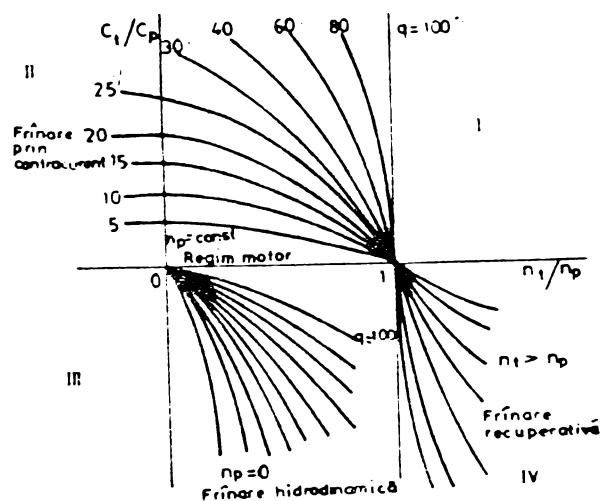


Fig. 2-4.

2.4. Frînarea hidrodinamică utilizată pe locomotivele diesel-hidraulice.

Eliminarea motorului diesel din circuitul de forță la frînare face posibil obținerea unor valori ridicate ale forței de frînare.

O posibilitate practică de realizare a unei frînări hidrodinamice a locomotivelor diesel-hidraulice constă în folosirea unui circuit hidraulic în exclusivitate pentru scopul frînării. Un astfel de circuit poate să facă parte din transmisia de forță propriu-zisă sau poate să fie atașat la aceasta avînd în ambele cazuri avantajul utilizării aceleiași pompe de umplere, aceluiași schimbător de căldură și a unor instalații de comandă.

Deoarece principiul frînării hidrodinamice pe locomotivele diesel constă în transformarea în căldură a energiei cinetice a trenului în mișcare, acest lucru se realizează după cum s-a văzut mai înainte cu ajutorul unui cuplaj de construcție specială. Căldura produsă în timpul frînării este preluată de lichidul de lucru și cedată prin schimbătorul de căldură mediului înconjurător.

Regimul de frînare hidrodinamică este cel mai economic și asigură o funcționare stabilă, motiv pentru care pe locomotive se folosește exclusiv frînarea hidrodinamică.

La o transmisie hidraulică a unei locomotive diesel căldura care se produce într-unul din circuitele sale (transformator, cuplaj hidraulic) în timpul tracțiunii și care trebuie să fie evacuată prin schimbătorul de căldură este:

$$Q_{\max} = 632,3 P_{\text{dmax}}(1 - \eta_{\text{th}}), [\text{Kcal}] \quad (2.11)$$

unde:

P_{dmax} este puterea disponibilă maximă a motorului diesel, în CP;

η_{th} - randamentul transmisiei hidraulice.

La proiectarea schimbătorului de căldură al transmisiei hidraulice în funcție de viteza de circulație și de durata funcționării locomotivei la această viteză se consideră că

$$\eta_{\text{th}} = 0,30 \dots 0,35.$$

Deoarece pe durata frînării hidrodinamice $\eta_{\text{th}} = 0$, la o putere de frânare egală cu P_{dmax} , cantitatea de căldură ce trebuie evacuată este de 30...35 % mai mare ceea ce conduce implicit la mărirea dimensiunilor schimbătorului de căldură al transmisiei hidraulice.

Ținând seama că frînarea hidrodinamică este de scurtă durată, că în circuitul de frânare participă întreaga masă a lichidului de lucru și de capacitatea de înmagazinare a căldurii de către lichidul de lucru, dimensiunile schimbătorului de căldură nu vor depăși cu mult pe cele ale schimbătorului de căldură utilizat la o transmisie hidraulică fără instalație de frânare hidrodinamică.

În figura 2-5 este dată schema de principiu a transmisiei hidraulice Voith L 830-ru prevăzută cu frână hidrodinamică. Transmisia are trei circuite hidraulice formate din transformatoarele hidraulice (I, II, III) și dintr-un cuplaj care reprezintă frâna hidrodinamică [FH].

Rotorul frânei P (fig.2-5) este montat pe arborele comun al turbinelor celor trei transformatoare hidraulice^{fiind} astfel legate cu osiile motoare ale locomotivei prin elementele componente ale transmisiei mecanice (reductor-inversor, arbori cardanici, stacuri de osie etc.). Rotorul frânei întotdeauna

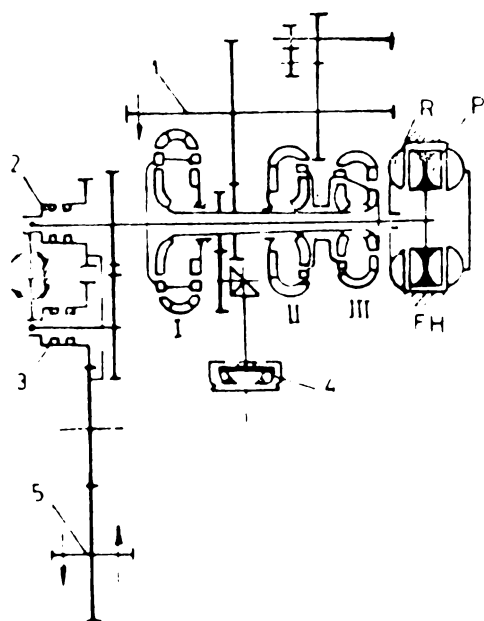


Fig.2-5.

va fi acționat de locomotiva aflată în mișcare. Celălalt rotor al cuplajului R este fix (blocat) fiind rigid legat de carcasa frinei hidrodinamice. În acest fel cuplul de frînare C_f este preluat în întregime de carcasa transmisiei.

Pe durata funcționării locomotivei în regim de tracțiune, frâna hidrodinamică este golită de lichidul de lucru iar când este necesară frînarea pentru micșorare sau menținerea vitezei pe o pantă, frâna se umple iar circuitele hidraulice se rotesc în gol întrerupându-se astfel legătura între motorul diesel și osii. Lichidul de lucru pentru frînare se ia din baia comună a transmisiei hidraulice. Partea R a cuplajului de frînare fiind fixă, întreaga energie de frînare a trenului se transfor-

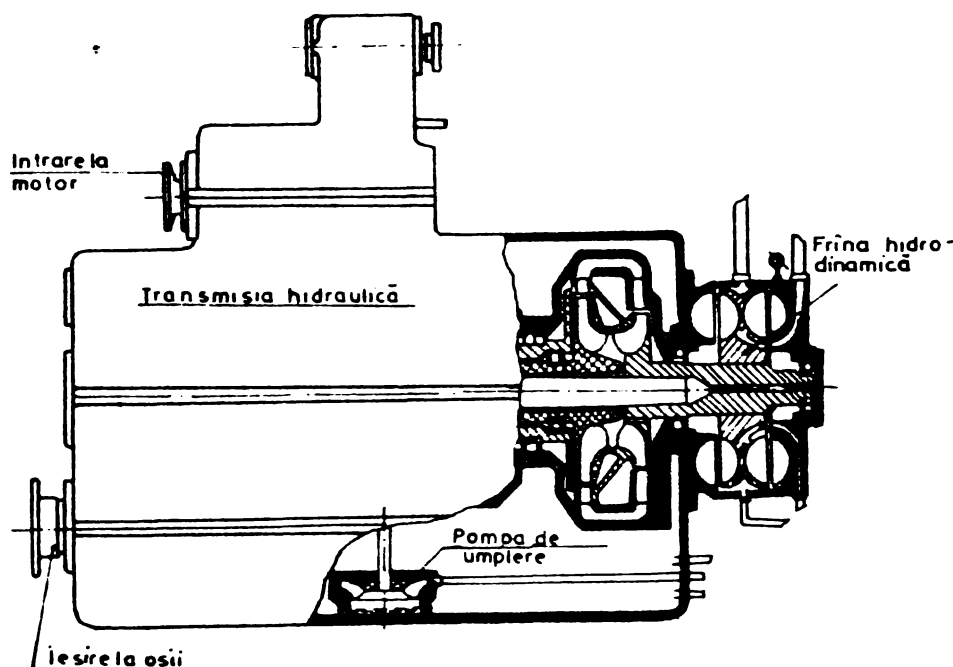
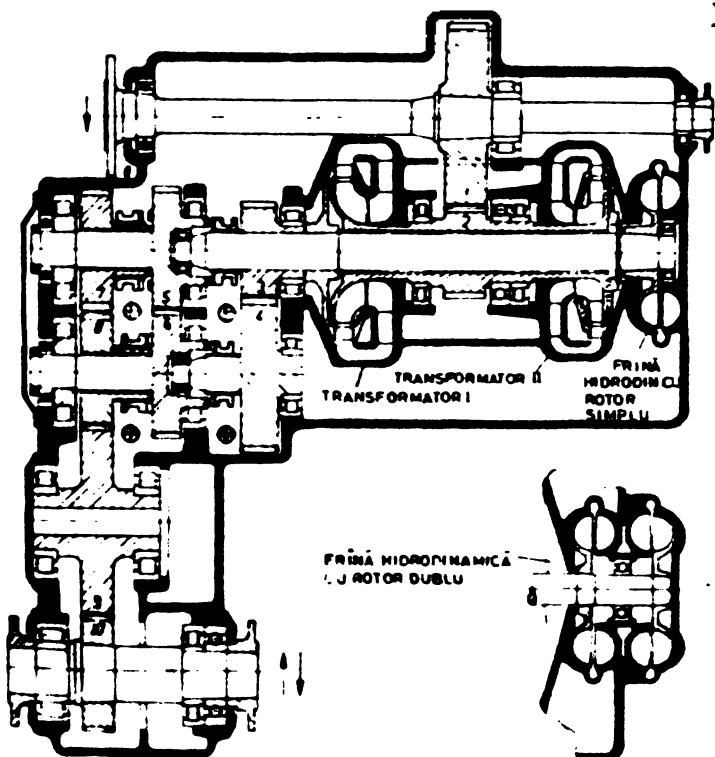


Fig.2-6.



mă în căldură, care este eliminată prin schimbătorul de căldură al transmisiei.

În funcție de felul modificării cuplului de frînare al frânei prin variația gradului de umplere cu lichid a cavității frânei, adică a debitului Q , cât și prin variația sarcinii H creată de lichid la ieșirea din rotor, s-au construit o serie de frâne hidrodinamice. Dintre acestea cele mai reprezentative sînt date în figurile 2-6 și

3. CALCULUL CARACTERISTICILOR DE FRINARE
 $F_f = f(V)$ LA FRINAREA HIDRODINAMICA LA
UMPLEREA TOTALA A CAVITATII DE LUCRU A
FRINEI

3.1. Caracteristica limită de frînare.

Legătura dintre forța de frînare și cuplul de frînare al osiei este dată de relația:

$$C_{fo} = F_f \cdot \frac{D}{2}, \quad [\text{kgf.m}] \quad (3.1)$$

unde:

- C_{fo} reprezintă cuplul de frînare la obada roții, în kgf.m ;
- F_f - forța de frînare la obada roții motoare, în kgf ;
- D - diametrul după cercul de rulare al roților frînate ale locomotivei, în m.

Cuplul de frînare C_f al cuplajului de frînare este [83]:

$$C_f = \chi \frac{\gamma}{g} \cdot \omega_f^2 \cdot D_f^5 = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \chi \frac{\gamma}{g} \cdot n_f^2 \cdot D_f^5, \quad [\text{kgf.m}] \quad (3.2)$$

în care:

- χ este coeficientul de cuplu al rotorului frînei [-];
- γ - greutatea specifică a lichidului de lucru utilizat, în kgf/m³;
- g - accelerația gravitației, în m/s² ;
- ω_f, n_f - viteza unghiulară respectiv turația rotorului frînei, în rad/s respectiv rot/min;
- D_f - diametrul activ al cuplajului de frînare, în m.

Cuplul de frînare $C_f = C_p$ unde, C_p este cuplul rotorului cuplajului de frînare, se poate exprima și prin relația [85], [87], [88] :

$$C_f = \gamma \cdot \lambda_c \cdot n_f^2 \cdot D_f^5 \quad [\text{kgf.m}] \quad (3.3)$$

în care:

$$\lambda_c = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \frac{\chi}{g} \text{ este coeficientul cuplului frînei, în } \frac{\text{min}^2}{\text{m}}.$$

Cuplul de frînare C_f redus la obada roții motoare este:

$$C_{fo} = C_f \cdot i \cdot \frac{1}{\eta_{mec}}, \quad [\text{kgf.m}] \quad (3.4)$$

unde:

i reprezintă raportul de transmitere total al părții mecanice de la arborele frânei și pînă la osia motoare;

η_{mec} - randamentul mecanic al părții mecanice amintite mai sus.

Înlocuind pe C_f din relația (3.3) și ținînd seama de valoarea lui C_{f0} dată de relația (3.1), relația (3.4) se mai poate scrie:

$$F_f \cdot \frac{D}{2} = \delta \cdot \lambda_c \cdot n_f^2 \cdot D_f^5 \cdot i \cdot \frac{1}{\eta_{mec}}$$

de unde:

$$F_f = \frac{2}{D} \delta \lambda_c \cdot n_f^2 \cdot D_f^5 \cdot i \cdot \frac{1}{\eta_{mec}} \quad [\text{kgf}] \quad (3.5)$$

Viteza locomotivei este dată de relația:

$$V = \frac{\pi \cdot 60 \cdot D \cdot n_0}{1000} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot D}{1000} \cdot \frac{n_f}{\frac{n_f}{n_0}} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot D}{10^3} \cdot \frac{n_f}{i} \quad [\text{km/h}] \quad (3.6)$$

în care: n_0 este turația osiei motoare, în rot/min.

Dacă în relația (3.5) se înlocuiește turația rotorului frânei n_f în funcție de viteza de mers V , valoarea forței de frînare rezultă :

$$F_f = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi^2 \cdot 60^2} \delta \lambda_c \cdot i^3 \cdot D_f^5 \cdot \frac{1}{D^3 \eta_{mec}} \cdot V^2 = k_1 \cdot V^2 \quad [\text{kgf}] \quad (3.7)$$

unde:

$$k_1 = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi^2 \cdot 60^2} \delta \lambda_c \cdot i^3 \cdot D_f^5 \cdot \frac{1}{D^3 \cdot \eta_{mec}} \quad (3.8)$$

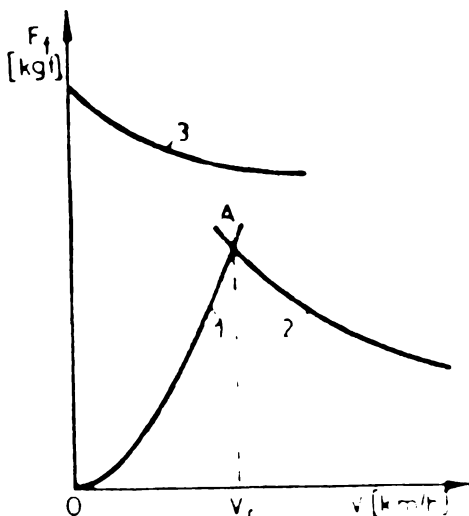


Fig. 3-1.

După cum rezultă din relația (3.7) caracteristica de frînare $F_f = f(V)$ reprezintă o parabolă care trece prin originea axelor de coordonate și, totodată, forța de frînare limitată de frîna hidrodinamică la umplerea completă a acesteia. În figura 3-1 prin curba notată cu 1 s-a reprezentat această limitare a forței de frînare. Forța de frînare în cazul frînării hidrodinamice mai este limitată de capacitatea schimbătoru

lui de căldură și de rezistența mecanică a organelor transmisiei mecanice dintre rotorul frânei și osia locomotivei.

Deoarece pentru răcirea uleiului de lucru se utilizează același schimbător de căldură ca și pentru tracțiune, la o temperatură maximă admisă a lichidului de lucru, se poate considera puterea de frînare limitată de capacitatea schimbătorului de căldură ca fiind constantă și anume $P_{fmax} = \text{const.}$ În acest caz se poate scrie:

$$P_{fmax} = \frac{F_f \cdot V}{270}, \quad [\text{CP}] \quad (3.9)$$

de unde:

$$F_f = \frac{270 \cdot P_{fmax}}{V} = \frac{k_2}{V} \quad [\text{kgf}] \quad (3.10)$$

în care $k_2 = 270 \cdot P_{fmax}$.

Caracteristica $F_f = f(V)$, corespunzătoare unei puteri constante de frînare la utilizarea completă a capacității de evacuare a căldurii a schimbătorului de căldură s-a reprezentat în figura 3-1 prin hiperbola echilaterală notată cu 2.

Forța de frînare este de asemenea limitată de forța de aderență dintre roată și șină, limitare reprezentată pe figura 3-1 prin curba 3 și dată de relația :

$$F_a = 1000 \cdot f_a \cdot G_a \quad [\text{kgf}] \quad (3.11)$$

unde:

f_a este coeficientul de aderență,

G_a - greutatea de aderență a locomotivei, în tf.

După cum se vede din figura 3-1, curbele 1 și 2, se intersectează în punctul A care corespunde vitezei maxime de mers în regim de frînare de durată (V_r) la umplerea completă a cavității de lucru a frânei. Această viteză rezultă prin egalarea valorilor lui F_f dată de relațiile (3.7) și (3.10):

$$k_1 \cdot V_r^2 = \frac{k_2}{V_r}$$

de unde:

$$V_r = \sqrt[3]{\frac{k_2}{k_1}} \quad [\text{km/h}] \quad (3.12)$$

Valoarea maximă a forței de frînare F_{fmax} care corespunde vitezei V_r și reprezintă ordonata punctului A (v.fig.3-1), se determină cu relația (3.7) și are valoarea:

$$F_{fmax} = k_1 \cdot V_r^2 = k_1 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{k_2}{k_1}\right)^2} = \sqrt[3]{k_2^2 \cdot k_1} \quad [kgf] \quad (3,13)$$

După datele din literatura de specialitate [90], pentru raportul $q = V_r/V_{max}$ se recomandă următoarele valori:

a) la locomotivele diesel cu transmisie hidraulică la frînarea pe pante (frînarea de durată) :

$q = 0,25 \dots 0,30$ - pentru regimul de linie (călători),

$q = 0,60$ - pentru regimul de manevră (marfă),

iar la frînarea pentru micșorarea vitezei

$q = 0,25 \dots 0,50$ la ambele regimuri.

b) la vagoane pentru viteze de circulație mari și la frînarea pentru micșorarea vitezei:

$q = 0,50$ (constructiv frîna hidrodinamică este unificată cu cea mecanică cu disc).

3.2. Caracteristicile adimensionale unificate ale frînelor hidrodinamice.

3.2.1. Frînarea de durată (menținere a vitezei).

Asigurarea la o frînare de durată a condiției $P_f \leq P_{fmax}$ la viteze $V > V_r$ se realizează prin micșorarea (automată) a gradului de umplere cu lichid a cavității frînei hidrodinamice. La locomotivele diesel-hidraulice în acest caz umplerea se modifică de către dispozitivul 9 de reglare a umplerii frînei (v. subcap. 1.4.1, fig. 1-5). În afară ^{de reglare} gradului de umplere în funcție de viteza de mers, în mod suplimentar, supaps de reglare 10 (fig. 1-5) influențează în mod automat umplerea frînei prin circuitul pentru limitarea automată a puterii frînei.

Pentru obținerea unor caracteristici adimensionale unificate ale frînelor hidrodinamice la o frînare de durată pe pantă trebuie să se ia în considerație viteza de mers normată V_r , forța de frînare normată F_{fmax} care acționează la obada roților și puterea corespunzătoare P_{fmax} [90].

La determinarea caracteristicilor de frînare unificate se vor utiliza deci rapoartele :

$$\frac{V}{V_r} = x \quad ; \quad \frac{V_{max}}{V_r} = x_{max} \quad ; \quad \frac{P_f}{P_{fmax}} \quad \text{și} \quad \frac{P_f}{P_{fmax}}$$

Dacă la frînarea de durată se consideră de bază relația $P_f = P_{fmax}$, atunci în relația $k_2 = 270 \cdot P_{fmax}$ înlocuind valoarea lui k_2 din relația (3.12) rezultă :

$$P_{fmax} = \frac{k_2}{270} = \frac{k_1 V_r^3}{270} \quad [CP] ; \quad (3.14)$$

$$F_f = \frac{k_2}{V} = \frac{k_1 V_r^3}{V} \quad [kgf] ; \quad (3.15)$$

$$P_{fmax} = \frac{k_2}{V_r} = k_1 V_r^2 \quad [kgf] \quad (3.16)$$

În acest caz se obțin următoarele rapoarte de valori în funcție de valorile parametrului x :

- pentru $x \in [0, 1]$:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_f}{P_{fmax}} &= \frac{k_1 V^2}{k_1 V_r^2} = \left(\frac{V}{V_r}\right)^2 = x^2 ; \\ \frac{P_f}{P_{fmax}} &= \frac{\frac{k_1 V^3}{270}}{\frac{k_1 V_r^3}{270}} = \left(\frac{V}{V_r}\right)^3 = x^3 \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

- pentru $x \in [1, x_{max}]$:

$$\left. \begin{aligned} \frac{F_f}{F_{fmax}} &= \frac{\frac{k_1 V_r^3}{V}}{k_1 V_r^2} = \frac{V_r}{V} = \frac{1}{x} ; \\ \frac{P_f}{P_{fmax}} &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

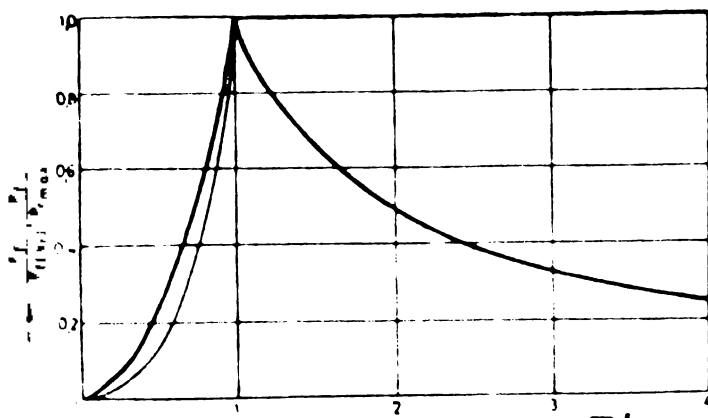


Fig. 3-2.

Caracteristicile adimensionale unificate ale frinelor hidrodinamice date de relațiile (3.17) și (3.18) pentru frînarea de durată pe pante sînt date în figura 3-2 unde cu linie subțire s-a reprezentat F_f/P_{fmax} și cu linie grosă P_f/P_{fmax} . S-a considerat

valoarea lui $x_{\max} = 4$ ceea ce corespunde lui $q = 0,25$.

3.2.2. Frînarea pentru micșorarea vitezei.

Reglarea forței de frînare la micșorarea vitezei se deosebește de reglarea frînării de durată pe pante prin faptul că supapa de reglare 10 (v.fig.1-5) este acționată în funcție de temperatura lichidului de lucru și nu în funcție de viteză. Această supapă intră în acțiune atunci când temperatura uleiului este de 112... 116 °C. În intervalul de viteze $V_r \dots V_{\max}$ la micșorarea gradului de umplere al frînei, forța de frînare la obada roților motoare se reglează continuu atît timp cît puterea P_f nu se micșorează la valoarea ei limită $P_{f\max}$. O astfel de reglare are loc de obicei numai la o frînare extremă sau la repetarea frînărilor de serviciu. Această putere de scurtă durată $P_f > P_{f\max}$ este preluată cu ușurință de capacitatea de înmagazinare a căldurii a schimbătorului de căldură, a uleiului de lucru și a lichidului de răcire.

La recalcularea caracteristicilor adimensionale unificate ale frînelor hidrodinamice la frînarea pentru micșorarea vitezei trebuie să se țină seama de faptul că la viteza V_r forța de frînare este diferită de forța de frînare la viteza V_{\max} , adică :

$$F_f(V_r) \neq F_f(V_{\max}). \quad (3.19)$$

Din această cauză pentru calculul caracteristicilor unificate adimensionale se introduce un parametru mai cuprinzător h , dat de relația :

$$h = \frac{F_f(V_{\max})}{F_f(V_r)} - 1 \quad (3.20)$$

în care:

$F_f(V_{\max})$ este forța de frînare la obada roților motoare la viteza maximă V_{\max} ;

$F_f(V_r)$ - forța de frînare la obada roților motoare la viteza V_r .

Valorile limită pe care le poate lua parametrul h sînt următoarele :

a) $h_{\min} = 0$. Acest caz prezintă o gamă mare de variație a gradului de umplere a frînei și se utilizează la frînarea pentru micșorarea vitezei atunci cînd frîna hidrodinamică funcționează împreună cu o frînă disc, deoarece coeficientul de frecare la aceasta din urmă este aproape constant la variația vitezei. $h = 0$ s-a

utilizat doar la primele frâne hidrodinamice instalate pe locomotive diesel-hidraulice.

b) $h_{\max} = 0,25$. Gama relativ mică de variație a gradului de umplere a frânei determină utilizarea acesteia pentru o frînare de micșorare a vitezei atunci când frâna hidrodinamică funcționează împreună cu o frână cu saboți obișnuită, combinație în momentul de față cel mai des utilizată, deoarece coeficientul de frecare dintre sabot și bandaj variază invers proporțional cu viteza de mers.

Prin considerarea influenței parametrului h la funcționarea în comun a celor două tipuri de frâne se poate obține o va-

loare aproape constantă a forței de frînare rezultantă la obada roților motoare pe tot domeniul de reglare.

În intervalul de viteze $V_r \dots V_{\max}$ valoarea forței de frînare F_f corespunzătoare unei viteze V din acest interval se determină pe baza figurii 3-3 (punctul M). Fiind cunoscute coordonatele punctelor A și B ecuația dreptei AB pe care

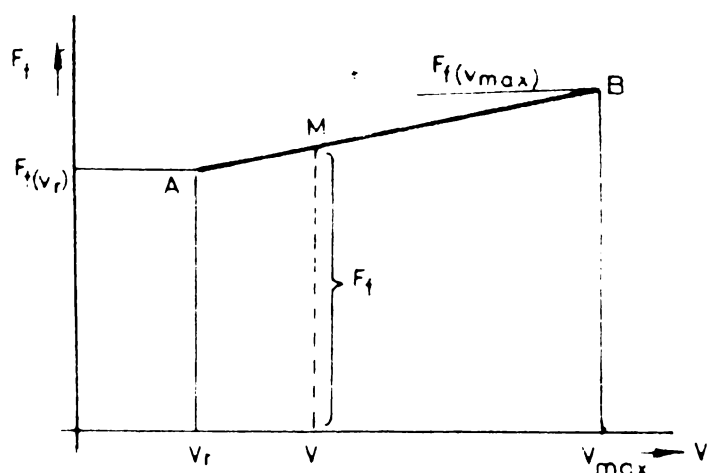


Fig.3-3.

se află un punct oarecare M este :

$$F_f - F_f(V_r) = \frac{F_f(V_{\max}) - F_f(V_r)}{V_{\max} - V_r} (V - V_r) \quad (3.21)$$

sau

$$\begin{aligned} F_f &= F_f(V_r) + \frac{F_f(V_{\max}) - F_f(V_r)}{V_{\max} - V_r} (V - V_r) = \\ &= F_f(V_r) \left[1 + \frac{F_f(V_{\max}) - F_f(V_r)}{F_f(V_r)} \cdot \frac{V - V_r}{V_{\max} - V_r} \right] \quad (3.22) \end{aligned}$$

Dacă se ține seama că :

$$\frac{F_f(V_{\max}) - F_f(V_r)}{F_f(V_r)} = \frac{F_f(V_{\max})}{F_f(V_r)} - 1 = h \quad (\text{v.rel.3.18})$$

și $F_f(V_r) = k_1 V_r^2$, relația (3.22) devine :

$$F_f = k_1 V_r^2 \left[1 + \frac{h(V - V_r)}{V_{\max} - V_r} \right] \quad [\text{kgf}] \quad (3.23)$$

Puterea de frînare corespunzătoare vitezei V din intervalul de viteze $V_r \dots V_{\max}$ este :

$$P_f = \frac{k_1 V_r^2 V}{270} \left[1 + \frac{h(V - V_r)}{V_{\max} - V_r} \right] \quad [\text{CP}] \quad (3.24)$$

Astfel, în cazul frînării pentru micșorarea vitezei, valoarea forței F_f și puterii P_f de frînare în funcție de parametrul $x = V/V_r$ sînt următoarele:

- pentru $x \in [0, 1]$:

$$\left. \begin{aligned} \frac{F_f}{F_f(V_r)} &= x^2 \\ \frac{P_f}{P_{f\max}} &= x^3 \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

- pentru $x \in [1, x_{\max}]$:

$$\begin{aligned} \frac{F_f}{F_f(V_r)} &= 1 + \frac{h(V - V_r)}{V_{\max} - V_r} = 1 + \frac{h\left(\frac{V}{V_r} - 1\right)}{\frac{V_{\max}}{V_r} - \frac{V_r}{V_r}} = \\ &= 1 + \frac{h(x - 1)}{x_{\max} - 1} \\ \frac{P_f}{P_{f\max}} &= x \left[1 + \frac{h(x - 1)}{x_{\max} - 1} \right] \end{aligned} \quad (3.26)$$

Caracteristicile adimensionale unificate ale frînelor hidrodinamice date de relațiile (3.25) și (3.26) la frînarea pentru micșorarea vitezei de mers sînt arătate în figura 3-4. În această figură cu linie grosă s-a reprezentat $F_f/F_f(V_r)$ iar cu linie subțire $P_f/P_{f\max}$, valoarea lui x fiind $x = 1/q = 3$.

Toate frînele hidrodinamice ale materialului rulant de cale ferată care funcționează combinate cu frînele cu saboți, la

micșorarea vitezei pînă la valoarea $V_s = \ell \cdot V_{\max}$ se deconectează automat pentru a se evita blocarea roților. Astfel la aceste frîne vitezele reale de exploatare se află în limitele $V \in (V_s, V_{\max})$ sau corespunzător valorilor lui $x \in (x_s, x_{\max})$.

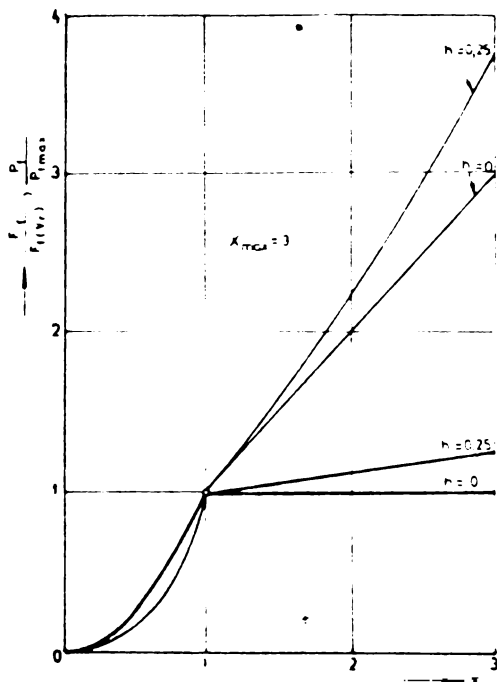


Fig. 3-4*

Literatura de specialitate, mai săracă în acest caz, indică pentru mărimea ℓ următoarele valori [90] :

- frînarea de durată pe pante (ambele regimuri) :

$$\ell = 0,07 \dots 0,15 ;$$

- frînarea pentru micșorarea vitezei - de serviciu (ambele regimuri);

$$\ell = 0,2$$

- extremă: $\ell = (50 \dots 55) / V_{\max}$.

3.3. Stabilirea tipului de frînă hidrodinamică pentru locomotivele diesel-hidraulice CFR 040 - DHC de 1250 CP.

3.3.1. Stabilirea tipului de frînă hidrodinamică.

Această problemă s-a pus în cadrul contractului de cercetare științifică nr.2935 din 1971 încheiat între Catedra de material rulant, executant, și Uzinele "23 August" București în calitate de beneficiar, cu tema "Studiul asupra frînării hidrodinamice a locomotivelor diesel-hidraulice și determinarea tipului de frînă hidrodinamică pentru locomotivele construite de Uzinele "23 August" București"[15].

Analizînd tipurile de frîne hidrodinamice realizate pînă în prezent și anume frîna hidrodinamică Voith și Maybach-Mekydro, se propune ca pe locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHC de 1250 CP să fie instalată o frînă de tipul Voith. Motivele care au condus la alegerea acestui tip de frînă au fost următoarele :

a). Frîna hidrodinamică Voith formează un corp separat față de redtul transmisiei hidraulice, fapt care face ca adaptarea acesteia la transmisia hidraulică să fie mult mai comodă, ușoară și ieftină în comparație cu adaptarea frînei Maybach.

b). Cuplajul hidraulic pentru frînare la transmisiile hidraulice Maybach-Mekydro are rolul și de sincronizator al ghiarelor de cuplare la schimbarea treptelor de viteze mecanice ale transmisiei, pe cînd la transmisia hidraulică Voith este destinat numai pentru frînare. De altfel, partea mecanică a transmisiei locomotivei diesel-hidraulice de 1250 CP nici nu este prevăzută cu astfel de trepte de viteză mecanice.

c). În cazul unui cuplaj de frînare de tip Maybach comutarea mecanică a treptelor de viteză are o influență și asupra forței de frînare în sensul că forța de frînare maximă în timpul comutării este întreruptă pentru cîteva secunde fapt care face ca în cazul unei frîne de micșorare a vitezei să se mărească lungimea spațiului de frînare. La frîna de tip Voith acest neajuns nu apare deoarece transmisia, așa cum s-a mai arătat, nu are trepte de viteză mecanice.

d). Comanda și reglarea frînei Maybach este mai complicată deoarece pe treapta I-a a transmisiei mecanice, datorită creșterii forței de frînare dezvoltată de frînă ca urmare a măririi raportului de transmitere, frîna funcționează cu un singur cuplaj de frînare umplut cu lichidul de lucru, celălalt rămînînd gol. Această situație nu apare la frîna hidrodinamică de tip Voith.

e). Construcția cuplajului de frînare la frîna Maybach este mai complicată deoarece la acesta reglarea forței de frînare la gradele de umplere mici se face cu ajutorul unei clapete obturatoare care este o membrană inelară, împinsă axial în stator. Această membrană la frîna Voith nu există.

f). Ținînd seama de caracteristicile forțelor de frînare în funcție de viteză a frînelor Voith și Maybach-Mekydro cît și de caracteristica forței care accelerează trenul la mersul pe pante se constată că stabilitatea cea mai mare la frînare (rezerva de stabilitate) o are frîna hidrodinamică de tip Voith.

Soluția constructivă aleasă pentru montarea frînei hidrodinamice de tip Voith cu rotor dublu la locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHC, este arătată în figura 3-5.

Din figură se vede că între frîna propriu-zisă și arborele de ieșire din transmisia hidraulică Voith L 28 (TH2) s-a introdus un angrenaj multiplicator al cărui rol este de a mări raportul de transmitere total al părții mecanice dintre osia motoare și frînă. În acest fel se micșorează și dimensiunile profilului circuitului cuplajului de frînare.

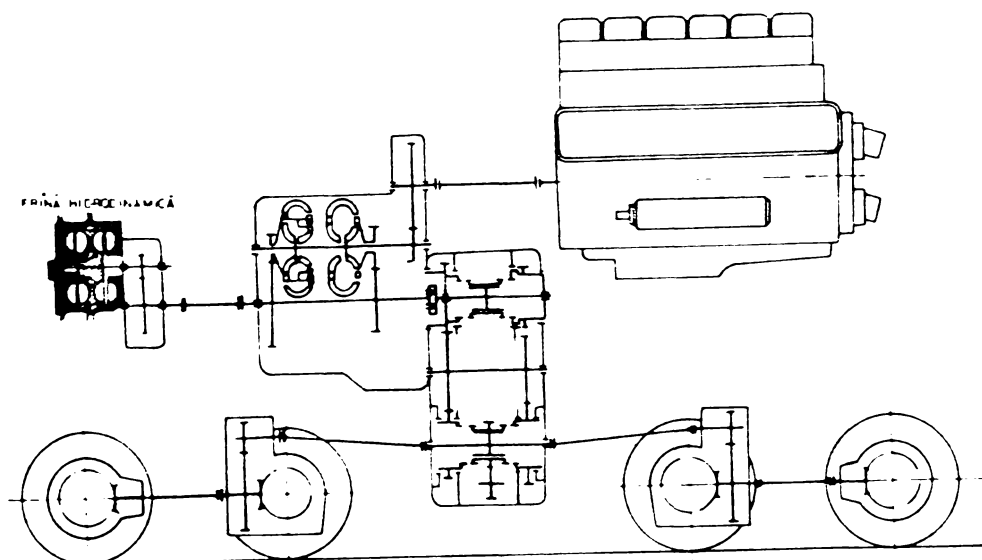


Fig.3-5.

3.3.2. Determinarea diametrului maxim al profilului circuitului la frîna hidrodinamică aleasă.

În cazul locomotivelor diesel-hidraulice la frînarea pe pante, s-a arătat că raportul $q = V_r/V_{max} = 0,25...0,30$ pentru regimul de linie (călători) (v.subcap.3.1).

Admițînd $q = V_r/V_{max} = 0,30$ la o viteză $V_{max} = 100$ km/h cît este la locomotiva CFR 040-DHC, rezultă că viteza $V_r = 100 \cdot 0,30 = 30$ km/h.

Forța de frînare maximă care este dezvoltată de frînă la viteza V_r se obține din relația (3.10) unde în locul vitezei V se pune valoarea V_r , adică :

$$F_{fmax} = \frac{k_2}{V_r} = \frac{270 \cdot P_{fmax}}{V_r} = \frac{270 \cdot 1160}{30} = 10440 \text{ kgf}$$

unde:

$$P_{fmax} = P_{dmax} = P_n \cdot \beta \cdot \eta_{am} = 1250 \cdot 0,947 \cdot 0,98 = 1160 \text{ CP}$$

P_{dmax} - puterea disponibilă maximă a motorului diesel, în CP ;

$P_n = 1250$ CP - puterea nominală a motorului diesel ;

$\beta = 0,947$ - coeficientul care ține seama de consumul de putere al instalațiilor auxiliare;

$\eta_{am} = 0,98$ - randamentul angrenajului multiplicator.

Intrucît frîna aleasă are un rotor dublu, forța de frînare F_{fmax} care revine rotorului simplu este :

$$F_{fmax1} = \frac{F_{fmax}}{2} = \frac{10440}{2} = 5220 \text{ kgf}$$

Pe de altă parte, forța de frînare dezvoltată de rotorul frânei, dată de relația (3.7), pentru cazul $V = V_r = 30 \text{ km/h}$ este:

$$F_{fmax1} = k_1 V_r^2 = 443984,13 D_f^5$$

unde:

$$k_1 = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi^2 \cdot 60^2} \cdot 0,070 (3,45 \cdot 1,4)^3 \cdot \frac{1}{1^3 \cdot 0,900} \cdot D_f^5 = 493,31571 \cdot D_f^5$$

La calculul constantei k_1 următoarele mărimi au fost determinate cupă cum urmează:

$$\lambda_c = 0,070 \frac{\text{kgf} \cdot \text{min}^2}{\text{m}^4} ; \text{ s-a luat din figura 4-17 pentru cazul } i_n = 0 \text{ și } 30^\circ \text{ (diagrama dată de F\u00f6rster [18]) ;}$$

3,45 - raportul de transmitere al părții mecanice de la arborele de ieșire din transmisie și pînă la osia motoare (valoarea corespunde regimului de linie) ;

1,4 - raportul de transmitere al multiplicatorului mecanic al frânei hidrodinamice (v.fig.3-5) (Prospect "Hidromecanica" Brașov) ;

$D = 1,0 \text{ m}$ - diametrul după cercul de rulare al roților motoare ale locomotivei;

$\eta_{mec} = 0,900$ - randamentul părții mecanice dintre arborele frânei și osia motoare (din Catalogul Uzinelor "23 August" București, [42], [43]).

Valoarea diametrului maxim al profilului circuitului rotorului frânei rezultă din :

$$D_f^5 = \frac{F_{fmax1}}{443984,13} = \frac{5220}{443984,13} = 0,0117571$$

de unde:

$$D_f = 0,4112066 \text{ m}$$

Dacă se ține seama de faptul că Uzinele "Hidromecanica" din Brașov au construit frîna hidrodinamică FHI cu un diametru $D_f = 0,420 \text{ m}$, la caracteristici asemănătoare cu cele luate în considerare în acest calcul, se admite pentru diametrul maxim al profilului circuitului frânei hidrodinamice de pe locomotiva diesel-hidraulică de 1250 CP valoarea : $D_f = 0,420 \text{ m}$.

In acest caz constanta k_1 are valoarea :

$$k_1 = 493,31571 \cdot 0,420^5 = 6,44719$$

iar viteza V_r este :

$$V_r = \sqrt[3]{\frac{k_2}{2k_1}} = \sqrt[3]{\frac{313200}{2 \cdot 6,44719}} = 28,96 \approx 29 \text{ km/h,}$$

unde: $k_2 = 270 \cdot P_{fmax} = 270 \cdot 1160 = 313200$.

Forța maximă de frînare F_{fmax} corespunzătoare vitezei $V_r = 29 \text{ km/h}$ este :

$$F_{fmax} = 2 k_1 V_r^2 = 2 \cdot 6,44719 \cdot 29^2 = 10815 \text{ kgf.}$$

3.3.3. Calculul caracteristicilor de frînare hidrodinamică a locomotivei CFR 040-DHC

Calculul caracteristicilor de frînare hidrodinamică se face utilizînd relațiile (3.17) și (3.18), adică cazul care corespunde frînării de durată pe pante.

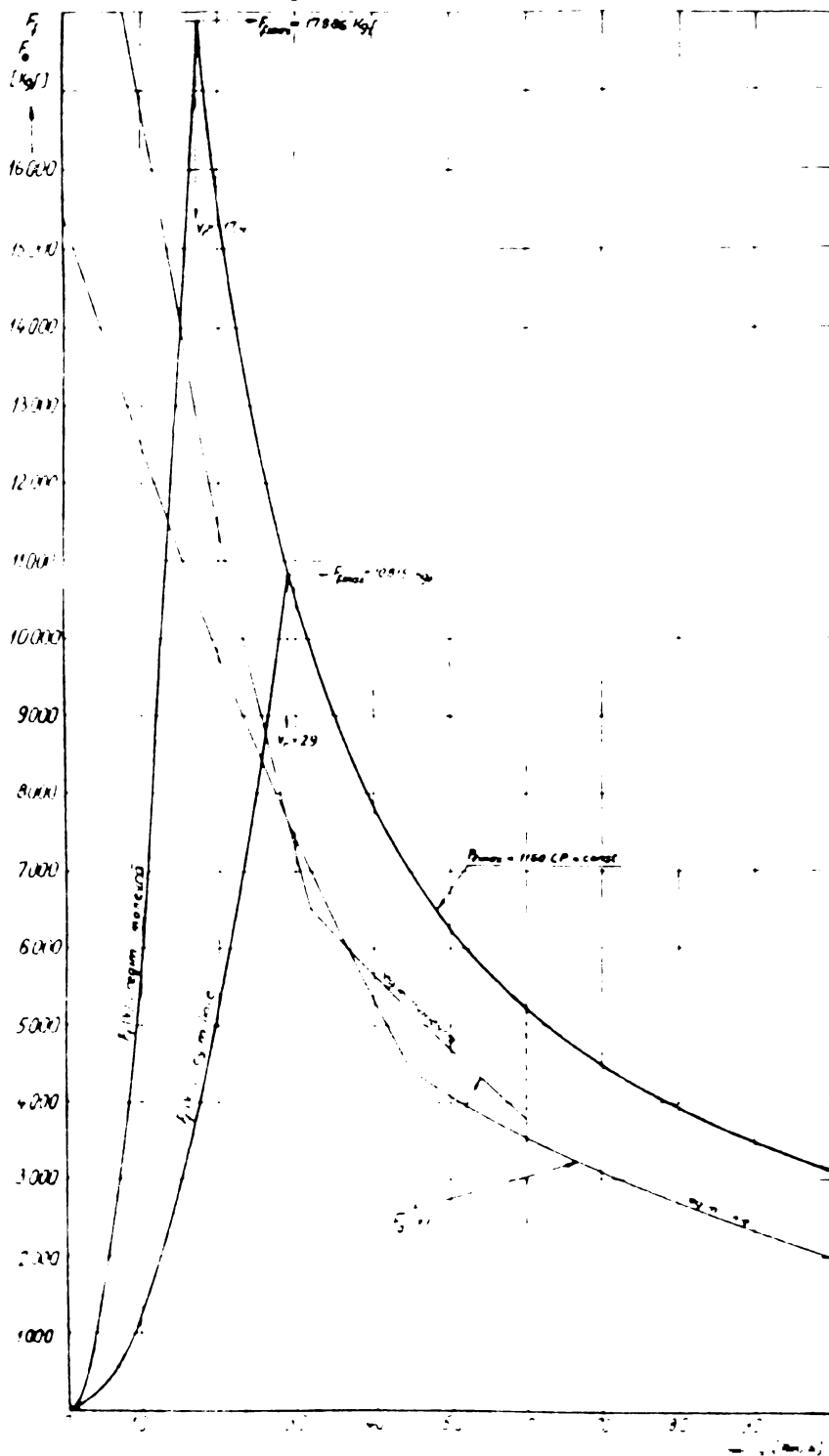
In tabelul 3-1 și 3-2 s-au dat valorile astfel calculate pentru F_f și V stît la regimul de linie ($i = 3,45 \cdot 1,4 = 4,83$) cît și pentru cel de manevră ($i = 5,73 \cdot 1,4 = 8,022$) ale locomotivei CFR 040-DHC la treapta cea mai mare de frînare corespunzătoare umplerii complete a frînei hidrodinamice.

Tabelul 3-1.

$\frac{V}{V_r} = x$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\frac{F_f}{F_f(V_r)} = x^2$	0	0,04	0,16	0,36	0,64	1,0
(Variație parabolică)						
Regim linie: $i = 3,45 \cdot 1,4 = 4,83$; $V_r = 29 \text{ km/h}$						
$k_1 = 6,447192$; $F_f(V_r) = 10815 \text{ kgf}$						
F_f [kgf]	0	433	1730	3893	6922	10815
V [km/h]	0	5,8	11,6	17,4	23,2	29
Regim manevră: $i = 5,73 \cdot 1,4 = 8,022$; $V_r = 17,4 \text{ km/h}$						
$k_1 = 29,53772$; $F_f(V_r) = 17886 \text{ kgf}$						
F_f [kgf]	0	715	2862	6439	11447	17886
V [km/h]	0	3,48	6,96	10,44	13,92	17,40

Tabelul 3-2.

$V/V_R = x$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,45
$F_f/F_f(V_R) = 1/x$	1,0	0,67	0,50	0,40	0,33	0,29
(variație hiperbolică)						
Regim linie: $V_R = 29 \text{ km/h}$; $F_f(V_R) = 10815 \text{ kgf}$						
F_f [kgf]	10815	7246	5408	4326	3569	3136
V [km/h]	29	43,5	58	72,5	87	100
Regim manevră: $V_R = 17,4 \text{ km/h}$; $F_f(V_R) = 17886 \text{ kgf}$						
F_f [kgf]	17886	11984	8943	7154	5902	5187
V [km/h]	17,4	26,1	34,8	43,2	52,2	60



Caracteristicile $F_f(V)$ date în tabelele 3-1 și 3-2 s-au reprezentat în diagrama din figura 3-6 unde s-au trasat și caracteristicile de tracțiune $F_0=f(V)$.

Fig. 3-6.

4. CALCULUL CARACTERISTICILOR DE FRINARE LA VARIATIA GRADULUI DE UMLERE CU LICHID A CAVITATII DE LUCRU A FRINEI HIDRODINAMICE

4.1. Procesul de lucru al cuplajului hidraulic fără tor în cazul umplerii parțiale.

În scopul determinării structurii curentului de lichid în interiorul unui cuplaj hidraulic la diferite grade de umplere și sarcini Morgun [49] a executat o serie de experiențe. În canalele pompei și turbinei s-au fixat de palete câte două plăci metalice subțiri, având forma paletelor, una din acestea fiind izolată față de paletă. Ca lichid de lucru s-a utilizat o soluție electrolică. Astfel, între două plăci ale unui canal, la un anumit grad de umplere și pentru o anumită sarcină aplicată cuplajului hidraulic, se trece un curent electric continuu care se aducea cu ajutorul unor colectoare instalate pe arbore. Ca urmare a electrolizei pe plăci se fixa forma curentului de lichid din secțiunea meridională corespunzătoare regimului respectiv. Aceste experiențe au permis crearea imaginii procesului de lucru în cuplajul hidraulic în cazul umplerii parțiale și constante a cavității de lucru la variația sarcinii. Simultan cu aceste experiențe alți cercetători sovietici au studiat procesul de lucru pe un model transparent de cuplaj hidraulic. Rezultatele cercetărilor au dat o imagine similară cu cea stabilită de Morgun și prezentată mai jos.

Procesul de lucru al cuplajului hidraulic umplut parțial cu lichid poate fi prezentat sub următoarea formă. În absența sarcinii aplicată la arborele turbinei 2 (fig.4-1,a) turația acesteia este practic egală cu turația pompei, mișcarea relativă a lichidului încetează iar limita lichidului se prezintă sub forma unei suprafețe cilindrice cu generatoarea paralelă cu axa cuplajului hidraulic. Odată cu încărcarea turbinei, turația acesteia scade, apare mișcarea relativă a lichidului a cărui viteză se mărește cu sporirea sarcinii. Ca rezultat al mișcării relative, are loc redistribuirea lichidului între pompă și turbină; gradul de umplere al turbinei se mărește iar al pompei se micșorează. Micșorarea gradului de umplere al pompei are drept consecință micșorarea diferenței între razele de intrare și de ieșire ale lichidului în pompă. Limitele suprafeței libere a

lichidului atît în planul meridional cît și în planul perpendicular pe axa de rotație se schimbă. Cu creșterea sarcinii aplicate la arborele turbinei cuplajului ramura centripetă a curentului de lichid în canalele rotorului turbinei se apropie de axa de rotație (fig.4-1,b). După ce curentul a ajuns la partea inferioară a cavității turbinei are loc despărțirea între ramurile centrifugă și centripetă, însă ambele ramuri se află în cavitatea

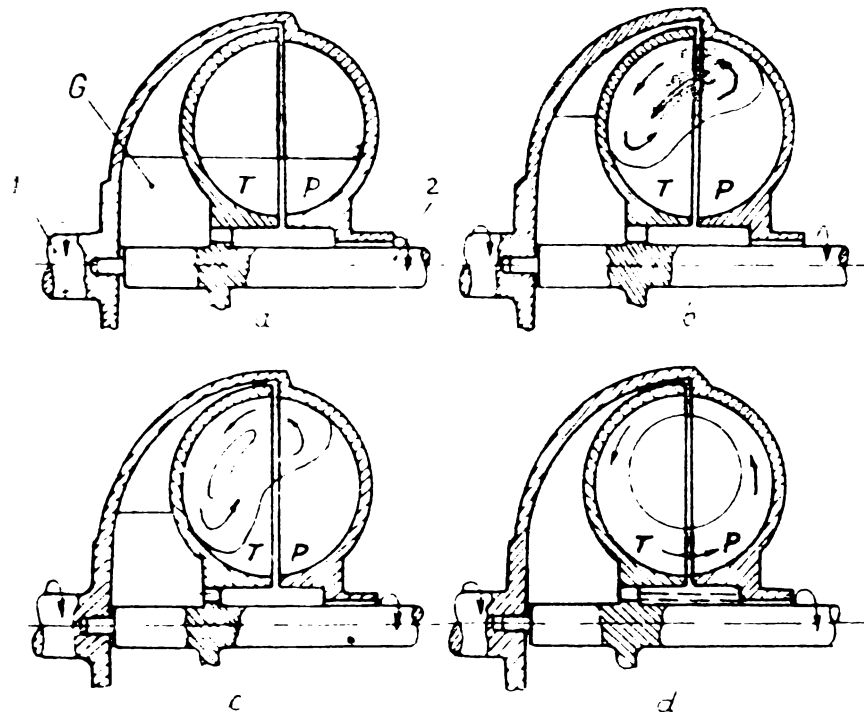


Fig.4-1.

turbinei (fig.4-1,c). Atunci cînd energia cinetică a curentului devine suficient de mare pentru ca ramura centripetă să ajungă la raza interioară a turbinei, lichidul intră în pompă la raza minimă a acesteia. În acest caz se mărește mult diferența între razele de ieșire și intrare a lichidului în rotorul pompei, deci și energia curentului de lichid din pompă și cuplul transmis de cuplajul hidraulic. Ramura centrifugă a curentului va trece în întregime în pompă și curentul de lichid va forma un inel spăsat de suprafața interioară a cavității rotorului pompei și turbinei (fig.4-1,d).

Astfel, în cavitatea de lucru a cuplajului hidraulic apar două forme de mișcare a curentului de lichid și anume:

- a) neinelară, la care lichidul intră în pompă la o rază diferită de cea minimă și
- b) inelară, la care lichidul intră în pompă la raza minimă a rotorului.

Trecerea de la forma neinelară la cea inelară de mișcare a lichidului se produce în salturi, odată cu mărirea însemnată a rigidității cuplajului hidraulic. Cuplajul hidraulic funcționează stabil la ambele forme de mișcare ale curentului de lichid și își pierde stabilitatea numai în zonele de trecere de la o formă la alta.

În cazul unor grade de umplere mari, forma neinelară a curentului de lichid apare numai în cazul alunecărilor mici ale cuplajului. Trecerea la forma inelară se produce, de asemenea tot la valori mici ale alunecării. Prin micșorarea gradului de umplere al cavității de lucru se mărește valoarea alunecării la care apare schimbarea formei curentului de lichid. La grade de umplere mici, schimbarea formei curentului se produce în cazul alunecărilor mari.

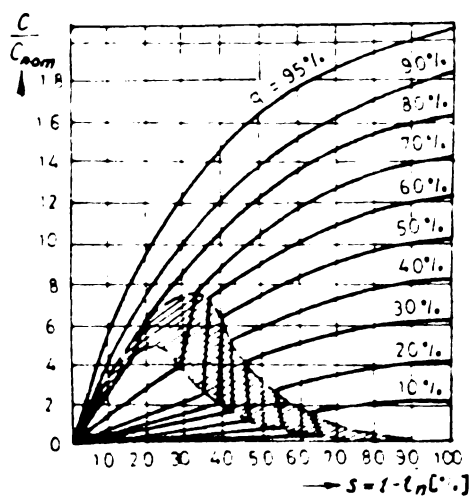


Fig.4-2.

În figura 4-2 sînt date caracteristicile C/C_{nom} ale unui cuplaj în funcție de raportul de transformare al turațiilor i_n pentru diferite grade de umplere a cavității de lucru a cuplajului. C_{nom} reprezintă cuplul nominal și corespunde unei umpleri $q = 95 \%$ și unei alunecări $s = 3 \%$. Pe măsura micșorării gradului de umplere, apar deformări locale și întreruperi în curbele care reprezintă cuplul. Partea stîngă a curbelor corespunde regimurilor de curent neinelar iar cea din dreapta corespunde regimurilor de curent inelar. În diagramă s-a hașurat zona regimurilor

nestabile de funcționare ale cuplajului hidraulic.

Procesul de lucru și caracteristicile cuplajului hidraulic depind în mare măsură de mărimea și forma spațiului de golire G (v.fig.4-1) cu care sînt prevăzute prin construcție. În cazul umplerilor parțiale și a lipsei sarcinii la arborele rotorului turbinei suprafața liberă a lichidului în spațiul de golire se amplasează la același nivel ca și în cavitatea de lucru.

La mărirea sarcinii aplicate turbinei, suprafața liberă a lichidului de lucru se îndepărtează de axa de rotație a cuplajului, presiunea exercitată asupra peretelui solid imaginar

în interstițiul periferic dintre pompă și turbină, din partea cavității de lucru, devine mai mică decât presiunea dinspre spațiul de golire și lichidul de lucru începe să se scurgă din spațiul de golire în cavitatea de lucru. Prin trecerea curentului de lichid la forma inelară de mișcare, se mărește mult viteza lui relativă și presiunea dinspre cavitatea de lucru iar cea din spațiul de golire scade. Ca urmare a acestui fapt are loc scurgerea lichidului din cavitatea de lucru în spațiul de golire. Dacă volumul spațiului de golire este mic, redistribuirea lichidului între acesta și cavitatea de lucru nu poate să modifice esențial caracteristicile cuplajului hidraulic. În caz contrar, caracteristicile cuplajului se modifică esențial.

4.2. Gradul de umplere al unui cuplaj hidraulic.

Înainte de studierea procesului de funcționare al cuplajului hidraulic la umpleri parțiale trebuie să se dea o definiție precisă a noțiunii de grad de umplere cu lichid a cavității de lucru.

Prin grad de umplere q , așa după cum arată Wolf [91] se înțelege raportul dintre volumul cavității cuplajului umplute parțial cu lichidul de lucru și volumul total al cavității de lucru în cazul umplerii complete a cuplajului hidraulic, adică:

$$q = \frac{V_x}{V_{100}} \quad (4.1)$$

unde:

V_x este volumul cavității umplute parțial și

V_{100} - volumul total al cavității de lucru (la umplerea completă).

Cavitatea de lucru reprezintă volumul circular (inelar) de lucru format între paletele canalelor rotoarelor.

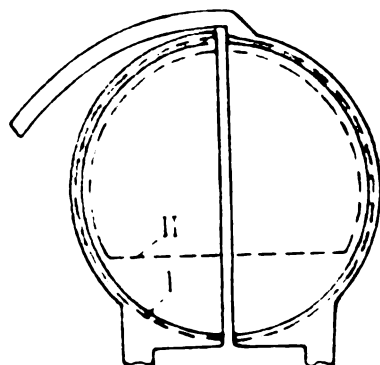


Fig.4-3.

Secțiunea meridională corespunzătoare unei jumătăți a cavității de lucru a celor două rotoare care se rotesc este arătată în figura 4-3 prin linie întreruptă și notată cu cifrele I și II. Prin cifra I s-a notat conturul umplerii complete iar prin cifra II - cavitata umplută parțial reprezentând numai o parte din întregul volum.

Unele cuplaje hidraulice au, în afară de volumul interior descris format nemijlocit de cavitatea de lucru, un volum exterior neocupat de lichid, în legătură cu primul și adesea nu așa de mic ca să se poată neglija. Legătura între volumul arătat, neocupat de lichidul de lucru și denumit spațiu de golire G (v.fig.4-1), de volumul cavității de lucru constituie o mărime care depinde de felul cuplajului hidraulic.

Aparent, volumul spațiului de golire nu poate să aibă o influență asupra mecanismului de apariție și transmitere a cuplului între rotoarele de lucru. Totuși în realitate acesta influențează substanțial în mod indirect asupra proceselor arătate. Această influență se observă îndeosebi în cazul când cuplajul este umplut parțial cu lichid de lucru.

Datorită existenței spațiului de golire, la alunecări mari, o parte din lichidul de lucru trece din cavitatea de lucru în spațiul de golire. Prin golirea cavității de lucru și umplerea corespunzătoare a spațiului de golire se obține un grad de umplere efectiv, real, care se deosebește de gradul de umplere în lipsa sarcinii la arborele rotorului turbinei, considerat grad nominal de umplere.

Această situație conduce, evident, la variația parametrilor reali de exploatare a cuplajelor întrucât procesele de circulație a lichidului în cavitatea de lucru ca urmare a acțiunii dinamice a curentului nu pot fi considerate ca procese care au loc în cavitatea de lucru la un grad de umplere nominal.

Din cele arătate rezultă că forma și dimensiunile spațiului de golire al cuplajului hidraulic la unul și același tip trebuie să fie alese corespunzător, deoarece la modificarea curentului de lichid în cavitatea de lucru și prin golirea unei părți din lichid în spațiul de golire, ele pot să influențeze esențial, mai ales la alunecările mari, asupra cuplului și deci asupra caracteristicilor cuplajului hidraulic.

Aceleași situații se prezintă și în cazul frînării cu cuplaj hidraulic la care un rotor este oprit ($i_n = 0$).

4.3. Geometria curentului de lichid la frînarea hidrodinamică cu cuplaj hidraulic la umpleri parțiale a cavității de lucru.

Așa după cum s-a arătat forma curentului de lichid din cavitatea de lucru a unui cuplaj hidraulic umplut parțial cu

lichid, la alunecări mari și oricum la $s = 100\%$ sau $i_n = 0$ (stop) este inelară (v. subcapitolul 4.1 și fig.4-4).

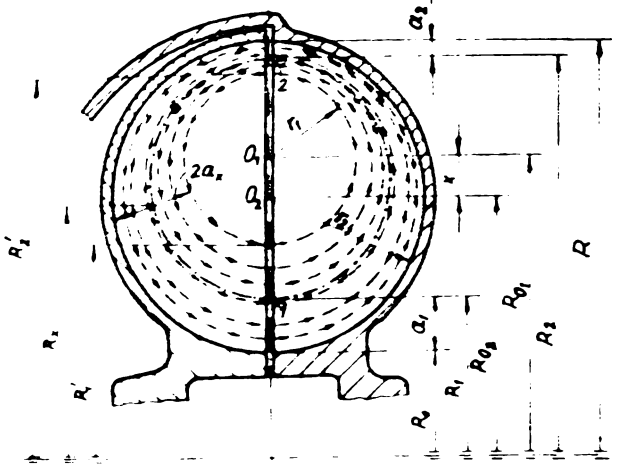


Fig.4-4.

În figura 4-4 prin R s-a notat raza maximă a profilului circuitului iar prin R_0 - raza minimă a acestuia. Ambele raze sînt cunoscute în cazul unui cuplaj dat. Prin a_2 s-a notat jumătate din grosimea curentului de lichid la ieșirea din rotorul pompei iar prin a_1 - jumătate din grosimea lichidului la intrarea în rotorul pompei. Valorile acestor două mărimi nu sînt cunoscute dar se vor determina în cele ce urmează în funcție de gradul de umplere q al cuplajului hidraulic.

Dacă se admite pentru forma inelară a curentului de lichid dimensiunile geometrice arătate pe figura 4-4, rezultă că :

$$2 r_2 = R - R_0$$

de unde:

$$r_2 = \frac{R - R_0}{2} \quad (4.2)$$

Notînd cu r_1 raza interioară a inelului de lichid, tot de pe figura de mai sus rezultă :

$$2 a_2 + 2 r_1 + 2 a_1 = 2 r_2$$

sau

$$a_2 + r_1 + a_1 = r_2 \quad (4.3)$$

Dacă se explicitează valoarea lui r_1 din relația (4.3) și se ține seama de valoarea lui r_2 dată de relația (4.2), se obține:

$$r_1 = \frac{R - R_0}{2} - (a_1 + a_2) \quad (4.4)$$

Pe baza figurii 4-4 se mai poate scrie de asemenea că distanța dintre centrele cercurilor O_1 și O_2 este :

$$O_1 O_2 + r_1 + 2 a_2 = r_2 ,$$

de unde:

$$O_1 O_2 = r_2 - r_1 - 2 a_2$$

Exprimînd razele r_2 și r_1 prin valorile găsite anterior rezultă :

$$O_1 O_2 = \frac{R - R_0}{2} - \frac{R - R_0}{2} + a_1 + a_2 - 2 a_2$$

sau

$$O_1 O_2 = a_1 - a_2. \quad (4.5)$$

Din figura 4-4 rezultă că valoarea razei R_{O_2} este :

$$R_{O_2} = \frac{R + R_0}{2}, \quad (4.6)$$

iar raza R_{O_1} a centrului inelului de lichid gol :

$$R_{O_1} = R_{O_2} + O_1 O_2 = \frac{R + R_0}{2} + a_1 - a_2. \quad (4.7)$$

Volumul lichidului din cavitatea de lucru la umplerea totală a cuplajului V_{100} se calculează ca volumul unui tor din care se scade volumul ocupat de cele z palete ale cuplajului și anume:

$$V_{100} = 2 \pi^2 R_{O_2} \cdot r_2^2 - \pi r_2^2 s z$$

în care:

- $s = 1,5$ mm reprezintă grosimea paletelor cuplajului CH 370 care a fost utilizat la experimentele făcute ;
- $z = 38$ - numărul de palete.

Tinînd seama de valorile mărimilor care intră în relația de mai sus rezultă :

$$\begin{aligned} V_{100} &= 2 \pi^2 \cdot \frac{R + R_0}{2} \left(\frac{R - R_0}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{R - R_0}{2} \right)^2 \cdot s \cdot z = \\ &= \frac{\pi^2}{4} (R + R_0) (R - R_0)^2 - \frac{\pi}{4} (R - R_0)^2 \cdot s \cdot z = \\ &= \frac{\pi^2}{4} \left[(R + R_0) (R - R_0)^2 - \frac{s \cdot z}{\pi} (R - R_0)^2 \right]. \quad (4.8) \end{aligned}$$

Volumul lichidului din cavitatea de lucru la umplerea parțială a cuplajului V_x se determină ca diferența a două volume de toruri, adică :

$$V_x = 2 \pi^2 \cdot R_{O_2} \cdot r_2^2 - 2 \pi^2 \cdot R_{O_1} \cdot r_1^2 \quad (4.9)$$

din care scăzînd volumul ocupat de palete se obține:

$$\begin{aligned} V_x &= 2 \pi^2 \cdot R_{O_2} \cdot r_2^2 - 2 \pi^2 \cdot R_{O_1} \cdot r_1^2 - \pi r_2^2 \cdot s \cdot z + \pi r_1^2 \cdot s \cdot z = \\ &= \frac{\pi^2}{4} \left[(R+R_o)(R-R_o)^2 - \frac{s \cdot z}{\pi} (R-R_o)^2 \right] - 2 \pi^2 \left(\frac{R+R_o}{2} + a_1 - a_2 \right) \left[\frac{R-R_o}{2} - \right. \\ &\quad \left. - (a_1 + a_2) \right]^2 + \pi s z \left[\frac{R-R_o}{2} - (a_1 + a_2) \right]^2 = \\ &= \frac{\pi^2}{4} \left[(R+R_o)(R-R_o)^2 - \frac{s \cdot z}{\pi} (R-R_o)^2 \right] - \frac{\pi^2}{4} \left[R+R_o + 2(a_1 - a_2) \right] \left[R-R_o - \right. \\ &\quad \left. - 2(a_1 + a_2) \right]^2 + \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{s \cdot z}{\pi} \left[R-R_o - 2(a_1 + a_2) \right]^2 = \\ &= \frac{\pi^2}{4} \left[(R+R_o)(R-R_o)^2 - \frac{s \cdot z}{\pi} (R-R_o)^2 \right] - \frac{\pi^2}{4} \left[R-R_o - 2(a_1 + a_2) \right]^2 \cdot \left[R+R_o + \right. \\ &\quad \left. + 2(a_1 - a_2) - \frac{s \cdot z}{\pi} \right] = \frac{\pi^2}{4} \left\{ (R+R_o)(R-R_o)^2 - \left[R-R_o - 2(a_1 + a_2) \right]^2 \cdot \left[R+ \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + R_o + 2(a_1 - a_2) - \frac{s \cdot z}{\pi} \right] \right\} \quad (4.10) \end{aligned}$$

Raportînd volumul V_x la volumul V_{100} se obține valoarea gradului de umplere q al cuplajului hidraulic la umplerea parțială a cavității acestuia :

$$q = \frac{V_x}{V_{100}} = \frac{\frac{\pi^2}{4} \left\{ (R+R_o)(R-R_o)^2 - \frac{s \cdot z}{\pi} (R-R_o)^2 - \left[R-R_o - 2(a_1 + a_2) \right]^2 \left[R+R_o + 2(a_1 - a_2) - \frac{s \cdot z}{\pi} \right] \right\}}{\frac{\pi^2}{4} \left[(R+R_o)(R-R_o)^2 - \frac{s \cdot z}{\pi} (R-R_o)^2 \right]}$$

de unde:

$$q = 1 - \frac{\left[R-R_o - 2(a_1 + a_2) \right]^2 \left[R+R_o + 2(a_1 - a_2) - \frac{s \cdot z}{\pi} \right]}{(R+R_o)(R-R_o)^2 - \frac{s \cdot z}{\pi} (R-R_o)^2} \quad (4.11)$$

Notînd distanța dintre centrele O_1 și O_2 prin x (v.fig. 4-4), $O_1 O_2 = a_1 - a_2 = x$, relația (4.11) devine:

$$q = 1 - \frac{\left[R - R_0 - 2(2a_1 - x) \right]^2 \cdot \left(R + R_0 + 2x - \frac{s z}{\pi} \right)}{(R + R_0)(R - R_0)^2 - \frac{s z}{\pi}(R - R_0)^2} \quad (4.12)$$

Introducînd mărimile adimensionale :

$$\delta_0 = \frac{R_0}{R} ; \quad \delta_1 = \frac{a_1}{R} ; \quad \delta_2 = \frac{a_2}{R} \quad \text{și} \quad \delta_x = \frac{x}{R} ,$$

valoarea gradului de umplere q al cuplajului dat de relația (4.12) rezultă :

$$q = 1 - \frac{\left[1 - \delta_0 - 2(2\delta_1 - \delta_x) \right]^2 \cdot \left(1 + \delta_0 + 2\delta_x - \frac{z\zeta}{\pi} \right)}{(1 + \delta_0)(1 - \delta_0)^2 - \frac{z\zeta}{\pi}(1 - \delta_0)^2} \quad (4.13)$$

unde $\zeta = \frac{s}{R}$ este grosimea relativă a paletelor cuplajului.

Pe baza încercărilor experimentale făcute de Morgun [49] asupra cuplajelor hidraulice cu pereți transparenți s-a putut determina gradul de umplere cu lichid q al cavității de lucru la o umplere parțială, precum și dependența dintre grosimea dintr-o secțiune oarecare a circuitului lichidului de lucru a_x și cea de la ieșire din rotorul pompei a_2 în funcție de razele secțiunilor considerate R_x și R_2 :

$$a_x = a_2 \left(\frac{R_2}{R_x} \right)^2 \quad (4.14)$$

Pe această bază dacă $R_x = R_1$, $a_x = a_1$ și are valoarea,

$$a_1 = a_2 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \quad (4.15)$$

sau (v.fig.4-4) :

$$\frac{a_1}{a_2} = \left(\frac{R - a_2}{R_0 + a_1} \right)^2 \quad (4.16)$$

În figura 4-5 s-a reprezentat în secțiune cuplajul hidraulic CH 370 care are diametrul maxim al profilului circuitului $D = 2R = 370$ mm și este fabricat de Uzina "Hidromecanica" din Prașov. Acest cuplaj a fost utilizat ca frînă hidrodinamică în cadrul standului de frînare hidrodinamică construit de autor (v.cap.5) pe care s-au efectuat încercările experimentale pentru verificarea teoriei elaborate.

Tinând seama de dimensiunile profilului circuitului cuplajului CH 370, relația (4.16) devine :

$$\frac{a_1}{a_2} = \left(\frac{185 - a_2}{85 + a_1} \right)^2 \quad (4.17)$$

unde:

$$R = 185 \text{ mm și } R_0 = 85 \text{ mm.}$$

Determinarea perechilor de valori a_1, a_2 care satisfac relația (4.17) s-a făcut pe cale grafică așa după cum se arată în cele ce urmează.

Relația (4.17) se mai poate scrie și sub forma:

$$a_1(85 + a_1)^2 = a_2(185 - a_2)^2$$

Notînd prin :

$$y_1 = a_1(85 + a_1)^2$$

respectiv

$$y_2 = a_2(185 - a_2)^2$$

și reprezentînd grafic într-un sistem de două axe rectangulare funcțiile $y_1 = f(a_1)$ și $y_2 = f(a_2)$, prin egalarea ordonatelor $y_1 = y_2$ se obțin perechile de valori a_1, a_2 care satisfac relația (4.17).

În tabelele 4-1 și 4-2 s-au calculat valorile funcțiilor $y_1 = f(a_1)$ și $y_2 = f(a_2)$, care s-au reprezentat grafic în figura 4-6.

a_1 [mm]	$y_1 = f(a_1)$		Tabelul 4-1. y_1
	$85 + a_1$	$(85 + a_1)^2$	
0	85	7225	0
1	86	7396	7396
2	87	7569	15138
3	88	7744	23232
4	89	7921	31684
5	90	8100	40500
6	91	8281	49686
7	92	8464	59248

Fig.4-5.

Tabelul 4-1 (continuare)

a_1 [mm]	$85 + a_1$	$(85 + a_1)^2$	y_1
8	93	8649	69192
9	94	8836	79524
10	95	9025	90250
11	96	9216	101376
12	97	9409	112908
13	98	9604	124852
14	99	9801	137214
15	100	10000	150000
16	101	10201	163216
17	102	10404	176868
18	103	10609	190962
19	104	10816	205504
20	105	11025	220500
21	106	11236	235956
22	107	11449	251878
23	108	11664	268272
24	109	11881	285144
25	110	12100	302500
26	111	12321	320346
27	112	12544	338688
28	113	12769	357532
29	114	12996	376884
30	115	13225	396750
31	116	13456	417136
32	117	13689	438048
33	118	13924	459492
34	119	14161	481474
35	120	14400	504000
36	121	14641	527076

$$y_2 = f(a_2)$$

Tabelul 4-2

a_2 [mm]	$185 - a_2$	$(185 - a_2)^2$	y_2
0	185	34225	0
1	184	33856	33856
2	183	33489	66978
3	182	33124	99372
4	181	32761	131044

Tabelul 4-2(continuare)

a_2 [mm]	$185 - a_2$	$(185 - a_2)^2$	y_2
5	180	32400	162000
6	179	32041	192246
7	178	31684	221788
8	177	31329	250632
9	176	30976	278784
10	175	30625	306250
11	174	30276	333036
12	173	29929	359148
13	172	29584	384592
14	171	29241	409374
15	170	28900	433500
16	169	28561	456976
17	168	28224	479808

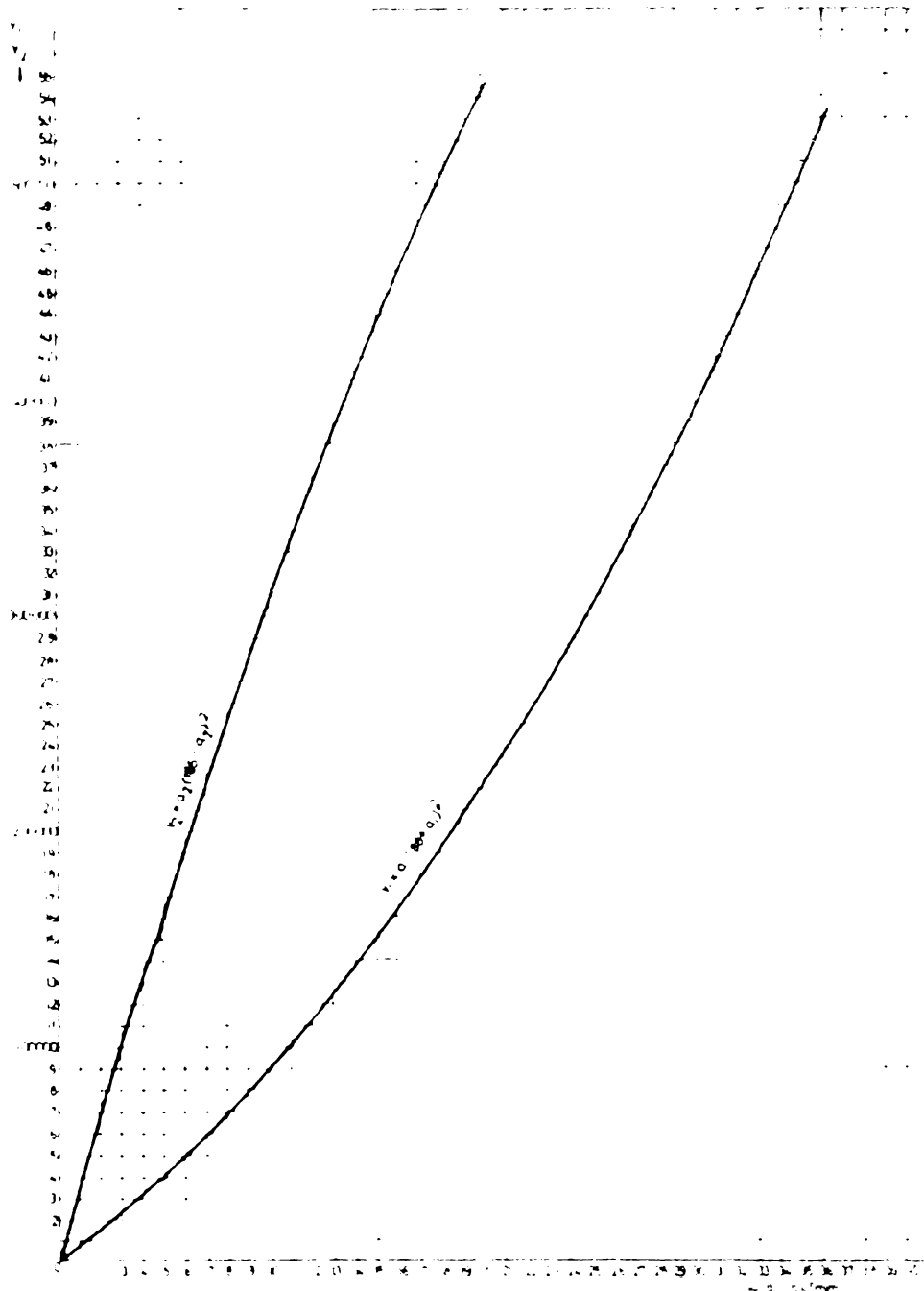


Fig. 4-6.

In tabelul 4-3 s-au dat perechile de valori a_1, a_2 obținute pe cale grafică avînd la bază relația $y_1 = y_2$.

$a_2 = f(a_1)$

Tabelul 4-3.

$y_1 = y_2$	a_1 [mm]	$\sigma_1 = \frac{a_1}{R}$	a_2 [mm]	$\sigma_2 = \frac{a_2}{R}$	$x = a_1 - a_2$	$\sigma_x = \frac{x}{R}$
10000	1,34	0,00724	0,32	0,00173	1,02	0,00551
20000	2,63	0,01422	0,62	0,00335	2,01	0,01086
30000	3,79	0,02048	0,91	0,00492	2,88	0,01557
40000	4,91	0,02654	1,17	0,00632	3,74	0,02021
50000	6,00	0,03243	1,50	0,00811	4,50	0,02432
60000	7,06	0,03816	1,78	0,00962	5,28	0,02854
70000	8,05	0,04351	2,11	0,01140	5,94	0,03211
80000	9,06	0,04897	2,37	0,01281	6,69	0,03616
90000	9,96	0,05383	2,70	0,01459	7,26	0,03924
100000	10,90	0,05891	3,05	0,01649	7,85	0,04243
110000	11,78	0,06367	3,35	0,01811	8,43	0,04556
120000	12,60	0,68100	3,67	0,01984	8,93	0,04827
130000	13,45	0,07270	3,98	0,02151	9,47	0,05119
140000	14,26	0,07708	4,28	0,02313	9,98	0,05394
150000	15,00	0,08108	4,64	0,02508	10,36	0,05600
160000	15,80	0,08540	4,95	0,02675	10,85	0,05864
170000	16,52	0,08930	5,32	0,02875	11,20	0,06054
180 000	17,26	0,09329	5,63	0,03043	11,63	0,06286
190000	17,95	0,09702	5,95	0,03216	12,00	0,06486
200000	18,65	0,10080	6,25	0,03378	12,40	0,06702
210000	19,32	0,10442	6,60	0,03567	12,72	0,06875
220000	19,80	0,10702	6,92	0,03740	12,88	0,06962
230000	20,63	0,11151	7,30	0,03946	13,33	0,07205
240000	21,26	0,11491	7,65	0,04135	13,61	0,07356
250000	21,90	0,11837	7,97	0,04307	13,93	0,07529
260000	22,50	0,12161	8,32	0,04497	14,18	0,07664
270000	23,15	0,12512	8,68	0,04692	14,47	0,07821
280000	23,70	0,12810	9,06	0,04897	14,64	0,07913
290000	24,26	0,13113	9,45	0,05108	14,81	0,08005
300000	24,86	0,13437	9,76	0,05275	15,10	0,08162
310000	25,45	0,13757	10,15	0,05486	15,30	0,08270
320000	25,98	0,14042	10,51	0,05681	15,47	0,08362
330000	26,56	0,14356	10,86	0,05870	15,70	0,08486
340000	27,05	0,14621	11,26	0,06086	15,79	0,08534

Tabelul 4-3 (continuare)

350000	27,62	0,14929	11,67	0,06308	15,95	0,08621
360000	28,12	0,15199	12,05	0,06513	16,07	0,08686
370000	28,61	0,15464	12,42	0,06713	16,19	0,08751
380000	29,16	0,15761	12,82	0,06929	16,34	0,08832
390000	29,64	0,16020	13,24	0,07156	16,40	0,08864
400000	30,12	0,16280	13,67	0,07389	16,45	0,08891
410000	30,62	0,16550	14,03	0,07583	16,59	0,08967
420000	31,20	0,16864	14,47	0,07821	16,73	0,09043
430000	31,60	0,17080	14,85	0,08026	16,75	0,09053
440000	32,10	0,17350	15,26	0,08248	16,84	0,09102
450000	32,56	0,17600	15,70	0,08486	16,86	0,09114
460000	33,00	0,17838	16,13	0,08714	16,87	0,09124
470000	33,44	0,18086	16,56	0,08957	16,88	0,09129

În diagrama din figura 4-7 s-a reprezentat funcția $a_2 = f(a_1)$ dată de relația (4.17) și avînd valorile calculate în tabelul 4-3.

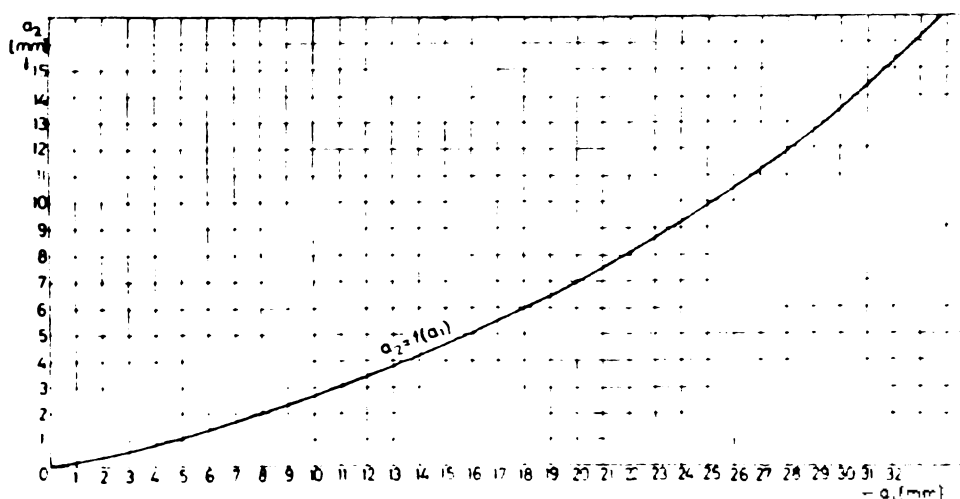


Fig.4-7.

Odată cunoscută dependența dintre grosimile a_1 și a_2 ale curentului de lichid date de relația (4.17), calculate în tabelul 4-3 și reprezentate în figura 4-7, s-au determinat cu relația (4.13) gradele de umplere q corespunzătoare diferitelor perechi de valori a_1 și a_2 .

Valorile gradului de umplere q al cavității de lucru a cuplajului hidraulic CH 370 s-au calculat în tabelul 4-4. În acest tabel valorile mărimilor A , B și C sînt date mai jos:

$$A = 1 + \delta_0 + 2\delta_x \quad ; \quad B = 1 - \delta_0 - 2(2\delta_1 - \delta_x) \quad ;$$

$$C = (1 + \delta_0)(1 - \delta_0)^2$$

unde: $\delta_0 = R_0/R = 85/185 = 0,45946$

Tabelul 4-4.

Dependentă $q = V_x/V_{100} = f(\sigma_1)$ sau $f(\sigma_2)$

Nr. crt.	σ_1	$2\sigma_1$	σ_2	$2\sigma_2$	$2(2\sigma_1 - \sigma_2)$	A	B	B^2	$\frac{B^2(A - \frac{2\sigma_1}{\pi})}{C - (1 - \sigma_0^2) \frac{2\sigma_1}{\pi}}$	$q = \frac{V_x}{V_{100}}$	σ_2
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	0,00724	0,01448	0,00551	0,01102	0,00692	1,47048	0,53362	0,28475	0,98246	0,01754	0,00173
2.	0,01422	0,02844	0,01086	0,02172	0,03516	1,48118	0,50538	0,25541	0,88811	0,11189	0,00335
3.	0,02048	0,04096	0,01557	0,03114	0,05078	1,49060	0,48976	0,23986	0,83657	0,16343	0,00492
4.	0,02654	0,05308	0,02021	0,04042	0,06574	1,49988	0,47480	0,22544	0,79449	0,20551	0,00632
5.	0,03243	0,06486	0,02432	0,04864	0,08108	1,50810	0,45946	0,21110	0,74832	0,25168	0,00811
6.	0,03816	0,07632	0,02854	0,05708	0,09556	1,51654	0,44498	0,19801	0,70612	0,29388	0,00962
7.	0,04351	0,08702	0,03211	0,06422	0,10982	1,52368	0,43072	0,18552	0,66490	0,33509	0,01140
8.	0,04897	0,09794	0,03616	0,07232	0,12356	1,53178	0,41698	0,17387	0,62669	0,37330	0,01281
9.	0,05383	0,10766	0,03924	0,07848	0,13684	1,53794	0,40370	0,16297	0,58992	0,41007	0,01459
10.	0,05891	0,11782	0,04243	0,08486	0,15078	1,54432	0,38976	0,15191	0,55232	0,44767	0,01649
11.	0,06367	0,12734	0,04556	0,09112	0,16356	1,55058	0,37698	0,14211	0,51893	0,48106	0,01811
12.	0,06810	0,13620	0,04827	0,09654	0,17586	1,55600	0,36468	0,13299	0,48744	0,51255	0,01984
13.	0,07270	0,14540	0,05119	0,10238	0,18842	1,56184	0,35212	0,12399	0,45627	0,54372	0,02151
14.	0,07708	0,15416	0,05394	0,10788	0,20044	1,56734	0,34010	0,11567	0,42725	0,57274	0,02313
15.	0,08108	0,16216	0,05600	0,11200	0,21232	1,57146	0,32822	0,10773	0,39904	0,60095	0,02508
16.	0,08540	0,17080	0,05864	0,11728	0,22432	1,57674	0,31622	0,10000	0,37173	0,62826	0,02675
17.	0,08930	0,17860	0,06054	0,12108	0,23612	1,58054	0,30442	0,09267	0,34537	0,65462	0,02875
18.	0,09329	0,18658	0,06286	0,12572	0,24744	1,58518	0,29310	0,08591	0,32118	0,67881	0,03043
19.	0,09702	0,19404	0,06486	0,12972	0,25836	1,58918	0,28218	0,07963	0,29850	0,70149	0,03216
20.	0,10080	0,20160	0,06702	0,13404	0,26916	1,59350	0,27138	0,07365	0,27688	0,72311	0,03378
21.	0,10442	0,20884	0,06875	0,13750	0,28018	1,59696	0,26036	0,06779	0,25544	0,74560	0,03567

o	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
22.	0,10702	0,21404	0,06962	0,13924	0,28884	1,59870	0,25170	0,06335	0,23899	0,76100	0,03740
23.	0,11151	0,22302	0,07205	0,14410	0,30194	1,60356	0,23860	0,05693	0,21547	0,78453	0,03946
24.	0,11491	0,22982	0,07356	0,14712	0,31252	1,60658	0,22802	0,05199	0,19716	0,80284	0,04135
25.	0,11837	0,23674	0,07529	0,15058	0,32290	1,61004	0,21764	0,04737	0,18005	0,81995	0,04307
26.	0,12161	0,24322	0,07664	0,15328	0,33316	1,61274	0,20738	0,04301	0,16536	0,83463	0,04497
27.	0,12512	0,25024	0,07821	0,15642	0,34406	1,61588	0,19648	0,03860	0,14728	0,85272	0,04692
28.	0,12810	0,25620	0,07913	0,15826	0,35414	1,61772	0,18640	0,03474	0,13272	0,86728	0,04897
29.	0,13113	0,26226	0,08005	0,16010	0,36442	1,61956	0,17612	0,03102	0,11865	0,88135	0,05108
30.	0,13437	0,26874	0,08162	0,16324	0,37424	1,62270	0,16630	0,02766	0,10601	0,89398	0,05275
31.	0,13757	0,27514	0,08270	0,16540	0,38754	1,62756	0,15300	0,02341	0,09001	0,90999	0,05486
32.	0,14042	0,28084	0,08362	0,16724	0,39444	1,62670	0,14610	0,02135	0,08204	0,91795	0,05681
33.	0,14356	0,28712	0,08486	0,16972	0,40452	1,62918	0,13602	0,01850	0,07121	0,92878	0,05870
34.	0,14621	0,29242	0,08534	0,17068	0,41416	1,63014	0,12638	0,01597	0,06151	0,93848	0,06086
35.	0,14929	0,29858	0,08621	0,17242	0,42474	1,63188	0,11580	0,01341	0,05170	0,94829	0,06308
36.	0,15199	0,30398	0,08686	0,17372	0,43424	1,63318	0,10630	0,01130	0,04360	0,95639	0,06513
37.	0,15464	0,30928	0,08751	0,17502	0,44354	1,63448	0,09700	0,00941	0,03634	0,96365	0,06713
38.	0,15761	0,31522	0,08832	0,17664	0,45380	1,63610	0,08674	0,00752	0,02970	0,97092	0,06929
39.	0,16020	0,32040	0,08864	0,17728	0,46352	1,63674	0,07702	0,00593	0,02293	0,97706	0,07156
40.	0,16280	0,32560	0,08891	0,17782	0,47338	1,63728	0,06716	0,00451	0,01745	0,98255	0,07389
41.	0,16864	0,33728	0,09043	0,18086	0,49370	1,64032	0,04684	0,00219	0,00849	0,99150	0,07821
42.	0,17080	0,34160	0,09053	0,18106	0,50214	1,64052	0,03840	0,00147	0,00570	0,99429	0,08026
43.	0,17350	0,34700	0,09102	0,18204	0,51196	1,64150	0,02858	0,00082	0,00318	0,99681	0,08248
44.	0,17600	0,35200	0,09114	0,18228	0,52172	1,64174	0,01882	0,00035	0,00135	0,99864	0,08486
45.	0,17838	0,35676	0,09124	0,18248	0,53104	1,64194	0,00950	0,00009	0,00034	0,99965	0,08714
46.	0,18086	0,36172	0,09129	0,18258	0,54086	1,64204	0	0	0	1	0,08957

Pe baza tabelului 4-4 în figura 4-8 s-a reprezentat dependența dintre gradul de umplere q al cavității de lucru al cuplajului hidraulic CH 370 și grosimea relativă a curentului de lichid $\sigma_2 = a_2/R$, respectiv $\sigma_1 = a_1/R$.

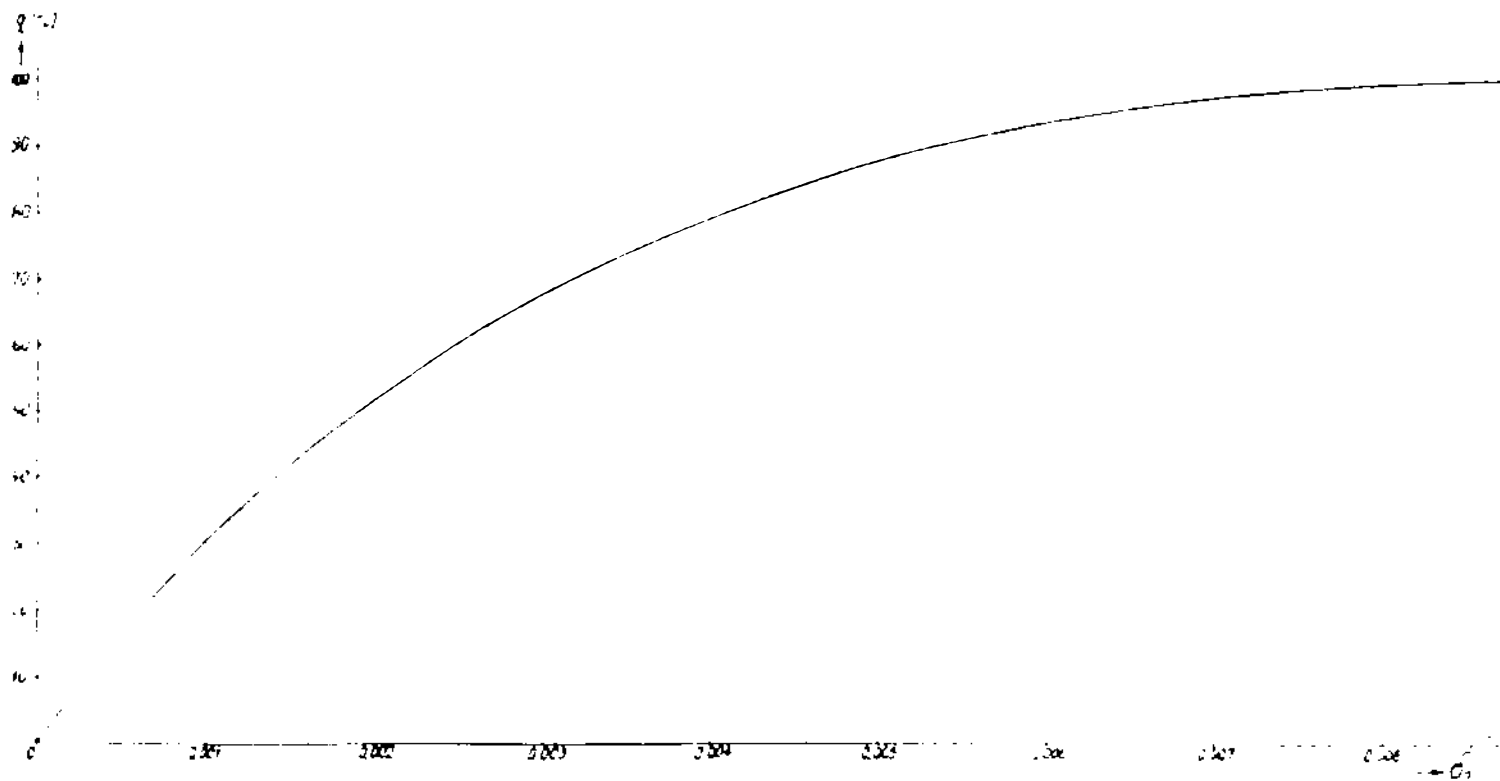


Fig.4-8.

4.4. Calculul cuplului unui cuplaj cu inel conducător.

În figura 4-9 s-a reprezentat profilul circuitului și triunghiurile vitezelor ale unui cuplaj Föttinger cu inel conducător.

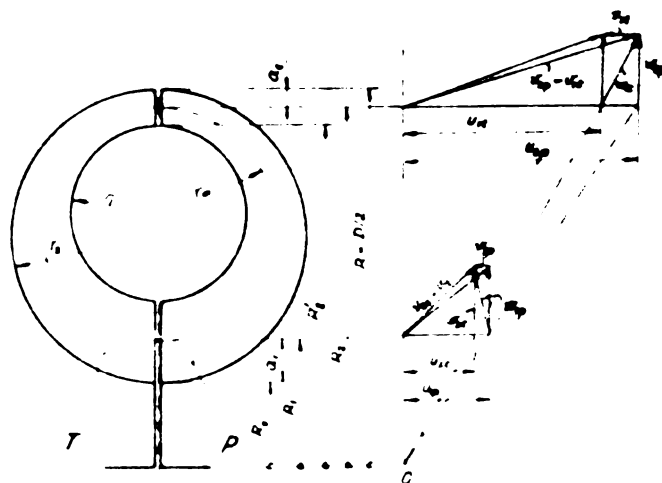


Fig.4-9.

După cum se știe cuplul rotorului pompei este [88] :

$$C_p = \frac{\rho Q}{g} R^2 \omega_p (1 - \sigma_m^2 \sigma_n^2) \text{ [kgf/m]} \quad (4.18)$$

în care:

ω_p este viteza unghiulară a rotorului pompei, în s^{-1} ;

Q - debitul de lichid, în m^3/s ;

R_1, R_2 - razele la intrare respectiv ieșire din rotor,
în m;

$$\xi_m = \frac{R_1}{R_2} \text{ (v.fig.4-9 ; indicele m se referă la firul mediu de lichid al unui canal) ;}$$

$$i_n = \frac{n_t}{n_p} \text{ - raportul de transformare al turațiilor.}$$

Relația (4.18) se mai poate scrie :

$$\begin{aligned} C_p &= \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \frac{R_2^2}{R^2} \cdot R^2 \cdot \omega_p (1 - \xi_m^2 \cdot i_n^2) = \\ &= \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \mu_m^2 \cdot R^2 \cdot \omega_p (1 - \xi_m^2 \cdot i_n^2) \end{aligned} \quad (4.19)$$

unde:

$$\mu_m = \frac{R_2}{R} ;$$

$$R = \frac{D}{2} \text{ - raza activă a profilului circuitului cu diametrul D.}$$

După scelași autor [88], sarcina teoretică a rotorului pompei se determină cu relația :

$$H_{tp} = \frac{C_p \cdot \omega_p}{\gamma \cdot Q} \quad (4.20)$$

în care înlocuind pe C_p din relația (4.19), rezultă :

$$H_{tp} = \frac{1}{g} \cdot \mu_m^2 \cdot R^2 \cdot \omega_p^2 (1 - \xi_m^2 \cdot i_n^2) \cdot [m] \quad (4.21)$$

Sarcina teoretică a rotorului turbinei se determină cu o relație similară cu (4.20), adică :

$$H_{tt} = \frac{C_t \cdot \omega_t}{\gamma \cdot Q} \quad (4.22)$$

în care:

$C_t = C_p$ reprezintă cuplul rotorului turbinei;

$\omega_t = i_n \omega_p$ - viteza unghiulară a rotorului turbinei.

Tinând seama de valoarea cuplului $C_t = C_p$ și de ω_t , relația (4.22) devine :

$$H_{tt} = \frac{1}{g} \cdot \mu_m^2 \cdot R^2 \cdot i_n^2 \cdot \omega_p^2 (1 - \xi_m^2 \cdot i_n^2) \cdot [m] \quad (4.23)$$

Pierderea de sarcină h_{sp} datorită intrării cu șoc a lichidului pe paletele pompei este :

$$h_{sp} = \frac{\varphi_p}{2g} (v_{2ut} - v_{1up})^2 = \frac{\varphi_p}{2g} (u_{2t} - u_{1p})^2 \quad [m] \quad (4.24)$$

în care:

φ_p este coeficientul de șoc;

v_{2ut} - proiecția vitezei absolute pe direcția vitezei periferice la ieșirea lichidului din rotorul turbinei (v.fig.4-9), în m/s ;

v_{1up} - proiecția vitezei absolute pe direcția vitezei periferice la intrarea lichidului în rotorul pompei, în m/s ;

u_{2t}, u_{1p} - vitezele periferice la ieșirea din turbină respectiv la intrarea în pompă, în m/s.

Deoarece $u_{2t} = u_{2p} \rho_m i_n$ și $u_{1p} = u_{2p} \rho_m$ rezultă valoarea h_{sp} :

$$h_{sp} = \frac{\varphi_p}{2g} \rho_m^2 u_{2p}^2 (i_n - 1)^2 = \frac{\varphi_p}{2g} \rho_m^2 R_2^2 \omega_p^2 (i_n - 1)^2 \quad [m] \quad (4.25)$$

sau

$$h_{sp} = \frac{\varphi_p}{2g} \rho_m^2 \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 (1 - i_n)^2 \quad [m] \quad (4.26)$$

Pierderea de sarcină h_{st} datorită intrării cu șoc a lichidului pe paletele turbinei este :

$$h_{st} = \frac{\varphi_t}{2g} (v_{2up} - v_{1ut})^2 = \frac{\varphi_t}{2g} (u_{2p} - u_{1t})^2 \quad [m] \quad (4.27)$$

în care:

φ_t este coeficientul de șoc;

v_{2up} - proiecția vitezei absolute pe direcția vitezei periferice la ieșirea curentului din rotorul pompei, în m/s ;

v_{1ut} - proiecția vitezei absolute pe direcția vitezei periferice la intrarea curentului în rotorul turbinei, în m/s ;

u_{2p}, u_{1t} - vitezele periferice la ieșirea din pompă respectiv la intrarea în turbină, în m/s.

Dacă se ține seama că $u_{1t} = u_{2p} \cdot i_n$ rezultă :

$$h_{st} = \frac{\varphi_t}{2g} u_{2p}^2 (1 - i_n)^2 = \frac{\varphi_t}{2g} R_2^2 \omega_p^2 (1 - i_n)^2 \quad [m] \quad (4.28)$$

sau

$$h_{st} = \frac{\varphi_t}{2g} \mu_m^2 R^2 \omega_n^2 (1 - i_b)^2 \quad [m] \quad (4.29)$$

Coeficientul de șoc φ depinde de o serie de factori (unghiul de atac al lichidului, forma paletelor, felul lor - reglabile sau fixe), de numărul Reynolds etc. Din măsurătorile efectuate de diferiți cercetători nu s-au putut scoate valori concludente care să poată constitui recomandări cât de cât acceptabile. Măsurarea cîmpului de viteze într-un transformator sau cuplaj hidraulic nu a permis să se determine unele recomandări privind alegerea acestui coeficient de șoc.

În cazul spațiilor mici între palete și a numărului mare de palete se poate considera că $\varphi_p = \varphi_t = 1$. De altfel, Martyrer [44] și Spannhake [78] au arătat că abaterile acestor coeficienți de la valoarea 1 nu influențează în mod simțitor ecuația bilanțului energetic.

Ecuația bilanțului energetic se poate scrie ca fiind:

$$H_{tp} - H_{tt} - h_{sp} - h_{st} - h_f = 0 \quad (4.30)$$

de unde rezultă pierderea de sarcină prin frecare h_f :

$$h_f = H_{tp} - H_{tt} - h_{sp} - h_{st} \quad [m] \quad (4.31)$$

Pierderea datorită frecării în canale h_f este dată de relația [74] :

$$h_f = \lambda \frac{L_m}{4 R_h} \cdot \frac{w^2}{2g} = \frac{\lambda \cdot L_m \cdot P}{4 S_1} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad [m] \quad (4.32)$$

unde:

λ este coeficientul de frecare;

L_m - lungimea firului mediu de curent al unui canal, în m;

$R_h = \frac{S_1}{P}$ - raza hidraulică a secțiunii utile a canalului dintre palete, în m;

S_1 - suprafața secțiunii utile a unui canal, în m^2 ;

P - valoarea medie a perimetrului canalului pe lungimea L_m , în m ;

w - viteza relativă a lichidului, în m/s

Suprafața pereților unui canal este $L_m \cdot P$ și este constantă.

De asemenea, suprafața secțiunii unui canal S_1 este considerată aproximativ constantă de-a lungul lungimii L_m astfel că nu se produce prin accelerarea și decelerarea variabilă a curentului de lichid eventuale pierderi de energie.

Din relația (4.32) raportul suprafețelor $L_m \cdot P$ și $4S_1$ reprezintă un coeficient caracteristic pentru forma cuplajului:

$$\zeta = \frac{L_m \cdot P}{4S_1} \quad (4.33)$$

La cuplajele care, într-o secțiune medie, au o formă aproximativ circulară a inelului conducător, valoarea coeficientului caracteristic de formă ζ se poate calcula relativ ușor.

Tinând seama de valoarea lui ζ relația (4.32) devine:

$$h_p = \lambda \cdot \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \quad [m] \quad (4.34)$$

Introducînd în relația (4.31) expresiile găsite pentru H_{tp} , H_{tt} , h_{sp} și h_{st} (v.rel.4.21, 4.23, 4.26, 4.29) și egalînd această relație cu (4.34) se obține :

$$\begin{aligned} \lambda \cdot \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} = & \frac{1}{g} \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 (1 - \rho_m^2 i_n) - \frac{1}{g} \mu_m^2 R^2 i_n \omega_p^2 (1 - \rho_m^2 i_n) - \\ & - \frac{1}{2g} \rho_m^2 \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 (1 - i_n)^2 - \frac{1}{2g} \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 (1 - i_n)^2 \end{aligned}$$

sau

$$\lambda \cdot \zeta \cdot w^2 = \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[2(1 - i_n)(1 - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1 - i_n)^2 \right]$$

de unde:

$$w = \mu_m R \omega_p \sqrt{\frac{2(1 - i_n)(1 - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1 - i_n)^2}{\lambda \cdot \zeta}} \quad [m/s] \quad (4.35)$$

Dacă această valoare a lui w dată de relația (4.35) se consideră constantă în toate punctele secțiunii transversale S , debitul curentului de lichid Q se poate scrie :

$$Q = w \cdot S \quad [m^3/s] \quad (4.36)$$

sau

$$Q = \mu_m R \omega_p S \sqrt{\frac{2(1 - i_n)(1 - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1 - i_n)^2}{\lambda \cdot \zeta}} \quad [m^3/s] \quad (4.37)$$

Secțiunea transversală S la ieșirea din rotorul pompei (aceeași de-a lungul lui L_m) ținînd seama de suprafața

ocupată de cele z palete ale cuplajului cu grosimea s [m] este dată de relația (v.fig.4-9) :

$$S = \pi (R^2 - R_2'^2) - z s (R - R_2') \quad [m^2] \quad (4.38)$$

Relația (4.38) se mai poate scrie și sub forma:

$$\begin{aligned} S &= (R - R_2') \left[\pi (R + R_2') - z s \right] = \frac{R - R_2'}{R} \pi R^2 \left(\frac{R + R_2'}{R} - \frac{z s}{\pi R} \right) = \\ &= \pi R^2 (1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{z \sigma}{\pi} \right) \end{aligned} \quad (4.39)$$

unde s-a notat : $\mu_L = \frac{R_2'}{R}$ și $\sigma = \frac{s}{R}$.

Înlocuind în relația (4.37) valoarea determinată pentru S (v.relația 4.39) se obține :

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\omega_p \cdot R^3}{\sqrt{\lambda} \cdot \sqrt{\epsilon}} \pi \cdot \mu_m (1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{z \sigma}{\pi} \right) \cdot \\ &\cdot \sqrt{2(1 - i_n)(1 - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1 - i_n)^2} \end{aligned} \quad (4.40)$$

După cum s-a arătat (v.paragraful 3.1), cuplul rotorului pompei se mai poate scrie sub forma :

$$C_p = C_t = \chi \frac{\gamma}{g} \omega_p^2 D^5 = 32 \chi \frac{\gamma}{g} \omega_p^2 R^5 \quad [kgf.m] \quad (4.41)$$

Egalînd relația (4.41) cu relația (4.19) în care s-a înlocuit valoarea debitului de lichid Q din relația (4.40), rezultă:

$$\begin{aligned} 32 \chi \frac{\gamma}{g} \omega_p^2 R^5 &= \frac{\gamma}{g} \mu_m^2 R^2 \omega_p (1 - \rho_m^2 i_n) \cdot \frac{\omega_p \cdot R^3}{\sqrt{\lambda} \cdot \sqrt{\epsilon}} \pi \cdot \mu_m (1 - \mu_L) \cdot \\ &\cdot \left(1 + \mu_L - \frac{z \sigma}{\pi} \right) \cdot \sqrt{2(1 - i_n)(1 - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1 - i_n)^2} \end{aligned}$$

sau

$$\begin{aligned} 32 \chi &= \frac{\pi \cdot \mu_m^3}{\lambda \cdot \epsilon} (1 - \rho_m^2 i_n) (1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{z \sigma}{\pi} \right) \cdot \\ &\cdot \sqrt{2(1 - i_n)(1 - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1 - i_n)^2} \end{aligned}$$

de unde coeficientul de cuplu χ are valoarea :

$$\chi = \frac{\pi \cdot \mu_m^3 (1 - \rho_m^2 i_n) (1 - \mu_L) (1 + \mu_L - \frac{z\sigma}{\pi})}{32 \cdot \sqrt{\lambda} \cdot \sqrt{\epsilon}} - \sqrt{2(1 - i_n)(1 - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1 - i_n)^2} \quad (4.42)$$

În relația (4.42) singura mărime care nu se cunoaște este coeficientul de frecare λ .

Spre deosebire de pierderile prin frecare la curgerea prin țevi, la cuplajele hidraulice datorită rotirii canalelor, curburii și a lungimii mici a acestora, pierderile prin frecare la curgerea lichidului prin canale este mult mai mare. O evaluare cantitativă a coeficientului de frecare prin canalele cuplajului nu este posibilă. Totuși, se poate presupune, că acest coeficient depinde de numărul Reynolds.

Numărul Reynolds se determină cu relația cunoscută [88]:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

în care:

w este viteza lichidului, în m/s ;

d - diametrul hidraulic echivalent, în m;

ν - viscozitatea cinematică a lichidului, în m^2/s .

Considerînd că w este viteza relativă a curentului de lichid în canal iar diametrul hidraulic echivalent $d = 4R_h = 4S_1/P$ (R_h - raza hidraulică a canalului), rezultă că numărul Re este dat de relația :

$$Re = \frac{w \cdot L_m}{\nu} \cdot \frac{4S_1}{L_m \cdot P} = \frac{w \cdot L_m}{\nu \cdot \epsilon} \quad (4.43)$$

unde $\epsilon = \frac{L_m \cdot P}{4S_1}$ (v. rel. 4.33) este coeficientul caracteristic de formă.

Lungimea firului mediu de curent al unui canal L_m se determină (v. fig. 4-9) din :

$$L_m = 2 \pi r_m \quad (4.44)$$

Raza r_m este egală cu :

$$\begin{aligned} r_m &= \frac{R_2 - R_1}{2} = \frac{R_2(1 - \frac{R_1}{R_2})}{2} = \frac{R_2}{2R} R(1 - \frac{R_1}{R_2}) = \\ &= \frac{\mu_m}{2} R(1 - \rho_m) \end{aligned} \quad (4.45)$$

În acest caz lungimea L_m este:

$$L_m = 2 \pi \frac{u_m}{2} R(1 - \rho_m)$$

sau

$$L_m = \pi \mu_m \cdot R(1 - \rho_m) \quad (4.46)$$

Prin înlocuirea în relația (4.43) a expresiei vitezei relative w a lichidului dată în relația (4.35) și a lui L_m din relația (4.46), rezultă :

$$Re = \mu_m R \omega_p \sqrt{\frac{2(1-i_n)(1-\rho_m^2 i_n)-(1+\rho_m^2)(1-i_n)^2}{\lambda \cdot \tau}} \cdot \frac{\pi \mu_m R(1-\rho_m)}{\gamma \cdot \tau}$$

sau

$$Re = \frac{\omega_p R^2}{\gamma} \cdot \frac{\pi \mu_m^2 (1-\rho_m)}{\sqrt{\lambda} \cdot \tau^{3/2}} \sqrt{2(1-i_n)(1-\rho_m^2 i_n)-(1+\rho_m^2)(1-i_n)^2}$$

de unde:

$$Re\sqrt{\lambda} = \frac{\omega_p R^2}{\gamma} \cdot \frac{\pi \mu_m^2 (1-\rho_m)}{\tau^{3/2}} \sqrt{2(1-i_n)(1-\rho_m^2 i_n)-(1+\rho_m^2)(1-i_n)^2}$$

sau scriind sub altă formă expresia de sub radical rezultă :

$$Re\sqrt{\lambda} = \frac{\omega_p R^2}{\gamma} \cdot \frac{\pi \mu_m^2 (1-\rho_m)}{\tau^{3/2}} \sqrt{(1-i_n^2)(1-\rho_m^2)} \quad (4.47)$$

Cuplul rotorului pompei (v. rel. 4.41) depinde de coeficientul de cuplu λ care așa cum rezultă din relația (4.42) depinde de $\sqrt{\lambda}$.

În acest caz este necesar determinarea dependenței $\sqrt{\lambda} = f(Re\sqrt{\lambda})$ considerînd raportul de transformare al turațiilor i_n ca parametru.

Determinarea acestei dependențe s-a făcut de către Timm [83] pe cale experimentală. În cazul încercărilor experimentale s-a măsurat cuplul cuplajului în funcție de i_n ($-1,1 < i_n \leq 1,1$) pentru diferite turații constante de antrenare ale rotorului pompei cuplajului. Apoi, cu i_n ca parametru, s-a calculat caracteristica $\sqrt{\lambda} = f(Re\sqrt{\lambda})$ care s-a reprezentat în figura 4-10.

Pentru compararea curgerii relative în canalele cuplajului și a curgerii absolute în țevi, pe aceeași figură s-au reprezentat și valorile coeficienților de frecare în cazul curgerii laminare (după Hagen-Poiseuille) și a curgerii turbulente (după Blasius).

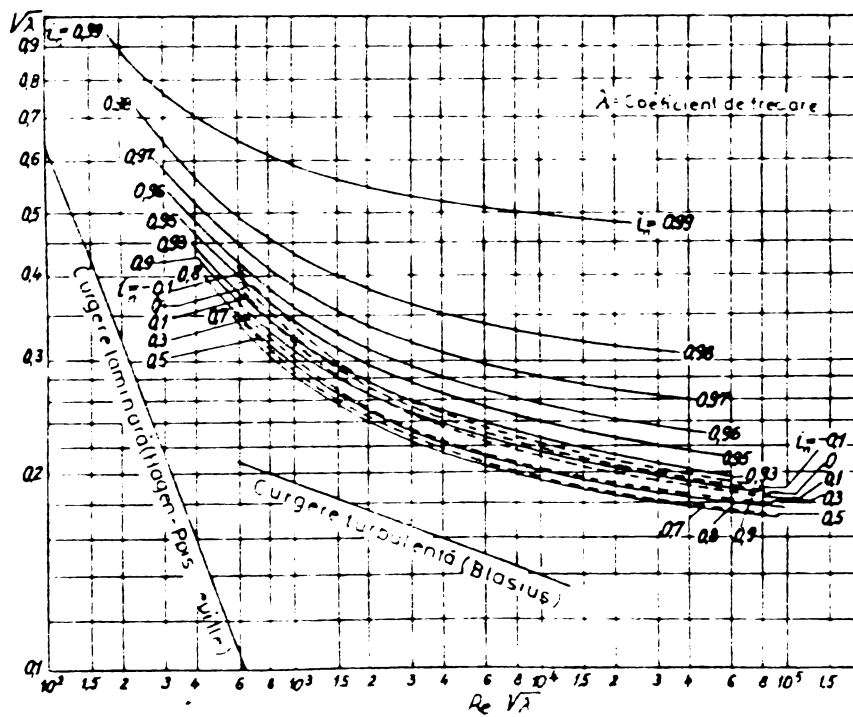


Fig.4-10.

Curbele $\sqrt{\lambda} = f(Re \sqrt{\lambda})$ corespunzătoare diferitelor ra-
poarte de transformare a turațiilor i_n , după cum era de așteptat,
se situează deasupra curbelor care reprezintă regimul de curgere
laminară și turbulentă, dar înclinarea lor (alura) se apropie
foarte bine de curbele arătate. Toate curbele de $i_n = \text{const.}$ pre-
zintă o variație (trecere) continuă din domeniul laminar în cel
turbulent neexistînd o zonă intermediară de trecere ca la curge-
rea absolută prin țevi.

S-a constatat de asemenea că va-
lorile lui $\sqrt{\lambda}$ variază foarte puțin
pentru $0,8 > i_n > 0$ la scăderea numă-
rului de palete și foarte mult pentru
 $i_n > 0,8$.

Pentru a ține seama de influen-
ța numărului de palete z ale cuplaju-
lui asupra valorilor $\sqrt{\lambda}$ în figura
4-11 s-a reprezentat dependența

$q_z = f(z)$, unde:

$$q_z = \frac{\sqrt{\lambda}_z}{\sqrt{\lambda}_{49}}$$

este coeficientul de co-
recție ;

λ_z - coeficientul de frecare la un
cuplaj cu z palete ;

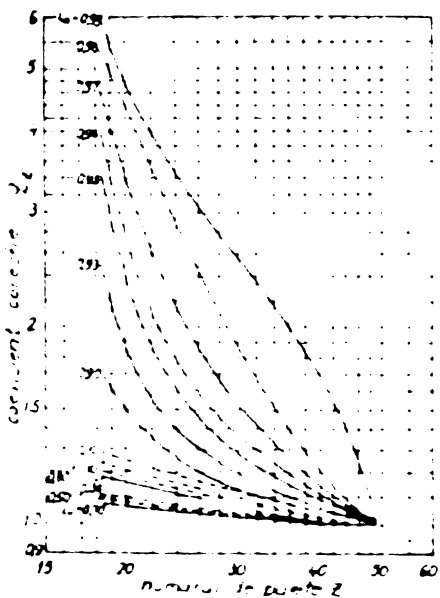


Fig.4-11.

λ_{49} - coeficientul de frecare la cuplajul cu $z = 49$ palete pentru care s-a ridicat și diagrama din figura 4-10.

Aplicarea coeficientului de corecție se face în felul următor: valoarea $Re\sqrt{\lambda_z}$ se calculează cu relația (4.47) iar cu valoarea lui q_z luată din diagrama 4-11 rezultă :

$$Re\sqrt{\lambda_{49}} = Re\sqrt{\lambda_z} / q_z \quad (4.48)$$

în care $\sqrt{\lambda_{49}}$ se citește din diagrama dată în figura 4-10. Din relația (4.48) rezultă că :

$$\sqrt{\lambda_z} = q_z \cdot \sqrt{\lambda_{49}} \quad (4.49)$$

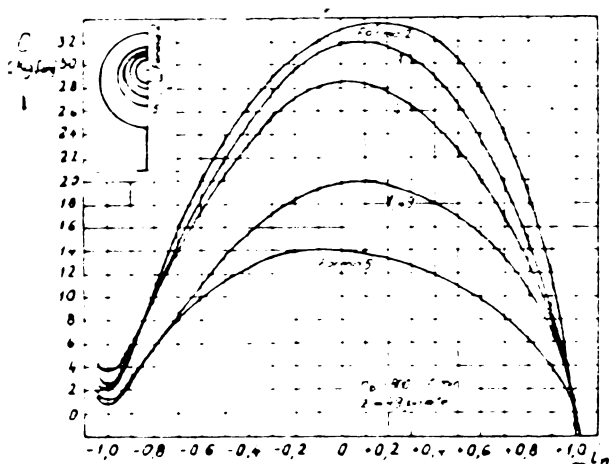


Fig.4-12.

Influența mărimii inelului conducător asupra cuplului este arătată în figura 4-12.

Pentru a ține seama de influența mărimii inelului conducător asupra valorii $\sqrt{\lambda}$ s-a calculat și în acest caz un coeficient de corecție q_x pentru valorile din diagrama din figura 4-10. Valoarea lui $q_x = \sqrt{\lambda_x} / \sqrt{\lambda_1}$, unde indicele x se referă la o anumită mărime a inelului conducător $\sqrt{\lambda}$ caracterizează mărimea inelului conducător a cuplajului pentru care s-a ridicat diagrama din figura 4-10, este dată în figura 4-13.

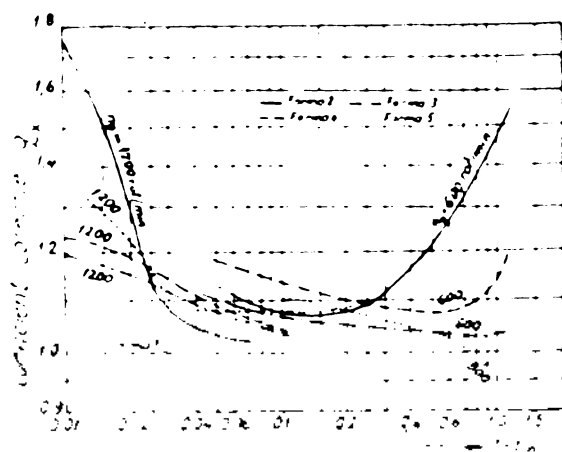


Fig.4-13.

4.5. Calculul cuplului de frînare la diferite grade de umplere ale cavității frînei hidrodinamice.

4.5.1. Frîne hidrodinamice cu cuplaj hidraulic cu palete plane și radiale.

4.5.1.1. Metodă de calcul a cuplului de frînare.

Pînă astăzi, așa cum s-a arătat în subcap.1.3.2, nu există o metodă de calcul a caracteristicilor de frînare la reglarea frînelor hidrodinamice prin variația gradului de umplere cu lichid a cavității de lucru.

Stabilirea legii de reglare exclusiv pe bază experimentală nu permite o generalizare la alte tipuri de frîne hidrodinamice ceea ce explică de altfel numărul redus de tipuri construite, ele fiind încă și astăzi în exclusivitatea unor firme consacrate (Voith, MTU).

Pentru a putea proiecta și construi frîne hidrodinamice într-adevăr potrivite unor condiții concrete din exploatare este neaparat nevoie de a le putea determina a priori caracteristicile lor de funcționare la diferite grade de umplere cu lichid a cavității de lucru.

Frîna hidrodinamică este un cuplaj hidraulic ce funcționează la $i_n = 0$. S-a arătat că forma curentului de lichid este inelară la diferite grade de umplere (v.subcap.4.1 și figura 4-4).

Pornind de la constatarea că forma curentului de lichid la o frînă hidrodinamică la toate gradele de umplere ale cavității de lucru este identică cu aceea a cuplajelor hidraulice cu inel conducător și umplere totală, autorul acestei lucrări elaborează o metodă de calcul a caracteristicilor de frînare.

Reluînd cazul frînei hidrodinamice CH 370, a cărei geometrie a curentului de lichid la umplerea parțială s-a determinat (v.subcap.4.3), prin dimensiunile: $R_1, a_1, R_1', R_2', R_2, a_2$ pentru fiecare grad de umplere (v.tabelul 4-4), s-a calculat cuplul de frînare utilizînd pentru aceasta relația (4.41) :

$$\begin{aligned} C_f &= \chi \frac{\gamma}{g} \omega_f^2 D^5 = 32 \chi \frac{\gamma}{g} \omega_f^2 R^5 = \\ &= 32 \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \chi \frac{\gamma}{g} n_f^2 R^5 \quad [\text{kgf.m}] \end{aligned} \quad (4.50)$$

în care: ω_f , n_f reprezintă viteza unghiulară, în s^{-1} respectiv turația rotorului frânei, în rot/min.

Deoarece la frînarea hidrodinamică $i_n = 0$, coeficientul de cuplu χ dat de relația (4.42), rezultă :

$$\chi = \frac{\pi \cdot \mu_m^3 (1 - \mu_L) (1 + \mu_L - \frac{z\sigma}{\pi})}{32 \cdot \sqrt{\lambda} \cdot \sqrt{\epsilon}} \sqrt{1 - \rho_m^2}, \quad (4.51)$$

unde (v.fig.4-4) :

$$\mu_m = \frac{R_2}{R} = \frac{R - a_2}{R} = 1 - \frac{a_2}{R} = 1 - \sigma_2 ; \quad (4.52)$$

$$1 - \mu_L = 1 - \frac{R'_2}{R} = 1 - \frac{R - 2a_2}{R} = \frac{R - R + 2a_2}{R} = 2\sigma_2 ; \quad (4.53)$$

$$1 + \mu_L = 1 + \frac{R'_2}{R} = 1 + \frac{R - 2a_2}{R} = 2(1 - \sigma_2) = 2\mu_m ; \quad (4.54)$$

$$\rho_m = \frac{R_1}{R_2} = \frac{R_0 + a_1}{R - a_2} = \frac{R}{R} \cdot \frac{R_0 + a_1}{R - a_2} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{1 - \sigma_2} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{\mu_m} \quad (4.55)$$

Valoarea $\sqrt{\lambda}$ din relația (4.51) se poate determina din diagrama din figura 4-14 (curba $i_n = 0$) în funcție de produsul $Re\sqrt{\lambda}$ care s-a calculat cu relația (4.47) pentru cazul $i_n = 0$, adică:

$$\begin{aligned} Re\sqrt{\lambda} &= \frac{\omega_f R^2}{\nu} \cdot \frac{\pi \mu_m^2 (1 - \rho_m)}{\epsilon^{3/2}} \sqrt{1 - \rho_m^2} = \\ &= \frac{\pi^2}{30} \cdot \frac{n_f R^2}{\nu} \cdot \frac{\mu_m^2 (1 - \rho_m)}{\epsilon^{3/2}} \sqrt{1 - \rho_m^2} \quad (4.56) \end{aligned}$$

Utilizarea diagramei din figura 4-14 este admisă deoarece, așa cum s-a arătat în subcap.4.4, la cuplaje a căror număr de palete $z \neq 49$, la determinarea lui $\sqrt{\lambda}$ trebuie să se țină seama de coeficientul de corecție q_z . În cazul cuplajului CH 370, care are $z = 38$ palete, din diagrama $q_z = f(z)$ (fig.4-11), coeficientul de corecție $q_z \simeq 1$.

De asemenea, influența formei inelului de lichid la diferite grade de umplere asupra cuplului de frînare al cuplajului este neglijabilă deoarece, așa cum rezultă din diagrama din figura 4-13, coeficientul de corecție la $i_n = 0$ este aproximativ egal cu 1

($q_x \simeq 1$). In cazul umplerii complete ($q = 100\%$) s-a luat $q_x = 1,4$.

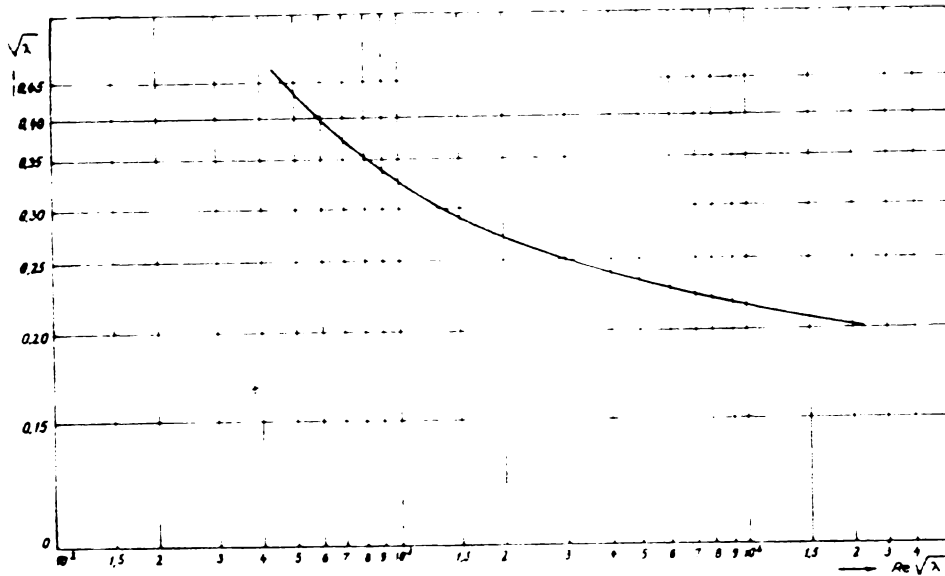


Fig.4-14.

Coeficientul caracteristic de formă a cuplajului ζ care intră atât în relația coeficientului de cuplu χ (v.rel.4.51) cât și în relația lui $\text{Re} \sqrt{\lambda}$ (v.rel.4.56) conform relației (4.33) este :

$$\zeta = \frac{L_m \cdot P}{4 S_1}$$

în care:

$$L_m = \tilde{\pi} \mu_m R(1 - \rho_m) \quad (\text{v.rel.4.46}) ;$$

$$\begin{aligned} P &= 2(2a_2 + c) = 2\left(2a_2 + \frac{\tilde{\pi} D}{z} - s\right) = 2\left(2a_2 + \frac{2\tilde{\pi} R}{z} - s\right) = \\ &= 4R\left(\mathcal{J}_2 + \frac{\tilde{\pi}}{z} - \frac{\sigma}{2}\right) ; \end{aligned}$$

c - distanța dintre două palete ale cuplajului de frînare;

$$S_1 = \frac{1}{z} S = \frac{1}{z} \tilde{\pi} R^2 (1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{z\sigma}{\tilde{\pi}}\right), \quad (\text{v.rel.4.39})$$

In acest caz expresia lui ζ , dată mai sus, rezultă :

$$\bar{c} = \frac{\pi \mu_m R(1 - \rho_m) \cdot 4 R \left(\sigma_2 + \frac{\pi}{z} - \frac{c}{2} \right)}{\frac{4}{z} \pi R^2 (1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{z c}{\pi} \right)}$$

sau

$$\bar{c} = \frac{z \mu_m (1 - \rho_m) \left(\sigma_2 + \frac{\pi}{z} - \frac{c}{2} \right)}{(1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{z c}{\pi} \right)} \quad (4.57)$$

4.5.1.2. Calculul cuplului de frînare.

Elementele inițiale care stau la baza calculului cuplului de frînare sînt:

$D = 2R = 370$ mm - diametrul maxim al profilului circuitului;

$z = 38$ - numărul de palete ale cuplajului de frînare;

$c = \frac{s}{R} = \frac{1,5}{185}$ - grosimea relativă a paletelor;

$\sigma_1, \sigma_2, \mu_m, \rho_m, 1 - \mu_L, 1 + \mu_L$ - elemente legate de geometria circuitului de lichid și determinate în subcap. 4.3 și date în tabelul 4-4;

$\gamma = 855$ kgf/m³ - greutatea specifică a lichidului de lucru utilizat la temperatura de regim $t^0 = 80^0$ C (v. subcap. 5.2.3);

$\nu = 10 \cdot 10^{-6}$ m²/s - viscozitatea cinematică a lichidului de lucru la temperatura de $t = 80^0$ C.

Pentru un grad de umplere q constant al cavității de lucru al frînei se calculează cu relația (4.57) coeficientul caracteristic de formă \bar{c} . - Apoi cu n_f ca variabilă independentă se determină produsul $Re \sqrt{\lambda}$ cu relația (4.56) iar din diagrama $\sqrt{\lambda} = f(Re \sqrt{\lambda})$ din figura 4-14 rezultă valoarea lui $\sqrt{\lambda}$. Din relația (4.51) se calculează coeficientul de cuplu χ iar, în final, cu relația (4.50) se obține valoarea cuplului de frînare și deci caracteristica $C_f = f(n_f)$.

Valorile cuplului de frînare în funcție de turația rotorului frînei pentru diferite grade de umplere $q = 10, 20, 30, \dots, 100$ % s-au determinat utilizînd calculatorul electronic Felix C-256 al C.C.E. al Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara și s-au dat în tabelul 4-5 și reprezentat în figura 4-15.

Tabelul 4-5.

q = 10 %				
$\sigma_1 = 0,014860$		$\sigma_2 = 0,0030$		$\tau = 142,50906$
n [rot/min]	$Re\sqrt{\lambda}$	$\sqrt{\lambda}$	χ	C_f [kgf.m]
2200	667	0,378	0,00021553	6,910
2300	698	0,371	0,00021983	7,703
2400	728	0,364	0,00022388	8,542
2500	758	0,358	0,00022779	9,430
2600	789	0,352	0,00023166	10,373
2700	819	0,347	0,00023523	11,359
2800	849	0,342	0,00023860	12,391
2900	880	0,337	0,00024184	13,472
3000	910	0,333	0,00024472	14,589
q = 20 %				
$\sigma_1 = 0,026760$		$\sigma_2 = 0,0062$		$\tau = 69,82500$
800	679	0,375	0,00062977	2,670
900	764	0,357	0,00066266	3,555
1000	849	0,342	0,00069179	4,582
1100	934	0,330	0,00071569	5,736
1200	1019	0,322	0,00073381	6,999
1300	1104	0,315	0,00075162	8,414
1400	1189	0,308	0,00076880	9,981
1500	1273	0,301	0,00078501	11,690
1600	1358	0,295	0,00080048	13,574
1700	1443	0,290	0,00081487	15,599
1800	1528	0,286	0,00082802	17,770
1900	1613	0,282	0,00083978	20,081
2000	1698	0,278	0,00085004	22,522
2100	1783	0,275	0,00085864	25,082
2200	1868	0,273	0,00086550	27,747
2300	1953	0,272	0,00087051	30,503
2400	2038	0,270	0,00087570	33,411
2500	2122	0,268	0,00088274	36,544
2600	2207	0,266	0,00088971	39,838
2700	2292	0,264	0,00089652	43,291
2800	2377	0,262	0,00090316	46,902
2900	2462	0,260	0,00090963	50,672
3000	2547	0,258	0,00091590	54,601

Tabelul 4-5 (continuare)

q = 30 %				
$\sigma_1 = 0,03973$		$\sigma_2 = 0,0098$		$\bar{c} = 44,71704$
400	632	0,387	0,00011733	1,243
500	791	0,352	0,0012900	2,136
600	949	0,329	0,0013802	3,291
700	1107	0,314	0,0014461	4,694
800	1265	0,302	0,0015036	6,374
900	1423	0,291	0,0015604	8,372
1000	1581	0,283	0,0016045	10,628
1100	1739	0,277	0,0016393	13,139
1200	1897	0,273	0,0016633	15,865
1300	2055	0,270	0,0016818	18,826
1400	2214	0,266	0,0017071	22,163
1500	2372	0,262	0,0017332	25,831
1600	2530	0,259	0,0017532	29,729
1700	2688	0,255	0,0017807	34,088
1800	2846	0,253	0,0017948	38,518
1900	3004	0,250	0,0018164	43,434
2000	3162	0,248	0,0018310	48,513
2100	3320	0,246	0,0018459	53,921
2200	3478	0,244	0,0018610	59,662
2300	2636	0,242	0,0018764	65,749
2400	3795	0,241	0,0018842	71,888
2500	3953	0,240	0,0018920	78,326
2600	4111	0,239	0,0019000	85,076
2700	4269	0,237	0,0019160	92,519

q = 40 %				
$\sigma_1 = 0,05297$		$\sigma_2 = 0,0141$		$\bar{c} = 31,57127$
300	759	0,358	0,0021111	1,259
400	1012	0,323	0,0023399	2,480
500	1266	0,302	0,0025026	4,144
600	1519	0,286	0,0026426	6,301
700	1772	0,276	0,0027384	8,888
800	2025	0,270	0,0027992	11,866
900	2278	0,264	0,0028628	15,360
1000	2531	0,258	0,0029294	19,404
1100	2784	0,254	0,0029755	23,848
1200	3037	0,249	0,0030353	28,952

Tabelul 4-5 (continuare)

1300	3291	0,246	0,0030723	34,392
1400	3544	0,243	0,0031102	40,379
1500	3797	0,241	0,0031360	46,738
1600	4050	0,239	0,0031623	53,623
1700	4303	0,237	0,0031890	61,046
1800	4556	0,235	0,0032161	69,021
1900	4809	0,233	0,0032437	77,563
2000	5062	0,231	0,0032718	86,687
2100	5315	0,230	0,0032860	95,987
2200	5569	0,228	0,0033149	106,273
2300	5822	0,227	0,0033295	116,665
2400	6075	0,226	0,0033420	127,592
2500	6328	0,225	0,0033591	139,063
2600	6581	0,224	0,0033741	151,082
q = 50 %				
$\sigma_1 = 0,066490$		$\sigma_2 = 0,018950$		$\bar{x} = 23,88438$
200	727	0,364	0,00315669	0,836
300	1091	0,316	0,00364433	2,173
400	1454	0,290	0,00397381	4,212
500	1818	0,274	0,00419298	6,943
600	2181	0,266	0,00431905	10,299
700	2545	0,258	0,00445610	14,463
800	2908	0,251	0,00457515	19,395
900	3272	0,246	0,00467331	25,074
1000	3636	0,242	0,00474704	31,444
1100	3999	0,240	0,00479376	38,421
1200	4363	0,237	0,00486379	46,392
1300	4726	0,234	0,00492623	55,145
1400	5090	0,231	0,00498156	64,674
1500	5453	0,229	0,00502987	74,963
1600	5817	0,227	0,00507191	86,004
1700	6180	0,225	0,00510807	97,783
1800	6544	0,224	0,00513925	110,294
1900	6908	0,223	0,00516613	123,532
2000	7272	0,222	0,00518955	137,498
2100	7635	0,221	0,00521036	152,200
2200	7998	0,220	0,00522956	167,655
2300	8362	0,219	0,00524816	183,895

Tabelul 4-5 (continuare)

q = 60 %				
$\delta_1 = 0,08054$		$\delta_2 = 0,02480$		$\tau = 18,61570$
200	991	0,325	0,00496615	1,316
300	1486	0,288	0,00560417	3,341
400	1982	0,271	0,00595572	6,312
500	2477	0,260	0,00620769	10,280
600	2973	0,250	0,00645600	15,395
700	3468	0,244	0,00661475	21,469
800	3963	0,240	0,00672500	28,509
900	4459	0,236	0,00683898	36,693
1000	4954	0,232	0,00695690	46,081
1100	5450	0,229	0,00704803	56,142
1200	5945	0,226	0,00714159	68,118
1300	6441	0,224	0,00720536	80,658
1400	6936	0,222	0,00727027	94,387
1500	7431	0,221	0,00730317	108,843
1600	7927	0,220	0,00733636	124,402
1700	8422	0,219	0,00736986	141,080
1800	8918	0,218	0,00740367	159,600
1900	9413	0,217	0,00743779	177,852
2000	9909	0,215	0,00750698	198,899
2100	10404	0,214	0,00754206	220,311

q = 70 %				
$\delta_1 = 0,09654$		$\delta_2 = 0,03193$		$\tau = 14,74759$
100	649	0,383	0,00580980	0,385
200	1298	0,299	0,00745480	1,975
300	1948	0,272	0,00819480	4,885
400	2596	0,257	0,0086731	9,192
500	3246	0,247	0,0090242	14,944
600	3895	0,241	0,0092489	22,055
700	4545	0,235	0,0094851	30,785
800	5194	0,230	0,0096913	41,084
900	5843	0,227	0,0098193	52,683
1000	6492	0,224	0,0099508	65,912
1100	7142	0,222	0,0100405	80,473
1200	7791	0,220	0,0101318	96,640
1300	8440	0,219	0,0101780	113,935

Tabelul 4-5 (continuare)

1400	9089	0,218	0,0102247	132,744
1500	9738	0,216	0,0103194	153,796
1600	10388	0,214	0,0104158	176,620
1700	11037	0,213	0,0104647	200,323
1800	11686	0,212	0,0105141	225,644
q = 80 %				
$\sigma_1 = 0,11486$		$\sigma_2 = 0,04120$		$\bar{c} = 11,67613$
100	833	0,344	0,00838100	0,555
200	1666	0,279	0,01089716	2,887
300	2499	0,259	0,01173864	6,998
400	3332	0,245	0,01240941	13,152
500	4165	0,238	0,01277440	21,154
600	4998	0,232	0,01310477	31,249
700	5831	0,227	0,01339342	43,471
800	6664	0,223	0,01363366	57,796
900	7497	0,221	0,01375704	73,810
1000	8331	0,219	0,01388268	91,956
1100	9164	0,217	0,01401063	112,292
1200	9997	0,215	0,01414096	134,880
1300	10830	0,213	0,01427230	159,767
1400	11663	0,212	0,01434107	186,185
1500	12496	0,211	0,01440904	214,746
1600	13329	0,209	0,01454545	246,646
1700	14162	0,208	0,01461538	279,779
q = 90 %				
$\sigma_1 = 0,13541$		$\sigma_2 = 0,0534$		$\bar{c} = 9,20372$
100	1044	0,319	0,01283219	0,850
200	2089	0,269	0,01521736	4,032
300	3133	0,248	0,01650593	9,840
400	4178	0,238	0,01719945	18,228
500	5222	0,230	0,01779770	29,472
600	6266	0,225	0,01819320	43,383
700	7311	0,222	0,01843905	59,848
800	8355	0,219	0,01869164	79,238
900	9399	0,215	0,01903940	102,152
1000	10444	0,214	0,01912836	126,702
1100	11488	0,212	0,01930882	154,756
1200	12533	0,211	0,01940033	185,046

Tabelul 4-5 (continuare)

1300	13577	0,209	0,01958598	219,250
1400	14621	0,208	0,01968014	255,500
1500	15666	0,206	0,01985571	295,921
$q = 100 \%$				
$\sigma_1 = 0,18086$		$\sigma_2 = 0,08957$		$\xi = 5,59363$
100	1063	0,447	0,0153744	1,018
200	2126	0,372	0,0184741	4,895
300	3189	0,347	0,0198051	11,807
400	4252	0,332	0,0207000	21,938
500	5315	0,322	0,0213428	35,343
600	6378	0,315	0,0218171	52,024
700	7441	0,309	0,0222407	72,186
800	8504	0,307	0,0223856	94,898
900	9567	0,304	0,0226065	121,290
1000	10630	0,298	0,0230617	152,756
1100	11693	0,297	0,0231393	185,457
1200	12756	0,294	0,0233755	222,962
1300	13819	0,293	0,0234552	262,563
1400	14882	0,290	0,0236979	307,661

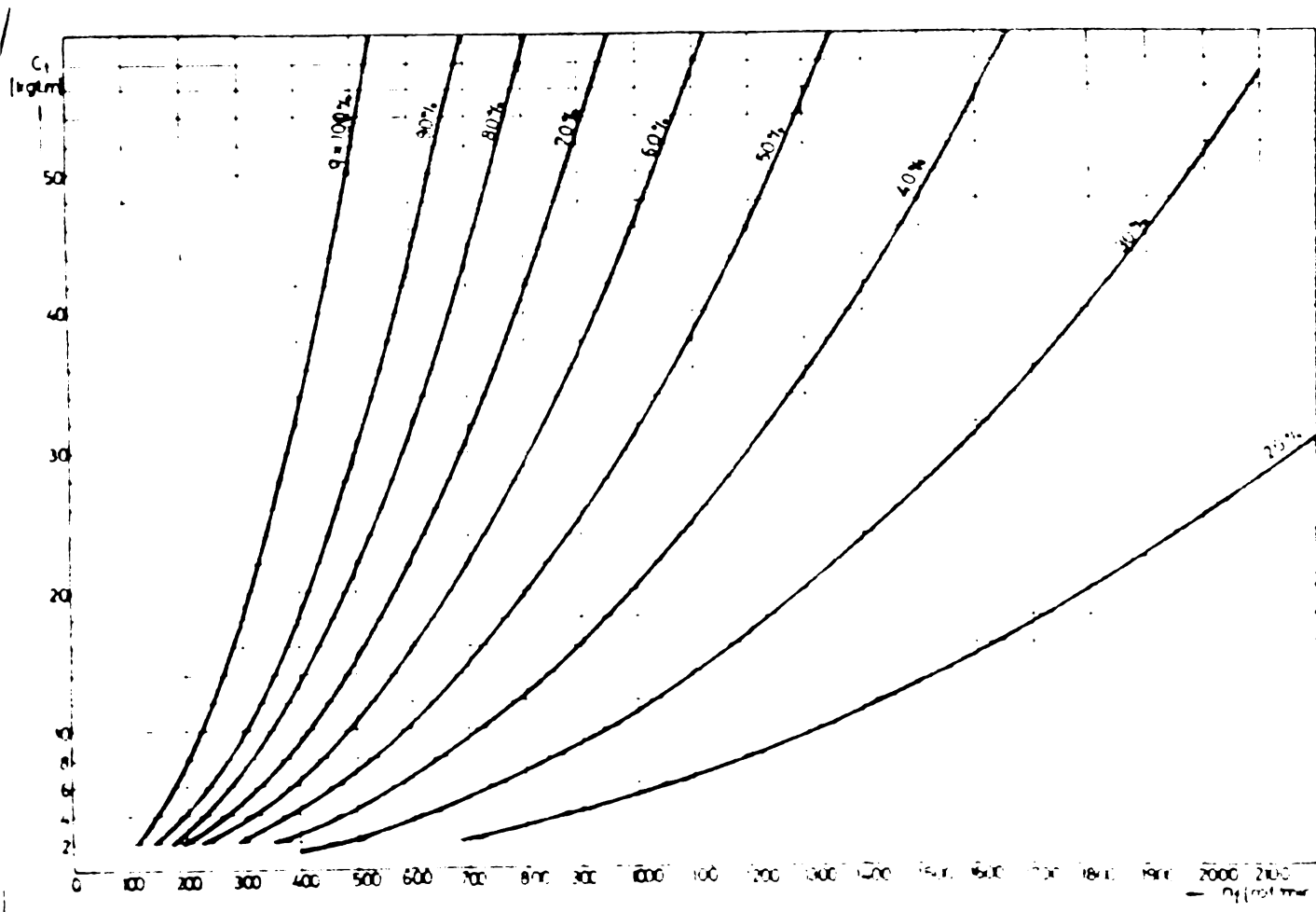


Fig.4-15.

Programul de calcul a cuplului de frinare este format din două subprograme și anume:

a) subprogram pentru calculul mărimilor τ , $Re.\sqrt{\lambda} = f(n_f)$ pentru grade de umplere $q = 10, 20, \dots, 100$ % și turații $n_f = 100, 200, \dots, 3000$ rot/min. (Subprogramul 1) și

b) subprogram pentru calculul mărimilor $\sqrt{\lambda}$, χ și C_f pentru aceleași grade de umplere și diferite intervale de valori pentru turația n_f . În continuare sînt date subprogramele pentru gradele de umplere $q = 10, 20$ și 50 % (Subprogramul 2).

La subprogramul 2 pentru calculul mărimii $\sqrt{\lambda}$ în funcție de produsul $Re.\sqrt{\lambda}$ s-a exprimat analitic curba dată în figura 4-14 cu ajutorul unor polinoame de gradul 2 și 3 după metoda dată în continuare.

4.5.1.3. Exprimarea analitică a dependenței

$$\underline{\underline{\sqrt{\lambda} = f(Re.\sqrt{\lambda})}}$$

Un tablou de n perechi de valori x_i, y_i ale căror abscise x_i sînt toate diferite unele de altele, se poate interpola printr-o anumită funcție rațională întregă $y = f(x)$, cel mult de gradul n , care ia pentru x valorile $x_0, x_1, x_2, \dots, x_n$ respectiv valorile $y_0, y_1, y_2, \dots, y_n$.

Acest lucru se realizează cu ajutorul formulei de interpolare a lui Newton [30] și anume :

$$g(x) = g(x_0) + (x-x_0) \cdot g_1(x_1) + (x-x_0)(x-x_1) \cdot g_2(x_2) + \\ + \dots + (x-x_0)(x-x_1) \dots (x-x_{n-1}) \cdot g_n(x_n),$$

în care funcțiile auxiliare $g_i(x)$ au următoarele expresii :

$$g_1(x) = \frac{g(x) - g(x_0)}{x - x_0}, \\ g_2(x) = \frac{g_1(x) - g_1(x_1)}{x - x_1} \\ \dots \dots \dots \\ g_n(x) = \frac{g_{n-1}(x) - g_{n-1}(x_{n-1})}{x - x_{n-1}} .$$

Pentru calculul numeric se întrebuițează dispoziția următoare :

x_0	y_0			
x_1	y_1	$g_1(x_1)$		
x_2	y_2	$g_1(x_2)$	$g_2(x_2)$	
x_3	y_3	$g_1(x_3)$	$g_2(x_3)$	$g_3(x_3)$
\vdots	\vdots			
\vdots	\vdots			

In fiecare coloană este trecută diferența dintre termenii corespunzător al coloanei din stînga ei și dintre primul termen al acelei coloane, împărțită cu diferența absciselor corespunzătoare.

Dependența $\sqrt{\lambda} = f(\text{Re} \sqrt{\lambda})$ pentru $i_n = 0$ dată în diagrama figura 4-10 și reprezentată separat în figura 4-14 se poate scrie prin funcții analitice cu ajutorul formulei de interpolării lui Newton și anume :

$$\rightarrow x = \text{Re} \sqrt{\lambda} \in (600, 1000) :$$

600	0,396		
800	0,350	$-0,23 \cdot 10^{-3}$	
1000	0,324	$-0,18 \cdot 10^{-3}$	$0,25 \cdot 10^{-6}$

$$\begin{aligned} f(x) = \sqrt{\lambda} = & 0,396 - 0,23 \cdot 10^{-3}(x-600) + \\ & + 0,25 \cdot 10^{-6}(x-600)(x-800) \end{aligned} \quad (4.58)$$

$$\rightarrow x = \text{Re} \sqrt{\lambda} \in (1000, 2000) :$$

1000	0,324		
1500	0,287	$-0,074 \cdot 10^{-3}$	
2000	0,271	$-0,053 \cdot 10^{-3}$	$0,042 \cdot 10^{-6}$

$$\begin{aligned} f(x) = \sqrt{\lambda} = & 0,324 - 0,074 \cdot 10^{-3}(x-1000) + \\ & + 0,042 \cdot 10^{-6}(x-1000)(x-1500) \end{aligned} \quad (4.59)$$

$$\rightarrow x = \text{Re} \sqrt{\lambda} \in (2000, 4000) :$$

2000	0,271		
3000	0,250	$-0,021 \cdot 10^{-3}$	
4000	0,240	$-0,0155 \cdot 10^{-3}$	$0,0055 \cdot 10^{-6}$

$$g(x) = \sqrt{\lambda} = 0,271 - 0,021 \cdot 10^{-3}(x-2000) + \\ + 0,0055 \cdot 10^{-6}(x-2000)(x-3000). \quad (4.60)$$

→ $x = \operatorname{Re}\sqrt{\lambda} \in (4000, 10000)$:

4000	0,240			
6000	0,226	-0,007 · 10 ⁻³		
8000	0,220	-0,005 · 10 ⁻³	0,001 · 10 ⁻⁶	
10000	0,215	-0,004167 · 10 ⁻³	0,000708 · 10 ⁻⁶	-0,000146 · 10 ⁻⁹

$$g(x) = \sqrt{\lambda} = 0,240 - 0,007 \cdot 10^{-3}(x-4000) + \\ + 0,001 \cdot 10^{-6}(x-4000)(x-6000) - \\ - 0,000146 \cdot 10^{-9}(x-4000)(x-6000)(x-8000). \quad (4.61)$$

→ $x = \operatorname{Re}\sqrt{\lambda} \in (10000, 20000)$:

10000	0,215		
15000	0,207	-0,0016 · 10 ⁻³	
20000	0,202	-0,0013 · 10 ⁻³	0,00006 · 10 ⁻⁶

$$g(x) = \sqrt{\lambda} = 0,215 - 0,0016 \cdot 10^{-3}(x-10000) + \\ + 0,00006 \cdot 10^{-6}(x-10000)(x-15000). \quad (4.62)$$

4.5.2. Frâne hidrodinamice cu cuplaj hidraulic cu palete plane și înclinate.

4.5.2.1. Stabilirea relațiilor de calcul a cuplului de frînare.

Tendința actuală privind construirea de frâne hidrodinamice capabile să dezvolte puteri de frînare P_{fmax} din ce în ce mai mari, la dimensiuni geometrice cât mai reduse, a condus la folosirea cuplajelor cu palete plane și înclinate.

Paletele unui cuplaj se numesc înclinate dacă planul care conține paleta formează un unghi φ cu planul care trece prin axa de rotație a cuplajului iar muchia frontală a acesteia are o dispunere radială.

Dacă muchiile paletelor pompei sînt dispuse înapoia liniilor de legătură (contact) a acestora cu carcasa exterioară a rotorului, în raport cu sensul de rotație, paletele sînt înclinate înapoi iar dacă sînt dispuse înaintea liniilor de legătură

cu carcasa exterioră, paletetele sînt înclinate înainte [33],[80].

În figura 4-16 este arătată schema unui cuplaj cu palete plane înclinate înainte în raport cu sensul de rotație considerat pe figură pentru cele două rotoare deoarece muchiile radiale 1 ale paletelor rotorului de pompă sînt dispuse înaintea liniilor 2 de legătură a acestora cu carcasa rotorului (v. fig. 4-16).

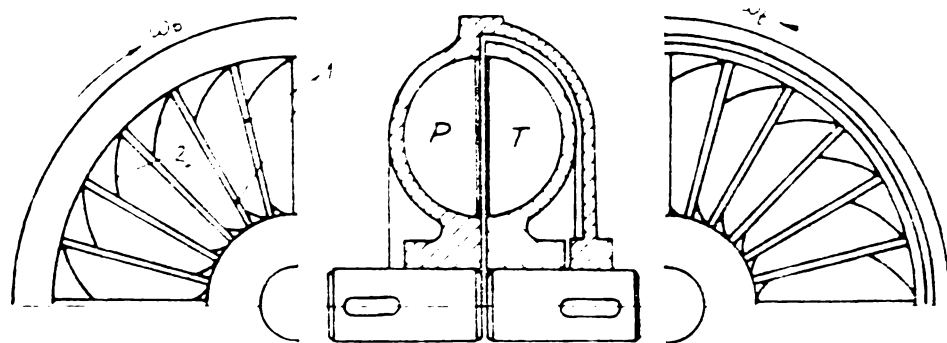


Fig.4-16.

Cercetările efectuate de Förster [18] (fig.4-17) asupra unor cuplaje cu același diametru și aceeași formă a profilului circuitului dar cu diferite înclinări ale paletelor, cît și cele

efectuate în URSS în laboratorul de transmisii hidraulice a Institutului central de cercetări științifice în transportul feroviar (ТНII МПС) [67],[68] (fig. 4-18) scot în evidență influența

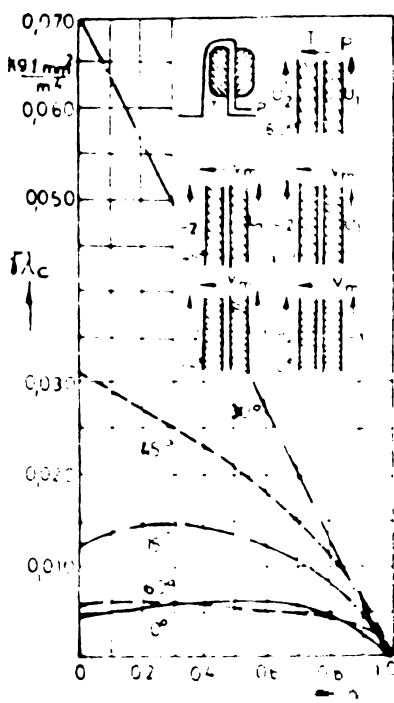


Fig.4-17.

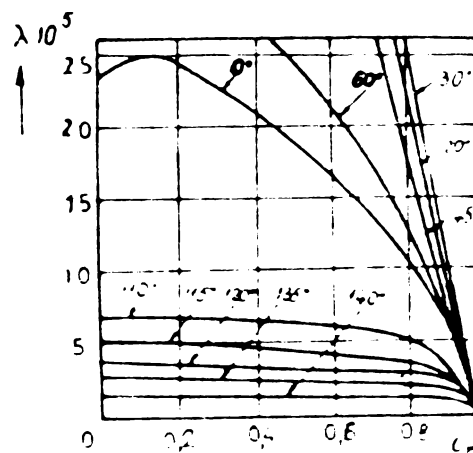


Fig.4-18.

unghiului φ de înclinare a paletelor asupra coeficientului de cuplu al cuplajului și deci asupra cuplului acestuia.

După cum reiese și din cele două figuri la înclinarea paletelor înainte cu unghiuri de înclinare $0 < \varphi < 45^\circ$ caracteristicile cuplajului devin mai "rigide" la toate regimurile de funcționare (mai ales la $i_n = 0$) în comparație cu cele ale cuplajelor care au același profil al circuitului dar cu palete plane și radiale ($\varphi = 0$).

Din figura 4-17 mai rezultă și faptul că la înclinarea paletelor înainte față de sensul de rotație cu un unghi $\varphi = 30^\circ$ se obține cel mai mare coeficient de cuplu χ respectiv cuplu al cuplajului la raportul de transformare al turațiilor $i_n = 0$ față de cuplajul cu palete plane și radiale ($\varphi = 0$).

În cazul paletelor plane și înclinate unghiurile de intrare β_1 și de ieșire β_2 ale fiecărui rotor sînt egale între ele și depind de unghiul φ de înclinare al paletelor.

În figura 4-19 s-au reprezentat triunghiurile vitezelor lichidului într-un cuplaj hidraulic cu palete plane și înclinate cu un unghi $\varphi > 0$.

La un cuplaj hidraulic cu palete plan-radiale, după prof. Zăgănescu [88], cuplul rotorului pompei este :

$$C_p = \frac{\gamma Q}{g} (R_{2p} v_{2up} - R_{1p} v_{1up}) \quad (4.63)$$

unde:

γ este greutatea specifică a lichidului de lucru utilizat;

Q - debitul de lichid;

R_{1p}, R_{2p} - razele de intrare respectiv de ieșire din rotor;

v_{1up}, v_{2up} - proiecțiile vitezelor absolute v ale lichidului

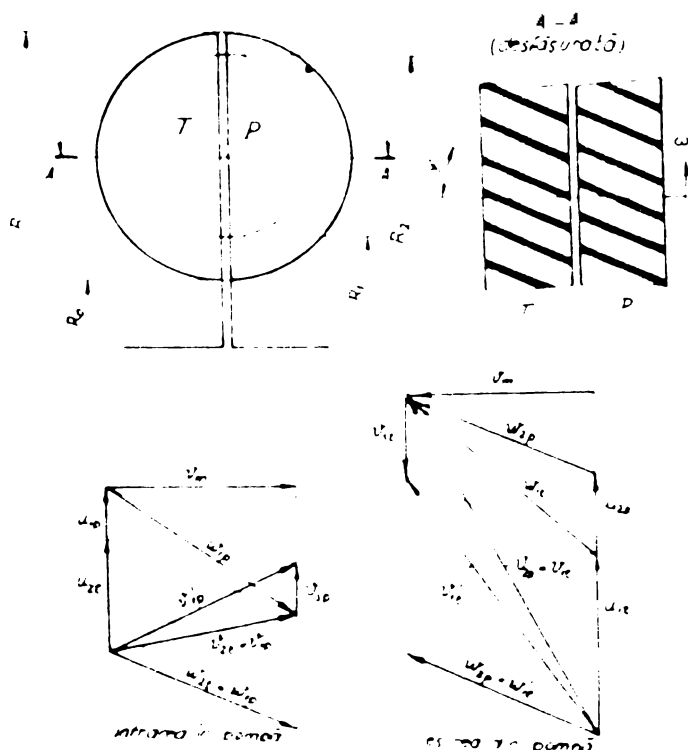


Fig.4-19.

la intrare respectiv ieșire din rotor pe direcția vitezei periferice u .

$\mu < 1$ este un coeficient care ține seama de influența numărului finit de palete și care după Proșura G.F. [88] se calculează cu relația :

$$\mu = \frac{1}{1 + p}$$

în care:

$$p = \frac{3,6 \cdot \sin \beta_{2p}}{1 - \left(\frac{R_{1p}}{R_{2p}}\right)^2}.$$

În cazul paletelor înclinate însă vitezele v_{1up} și v_{2up} din triunghiurile vitezelor (v.fig.4-19) vor fi :

$$v_{1up} = v_{2ut} = u_{2t} - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2t} = R_{2t} \omega_t - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2t} \quad (4.64)$$

$$v_{2up} = u_{2p} - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2p} = R_{2p} \omega_p - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2p}$$

în care: ω_p, ω_t - vitezele unghiulare ale rotorului pompei, respectiv turbinei;

β_{2p}, β_{2t} - unghiurile de ieșire ale paletelor pompei respectiv turbinei ;

v_m - componenta vitezei absolute pe direcția razei, numită viteză meridională;

u_{2p}, u_{2t} - vitezele periferice ale lichidului la ieșirea din rotorul pompei respectiv turbinei.

Înlocuind vitezele v_{1up} și v_{2up} cu expresiile lor date de relația (4.64) în relația (4.63) se obține :

$$C_p = \frac{\delta Q}{g} \left[R_{2p} (R_{2p} \omega_p - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2p}) - R_{1p} (R_{2t} \omega_t - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right]$$

sau

$$C_p = \frac{\delta Q}{g} R_{2p}^2 \omega_p \left[\mu - \rho_m^2 i_n - \frac{v_m}{R_{2p} \omega_p} (\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right]$$

unde $i_n = \omega_t / \omega_p$.

Ținând seama de notația admisă $\mu_m = \frac{R_{2p}}{R}$ (v.subcap.

4.4), cuplul rotorului pompei devine:

$$C_p = \frac{\delta Q}{g} \mu_m^2 R^2 \omega_p \left[\mu - \rho_m^2 i_n - \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right]. \quad (4.65)$$

Sarcina teoretică a rotorului pompei H_{tp} este [88] :

$$H_{tp} = \frac{C_p \cdot \omega_p}{\cdot Q}$$

iar după înlocuirea cuplului C_p din relația (4.65) rezultă :

$$H_{tp} = \frac{1}{g} \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[\mu - \rho_m^2 i_n - \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right] \quad (4.66)$$

Sarcina teoretică a rotorului turbinei H_{tt} se determină cu relația [88] :

$$H_{tt} = \frac{C_t \cdot \omega_t}{\gamma \cdot Q}$$

în care $C_t = C_p$ reprezintă cuplul rotorului turbinei.

Înlocuind în expresia sarcinii H_{tt} valoarea cuplului C_t rezultă :

$$H_{tt} = \frac{1}{g} \mu_m^2 R^2 i_m \omega_p^2 \left[\mu - \rho_m^2 i_n - \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right] \quad (4.67)$$

Pierderea de sarcină h_{sp} ca urmare a intrării cu șoc a lichidului pe paletelc rotorului pompei este (v.fig.4-19):

$$h_{sp} = \frac{\varphi_p}{2g} (v_{2ut} - v_{1up})^2 = \frac{\varphi_p}{2g} \left[u_{2t} - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2t} - (u_{1p} - v_m \operatorname{ctg} \beta_{1p}) \right]^2 = \frac{\varphi_p}{2g} \left[(\omega_t - \omega_p) R_{2t} - v_m (\operatorname{ctg} \beta_{2t} - \operatorname{ctg} \beta_{1p}) \right]^2 \quad (4.68)$$

sau după unele transformări :

$$h_{sp} = \frac{\varphi_p}{2g} \mu_m^2 \rho_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[(i_n - 1) - \frac{v_m}{\mu_m \rho_m R \omega_p} (\operatorname{ctg} \beta_{2t} - \operatorname{ctg} \beta_{1p}) \right]^2 \quad (4.69)$$

Datorită intrării cu șoc a lichidului pe paletelc rotorului turbinei, pierderea de sarcină h_{st} este :

$$h_{st} = \frac{\varphi_t}{2g} (v_{2ut} - v_{1ut})^2 = \frac{\varphi_t}{2g} \left[u_{2p} - v_m \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \right. \\ \left. - (u_{1t} - v_m \operatorname{ctg} \beta_{1t}) \right]^2 = \frac{\varphi_t}{2g} \left[(\omega_p - \omega_t) R_{2p} - \right. \\ \left. - v_m (\operatorname{ctg} \beta_{2p} - \operatorname{ctg} \beta_{1t}) \right]^2 \quad (4.70)$$

După unele transformări rezultă:

$$h_{st} = \frac{\varphi_t}{2g} \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[(1 - i_n) - \right. \\ \left. - \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\operatorname{ctg} \beta_{2p} - \operatorname{ctg} \beta_{1t}) \right]^2 \quad (4.71)$$

În relațiile (4.69) și (4.71) unghiurile β_{1p} și β_{1t} reprezintă unghiurile de intrare ale curentului de lichid pe paletele rotorului pompei respectiv al turbinei iar în relațiile (4.70) și (4.68) v_{1ut} și v_{2ut} reprezintă proiecțiile vitezelor absolute ale lichidului la intrare și ieșire din rotorul de turbină pe direcția vitezelor periferice u_{2t} respectiv u_{1t} .

Așa după cum s-a arătat la subcap.4.4 pentru coeficienții de șoc φ_p și φ_t se poate considera că au valoarea $\varphi_p = \varphi_t = 1$.

Pierderea de sarcină h_f datorită frecării la trecerea lichidului prin canalele formate de paletele celor două rotoare ale cuplajului este dată de relația (4.32) în care s-a înlocuit viteza relativă w din triunghiul vitezelor :

$$h_f = \lambda \frac{L_m P}{4 S_1} \cdot \frac{w^2}{2g} = \lambda \frac{L_m P}{4 S_1} (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{2p}) \frac{v_m^2}{2g} = \\ = \lambda \cdot 6 \cdot (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{2p}) \frac{v_m^2}{2g} \quad (4.72)$$

Ecuația bilanțului energetic în regim staționar are forma:

$$H_{tp} - H_{tt} - h_{sp} - h_{st} - h_f = 0 \quad (4.73)$$

sau

$$h_f = H_{tp} - H_{tt} - h_{sp} - h_{st} \quad (4.74)$$

Introducând în relația (4.74) valorile determinate pentru fiecare sarcină sau pierdere de sarcină rezultă :

$$\begin{aligned}
 \lambda \zeta (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{2p}) \frac{v_m^2}{2g} &= \frac{1}{g} \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[\mu - \rho_m^2 i_n - \right. \\
 &- \left. \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right] - \\
 &- \frac{1}{g} \mu_m^2 R^2 i_n \omega_p^2 \left[\mu - \rho_m^2 i_n - \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right] - \\
 &- \frac{1}{2g} \mu_m^2 \rho_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[(i_n - 1) - \frac{v_m}{\mu_m \rho_m R \omega_p} (\operatorname{ctg} \beta_{2t} - \operatorname{ctg} \beta_{1p}) \right]^2 - \\
 &- \frac{1}{2g} \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[(1 - i_n) - \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\operatorname{ctg} \beta_{2p} - \operatorname{ctg} \beta_{1t}) \right]^2 \quad (4.75)
 \end{aligned}$$

Făcînd, pentru simplificarea calculelor, următoarele notații:

$$A = (\operatorname{ctg} \beta_{2t} - \operatorname{ctg} \beta_{1p})^2 + (\operatorname{ctg} \beta_{2p} - \operatorname{ctg} \beta_{1t})^2 ;$$

$$B = \mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t} ;$$

$$C = 1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{2p} ;$$

$$D = \mu_m R \omega_p ,$$

relația (4.75), după unele transformări, devine:

$$\begin{aligned}
 \lambda \zeta C v_m^2 &= D^2 \left[2(1 - i_n) (\mu - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2) (1 - i_n)^2 - \right. \\
 &- \left. \frac{v_m^2}{D^2} A - 2(1 - i_n) \frac{v_m}{D} B \right]
 \end{aligned}$$

sau ordonînd după puterile lui v_m :

$$\begin{aligned}
 (\lambda \zeta C + A) v_m^2 + 2 B D (1 - i_n) v_m - D^2 \left[2(1 - i_n) (\mu - \rho_m^2 i_n) - \right. \\
 \left. - (1 + \rho_m^2) (1 - i_n)^2 \right] = 0 \quad (4.76)
 \end{aligned}$$

Discriminantul Δ al ecuației (4.76) este:

$$\begin{aligned}
 \Delta &= B^2 (1 - i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A) \left[2(1 - i_n) (\mu - \rho_m^2 i_n) - \right. \\
 &- \left. - (1 + \rho_m^2) (1 - i_n)^2 \right]
 \end{aligned}$$

se mai poate scrie:

$$\begin{aligned} \Delta &= B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A)(1-i_n) \left[2(\mu - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1-i_n) \right] = \\ &= B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A)(1-i_n)(2\mu - 2\rho_m^2 i_n - 1 + i_n - \rho_m^2 + \rho_m^2 i_n) = \\ &= B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A)(1-i_n) \left[2\mu - 2 + 1 + i_n - \rho_m^2(1+i_n) \right] = \\ &= B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A)(1-i_n) \left[2(\mu - 1) + (1+i_n)(1-\rho_m^2) \right]. \end{aligned}$$

Deoarece :

$$B^2(1 - i_n)^2 > 0 ;$$

$$\lambda \zeta C + A > 0 \text{ pentru c\u0103 } \lambda , \zeta , C \text{ \u015fi } A > 0 ;$$

$$1 - i_n > 0$$

$$2(\mu - 1) + (1 + i_n)(1 - \rho_m^2) > 0 \text{ deoarece } \mu \approx 1 \text{ iar}$$

$$(1 + i_n)(1 - \rho_m^2) > 2(\mu - 1),$$

rezult\u0103 c\u0103 $\Delta > 0$ iar ecua\u021bia (4.76) are dou\u0103 r\u0103d\u0103cini reale \u015fi distincte.

Din cele dou\u0103 r\u0103d\u0103cini reale ale ecua\u021biei (4.76), \u00een cazul cuplajului hidraulic, o semnifica\u021bie fizic\u0103 are doar una singur\u0103 \u015fi anume cea pozitiv\u0103, adic\u0103 :

$$v_m = \frac{-BD(1-i_n) + D \sqrt{B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A) [2(1-i_n)(\mu - \rho_m^2 i_n) - (1 + \rho_m^2)(1-i_n)]}}{\lambda \zeta C + A} \quad (4.77)$$

deoarece expresia de sub radical este mai mare dec\u00et $-B D(1 - i_n)$ fapt care reiese din forma final\u0103 sub care s-a scris discriminantul Δ al ecua\u021biei (4.76).

Consider\u00e2nd valoarea vitezei meridionale v_m constant\u0103 \u00een toate punctele sec\u021biunii transversale S, debitul Q de lichid este

$$Q = S \cdot v_m \quad (4.78)$$

Înlocuind \u00een rela\u021bia (4.78) valorile sec\u021biunii S dat\u0103 de rela\u021bia (4.39) \u015fi a vitezei v_m din rela\u021bia (4.77) rezult\u0103:

$$Q = \pi R^2 (1 - \alpha_L) \left(1 + \mu_L - \frac{z \sigma}{\pi} \right).$$

$$\frac{-B D(1-i_n) + D \sqrt{B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A) [2(\mu - 1) + (1+i_n)(1-\rho_m^2)]}}{\lambda \zeta C + A}$$

Cuplul rotorului pompei C_p (v. rel. 4.65) este:

$$C_p = \frac{\gamma Q}{g} \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 \left[\mu - \rho_m^2 i_n - \frac{v_m}{\mu_m R \omega_p} (\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}) \right]$$

sau înlocuind pe v_m dat prin relația (4.78) rezultă :

$$C_p = \frac{\gamma}{g} (m Q - n Q^2) \quad (4.80)$$

în care m și n sînt niște constante și au valorile :

$$m = \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 (\mu - \rho_m^2 i_n)$$

$$n = \mu_m^2 R^2 \omega_p^2 \cdot \frac{\mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}}{\mu_m R \omega_p S} =$$

$$= \mu_m R \frac{B}{\pi R^2 (1 - \mu_L) (1 + \mu_L - \frac{zG}{\pi})}$$

Așa cum s-a arătat în subcap. 3.1. cuplul rotorului pompei C_p se poate exprima și cu relația :

$$C_p = \chi \frac{\gamma}{g} \omega_p^2 D^5 = 32 \chi \frac{\gamma}{g} \omega_p^2 R^5 \quad (4.81)$$

iar din egalarea acestei relații cu relația (4.80) se obține coeficientul de cuplu χ :

$$\chi = \frac{m Q - n Q^2}{32 \omega_p^2 R^5}$$

Dacă se ține seama de valorile lui m , n și D , coeficientul de cuplu χ devine:

$$\chi = \frac{1}{32 \omega_p^2 R^5} \left[\pi \mu_m^3 R^5 \omega_p^2 (1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{zG}{\pi} \right) (\mu - \rho_m^2 i_n) \cdot \frac{-B + \sqrt{B^2 (1 - i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A) (1 - i_n) [2(\mu - 1) + (1 + i_n) (1 - \rho_m^2)]}}{\lambda \zeta C + A} - \pi \mu_m^3 R^5 \omega_p^2 \cdot B (1 - \mu_L) \left(1 + \mu_L - \frac{zG}{\pi} \right) \cdot \left(\frac{-B + \sqrt{B^2 (1 - i_n)^2 + (\lambda \zeta C + A) (1 - i_n) [2(\mu - 1) + (1 + i_n) (1 - \rho_m^2)]}}{\lambda \zeta C + A} \right)^2 \right]$$

$$\text{sau} \quad = \frac{\pi \mu_m^3 (1 - \mu_L) (1 + \mu_L - \frac{z \tilde{\sigma}}{\pi})}{32} \quad (4.82)$$

$$\cdot \frac{-B + \sqrt{B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \tilde{\sigma} C + A)(1-i_n) [2(\mu-1) + (1+i_n)(1-\rho_m^2)]}}{\lambda \tilde{\sigma} C + A}$$

$$\cdot \left[\mu - \rho_m^2 i_n - B \frac{-B + \sqrt{B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \tilde{\sigma} C + A)(1-i_n) [2(\mu-1) + (1+i_n)(1-\rho_m^2)]}}{\lambda \tilde{\sigma} C + A} \right]$$

În relația coeficientului de cuplu χ mărimea care nu se cunoaște este coeficientul de frecare λ .

Coeficientul de frecare λ depinde însă de regimul de curgere al curentului de lichid caracterizat prin numărul Reynolds care se poate determina cu relația (4.43):

$$Re = \frac{w L_m}{\gamma \tilde{\sigma}} = \frac{L_m}{\gamma \tilde{\sigma}} \cdot \frac{v_m}{\sin \beta_{2p}} \quad (4.83)$$

unde: $w = \frac{v_m}{\sin \beta_{2p}}$ (v.fig.4-19).

Înlocuind în relația (4.83) mărimile L_m și v_m date de relațiile (4.46) și (4.77) rezultă:

$$Re = \frac{\pi \mu_m R (1 - \rho_m)}{\gamma \tilde{\sigma}}$$

$$\cdot \frac{-BD(1-i_n) + D \sqrt{B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \tilde{\sigma} C + A)(1-i_n) [2(\mu-1) + (1+i_n)(1-\rho_m^2)]}}{\sin \beta_{2p} (\lambda \tilde{\sigma} C + A)}$$

și deoarece $D = \mu_m R \omega_p$, se obține:

$$Re = \frac{\pi \mu_m^2 R^2 (1 - \rho_m) \omega_p}{\gamma \tilde{\sigma}} \quad (4.84)$$

$$\cdot \frac{-B(1-i_n) + \sqrt{B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \tilde{\sigma} C + A)(1-i_n) [2(\mu-1) + (1+i_n)(1-\rho_m^2)]}}{\sin \beta_{2p} (\lambda \tilde{\sigma} C + A)}$$

Dacă se notează cu:

$$f(\lambda) = \sin \beta_{2p} \cdot \frac{\lambda \tilde{\sigma} C + A}{\dots} \quad (4.85)$$

$$\cdot \frac{-B(1-i_n) + \sqrt{B^2(1-i_n)^2 + (\lambda \tilde{\sigma} C + A)(1-i_n) [2(\mu-1) + (1+i_n)(1-\rho_m^2)]}}{\dots}$$

atunci din relația (4.84) rezultă produsul :

$$\text{Re}.f(\lambda) = \frac{\pi \mu_m^2 R^2 (1 - \rho_m) \omega_p}{\gamma \cdot \zeta} \quad (4.86)$$

în care toți termenii din partea dreaptă a relației sînt cunoscuți.

Cuplul rotorului pompei C_p depinzînd de mărimea $f(\lambda)$ prin intermediul coeficientului de cuplu χ (v.rel.4.82) este necesar să se determine dependența $f(\lambda) = F[\text{Re}.f(\lambda)]$ considerînd ca parametru raportul de transformare al turațiilor i_n .

În cazul frînării hidrodinamice deoarece $i_n = 0$, relația (4.85) devine :

$$f(\lambda) = \sin^3 \beta_{2p} \cdot \frac{\lambda \zeta C + A}{-B + \sqrt{B^2 + (\lambda \zeta C + A)(2,4 - 1 - \rho_m^2)}} \quad (4.87)$$

De asemenea, expresia coeficientului de cuplu χ (v.rel. 4.82), rezultă :

$$\chi = \frac{\pi \mu_m^3 (1 - \mu_L) (1 + \mu_L - \frac{z \zeta}{\pi}) \sin^3 \beta_{2p}}{32 f(\lambda)} \cdot \left[\mu - \frac{B \sin^3 \beta_{2p}}{f(\lambda)} \right] \quad (4.88)$$

Determinarea dependenței $f(\lambda) = F[\text{Re}.f(\lambda)]$ pentru un cuplaj de frînare dat se poate face prin două metode.

La prima metodă cunoscîndu-se prin încercări experimentale valoarea cuplului de frînare la diferite turații constante ale pompei ω_p (rotorului frînei) se determină coeficientul de cuplu cu relația (4.81) iar din relația (4.88) se determină $f(\lambda)$. Pentru valorile ω_p considerate la măsurarea cuplului se calculează cu relația (4.86) produsul $\text{Re}.f(\lambda)$ corespunzător valorilor găsite pentru $f(\lambda)$.

La cea de a doua metodă se consideră că numărul Reynolds în cazul cuplajului cu palete plane și înclinate este același ca la cuplajul cu palete plan-radiale. Valoarea numărului Re din relația (4.56) (palete plan-radiale) este :

$$\text{Re} = \frac{\pi \mu_m^2 R^2 (1 - \rho_m) \omega_p}{\gamma \zeta^{3/2} \sqrt{\lambda}} \cdot \sqrt{1 - \rho_m^2}$$

iar din relația (4.86) (palete plane și înclinate) :

$$\text{Re} = \frac{\pi \mu_m^2 R^2 (1 - \rho_m) \omega_p}{\gamma \zeta \cdot f(\lambda)}$$

Din egalarea celor două relații scrise pentru numărul Re rezultă :

$$\frac{\pi \mu_m^2 R^2 (1 - \rho_m) \omega_p \sqrt{1 - \rho_m^2}}{\gamma \bar{\epsilon}^{3/2} \sqrt{\lambda}} = \frac{\pi \mu_m^2 R^2 (1 - \rho_m) \omega_p}{\gamma \bar{\epsilon} \cdot f(\lambda)}$$

de unde:

$$\frac{\sqrt{1 - \rho_m^2}}{\sqrt{\lambda} \sqrt{\bar{\epsilon}}} = \frac{1}{f(\lambda)}$$

iar

$$f(\lambda) = \sqrt{\lambda} \cdot \frac{\sqrt{\bar{\epsilon}}}{\sqrt{1 - \rho_m^2}} \quad (4.89)$$

Valorile lui $\sqrt{\lambda}$ pentru fiecare grad de umplere și diferite turații ale rotorului frânei s-au determinat în subcap.4.5.1.2 astfel că valoarea lui $f(\lambda)$ se calculează cu relația (4.89) iar valoarea lui $Re \cdot f(\lambda)$ se calculează cu relația (4.86).

Dintre cele două metode arătate cea mai indicată este prima deoarece valorile găsite pentru $f(\lambda)$ au la bază încercările experimentale ale cuplajului de frînare pentru care se caută să se calculeze cuplul de frînare la diferite grade de umplere ale cavității acestuia.

Relațiile găsite pentru v_m (v.rel.4.77), Q (rel.4.79), χ (rel.4.82), Re (rel.4.84) și care se referă la un cuplaj cu palete plane și înclinate sînt generale deoarece din acestea se pot obține relațiile scrise în subcap.4.4 pentru cuplajul cu palete plane și radiale. Pentru aceasta trebuie doar să se considere $\beta_{1p} = \beta_{2p} = \beta_{1t} = \beta_{2t} = 90^\circ$ și $\mu = 1$, care face ca expresiile:

$$A = (\text{ctg} \beta_{2t} - \text{ctg} \beta_{1p})^2 + (\text{ctg} \beta_{2p} - \text{ctg} \beta_{1t})^2 = 0$$

$$B = \mu \text{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \text{ctg} \beta_{2t} = 0$$

$$C = 1 + \text{ctg}^2 \beta_{2p} = 1.$$

4.5.2.2. Calculul cuplului de frînare.

Cuplul de frînare este dat de relația (4.50) :

$$C_f = \frac{\gamma}{g} \chi \omega_f^2 D^5 = 32 \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot \frac{\gamma}{g} \chi n_f^2 R^5 \quad [\text{kgf.m}]$$

în care mărimea care nu se cunoaște este coeficientul de cuplu χ care, așa după cum rezultă din relația (4.88) depinde de

funcția $f(\lambda)$.

În cazul unui cuplaj dat și pentru un anumit grad de umplere cu lichid funcția $f(\lambda)$ se determină cu relația (4.87).

Considerînd cuplajul CH 370 în execuția cu palete plane dar înclinate, mărimile λ , ξ și ρ_m din expresia lui $f(\lambda)$ sînt cunoscute de la cazul cuplajului cu palete plane și radiale (v. subcap. 4.5.1.2) pentru fiecare turație a frînei n_f respectiv pentru fiecare grad de umplere q .

Mărimile A, B și C date prin expresiile :

$$A = (\operatorname{ctg} \beta_{2t} - \operatorname{ctg} \beta_{1p})^2 = (\operatorname{ctg} \beta_{2p} - \operatorname{ctg} \beta_{1t})^2 ;$$

$$B = \mu \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \rho_m \operatorname{ctg} \beta_{2t}$$

$$C = 1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{2p},$$

depind de unghiurile de intrare și ieșire a paletelor celor două rotoare. Unghiurile paletelor, așa după cum s-a arătat, depind de unghiul de înclinare φ a acestora (v. fig. 4-19) și au proprietatea că $\beta_{1p} = \beta_{2p} = \beta_{1t} = \beta_{2t} = 90 + \varphi$. În acest caz:

$$A = 0$$

$$B = -\mu \operatorname{tg} \varphi + \rho_m \operatorname{tg} \varphi = -(\mu - \rho_m) \operatorname{tg} \varphi ;$$

$$C = 1 + \operatorname{tg}^2 \varphi = \frac{1}{\cos^2 \varphi}.$$

Intrucît autorul nu a avut la dispoziție un cuplaj cu palete plane și înclinate care să fie încercat experimental pe standul realizat, în regim de frînare hidrodinamică ($i_n = 0$), și la diferite grade de umplere, verificarea relațiilor de calcul date în subcap. 4.5.2.1 s-a făcut cu rezultatele cercetărilor experimentale obținute de Förster [18] și date în figura 4-17.

Astfel cuplajul CH 370 în execuția cu palete plane și înclinate ($\varphi \neq 0$) s-a considerat că funcționează la umplerea totală ($q = 100\%$), la turația $n_f = 1200$ rot/min. și cu diferite unghiuri de înclinare a paletelor φ . În aceste cazuri, cu relația (4.88) s-au determinat valorile coeficientului de cuplu χ .

În tabelul 4-6 s-au dat mărimile calculate pentru A, B, C, $f(\lambda)$ și χ corespunzătoare mai multor unghiuri de înclinare a paletelor φ inclusiv cazul paletelor plane și radiale ($\varphi = 0$).

$q = 100 \%$; $n_p = 1200 \text{ rot/min.}$ Tabelul 4-6.

φ [°]	β [°]	A	μ	B	C	$f(\lambda)$	$\chi \cdot 10^3$
0	90	0	0,842126	0	1	0,9789421	23,5811
10	100	0	0,844150	-0,0248321	1,0310899	0,9810148	23,5251
20	110	0	0,850220	-0,0534671	1,1324726	0,9341776	24,2365
30	120	0	0,860322	-0,0906451	1,3333320	0,8879848	24,2705
40	130	0	0,874423	-0,1435723	1,7040848	0,8408338	23,5556
50	140	0	0,892455	-0,2254022	2,4202740	0,7924693	21,9366
60	150	0	0,914298	-0,3654244	4,0000000	0,7439500	19,1411
70	160	0	0,939745	-0,6495722	8,5486415	0,6974120	14,7851

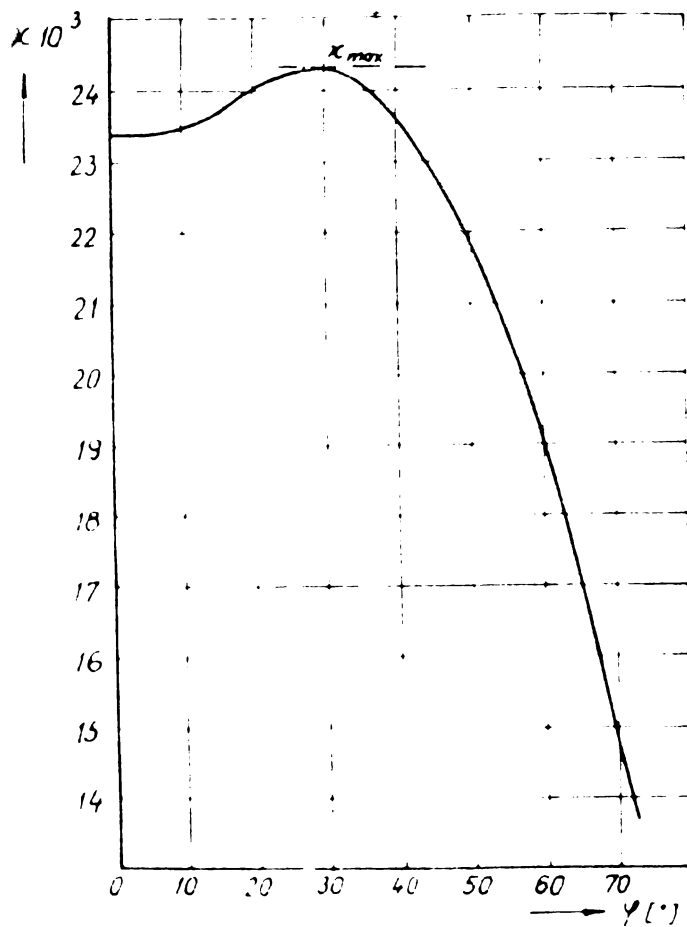


Fig.4-20.

Cu valorile coeficien-
tului de cuplu χ din tabe-
lul 4-6, în diagrama din
figura 4-20 s-a reprezentat
dependența $\chi = f(\varphi)$.

Din figura 4-20 rezul-
tă că valoarea maximă a co-
eficientului de cuplu χ a-
pare la un unghi de încli-
nare înainte a paletelor de
 $\varphi = 30^\circ$, ceea ce corespunde
cu cercetările experimentale
făcute de Förster [18] (v.
fig.4-17).

4.6. Calculul caracteristicilor de frinare hidrodinamică ale locomotivei CFR 040-DHB prevăzută cu frână hidrodinamică de tipul CH 370 la umpleri parțiale.

4.6.1. Calculul cuplului de frinare total la diferite grade de umplere a cavității frânei.

Cuplul de frinare total C_{ftot} este :

$$C_{ftot} = C_f + C_{fd} \quad [\text{kgf.m}]$$

în care:

C_f reprezintă cuplul de frinare produs de rotorul frânei la umpleri parțiale, în kmf.m ;

C_{fd} - cuplul frecării de disc, în kgf.m.

Cuplul frecării de disc C_{fd} apare în timpul funcționării frânei hidrodinamice datorită frecării lichidului de lucru pe porțiunile I și II arătate în figura 4-5. Ca urmare a acestei frecări apare un cuplu rezistent (cuplul frecării de disc) care are ca efect mărirea cuplului de frinare.

După prof.I.Zăgănescu [88], valoarea acestui cuplu rezistent C_{fd} pentru cele două suprafețe laterale de rotație, este dată de relația :

$$C_{fd} = 2 f_d \rho R^5 \omega_f^2 = 2 \frac{\tilde{\gamma}^2}{30^2} f_d \rho R^5 n_f^2 \quad [\text{kgf.m}] \quad (4.90)$$

în care:

f_d este coeficientul de frecare;

$\rho = \gamma/g$ - densitatea lichidului, în $\text{kgf.s}^2/\text{m}^4$;

γ - greutatea specifică a lichidului de lucru, în kgf/m^3 ;

g - accelerația gravitațională, în m/s^2 ;

R - raza activă a cuplajului hidraulic, în m;

ω_f, n_f - viteza unghiulară respectiv turația rotorului frânei, în rad/s respectiv rot/min.

Coeficientul frecării de disc f_d se poate calcula cu diferite relații în funcție de valoarea numărului Reynolds (Re). Numărul Reynolds s-a calculat cu relația :

$$Re = \frac{R^2 \omega_f}{\gamma} = \frac{\tilde{\gamma}}{30} \cdot \frac{R^2}{\gamma} n_f \quad (4.91)$$

în care γ este viscozitatea cinematică, în m^2/s .

Deoarece turația rotorului frânei $n_f > 100$ rot/min. iar viscozitatea cinematică a lichidului utilizat în cuplajul hidraulic utilizat ca frână hidrodinamică s-a admis $\nu = 10 \cdot 10^{-6}$ m²/s, rezultă că :

$$Re = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{0,185^2}{10 \cdot 10^{-6}} \cdot 100 = 35840,3 \approx 35840.$$

Valoarea numărului Reynolds calculată pentru turația minimă admisă a rotorului frânei fiind :

$$Re = 35840 > 2 \cdot 10^4$$

rezultă că regimul de curgere este turbulent. In acest caz coeficientul de frecare f_d este dat de relația :

$$f_d = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{Re}} = 0,0465 \cdot Re^{-0,2} \quad (4.92)$$

Pentru o turație oarecare a rotorului frânei valoarea numărului Reynolds (Re) dată de relația (4.91) devine:

$$Re = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{0,185^2}{10 \cdot 10^{-6}} \cdot n_f = 358,403 \cdot n_f \quad (4.93)$$

iar coeficientul de frecare f_d rezultă :

$$f_d = 0,0465(358,403 \cdot n_f)^{-0,2} = 0,0143409 \cdot n_f^{-0,2} \quad (4.94)$$

Inlocuind valoarea coeficientului f_d dată de relația (4.94) în relația (4.90) și ținând seama că greutatea specifică a lichidului de lucru utilizat $\gamma = 855$ kgf/m³ (v.cap.5), cuplul frecării de disc este :

$$\begin{aligned} C_{fd} &= 2 \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot 0,0143409 \cdot n_f^{-0,2} \cdot \frac{855}{9,81} \cdot 0,185^5 \cdot n_f^2 = \\ &= 0,0000057 \cdot n_f^{1,8} \end{aligned} \quad (4.95)$$

Valorile cuplului frecării de disc pentru diferite turații ale rotorului frânei și calculate cu relația (4.95) sînt date în tabelul 4-7.

Tabelul 4-7

n_f [rot/min.]	Re	f_d	C_{fd} [kgf.m]
0	0	0	0
100	35840	0,0057092	0,023
200	71681	0,0049701	0,079
300	107521	0,0045830	0,164
400	143361	0,0043267	0,275
500	179202	0,0041379	0,411
600	215042	0,0039897	0,571
700	250882	0,0038686	0,753
800	286722	0,0037666	0,958
900	322563	0,0036790	1,184
1000	358403	0,0036022	1,432
1100	394243	0,0035343	1,700
1200	430084	0,0034732	1,988
1300	465924	0,0034181	2,296
1400	501764	0,0033678	2,624
1500	537605	0,0033216	2,971
1600	573445	0,0032790	3,336
1700	609285	0,0032396	3,721
1800	645125	0,0032027	4,124
1900	680966	0,0031683	4,546
2000	716806	0,0031359	4,986
2100	752646	0,0031055	5,443
2200	788487	0,0030766	5,919
2300	824327	0,0030494	6,412
2400	860167	0,0030236	6,922
2500	896008	0,0029991	7,450
2600	931848	0,029755	7,995
2700	967688	0,0029532	8,557
2800	1003528	0,0029318	9,136
2900	1039369	0,0029113	9,732
3000	1075209	0,0028916	10,344

Valorile cuplului frecării de disc calculate în tabelul 4-7 s-au prezentat în funcție de turația rotorului frânei în diagrama din figura 4-21.

Acste valori corespund cazului cînd cuplajul hidraulic este complet umplut cu lichidul de lucru, adică funcționează

cu $q = V_x/V_{100} = 1$.

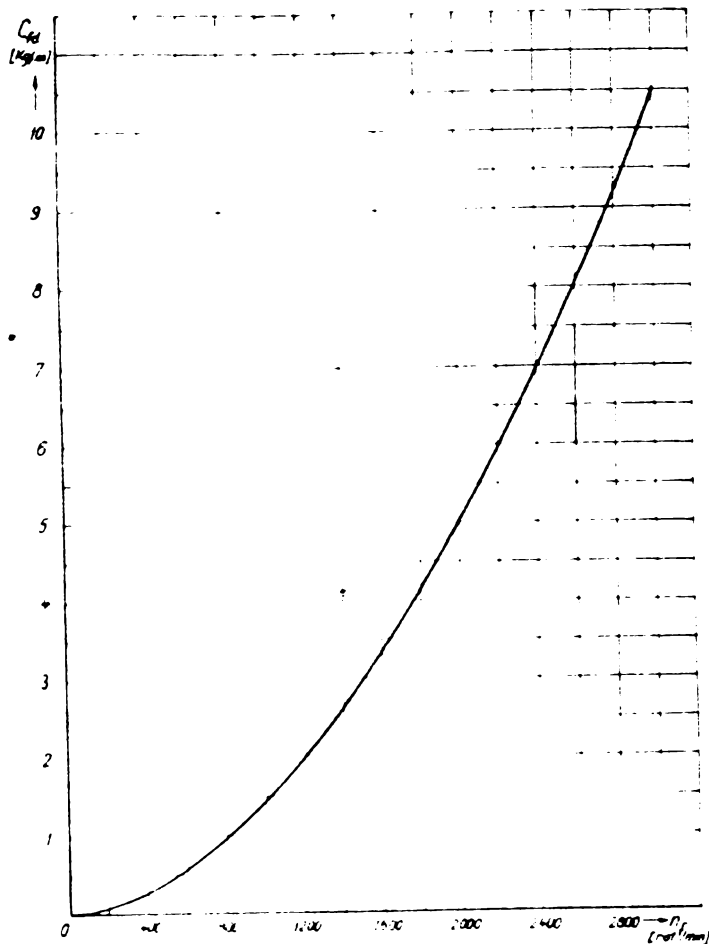


Fig.4-21.

experimentală în sarcină a cuplajelor CH-330 și CH-275 [2].

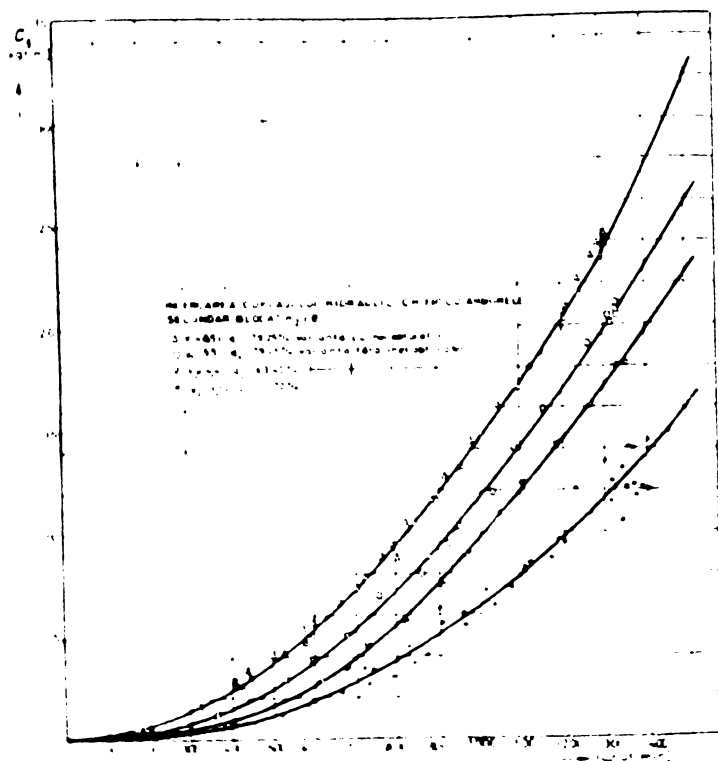


Fig.4-22.

În realitate, la funcționarea cuplajului cu grade de umplere parțiale, valoarea cuplului frecării de disc va fi mult mai mică deoarece suprafața de frecare II între rotorul frânei și lichid (v.fig.4-5) este foarte mică mai ales la gradele mici de umplere ale cavității de lucru a cuplajului. Acest lucru este confirmat și de cercetările realizate în Protocolul privind contractul de colaborare nr.112/1968 încheiat între Institutul de cercetări miniere București și Academia RSR, Baza de cercetări științifice Timișoara, Centrul de cercetări tehnice, Secția cavităție, cu tema "Cercetarea

În figurile 4-22 și 4-23 s-au reprezentat caracteristicile de frînare hidrodinamică ridicate experimental în cadrul contractului amintit pentru un cuplaj CH-330 geometric asemenea cu cuplajul CH 370 și anume: cuplul la arborele rotorului pompei C_1 și la arborele turbinei ($n_t = 0$) C_2 în funcție de turația rotorului de pompă.

Dacă se ține seama că pierderile datorită frecării de disc reprezintă cea mai mare parte din pierderea

totală de energie, atunci diferența dintre cuplurile C_1 și C_2

ale cuplajului hidraulic este tocmai cuplul frecării de disc.

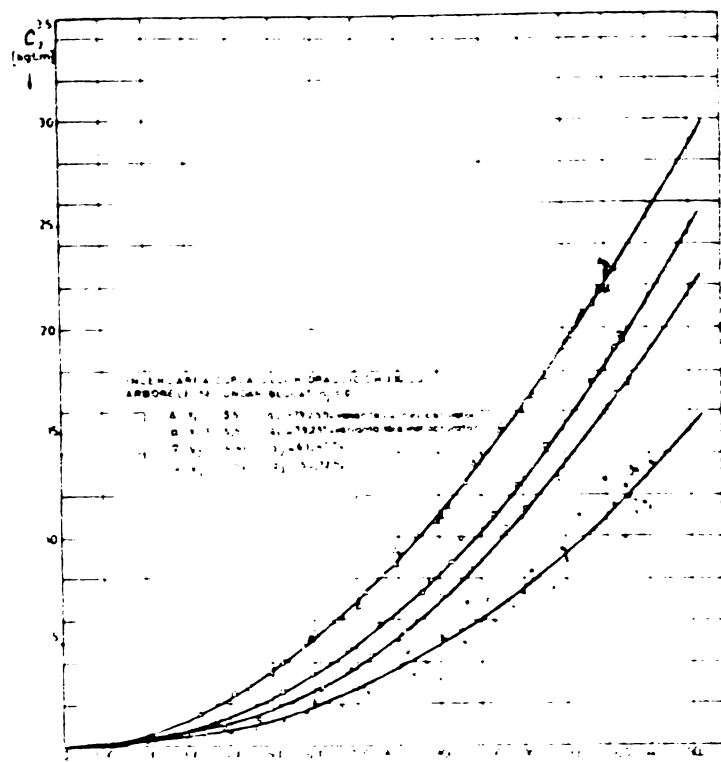


Fig.4-23.

În tabelul 4-8 s-au dat valorile cuplurilor C_1 și C_2 și a cuplului frecării de disc C_{fd} în funcție de turația rotorului pompei n_p utilizînd diagramele din figurile 4-22 și 4-23.

Din analiza valorilor cuplului C_{fd} calculate în tabelul 4-8 rezultă că odată cu scăderea gradului de umplere cu lichid a cavității de lucru scade și

Tabelul 4-8.

n_p [rot/min]	300	500	700	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
$q = 79,25 \%$ (varianta cu inel obturator); $V = 5,5\ell$										
C_1 [kgf.m]	1,4	3,7	7,3	11,8	14,5	17,3	20,4	24,0	27,7	31,8
C_2 [kgf.m]	1,3	3,6	6,9	11,1	13,5	16,2	19,2	22,1	25,4	28,8
$C_{fd} = C_1 - C_2$	0,1	0,1	0,4	0,7	1,0	1,1	1,2	1,9	2,3	3,0
$q = 79,25 \%$ (varianta fără inel obturator); $V = 5,5\ell$										
C_1	0,6	2,6	5,4	9,3	11,7	14,2	16,9	19,9	22,9	26,0
C_2	0,6	2,3	4,7	8,2	10,4	12,7	15,3	18,2	21,0	24,0
C_{fd}	0	0,3	0,7	1,1	1,3	1,5	1,6	1,7	1,9	2,0
$q = 63,40 \% ; V = 4,4\ell$										
C_1	0,6	1,6	3,9	7,5	9,7	12,1	14,6	17,2	19,8	22,7
C_2	0,6	1,6	3,7	6,9	8,9	11,1	13,5	16,1	18,8	21,6
C_{fd}	0	0	0,2	0,6	0,8	1,0	1,1	1,1	1,0	1,1
$q = 50,72 \% ; V = 3,52\ell$										
C_1	0,4	1,3	2,9	5,2	6,5	8,1	9,8	11,7	13,8	16,1
C_2	0,4	1,2	2,8	4,8	6,0	7,4	9,1	10,9	13,0	15,2
C_{fd}	0	0,1	0,1	0,4	0,5	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9

valoarea cuplului frecării de disc mai ales la turații mari ale rotorului pompei.

Ca urmare a acestui fapt la calculul cuplului frecării de disc se va ține seama doar de suprafața de frecare I (v.fig. 4-5). In acest caz cuplul C_{fd} se calculează cu relația :

$$C_{fd} = f_d \rho R^5 \omega_f^2 = \frac{\pi^2}{30^2} \cdot f_d \rho R^5 n_f^2 \quad [\text{kgf.m}] \quad (4.96)$$

adică valörile acestuia vor fi pe jumătate din cele calculate și pentru calculele tehnice reprezintă o bună aproximare.

4.6.2. Calculul caracteristicilor de frînare hidrodinamică $F_f = f(V)$ la umpleri parțiale.

Considerînd soluția constructivă pentru montarea frînei ca și pentru cazul locomotivei CFR 040-DHC (v.fig.3-5), forța de frînare a locomotivei CFR 040-DHB este dată de relația :

$$F_f = \frac{2}{D} i_t \cdot \frac{1}{\eta_{mec}} \cdot 2 C_{ftot} \quad [\text{kgf}] \quad (4.97)$$

în care:

$2C_{ftot}$ este cuplul de frînare total al frînei hidrodinamice cu rotor dublu pentru diferite grade de umplere ale acesteia, în kgf.m ;

$\eta_{mec} = 0,9$ - randamentul mecanic al părții mecanice dintre rotorul frînei și pînă la osia motoare [42] ;

$i_t = i_{mec} \cdot i_m = 5,25 \cdot 1,4$ - raportul total de transmitere de la rotorul frînei și pînă la osia motoare;

$i_{mec} = 5,25$ - raportul de transmitere al părții mecanice de la ieșirea din multiplicatorul frînei și pînă la osia motoare [42] ;

$i_m = 1,4$ - raportul de transmitere al multiplicatorului mecanic al frînei hidrodinamice;

$D = 1,0$ m - diametrul cercului de rulare al roții motoare al locomotivei.

După înlocuirea în relația (4.97) a mărimilor constante prin valorile lor rezultă :

$$F_f = \frac{2}{1,0} \cdot 5,25 \cdot 1,4 \cdot \frac{1}{0,9} \cdot 2 C_{ftot} = 32,66 \cdot C_{ftot} \quad [\text{kgf}] \quad (4.98)$$

Viteza locomotivei corespunzătoare diferitelor forțe de frînare este :

$$V = 0,1885 \frac{D \cdot n_f}{i_t} = 0,1885 \cdot \frac{1,0}{5,25 \cdot 1,4} n_f =$$

$$= 0,02565 \cdot n_f \quad [\text{km/h}] \quad (4.99)$$

unde: n_f este turația rotorului frînei, în rot/min.

În tabelul 4-9 sînt date perechile de valori F_f , V pentru diferite grade de umplere ale cavității frînei obținute cu ajutorul calculatorului electronic FELIX C-256 al C.C.E. al Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara (v.subcap.4.5.1.2, subprogramul 2). Valorile forței de frînare determinate cu calculatorul au fost mărite de 2 ori pentru a se ține seama că frîna are un rotor dublu.

Tabelul 4.9.

n_f [rot/min]	C_{ftot} [kgf.m]	F_f [kgf]	V [km/h]
=====			
q = 100 %			
1000	1,029	33,607	2,56
200	4,934	161,144	5,13
300	11,889	388,295	7,69
400	22,076	721,002	10,25
500	35,548	1160,998	12,82
600	52,309	1708,412	15,38
700	72,562	2369,875	17,95
800	95,377	3115,013	20,51
900	121,882	3980,666	23,08
1000	153,472	5012,396	25,65
1100	186,307	6084,787	28,21
1200	223,956	7281,743	30,78
1300	263,711	8612,801	33,34
1400	308,973	10091,058	35,90
=====			
q = 90 %			
100	0,861	28,120	2,56
200	4,071	132,954	5,13
300	9,922	324,048	7,69
400	18,366	599,838	10,25
500	29,677	969,254	12,82

Tabelul 4-9 (continuare)

600	43,668	1426,194	15,38
700	60,224	1966,928	17,95
800	79,717	2603,564	20,51
900	102,744	3355,608	23,08
1000	127,418	4161,486	25,65
1100	155,606	5082,092	28,21
1200	186,040	6076,054	30,78
1300	220,398	7198,192	33,34
1400	256,812	8387,490	35,90
1500	297,406	9712,668	38,47
<hr/>			
100	0,566	<u>q=80 %</u> 18,486	2,56
200	2,926	95,563	5,13
300	7,080	231,232	7,69
400	13,290	434,072	10,25
500	21,359	697,584	12,82
600	31,534	1029,900	15,38
700	43,947	1432,044	17,95
800	58,275	1903,262	20,51
900	74,402	2429,970	23,08
1000	92,672	3026,668	25,65
1100	113,142	3695,218	28,21
1200	135,874	4437,644	30,78
1300	160,915	5255,494	33,34
1400	187,497	6123,652	35,90
1500	216,231	7062,104	38,47
1600	248,314	8109,942	41,03
1700	281,639	9198,334	43,60
<hr/>			
q = 70 %			
<hr/>			
100	0,396	12,934	2,56
200	2,014	65,778	5,13
300	4,967	162,222	7,69
400	9,330	304,718	10,25
500	15,149	494,766	12,82
600	22,340	729,624	15,38
700	31,161	1017,718	17,95
800	41,563	1357,448	20,51
900	53,275	1739,962	23,08
1000	66,628	2176,070	25,65
<hr/>			

Tabelul 4-9 (continuare)

1100	81,323	2656,010	28,21
1200	97,634	3188,726	30,78
1300	115,083	3758,610	33,34
1400	134,056	4378,268	35,90
1500	155,281	5071,478	38,47
1600	178,288	5822,886	41,03
1700	202,183	6603,296	43,60
1800	227,706	7436,878	46,16
q = 60 %			
200	1,355	44,254	5,13
300	3,423	111,796	7,69
400	6,450	210,658	10,25
500	10,485	342,440	12,82
600	15,680	512,108	15,38
700	21,845	713,458	17,95
800	28,988	946,748	20,51
900	37,285	1217,728	23,08
1000	46,797	1528,390	25,65
1100	56,992	1861,358	28,21
1200	69,112	2257,198	30,78
1300	81,806	2671,784	33,34
1400	95,699	3125,530	35,90
1500	110,328	3603,312	38,47
1600	126,070	4117,446	41,03
1700	142,940	4668,420	43,60
1800	161,662	5279,882	46,16
1900	180,125	5882,882	48,23
2000	201,392	6577,462	51,29
2100	223,032	7284,226	53,86
q = 50 %			
200	0,875	28,590	5,13
300	2,255	73,634	7,69
400	4,350	142,054	10,25
500	7,148	233,466	12,82
600	10,584	345,676	15,38
700	14,839	484,642	17,95
800	19,874	649,088	20,51

Tabelul 4-9 (continuare) -

900	25,666	838,236	23,08
1000	32,160	1050,328	25,65
1100	39,271	1282,592	28,21
1200	47,386	1547,632	30,78
1300	56,293	1838,540	33,34
1400	65,986	2155,098	35,90
1500	76,448	2486,788	38,47
1600	87,672	2863,368	41,03
1700	99,643	3254,340	43,60
1800	112,356	3669,547	46,16
1900	125,805	4108,791	48,23
2000	139,991	4572,106	51,29
2100	154,921	5059,720	53,86
2200	170,614	5572,253	56,42
2300	187,101	6110,719	58,99

q = 40 %

300	1,341	43,797	7,69
400	2,618	85,504	10,25
500	4,349	142,038	12,82
600	6,586	215,099	15,38
700	9,264	302,562	17,95
800	12,345	403,188	20,51
900	15,952	520,992	23,08
1000	20,120	657,119	25,65
1100	24,698	806,637	28,21
1200	29,946	978,036	30,78
1300	35,540	1160,736	33,34
1400	41,691	1361,628	35,90
1500	48,223	1574,963	38,47
1600	55,291	1805,804	41,03
1700	62,906	2054,510	43,60
1800	71,083	2321,571	46,16
1900	79,836	2607,444	48,23
2000	89,180	2912,619	51,29
2100	98,708	3223,803	53,86
2200	109,232	3567,517	56,42
2300	119,871	3914,987	58,99
2400	131,053	4280,191	61,55
2500	142,788	4663,456	64,12
2600	155,078	5064,847	66,68

Tabelul 4-9 (continuare)

400	q = 30 %		
400	1,381	45,103	10,25
500	2,341	76,457	12,82
600	3,576	116,792	15,38
700	5,070	165,586	17,95
800	6,853	223,819	20,51
900	8,964	292,764	23,08
1000	11,344	370,495	25,65
1100	13,989	456,881	28,21
1200	16,859	550,615	30,78
1300	19,974	652,351	33,34
1400	23,475	766,694	35,90
1500	27,316	892,141	38,47
1600	31,397	1025,426	41,03
1700	35,948	1174,062	43,60
1800	40,580	1325,343	46,16
1900	45,707	1492,791	48,23
2000	51,006	1665,856	51,29
2100	56,642	1849,928	53,86
2200	62,621	2045,202	56,42
2300	68,955	2252,070	58,99
2400	75,349	2460,898	61,55
2500	82,051	2679,786	64,12
2600	89,073	2909,124	66,68
2700	96,797	3161,390	69,24
	q = 20 %		
800	3,149	102,846	20,51
900	4,147	135,441	23,08
1000	5,298	173,033	25,65
1100	6,586	215,099	28,21
1200	7,993	261,051	30,78
1300	9,562	312,295	33,34
1400	11,293	368,829	35,90
1500	13,184	430,589	38,47
1600	15,242	497,804	41,03
1700	17,459	570,211	43,60
1800	19,832	647,713	46,16
1900	22,354	730,082	48,23

Tabelul 4-9 (continuare)

2000	25,015	816,990	51,29
2100	27,803	908,046	53,86
2200	30,706	1002,858	56,42
2300	33,709	1100,936	58,99
2400	36,872	1204,240	61,55
2500	40,269	1315,186	64,12
2600	43,835	1431,651	66,68
2700	47,569	1553,604	69,24
2800	51,470	1681,010	71,81
2900	55,538	1813,871	74,37
3000	59,773	1952,186	76,94

q = 10 %

2200	9,869	322,322	56,42
2300	10,909	356,288	58,99
2400	12,003	392,018	61,55
2500	13,155	429,642	64,12
2600	14,370	469,324	66,68
2700	15,637	510,704	69,24
2900	18,338	598,919	74,37
3000	19,761	645,394	76,94

=====
 Cu valorile calculate și date în tabelul 4-9 s-au trasat curbele $F_f = f(V)$ din figura 4-24.

Peste caracteristicile de frînare ale locomotivei $F_f = f(V)$ pentru diferite grade de umplere $q = \text{const.}$ s-a trasat caracteristica $F_f = f(V)$ care corespunde unei puteri $P_{f\text{max}} = \text{const.}$ și egală cu 600 CP, adică :

$$F_f = \frac{270 \cdot P_{f\text{max}}}{V} = \frac{270 \cdot 600}{V} = \frac{162000}{V} \cdot [\text{kgf}] \quad (4.100)$$

Valorile forței de frînare F_f și ale vitezei de mers V calculate cu relația (4.100) sînt date în tabelul 4-10.

Tabelul 4-10.

V [km/h]	20	30	40	50	60	70
F_f [kgf]	8100	5400	4050	3240	2700	2314

=====

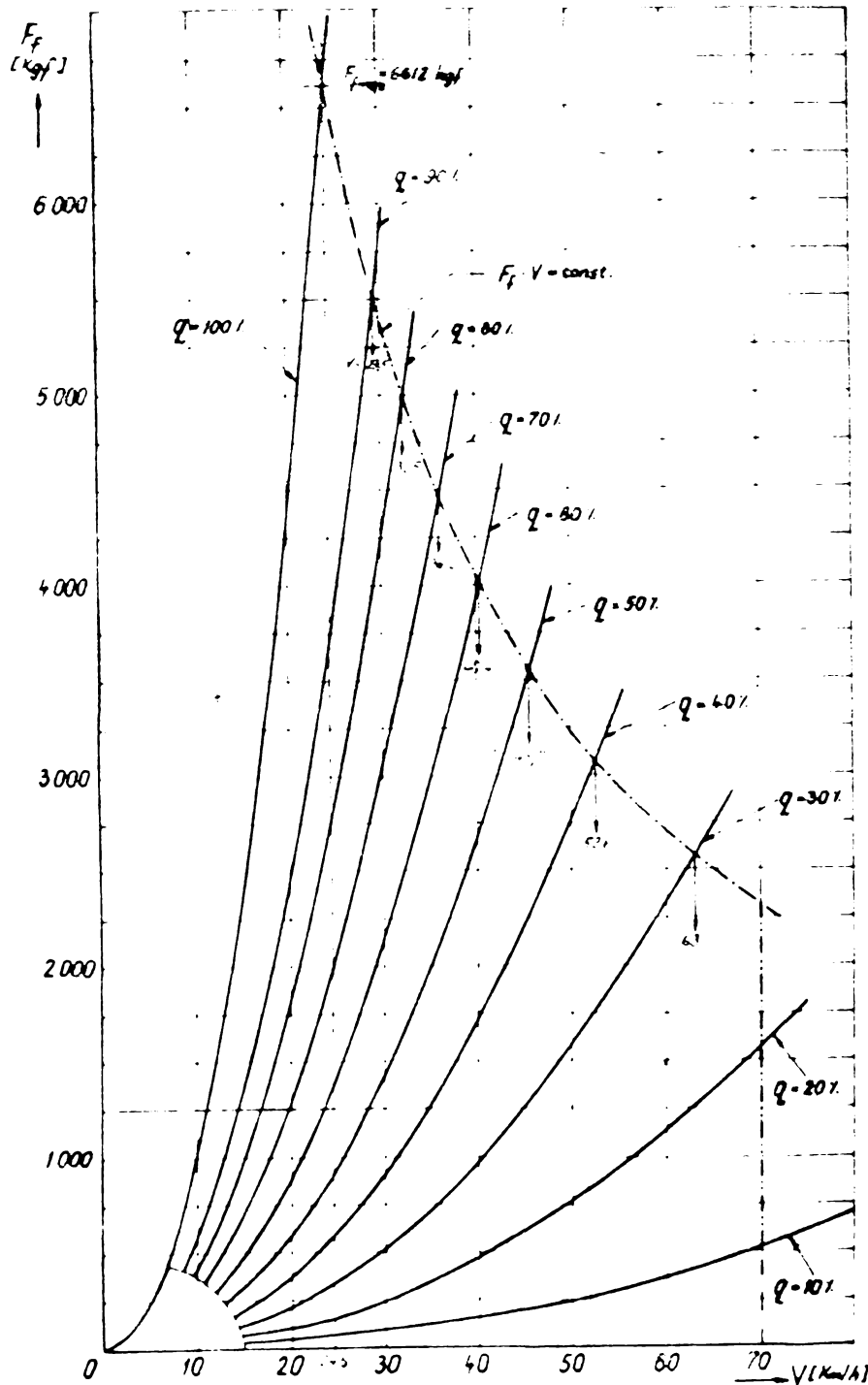


Fig.4-24.

4.7. Stabilirea legii de variație $q = f(V)$
pentru realizarea unei puteri de frinare
 $P_{fmax} = 600 \text{ CP} = \text{const.}$

S-a arătat în subcap.1.3.3. că la depășirea puterii maxime de frinare P_{fmax} dată de capacitatea limitată a schimbătorului de căldură al locomotivei, sistemul de reglare și comandă al frinei hidrodinamice acționează asupra gradului de umplere al acesteia cu lichid de lucru în sensul micșorării acestuia.

Pentru a stabili legea de variație $q = f(V)$ la $P_{fmax} = \text{const.}$ pe care trebuie să o realizeze elementul de execuție al sistemului de reglare automată a umplerii cu lichid de lucru a cavității frânei se consideră punctele de intersecție între caracteristicile $F_f = f(V)$ și hiperbola de $P_{fmax} = 600 \text{ CP} = \text{const.}$ reprezentate în figura 4-24.

Coordonatele acestor puncte de intersecție s-au dat în tabelul 4-11.

Tabelul 4-11.

V [km/h]	24,5	29,5	32,5	36,2	40,4	45,7	52,6
q [%]	100	90	80	70	60	50	40

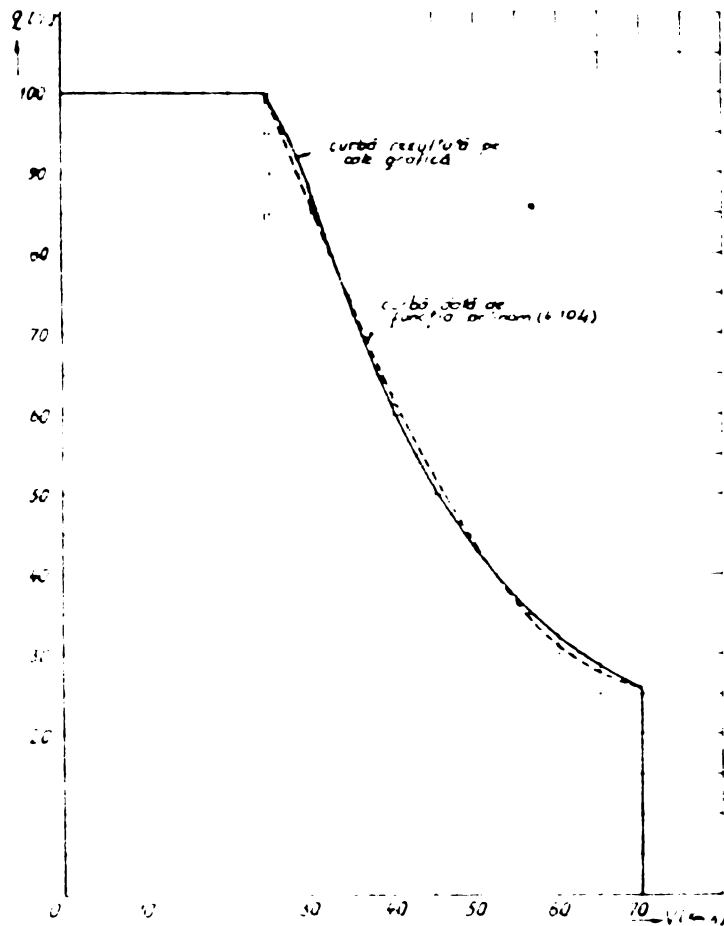


Fig.4-25.

Cu valorile din tabelul 4-11 s-a reprezentat în figura 4-25 caracteristica $q = f(V)$ la $P_{fmax} = \text{const.}$, care constituie legea de variație căutată.

Cunoașterea legii de variație de mai sus sub formă grafică nu este întotdeauna suficientă și este necesar, pentru proiectantul instalației de reglare automată a modificării gradului de umplere al frânei hidrodinamice, să cunoască și expresia analitică a caracteristicii $q = f(V)$.

Exprimarea analitică a curbei $q = f(V)$ s-a aproximat cu ajutorul unei funcții polinomiale de forma :

$$q = A_1 V^3 + A_2 V^2 + A_3 V + A_4 \quad (4.101)$$

în care A_1, A_2, A_3 și A_4 sînt niște coeficienți constanți care urmează să se determine.

Funind condiția ca funcția dată de relația (4.101) să treacă prin punctele M_1, M_2, M_3 și M_4 ale căror coordonate sînt:

$$M_1 \begin{cases} V = 24,5 \\ q = 1,00 \end{cases} ; M_2 \begin{cases} V = 32,5 \\ q = 0,80 \end{cases} ; M_3 \begin{cases} V = 52,6 \\ q = 0,40 \end{cases} \text{ și } M_4 \begin{cases} V = 70 \\ q = 0,26 \end{cases}$$

rezultă sistemul de gradul I de patru ecuații cu patru necunoscute și anume :

$$\begin{cases} 24,5^3 \cdot A_1 + 24,5^2 \cdot A_2 + 24,5 \cdot A_3 + A_4 = 1,00 \\ 32,5^3 \cdot A_1 + 32,5^2 \cdot A_2 + 32,5 \cdot A_3 + A_4 = 0,80 \\ 52,6^3 \cdot A_1 + 52,6^2 \cdot A_2 + 52,6 \cdot A_3 + A_4 = 0,40 \\ 70^3 \cdot A_1 + 70^2 \cdot A_2 + 70 \cdot A_3 + A_4 = 0,26 \end{cases} \quad (4.102)$$

Prin eliminarea din cele patru ecuații, cu ajutorul metodei reducerii, a necunoscutelor A_4 și apoi A_3 rezultă sistemul:

$$\begin{cases} 155,1 \cdot A_1 + A_2 = 0,0003162 \\ 147,1 \cdot A_1 + A_2 = 0,0002924 \end{cases} \quad (4.103)$$

de unde:

$$A_1 = 0,0000029 \quad \text{și} \quad A_2 = -0,0001341$$

Înlocuind valorile găsite pentru A_1 și A_2 în două din ecuațiile sistemului (4.102) rezultă un sistem cu necunoscutele A_3 și A_4 , care, prin rezolvare are soluțiile :

$$A_3 = -0,0245167 \quad \text{și} \quad A_4 = 1,6385049$$

Dacă acum în relația (4.101) se înlocuiesc valorile determinate pentru coeficienții $A_1 \dots A_4$ rezultă expresia analitică a gradului de umplere q în funcție de viteza locomotivei V ca fiind :

$$q = 0,0000029 \cdot V^3 - 0,0001341 \cdot V^2 - 0,0245167 \cdot V + 1,6385049 \quad (4.104)$$

Valorile gradului de umplere q în funcție de viteza V de mers date de relația (4.104) s-au calculat cu ajutorul calculatorului electronic numeric FELIX C-256 al C.C.E. al Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara. Programul de calcul în limbaj FORTRAN și rezultatele obținute sînt date în tabelul 4-12 din ANEXA.

Cu valorile calculate cu relația (4.104) și date în tabelul 4-12 din Anexă, pe figura 4-25 s-a reprezentat prin linie întreruptă curba $q = f(V)$ care, așa după cum se observă, se apropie foarte mult de caracteristica $q = f(V)$ rezultată pe cale grafică.

4.8. Eficacitatea frînării hidrodinamice.

4.8.1. Determinarea vitezei stabile de mers la frînarea hidrodinamică pe pante.

Viteza stabilă de mers la circulația pe pante a trenurilor de diferite tonaje frânate cu ajutorul frânei hidrodinamice se poate determina și pe cale grafică.

În acest sens într-un sistem de coordonate rectangulare se consideră după axa OY forțele totale de frînare F_f iar după axa OX, viteza de mers V (fig.4-26).

Curba 1 reprezintă caracteristica de frînare hidrodinamică a locomotivei $F_f = f(V)$ la umplerea completă a cavității frânei. Curba 2 s-a obținut adăugând la curba 1 rezistențele totale la înaintare ale locomotivei care s-au determinat cu relația :

$$R_L = r_L \cdot G_L \quad [\text{kgf}] \quad (4.105)$$

în care:

- r_L este rezistența specifică la înaintare a locomotivei, în kgf/tf ;
 G_L - greutatea locomotivei, în tf.

Celălalte curbe se obțin adăugînd la curba 2 rezistențele totale la înaintare ale convoiului de vagoane de diferite tonaje (200, 800, ..., 1300 tf), determinate cu relația :

$$R_V = r_V \cdot G_V \quad [\text{kgf}] \quad (4.106)$$

unde :

r_V reprezintă rezistența specifică a vagoanelor, în kgf/tf ;

G_V - greutatea convoiului de vagoane, în tf.

Pentru fiecare greutate a convoiului de vagoane, pantele pot să fie determinate cu relația :

$$i = \frac{P_f}{G_L + G_V} \quad [\%] \quad (4.107)$$

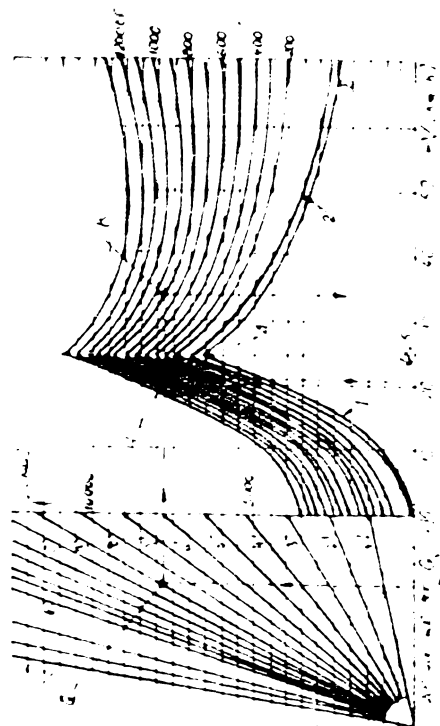


Fig.4-26.

La stînga axei OY pe axa absciselor, sînt date diferite tonaje de trenuri și pe baza relației (4.107) s-a trasat un fascicol de drepte corespunzătoare diferitelor pante.

Considerînd acum greutatea trenului care se frînează cît și panta pe care acesta circulă se poate determina viteza stabilă de mers a trenului pe durata frînării. Astfel, de exemplu, dacă se consideră un convoi de vagoane $G_V = 800$ tf tractiionat de o locomotivă cu greutatea $G_L = 70$ tf și care circulă pe o pantă de $i = 9\%$, rezultă la intersecția verticalei corespunzătoare lui 870 tf ($800+70$) cu dreapta înclinată pentru panta $i = 9\%$ punctul Q. Acestui punct, pe caracteristica de frînare corespunzătoare tonajului remorcat de 800 tf, îi corespunde punctul H a cărui abscisă reprezintă viteza stabilă (de echilibru) a trenului $V_e = 21$ km/h, pentru intervalul de variație al vitezei cuprins între $V = 0$ și $V_r = 25$ km/h.

Dacă viteza trenului $V > V_e$ trenul își micșorează viteza iar dacă $V < V_e$ viteza trenului crește pînă cînd $V = V_e$. Rezerva de stabilitate este mare în acest caz.

Din figura 4-26 rezultă că pentru pante mai mari de 13% , în cazul aceluiași tonaj, forța de frînare dezvoltată de frîna hidrodinamică nu mai este suficientă (orizontala QH nu mai intersectează caracteristica de frînare a locomotivei), în care caz trebuie să fie utilizată și frîna pneumatică cu saboți.

Determinarea pe cale grafică a vitezei stabile de mers în domeniul vitezelor $V > V_r$ (v.fig.4-26), considerînd același tonaj și aceeași pantă ca și în primul caz este necesar și suficient să se prelungească orizontala QH pînă în punctul K unde intersectează din nou curba $F_f = f(V)$ corespunzătoare aceluiași tonaj frînat de 800 tf. Din figură rezultă că viteza stabilă de mers care corespunde punctului K este $V_e = 33,5$ km/h.

Deoarece caracteristica de frînare în zona AB are un punct de minim, este posibil să se intersecteze curba în două puncte, sau într-un punct, sau să nu fie de loc intersectată. În general, al doilea punct de intersecție corespunde unei viteze de circulație care iese din intervalul vitezelor admise pentru trenurile de marfă și călători la circulația pe pante.

În zona de viteze $V > V_r$, caracteristica de frînare hiperbolică schimbă condițiile de stabilitate la circulația trenului deosebindu-se trei cazuri:

a) $V < V_e$. Din figura 4-26 reiese clar că forța de frînare este mai mare decît cea necesară pentru menținerea vitezei trenului; aceasta se va micșora pînă la atingerea vitezei de echilibru corespunzătoare punctului H din zona OA.

b) $V = V_e$. Trenul se deplasează cu viteză constantă.

c) $V > V_e$. Forța de frînare este insuficientă pentru menținerea unei viteze constante și trenul își accelerează mișcarea. Există o a doua viteză de echilibru V' care poate fi determinată prelungind orizontala QHK, dar, așa cum s-a arătat mai sus, ea este superioară vitezelor maxime de circulație admise ale trenurilor. În acest caz, frînarea hidrodinamică trebuie combinată cu cea pneumatică.

În general, deoarece rezistențele la înaintare nu sînt rigid constante, practic, controlul asupra vitezei trenului se realizează prin combinarea frînării hidrodinamice cu cea pneumatică.

4.8.2. Eficiența frînării hidrodinamice a locomotivei CFR 040-DHB prevăzută cu frînă hidrodinamică de tipul CH 370.

În diagrama din figura 4-27 s-a reprezentat prin curba 1 caracteristica $F_f = f(V)$ la umplerea totală a cavității frinei ($q = 100\%$) și caracteristica $F_f(V)$ (curba 2) pentru $P_{fmax} = 600$ CP = const. Aceste caracteristici au la bază valorile calculate în tabelele 4-9 și 4-10.

Celălalte curbe care reprezintă forțele totale de frînare F_{ftot} s-au obținut adăugînd la curbele 1 și 2 rezistențele totale la înaintare ale locomotivei și ale convoiului de vagoane la diferite tonaje (200, 300, ..., 1300 tf).

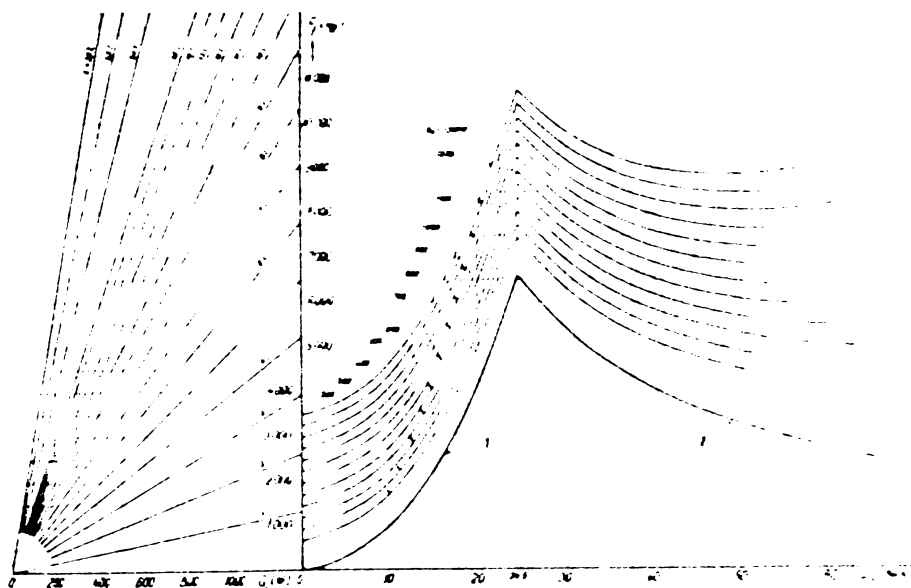


Fig.4-27.

Rezistența la înaintare a locomotivei O40-DHB este dată de relația [42] :

$$R_L = 3 \cdot G_L + 0,6 \cdot A \left(\frac{V + 12}{10} \right)^2 \quad [\text{kgf}] \quad (4.108)$$

unde:

$G_L = 48$ tf este greutatea totală a locomotivei;

$A = 12,0 \text{ m}^2$ - suprafața frontală a locomotivei.

Pentru diferite valori ale vitezei V , valorile rezistenței la înaintare ale locomotivei sînt calculate în tabelul 4-13.

Tabelul 4-13.

V [km/h]	0	10	20	24,5	30	40	50	60	70
R_L [kgf]	154,3	178,8	217,7	240	271	338,7	420,8	517,2	628,1

Rezistența specifică la înaintare a vagoanelor conform catalogului Uz."23 August" București, este :

$$r_v = 2,5 + \frac{(V + 12)^2}{2500} \quad [\text{kgf/tf}] \quad (4.109)$$

și pentru diferite valori ale vitezei de mers V , în tabelul 4-14, sînt calculate valorile lui r_v :

Tabelul 4-14.

V [km/h]	0	10	20	30	40	50	60	70
r_v [kgf/tf]	2,56	2,70	2,910	3,206	3,582	4,038	4,574	5,190

Rezistența la înaintare a convoiului de vagoane calculată cu relația (4.106) s-a dat în tabelul 4-15 pentru diferite tonaje G_v [tf] :

$R_v = f(V)$ Tabelul 4-15.

G_v [tf] \ V [km/h]	0	10	20	30	40	50	60	70
200	666	718	800	912	1055	1229	1432	1666
300	921	987	1091	1233	1413	1632	1889	2185
400	1177	1256	1382	1553	1772	2036	2346	2704
500	1433	1526	1673	1874	2130	2440	2804	3223
600	1689	1795	1964	2194	2488	2844	3261	3742
700	1944	2065	2255	2515	2846	3247	3719	4261
800	2200	2334	2546	2835	3204	3650	4176	4780
900	2456	2603	2837	3156	3562	4055	4633	5299
1000	2712	2873	3128	3476	3921	4459	5091	5818
1100	2967	3142	3419	3797	4279	4862	5548	6337
1200	3223	3411	3710	4117	4637	5266	6005	6856
1300	3479	3681	4000	4438	4995	5670	6463	7374

Dacă la valorile rezistențelor la înaintare ale locomotivei și convoiului de vagoane de diferite tonaje date în tabelul 4-15 se adaugă valoarea forței de frînare dezvoltată de frîna hidrodinamică la umplerea completă a acesteia (Tabelul 4-9) și forța de frînare limită corespunzătoare lui $P_{fmax} = 600 \text{ CP} = \text{const.}$ (Tabelul 4-10) rezultă forțele totale de frînare F_{ftot} care se opun la înaintarea locomotivei cu diferite tonaje remorcate. Valorile acestor forțe de frînare s-au dat în tabe

tabelul 4-16 și s-au reprezentat în figura 4-27.

$F_{ftot} = f(V)$ Tabelul 4-16.

$V [Km/h]$	0	10	20	24,5	30	40	50	60	70
G_v [tf]	0	1000	4250	6612	5400	4050	3240	2700	2314
200	666	1718	5050	7459	6312	5105	4469	4132	3980
300	921	1987	5341	7762	6633	5463	4872	4589	4499
400	1177	2256	5632	8065	6953	5822	5276	5046	5018
500	1433	2526	5923	8368	7274	6180	5680	5504	5537
600	1689	2795	6214	8672	7594	6538	6084	5961	6056
700	1944	3065	6505	8975	7915	6896	6487	6419	6575
800	2200	3334	6796	9278	8235	7254	6890	6876	7094
900	2456	3603	7087	9582	8556	7612	7295	7333	7613
1000	2712	3873	7378	9885	8876	7971	7699	7791	8132
1100	2967	4142	7669	10188	9197	8329	8102	8248	8651
1200	3223	4411	7960	10491	9517	8687	8506	8705	9170
1300	3479	4681	8250	10795	9838	9045	8910	9163	9688

Pe baza figurii 4-27 și a metodicii arătate în subcapitolul 4.8.1. pentru un tonaj și o rampă dată se poate determina viteza sau vitezele stabile de mers ale trenului pe durata frînării hidrodinamice. Cu aceste valori determinate din figura 4-27 s-a reprezentat în figura 4-28 curbele $G_v = f(V)$ pentru pante cu declivități cuprinse între 5 și 30 ‰. Această diagramă ne arată precis și rapid eficacitatea frînării hidrodinamice a locomotivei CFR 040-DHB prevăzută cu frînă hidrodinamică cu rotor dublu de tipul CH 370.

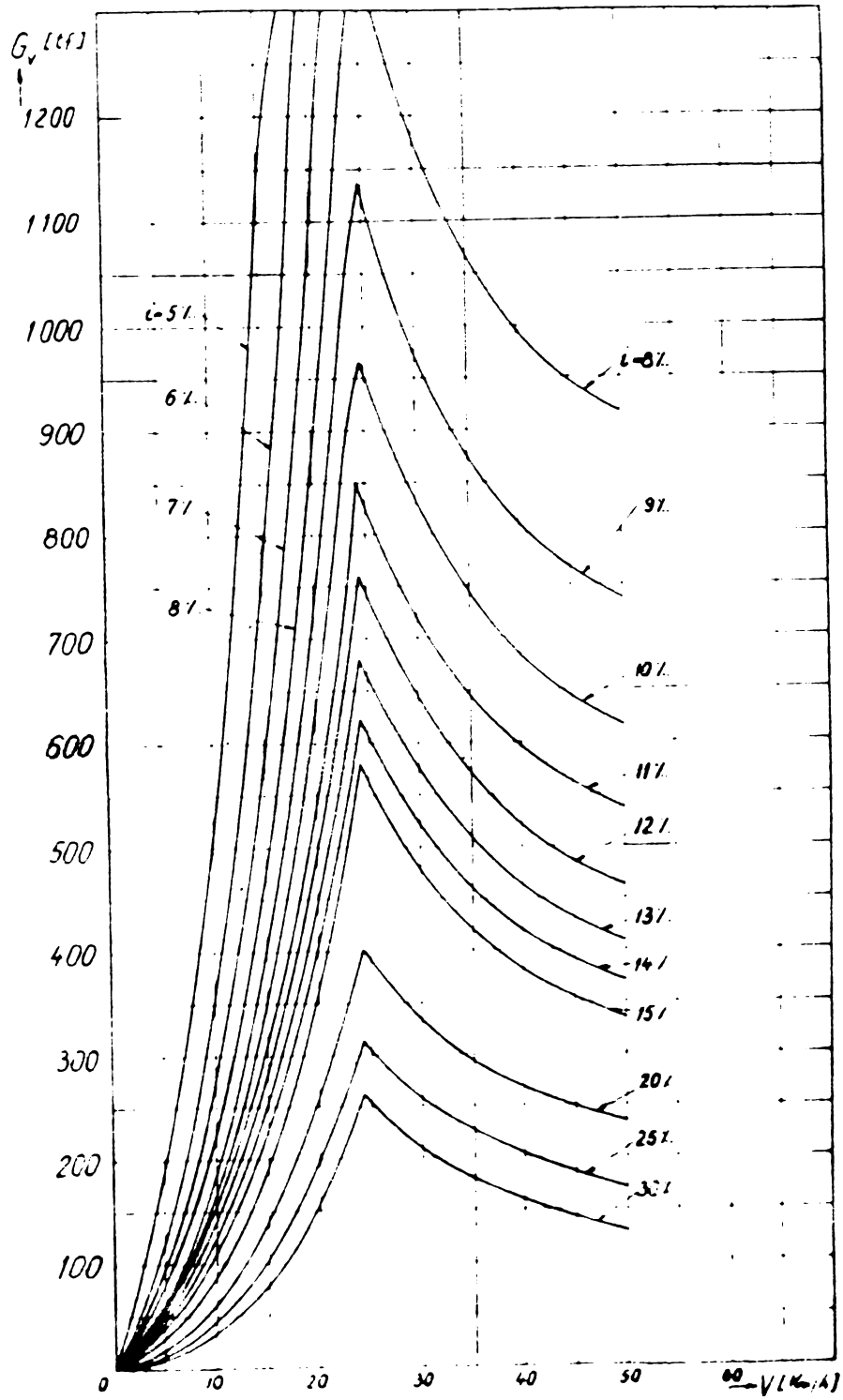


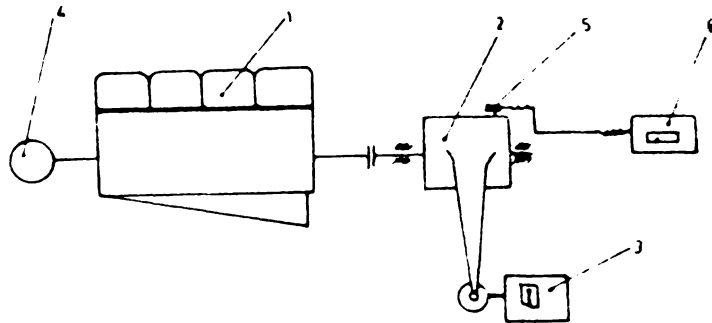
Fig.4-28.

5. CERCETARI EXPERIMENTALE ASUPRA FRINEI HIDRODINAMICE.

Verificarea experimentală a rezultatelor obținute prin calculul privind valorile cuplului dezvoltat de frâna hidrodinamică în funcție de turația acesteia pentru diferite grade de umplere a acesteia s-a făcut pe un stand special construit în cadrul laboratorului Catedrei de material rulant a Facultății de mecanică de la Institutul politehnic "Traian Vuia" Timișoara.

5.1. Standul pentru cercetarea experimentală a frânelor hidrodinamice.

În figura 5-1 este arătat schematic standul pe care s-a cercetat experimental o frână hidrodinamică. Motorul diesel 1



de tipul D.103 având turația nominală $n_n = 1800$ rot/min antrenează rotorul frânei hidrodinamice 2 care este un cuplaj hidraulic de tipul CH 370. Caracteristicile tehnice a acestui cuplaj fabricat de Uzinele "Hidrodinamica" din Brașov [7] sînt date în tabelul 5-1.

Fig.5-1.

Tabelul 5-1.	
Tipul cuplajului hidraulic	CH 370
- Puterea nominală de antrenare	22 kW
- Turația nominală de antrenare	1500 rot/min
- Umplerea cuplajului la funcționarea normală	6,5 litri
- Alunecarea la puterea și turația de antrenare	4 %
- Greutatea	30 kgf

Carcasa frânei hidrodinamice solidară cu coroana de palete fixe (statorul) se poate roti în jurul axului frânei. Rotirea carcasei este oprită însă de un braț fixat de aceasta care este legat de resortul etalonat al unui înregistrator mecanic de tip GEIGER 3. Standul mai are și aparate de măsură și control:

tuometrul 4 și termometrul 6 cu termocuplă 5.

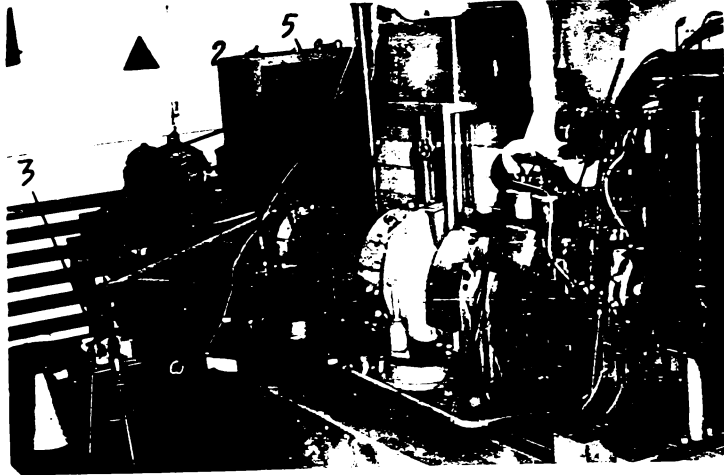


Fig.5-2.

În fotografia din figura 5-2 este prezentat standul pe care s-au efectuat cercetările experimentale pentru lucrarea de față.

5.2. Efectuarea măsurătorilor.

Pe stand s-au măsurat simultan următoarele mărimi: cuplul dezvoltat de frână C_f , turația rotorului frânei n_f și temperatura lichidului de lucru t din cavitatea frânei.

5.2.1. Măsurarea cuplului de frînare C_f .

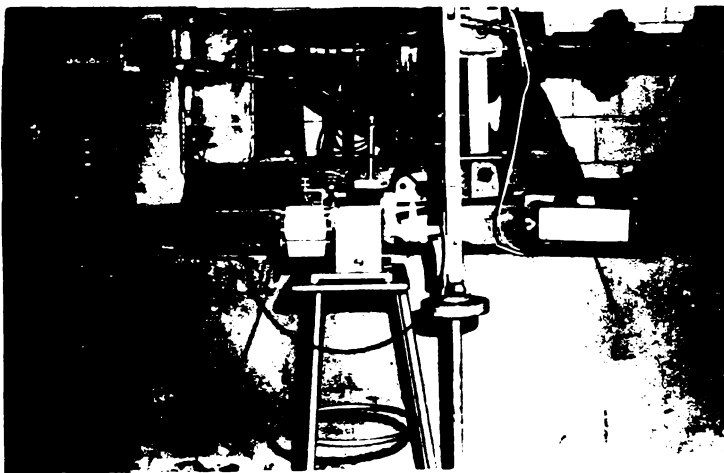


Fig.5-3-

Măsurarea cuplului C_f s-a făcut cu ajutorul unui înregistrator mecanic de tip GEIGER. În fotografiile din figurile 5-3 și 5-4 este arătat acest înregistrator mecanic.

În timpul frînării carcasa frânei acționează, prin brațul fixat de aceasta, asupra resortului etalonat al înregistratorului pe care îl solicită la întindere. Deformația acestui arc atrage după sine deplasarea acului înscriptor al înregistratorului pe banda de înregistrare (fig.5-4) ce se poate deplasa cu diferite viteze dorite.

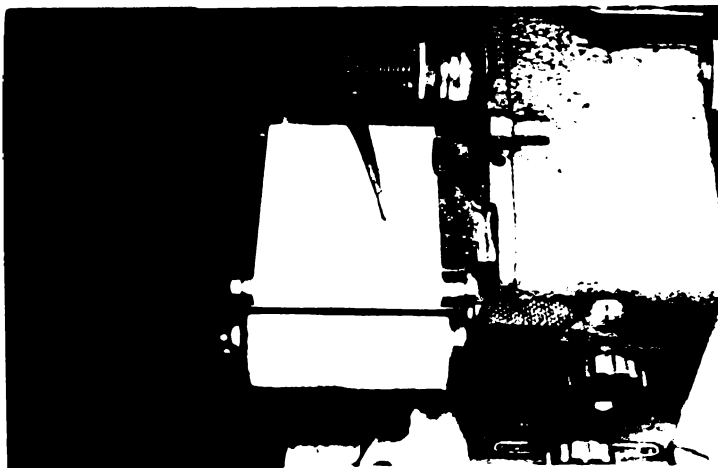


Fig.5-4.

Pe baza diagramei de etalonare $M = f(\Delta)$ (v.fig. 5-5) a resortului înregistratorului se determină cuplul

de frînare M_f dezvoltat de frînă [kgf.m] în funcție de deplasarea acului inductor Δ [mm].

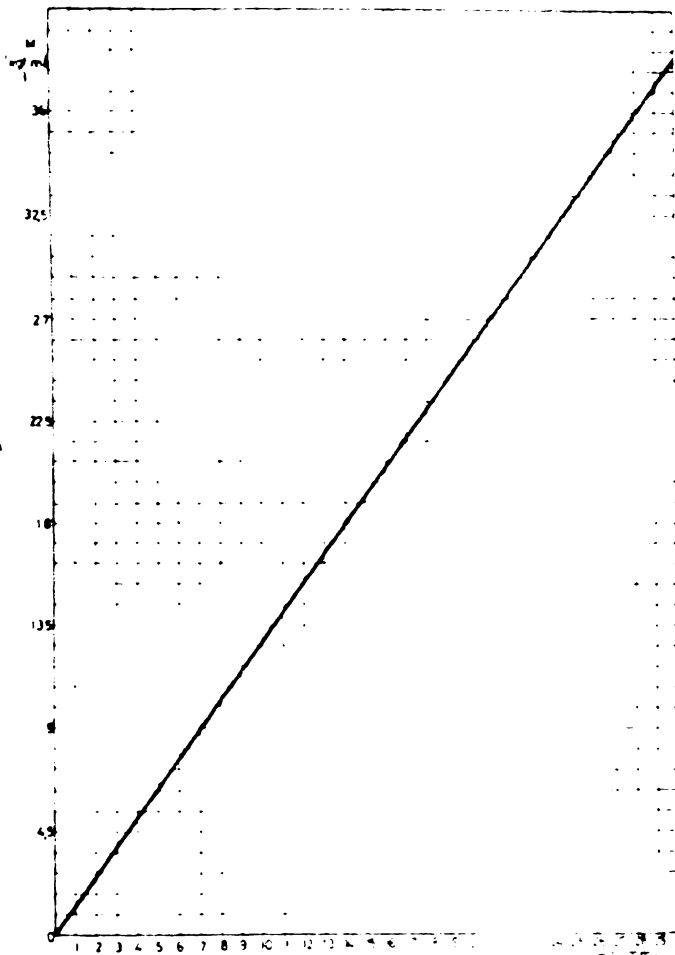


Fig.5-5.

5.2.2. Măsurarea turației rotorului frinei n_f .

Turația rotorului frinei n_f aceeași cu turația motorului diesel de antrenare s-a măsurat cu ajutorul unui tahometru mecanic 4 arătat în

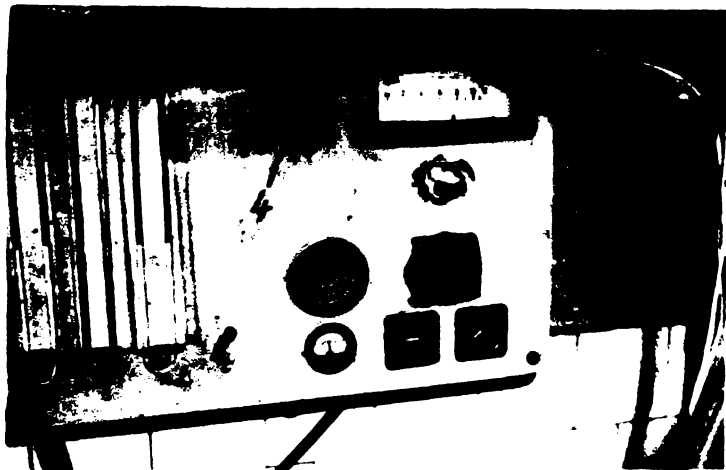


Fig.5-6.

Caracteristica $M = f(\Delta)$ fiind o dreaptă, cuplul de frînare M se mai poate calcula și cu relația :

$$M = \frac{9}{7} \Delta \approx 1,287 \Delta \text{ [kgf.m]}$$

Măsurarea deplasării Δ a acului inductor pe banda de înregistrare s-a făcut față de linia de zero trasată înainte de începerea măsurătorilor experimentale propriu-zise.

4 arătat în fotografia din figura 5-6.

Acționarea tahometrului se face printr-un cablu flexibil de la un angrenaj melc-roată melcată montat pe arborele de legătură dintre motorul diesel și frîna hidrodinamică.

Determinarea turației rotorului frinei n_f se face cu relația :

$$n_f = \frac{n}{4} \text{ [rot/min.]}$$

unde n este turația citită pe cadranul tahometrului în regim staționar.

5.2.3. Măsurarea temperaturii lichidului de lucru t .

În cadrul cercetărilor experimentale s-a măsurat și temperatura lichidului de lucru deoarece pe durata unei încercări (5...10) minute aceasta variază între limite destul de mari și anume între 20...150°C, fiind în strînsă legătură și cu gradul de umplere al frînei.

Măsurarea temperaturii lichidului de lucru s-a făcut cu ajutorul unei termocuple 5 și a unui aparat indicator cu cadran 6 (v.fig.5-2).

Variația temperaturii între aceste limite atrage după sine modificarea caracteristicilor lichidului de lucru și anume a greutății specifice γ și a viscozității ^{cinematice} ν . Modificarea acestor caracteristici are ca efect modificarea valorilor cuplului de frînare al frînei hidrodinamice.

Pentru a se putea face o comparație justă între caracteristicile de frînare $C_f = f(n_f)$, la diferite grade de umplere, calculate după metoda autorului și cele ridicate experimental, la acestea din urmă, s-a ținut seama de variația temperaturii pe durata încercării printr-un factor de corecție f . Determinarea valorilor acestui factor de corecție se va arăta în cele ce urmează.

Așa după cum rezultă din relația (4.50) expresia cuplului de frînare depinde de greutatea specifică a lichidului de lucru γ și de coeficientul de cuplu χ . Acesta din urmă depinde de $\sqrt{\lambda}$ (v.relația 4-51). Din relația (4.56) $\sqrt{\lambda}$ este funcție de viscozitatea cinematică ν a lichidului de lucru utilizat.

Dacă se consideră acum două cuplaje hidraulice de același tip cu aceleași dimensiuni în condiții identice de funcționare, adică la aceeași alunecare ($s=1-i_n$) și aceeași turație a rotorului pompei n_f , dar umplute cu lichide de lucru cu proprietăți fizice diferite, ele vor transmite cupluri diferite conform relației :

$$\frac{C_{f1}}{C_{f2}} = \frac{\chi_1 \cdot \frac{\gamma_1}{g} \cdot \omega_f^2 \cdot D^5}{\chi_2 \cdot \frac{\gamma_2}{g} \cdot \omega_f^2 \cdot D^5} = \frac{\chi_1 \gamma_1}{\chi_2 \gamma_2} \quad (5.1)$$

unde χ_1 și χ_2 sînt diferite ca urmare a proprietăților diferite

a lichidelor, adică ca urmare a valorilor diferite a viscozității cinematice ν . Dacă se ține seama de relația (4.51) se poate scrie că :

$$\frac{C_{f1}}{C_{f2}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_1}} \quad (5.2)$$

Deoarece curgerea în agregatele hidraulice (cuplaje sau transformatoare hidraulice) se consideră turbulentă, atunci la baza calculului coeficientului de frecare λ în funcție de numărul Reynolds se poate utiliza cu bună aproximație formula cunoscută a lui Blazius, adică :

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt{\frac{d \cdot w}{\nu}}} = 0,3164 \sqrt[4]{\frac{\nu}{d \cdot w}} \quad (5.3)$$

în care:

- ν este viscozitatea cinematică, în m^2/s ;
- d - diametrul hidraulic echivalent, în m;
- w - viteza relativă a lichidului, în m/s.

Ținând seama de relația (5.3), relația (5.2) devine:

$$\frac{C_{f1}}{C_{f2}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \sqrt[8]{\frac{\lambda_2}{\lambda_1}} \quad (5.4)$$

La calculul cuplului de frînare s-au considerat valorile lui γ și ν la temperatura lichidului de lucru egală cu $t = 80^\circ C$. Intrucât în timpul unei încercări experimentale temperatura s-a modificat este necesar ca valorile cuplului de frînare măsurate să fie afectate de un factor de corecție f care se determină mai jos.

Dacă C_{ft} este cuplul de frînare la temperatura $t^\circ C$ iar C_{f80} este cuplul de frînare la temperatura de $80^\circ C$, atunci relația (5.4) are forma :

$$\frac{C_{ft}}{C_{f80}} = \frac{\gamma_t}{\gamma_{80}} \cdot \sqrt[8]{\frac{\nu_{80}}{\nu_t}}$$

de unde:

$$C_{f80} = \frac{\gamma_{80}}{\gamma_t} \cdot \sqrt[8]{\frac{\nu_t}{\nu_{80}}} \cdot C_{ft} = f \cdot C_{ft} \quad (5.5)$$

în care: $f = \frac{\gamma_{80}}{\gamma_t} \cdot \sqrt[8]{\frac{\nu_t}{\nu_{80}}}$ este factorul de corecție al cuplului de frînare.

După Semiciastrnov I.F. [74], viscozitatea cinematică γ , la temperaturi cuprinse între 30 și 150°C variază cu aceeași conform relației :

$$\gamma_t = \gamma_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (5.6)$$

în care:

γ_{50} este viscozitatea cinematică la 50°C ;

n - un coeficient ale cărui valori pentru diferite valori ale viscozității dinamice exprimate în ° Engler (°E), la 50°C sînt date în tabelul 5-2.

Tabelul 5-2.

Viscozitatea [°E]	1,2	1,5	1,8	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
n	1,39	1,59	1,72	1,79	1,90	2,13	2,24	2,32

Din relația (5.6) rezultă că viscozitatea lichidului la temperatura de 80°C este :

$$\gamma_{80} = \gamma_{50} \left(\frac{50}{80} \right)^n \quad (5.7)$$

Raportînd valoarea lui γ_t dată de relația (5.6) la valoarea lui γ_{80} dată de relația (5.7) rezultă :

$$\frac{\gamma_t}{\gamma_{80}} = \frac{\gamma_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n}{\gamma_{50} \left(\frac{50}{80} \right)^n} = \left(\frac{80}{t} \right)^n \quad (5.8)$$

În acest caz factorul de corecție f are valoarea :

$$f = \frac{\gamma_{80}}{\gamma_t} \cdot \sqrt[8]{\left(\frac{80}{t} \right)^n} = \frac{\gamma_{80}}{\gamma_t} \cdot \left(\frac{80}{t} \right)^{n/8} \quad (5.9)$$

Deoarece viscozitatea dinamică a lichidului de lucru utilizat la încercările experimentale este cuprinsă între 5,4 și 6,5 °E se admite pentru coeficientul n valoarea 2,32.

Factorul de corecție devine :

$$f = \frac{\gamma_{80}}{\gamma_t} \cdot \left(\frac{80}{t} \right)^{0,29} \quad (5.10)$$

In expresia factorului f de corecție nu se cunoaște valoarea raportului δ_{80}/δ_t care se determină în continuare. Ținând seama că greutatea specifică a unui lichid de lucru scade

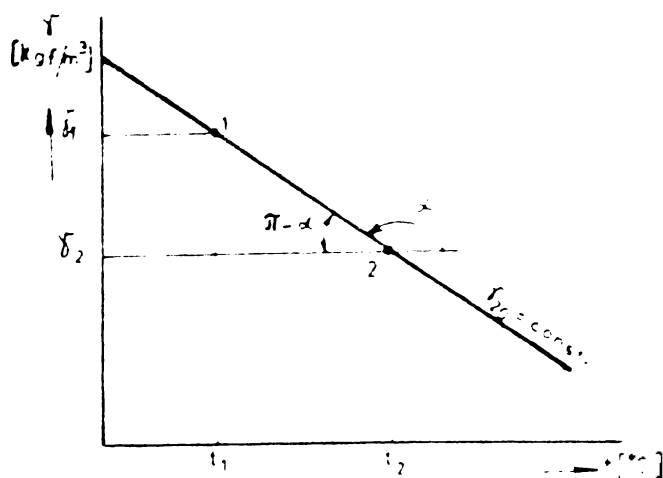


Fig.5-7.

liniar cu creșterea temperaturii acestuia, pe baza figurii 5-7, se poate scrie că:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\pi - \alpha) &= -\operatorname{tg} \alpha = \\ &= \frac{\delta_1 - \delta_2}{t_2 - t_1} \end{aligned} \quad (5.11)$$

de unde:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\delta_1 - \delta_2}{t_1 - t_2} \quad (5.12)$$

Din diagrama de variație $\delta = f(t)$ pentru diferite valori $\delta_{20} = \text{const.}$ [77],[78] rezultă că $\operatorname{tg} \alpha = -2/3$.

In acest caz relația (5.12) devine :

$$\frac{\delta_1 - \delta_2}{t_1 - t_2} = -\frac{2}{3}$$

sau

$$\frac{\delta_2 \left(\frac{\delta_1}{\delta_2} - 1 \right)}{t_2 - t_1} = \frac{2}{3} \quad (5.13)$$

de unde:

$$\frac{\delta_1}{\delta_2} = 1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{t_2 - t_1}{\delta_2} \quad (5.14)$$

Dacă $\delta_2 = \delta_{80} = 855 \text{ kgf/m}^3$ iar $\delta_1 = \delta_t$, relația (5.14) devine:

$$\frac{\delta_t}{\delta_{80}} = 1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{80 - t}{855} \quad (5.15)$$

iar:

$$\frac{\delta_{80}}{\delta_t} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{80-t}{855}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta t}{855}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta t}{1282,5}} \quad (5.16)$$

in care $\Delta t = 80 - t$.

Inlocuind în relația (5.10) valoarea raportului γ_{80}/γ_t dată de relația (5.16) rezultă :

$$f = \frac{1}{1 + \frac{\Delta t}{1282,5}} \cdot \left(\frac{80}{t}\right)^{0,29} \quad (5.17)$$

5.3. Caracteristicile lichidului de lucru.

Lichidul de lucru utilizat în frâna hidrodinamică în cadrul încercărilor experimentale efectuate a fost uleiul mineral de tipul H 10 W 30. Principalele proprietăți fizico-chimice a acestui ulei mineral sînt următoarele :

- Densitatea la 20°C 0,895 g/cm³ ;
- Viscositatea la 50°C :
 - dinamică 5,4...6,5 °E;
 - cinematică 38...46 cSt ;
- Viscositatea cinematică la 100°C... 9,6 cSt ;
- Punctul de inflamare 190°C ;
- Punctul de congelare -25°C ;
- Tendință spumare :
 - la 24°C max. 30 cm³
 - la 93,5°C max. 30 cm³
 - revenire la 24°C 30 cm³
 - stabilitatea spumei 0
- Cenușă sulfat 0,5.

Deoarece la calculul lui $Re\sqrt{\lambda}$ (v.rel.4-56) intră viscositatea cinematică la temperatura de 80°C, valoarea acesteia este conform relației (5.6) :

$$\gamma_{80} = \gamma_{50} \left(\frac{50}{80}\right)^{2,27} = 38 \left(\frac{50}{80}\right)^{2,27} \approx 10 \text{ cSt.}$$

adică :

$$\gamma_{80} = 10 \text{ cSt} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ St} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

5.4. Prelucrarea măsurătorilor efectuate pe stand.

5.4.1. Determinarea gradului de umplere a frînei hidrodinamice.

Inaintea desfășurării încercărilor experimentale s-a determinat prin măsurare volumul lichidului de lucru la umplerea completă a frînei hidrodinamice care este $V_f = 8,600$ litri.

Deoarece la determinarea gradului de umplere cu lichid a cavității frânei este necesar să se cunoască volumul V_l a acesteia, în cele ce urmează, acesta rezultă ca diferența între volumul de lichid la umplerea completă V_{100} și volumul spațiului de golire V_g , adică:

$$V_{100} = V_l - V_g \quad (5.18)$$

Volumul spațiului de golire (v.fig.4-5) se compune din trei volume și anume :

$$V_g = V_a + V_b + V_c \quad (5.19)$$

și reprezintă spațiul în care lichidul poate să ajungă în timpul funcționării frânei datorită formei inelare a curentului de lichid.

Descompunând aceste volume în volume a unor corpuri geometrice cunoscute (cilindru, trunchi de con etc.) și ținând seama de dimensiunile profilului circuitului (fig.4-5), rezultă:

$$V_a = \pi \cdot 0,01(1,12^2 - 0,72^2) + \pi \cdot 0,0195(1,27^2 - 0,525^2) + \\ + \pi \cdot 0,075(1,24^2 - 0,61^2) = 1,3250614 \text{ dm}^3 ;$$

$$V_b = \pi \cdot 0,68(0,85^2 - 0,43^2) = 1,1484657 \text{ dm}^3 ;$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot 0,028}{3}(1,12^2 + 0,95^2 + 1,12 \cdot 0,95) - \\ - \frac{\pi \cdot 0,028}{3}(0,95^2 + 0,76^2 + 0,95 \cdot 0,76) = 0,1590106 \text{ dm}^3,$$

de unde volumul spațiului de golire, după relația (5.19), este :

$$V_g = 2,6325377 \text{ dm}^3$$

sau:

$$V_g = 2,633 \text{ dm}^3 = 2,633 \ell$$

În acest caz, pe baza relației (5.18), volumul cavității frânei este :

$$V_{100} = 8,600 - 2,633 = 5,967 \ell$$

Cunoscându-se volumul de lichid V_{lx} existent în frână la fiecare încercare, gradul de umplere al acesteia rezultă ca fiind :

$$q = \frac{V_{lx} - V_g}{V_{100}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.20)$$

Inițial, la efectuarea încercărilor experimentale, cunoscându-se cantitatea de lichid V_{lx} din frână, s-a determinat un grad de umplere de referință q_{ref} care este egal cu :

$$q_{ref} = \frac{V_{lx}}{V_f} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.21)$$

În tabelul 5-3 sînt date elementele care caracterizează fiecare încercare experimentală.

Tabelul 5-3.

$q_{ref} \quad [\%]$	$V_{lx} \quad [l]$	$V_{lx} - V_g \quad [l]$	$q \quad [\%]$
65	5,580	2,947	50
58	5,020	2,387	40
53	4,540	1,907	32
45	3,890	1,257	21
40	3,410	0,777	13

În cadrul încercărilor experimentale pentru un grad de umplere $q_{ref} = \text{const.}$ al frînei hidrodinamice, s-au făcut 3...5 serii de măsurători, caracteristica cuplului fiind trasată printre puncte.

5.4.2. Rezultate experimentale.

La un grad de umplere constant al frînei hidrodinamice s-au înregistrat simultan mărimile: turația n_f , deplasarea Δ a acului inductor pe banda de înregistrare și temperatura lichidului de lucru t . Valorile măsurate ale mărimilor de mai sus și prelucrate sînt date în tabelul 5-4 din Anexă.

În figurile 5-8...5-11 sînt date fotocopiile după câteva vibrograme pentru deplasarea Δ obținute în cadrul încercărilor experimentale la gradele de umplere la cavității frînei de $q_{ref} = 50 \%$ și 40% .

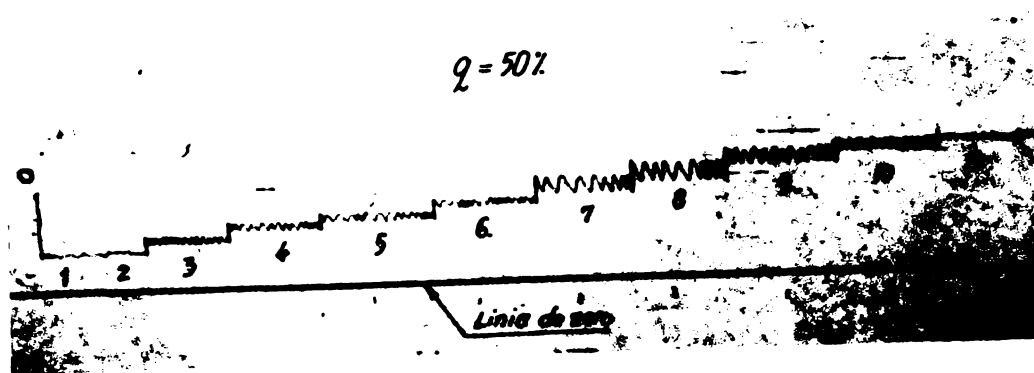


Fig.5-8.(x)

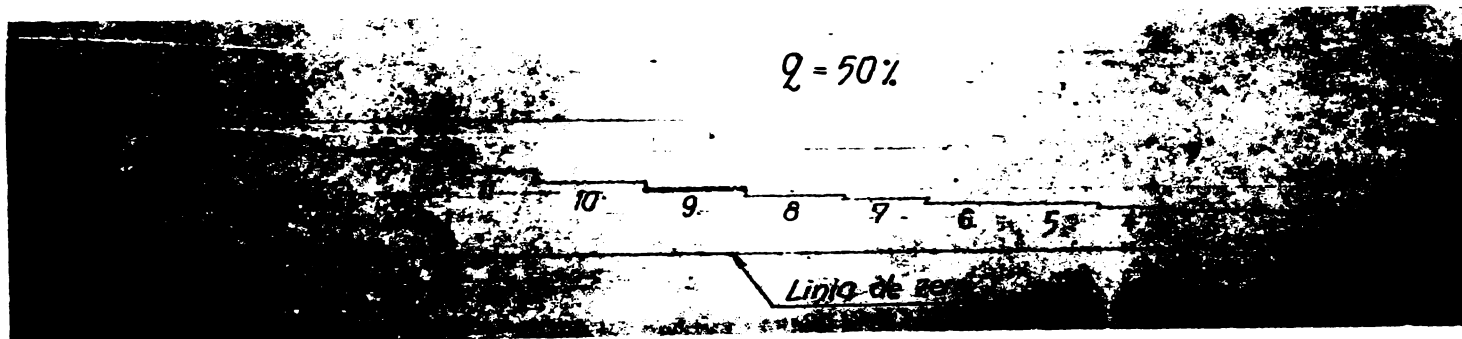


Fig.5-9.(xx)

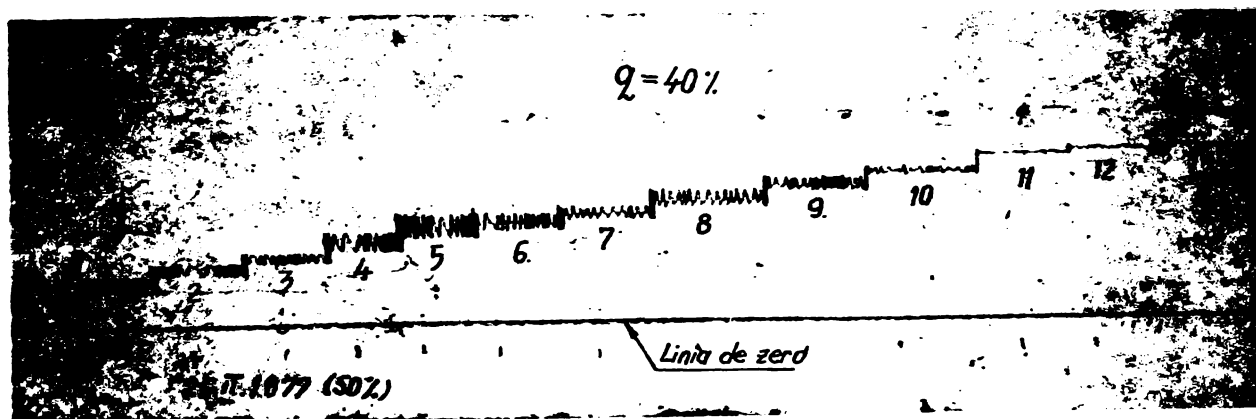


Fig.5-10.(o)

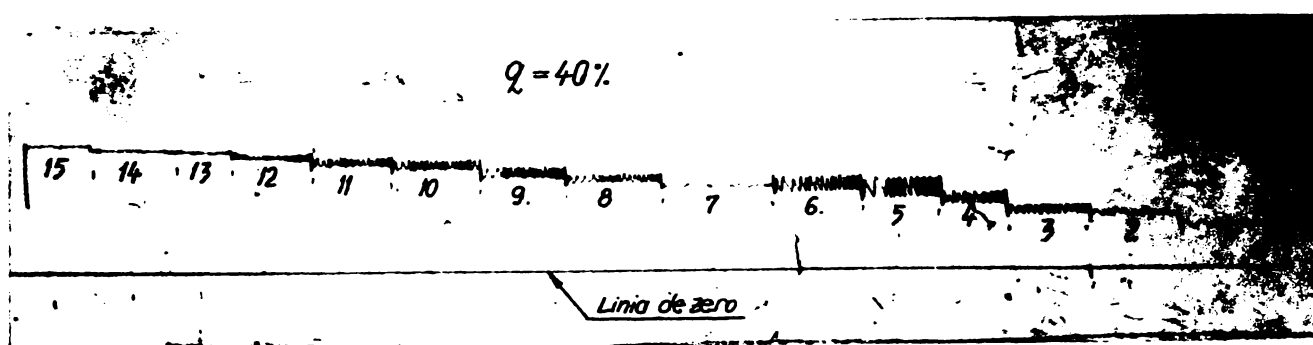


Fig.5-11.(°)

Cu valorile cuplului C_f date în tabelul 5-4 din Anexă s-au trasat cu linie întreruptă, printre puncte, caracteristicile $C_f = f(n_f)$ pentru diferite grade de umplere q constante ale cavității frînei hidrodinamice (fig.5-12).

În cadrul încercărilor experimentale nu s-au luat grade de umplere ale frînai mai mari ca valoarea lui $q_{ref} = 65\%$ și mai mici decît $q_{ref} = 40\%$ din motivele care se vor arăta în cele ce urmează.

Ridicarea caracteristicii $C_f = f(n_f)$ la grade de umplere $q_{ref} > 65\%$ nu s-a putut efectua deoarece cuplul motorului diesel de la standul utilizat la experiențe este limitat la valoarea de ≈ 30 kgf.m și corespunde injecției nominale.

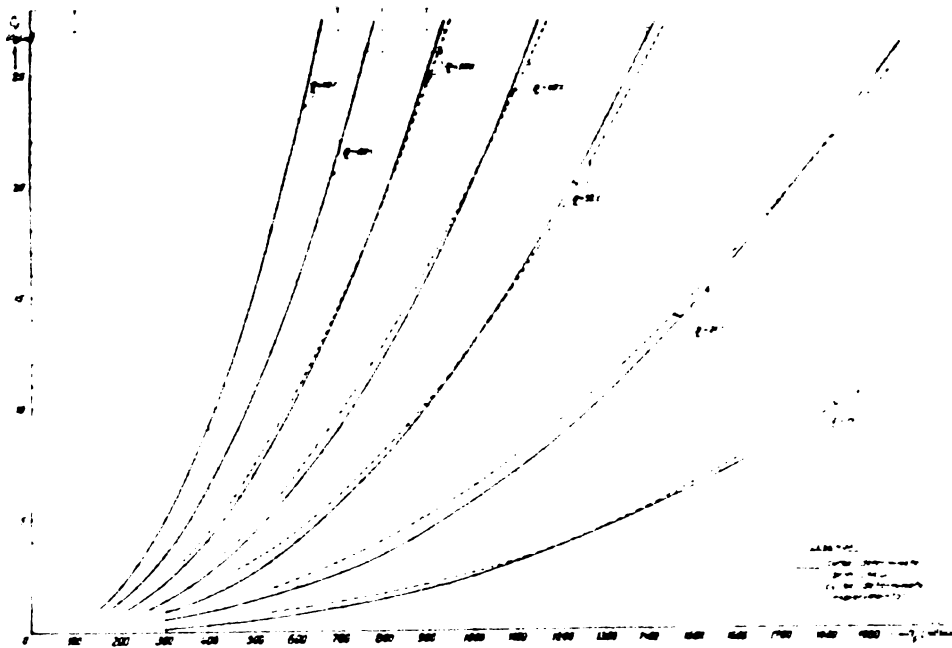


Fig.5-12.

La grade de umplere $q_{ref} < 40\%$ încercările au fost compromise deoarece, datorită cantității mici de lichid din frână, spațiul de golire nu s-a umplut complet cu lichid iar o cantitate de lichid a rămas în cavitatea de lucru a frânei modificînd astfel gradul de umplere q al acesteia. Acest lucru s-ar explica și prin aceea că presiunile create în curentul de lichid dispus sub forma unui inel apăsat (v.paragraful 4.1) pe pereții cavității frânei hidrodinamice sînt insuficiente pentru a împinge lichidul în spațiul de golire al frânei și a-l umple complet.

5.5. Comparații cu alte rezultate experimentale.

Dacă se face o comparație între caracteristicile $C_f = f(n_p)$ trasate în figura 5-12 pentru diferite grade de umplere ale cavității frânei hidrodinamice (cuplajul CH 370) și caracteristicile $M = f(n_p)$ date în figurile 4-22 și 4-23 pentru cuplajul CH 330, geometric asemenea cu CH 370 și ridicate experimental în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice de la Facultatea de mecanică a Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara [2], se poate arăta că este o corespondență foarte bună în ceea ce privește alura și dispunerea curbelor.

Din figurile 4-22 și 4-23 mai reiese și faptul că la grade mici de umplere (ex. $q_3 = 50,72\%$) și turații mari dispersia punctelor măsurate este mare și aceasta se explică prin faptul

arătat mai înainte și legat de umplerea sau golirea spațiului de golire al cuplajului în funcție de presiunea creată în curentul de lichid dispus sub forma unui inel.

5.6. Analiza comparativă a caracteristicilor

$C_f = f(n_f)$ la diferite grade de umplere
determinate pe cale teoretică și experimentală.

Tot pe figura 5-12, dar cu linie continuă, s-au reprezentat caracteristicile $C_f = f(n_f)$ corespunzătoare aceluiași grad de umplere ca la încercările experimentale dar determinate prin calcul după metoda propusă de autor.

Valorile cuplului de frînare $C_f(n_f)$ pentru gradele de umplere de 13,21 și 32 % sînt calculate și date în tabelul 5-5 din Anexă.

Din analiza comparativă a celor două tipuri de caracteristici se pot trage următoarele concluzii :

- a) în general există o bună suprapunere între rezultatele obținute prin calcul și cele experimentale confirmîndu-se astfel ipoteza admisă la calculul caracteristicilor;
- b) suprapuneri considerate ca foarte bune se înregistrează la gradele mai mari de umplere ca urmarea unei cantități mai mari de lichid din cavitatea frînei ;
- c) suprapuneri considerate ca bune apar la gradele mai mici de umplere datorită cantității mai mici de lichid din frînă;
- d) unele abateri între caracteristicile calculate și cele ridicate experimental se pot datora și influenței formei curentului (grosimea acestuia) caracterizată prin coeficientul de formă δ (v.cap.4), care influențează asupra coeficientului de frecare λ .

5.7. Comparații cu rezultatele obținute la încercarea locomotivelor DH 110 CR prevăzute cu frînă hidrodinamică.

Uzinele "23 August" București au constuit o serie de 11 locomotive diesel-hidraulice de 1100 CP de tipul DH 110 CR prevăzute cu frînă hidrodinamică FH 1 și destinate căilor ferate din Costa Rica.

Incercările locomotivei în regim de frînare hidrodinamică s-au făcut la beneficiar în august 1976 între stațiile

El Alto și Peralta pe o cale cu pante pînă la 41,2 ‰ și tonaj remorcat în deplină siguranță de 150 tf.

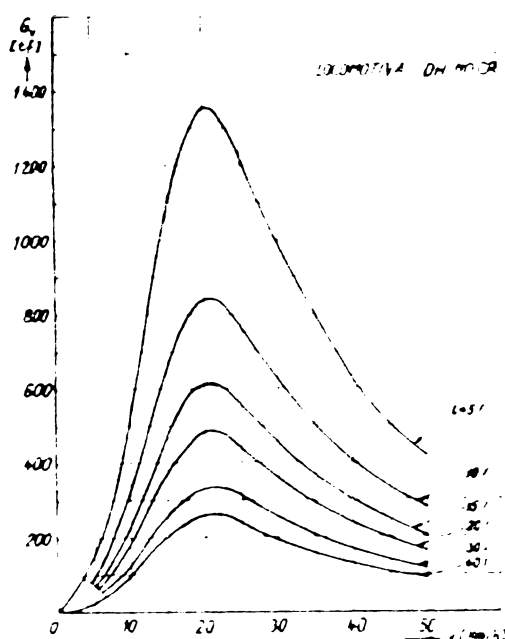


Fig.5-13.

Pe baza caracteristicilor de frînare hidrodinamică ale locomotivei ridicate cu ocazia probelor efectuate s-au determinat tonajele G_v care pot fi remorcate în funcție de viteza V pe diferite pante date (v. fig.5-13).

Comparînd tonajele G_v remorcate de această locomotivă cu cele calculate de autor după metoda arătată în subcap.4.8 și date în diagrama din figura 4-23 se observă o bună asemănare în ceea ce privește alura curbelor caracteristice și o concordanță a valorilor maxime a tonajelor ce pot fi frînate în deplină siguranță pe diferite pante.

Comparația aceasta are la bază utilizarea în ambele cazuri a unor frîne hidrodinamice care au aproximativ același diametru maxim al profilului circuitului și puterile maxime de frînare P_{fmax} sînt aproape egale.

6. CONCLUZII SI CONTRIBUTII.

6.1. Concluzii.

In lucrare se prezintă rezultatele unui studiu teoretic și experimental asupra frînării hidrodinamice care, în ultimul timp, a cunoscut o largă utilizare la locomotivele diesel-hidraulice și vagoanele destinate circulației cu viteze mari.

Interesul deosebit manifestat pentru utilizarea frînării hidrodinamice, deși aceasta presupune o oarecare complicare a transmisiei, se datorește în primul rând faptului că nu este afectată de bariera termică ca la frânele clasice cu saboți cu inconveniente ca: slăbirea bandajelor, deformarea discului etc. [89],[86], iar apoi efectul economic important pe care îl dă atât la frînările de menținere sau de micșorare a vitezei prin importante economii de metal (fontă) și de manoperă și timp necesar schimbării saboților uzați.

Pe baza analizei regimurilor de frânare hidraulice ale unui vehicul feroviar cu transformatorul sau cuplajul hidraulic rezultă că cel mai avantajos din punct de vedere economic și care asigură o funcționare stabilă este regimul de frânare hidrodinamică. Realizarea practică a frînării hidrodinamice constă în folosirea unui circuit hidraulic pentru scopul frînării care, de obicei, este un cuplaj hidraulic de construcție specială capabil să elimine căldura produsă în timpul frînării ca urmare a transformării energiei cinetice a trenului în mișcare.

Forța de frânare dezvoltată de o frână hidrodinamică este limitată pe de o parte de frâna hidrodinamică la umplerea completă a acesteia cu lichid de lucru (rel.3.7) iar pe de altă parte de puterea maximă de frânare P_{fmax} care la o temperatură maximă a lichidului de lucru depinde de capacitatea schimbătorului de căldură de pe locomotivă (rel.3.10).

Pe baza caracteristicilor limită de frânare se poate stabili tipul de frână hidrodinamică și caracteristicile de frânare la umplerea completă a acesteia pentru orice tip de locomotivă sau vagon (subcap.3.3).

Pentru orice tip de frână similar cu cel considerat în subcap.4.3 caracterizat prin forma profilului circuitului se poate determina dependența dintre grosimile a_1 și a_2 ale curentului de

lichid cât și gradul de umplere q al cavității frânei la diferite grade de umplere cu lichid ale acesteia (v.fig.4-8) corespunzătoare grosimilor a_1 respectiv a_2 .

La proiectarea și construirea frânelor hidrodinamice într-adevăr potrivit unor condiții concrete din exploatare este necesar determinarea caracteristicilor de frînare la diferite grade de umplere cu lichid a cavității de lucru.

Determinarea cuplului de frînare în cazul unei frâne hidrodinamice cu palete plane și radiale (v.paragraful 4.5.1.) cât și cu palete plane și înclinate (v.paragraful 4.5.2.) se poate face cu relația (4.50) în care coeficientul de cuplu χ se calculează cu relația (4.51) respectiv (4.88) după metoda stabilită de autor.

Relațiile stabilite pentru v_m (rel.4.77), Q (rel.4.79), χ (rel.4.82) și Re (rel.4.84) în cazul unui cuplaj de frînare cu palete plane și înclinate sînt generale deoarece din acestea se pot obține relațiile corespunzătoare pentru cuplajul cu palete plane și radiale, considerînd $\beta_{1p} = \beta_{2p} = \beta_{1t} = \beta_{2t} = 90^\circ$ și $\mu = 1$.

Odată determinate cuplurile de frînare pentru diferite turații n_f ale frânei la grade de umplere diferite ale acesteia, pentru o anumită locomotivă se pot calcula caracteristicile de frînare $F_f = f(V)$.

Stabilirea legii de variație a gradului de umplere $q = f(V)$ la o putere a frânei $P_{fmax} = \text{const.}$ se obține după metoda arătată în subcap.4.7. și este valabilă pentru orice tip de frînă hidrodinamică geometric asemenea cu frîna CH 370 considerată de autor.

Studierea eficienței frînării hidrodinamice a locomotivei CFR 040-DHB prevăzută cu frînă hidrodinamică de tipul CH 370 (v.paragraful 4.8) este general valabilă pentru orice locomotivă și frînă hidrodinamică considerată.

Din compararea rezultatelor experimentale cu cele calculate pe baza metodei de calcul arătată în lucrare a rezultat:

- corespondență foarte bună între alura și dispunerea caracteristicilor $C_f = f(n_f)$ ale cuplajului CH 330 ridicate în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice de la Facultatea de mecanică a IPT [2] și cele ridicate de autor pe standul construit în acest scop pentru cuplajul CH 370 (v.fig.4-15 și fig.4-22 și 4-23) ;

- suprapunere foarte bună între caracteristicile $C_f = f(n_f)$ ale cuplajului de frînare CH 370 ridicate experimental și cele calculate de autor (v.fig.5-12) după metoda propusă ;
- concordanță între caracteristicile $G_v = f(V)$ determinate la încercarea pe cale a locomotivei diesel-hidraulice de tipul DH 110 CR prevăzută cu frînă hidrodinamică FH 1 și cele calculate de autor în subcap.4.8.;
- rezultatele obținute prin calcul referitoare la stabilirea unghiului φ de înclinare a paletelor ale unui cuplaj cu palete plane și înclinate pentru care cuplul de frînare și respectiv forța de frînare devine maximă corespund cu cele determinate experimental de către Förster [18](v.fig.4-20).

Folosirea tehnicii moderne de calcul a permis ușurarea substanțială a aplicării metodei de determinare a cuplului de frînare respectiv a forței de frînare a unei locomotive la frînarea hidrodinamică.

Calculul elementelor care definesc geometria curentului de lichid (σ_1, σ_2, ξ etc.) într-un cuplaj de frînare la diferite grade de umpleri parțiale, a cuplului de frînare $C_f = f(n_f)$ cât și a forței de frînare $F_f = f(V)$ au fost efectuate cu ajutorul calculatorului electronic FELIX C-256 al Centrului de calcul electronic (C.C.E.) al Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara (v.Subprogramul 1 și 2 din Anexă).

6.2. Contribuții.

Contribuțiile principale ale autorului privind calculul, construcția și reglarea frînelor hidrodinamice la variația gradului de umplere a acestora sînt :

- stabilirea principalelor condiții pe care trebuie să le îndeplinească o frînă hidrodinamică pentru vehiculele de cale ferată în vederea realizării caracteristicii ideale de frînare (v.subcap.1.3 și fig.1-1);

- scrierea sub formă adimensională a caracteristicilor de frînare $F_f = f(V)$ cu aplicabilitate generală la orice tip de frînă hidrodinamică pentru locomotive și vagoane (v.subcap.3.2);

- stabilirea tipului și dimensiunilor frînei hidrodinamice la locomotivele diesel-hidraulice CFR 040-DHC de 1250 CP în cadrul unui contract de colaborare cu Uzina "23 August" București [15];

- metoda de calcul a caracteristicilor de frînare

$C_f = f(n_f)$ ale unei frîne hidrodinamice cu palete plane și radiale la variația gradului de umplere cu lichid a cavității de lucru (subcap.4.5.1);

- determinarea dependenței între gradul de umplere al frînei q și grosimile a_1 și a_2 ale curentului de lichid din cavitatea frînei la umpleri parțiale;

- extinderea metodei de calcul propusă de autor la cuplajul de frînare cu palete plane și înclinate (v.subcap.4.5.2);

- determinarea unghiului φ de înclinare al paletelor ale unui cuplaj cu palete plane și înclinate pentru care cuplul de frînare atinge valoarea maximă;

- stabilirea legii de variație a gradului de umplere q cu lichid de lucru a cavității de lucru a frînei hidrodinamice la utilizarea capacității maxime de evacuare a căldurii produsă la frînare de către schimbătorul de căldură al locomotivei (subcap. 4.7 și fig.4-25);

- studierea eficacității frînării hidrodinamice prin determinarea tonajelor G_v ale trenurilor ce pot fi remorcate pe diferite pante în deplină siguranță cu menținerea vitezei de mers constantă;

- utilizarea tehnicii moderne de calcul prin elaborarea de programe de calcul în limbaj FORTRAN pentru calculatorul electronic FELIX C-256 al C.C.E. al Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timișoara.

BIBLIOGRAFIE

1. Aleksapolski, D.Ia - Ghidrodinamiceskie peredaci, Maşghiz. Moskova, 1963.
2. Anton, I., Dobândă, V. - Cercetarea experimentală în sarcină a cuplajelor hidraulice CH-330 și CH-275. Protocol privind contractul de colaborare nr.112/1968 încheiat cu Institutul de cercetări miniere Bucureşti de către Academia RSR, Baza de cercetări științifice din Timișoara, Centrul de cercetări tehnice, Secția de cavitație.
3. Bărglăzan, A., Dobândă, V. - Turbotransmisiile hidraulice. Editura Tehnică, Bucureşti, 1957.
4. Bărglăzan, A., Anton, I., Anton, V., Preda, I. - Incercările maşinilor hidraulice și pneumatice. Editura Tehnică, 1959.
5. Berman, V.M. - Rasciot vneşnih harakteristik turbomuft pri razlicinom napolnenii. Ghidrodinamiceskie peredaci, Maşghiz, 1959.
6. Condacse, N. - Locomotive electrice. Ministerul Căilor Ferate. C.D.P.T. Bucureşti, 1966.
7. x x x - Cuplajul hidraulic CH 370. Cartea tehnică elaborată de Uzina "Hidrodinamica" Braşov.
8. x x x - Diesel hydraulic locomotive of 700 HP. Prospect Uzinele "23 August" Bucureşti.
9. Zăgănescu, I., Dungan, M. - Cu privire la frînarea hidrodinamică a vehiculelor de cale ferată. Lucrarea s-a comunicat la sesiunea de comunicări științifice, mai 1977, în manifestarea "Cîntare României".
10. Zăgănescu, I., Dungan, M. - Stabilirea tipului de frînă hidrodinamică pentru locomotivele diesel-hidraulice de linie. Lucrările sesiunii de comunicări a Institutului de cercetări și proiectări tehnologice în transporturi, Bucureşti, 26-27 iunie 1975.
11. Dungan, M. - Frînarea hidrodinamică la vehiculele de cale ferată. Lucrare comunicată la Sesiunea de comunicări tehnico-științifice de la Regionala de căi ferate Timișoara, 11-12 iunie 1976.
12. Dungan, M. - Referat pregătire la doctorat: Studiul condițiilor impuse agregatelor de frînare hidrodinamică în vederea obținerii unor caracteristici de frînare cu o anumită rigiditate și importanța lor pentru frînarea locomotivelor.

13. Dungan, M. - Referat de pregătire la doctorat : Regimurile de frînare hidrodinamică a locomotivelor.
14. Dungan, M. - Referat de pregătire la doctorat: Stadiul actual al utilizării frînării hidrodinamice pe locomotivele diesel.
15. Zăgănescu, I., Dungan, M. - Studiul asupra frînării hidrodinamice a locomotivelor diesel-hidraulice și determinarea tipului de frînă hidrodinamică pentru locomotivele construite de Uzinele "23 August" București. Protocol privind contractul de colaborare nr.2935/1971.
16. Feulner Albert - Die hydrodynamische Abbremsung von Diesellokomotiven. Glasers Annalen 91(1967) Nr.6 Juni, p. 164...170.
17. Feulner Albert - Die hydraulische Bremse in Diesellokomotiven der Deutschen Bundesbahn. Eisenbahningenieur, 1968, Nr. 5,19, p. 127...132.
18. Förster, H.J. - Föttinger-Wandler und -Kupplungen für Kraftfahrzeuge. Automobil-Industrie (Aprilie 1960), H.8, S.56.
19. Friedrich, Kurt - Die Bauvariante der DB . Diesellokomotive V 100 mit hydraulischer Bremse für Steilstreckenbetrieb. Eisenbahningenieur, 1966, Nr.11, p.287...297.
20. x x x - Frîna hidrocinetică a trenului de călători avansat (APT), din M.I.D. Material rulant nr.9/1973. Tracțiune și vagoane.
21. x x x - Frîna hidrodinamică FH 1. Prospect Intreprinderea "Hidromecanica" Brașov.
22. x x x - Frînă hidrodinamică la locomotivele diesel-hidraulice, din Informații tehnice. Tracțiune feroviară, Nr. 20/70. M.T. - C.D.P.T.
23. Gravilenko, B.A. - Ghidrodinamiceskie mufti. Moskva, 1954 Minin, V.A.
24. Gavrilenco, B.A., Semiciastnov, I.F. - Ghidravlicheskie mufti i transformatori Moskva, Mașghiz, 1969.
25. Gavrilenco, B.A., Rîmarenko, L.M. - Isledovanie dinamiki ghidromuft s naklonimi lopatkami. Vestnik Mașinostroenia, 1968, Nr.7.
26. Gavrilenco, B.A., Rîmarenko, L.M. - Isledovanie raboti predelnih ghidromuft na prozrachinih modeliah. Vestnik Mașinostroenia, 1967, Nr.2.

27. Gavrilenco, B.A., Minin, B.A., Olovnikov, L.S. - Ghidravlice-
kie tormoza. Maşghiz, Moskva, 1961.
28. Gimel, M. - Frein hydrodynamique pour engins moteurs ferrovi-
aires. Revue Générale des Chemins de Fer, Janvier 1971,
p. 65.
29. x x x - Heavy-duty locomotives in Turkey. Diesel Railway
Traction, 1961, 15, Nr.355, p.451...453, 477.
30. x x x - Hütte - Manualul inginerului vol.I., Editura Tehnică
(Ed.AGIR).
31. x x x - Hydrodynamische Bremse KB 510
KB 384
Prospect al firmei Voith Getriebe K.G. Heidenheim.
32. x x x - Hydrodynamic Brakes on diesel-hidraulics. Railway
Gazette, March 6 1970, p.172...175.
33. Iaremenko, O.V. - Ogranicivaiuşcie gidrodinamiceskie mufti.
Maşinostroenie, Moskva 1970.
34. Keller Rolf - High power diesel hydraulics. J.Instn.Locomot.^{Engrs.},
1967-1968, 57, Nr.1, 19-48, Discuss.48-63.
35. Keller Rolf - Ein drittel Jahrhundert Voith-Turbogetriebe.
Glaser's Annalen 91(1967), Nr.6.Juni, p.176...184.
36. Keller Rolf - Hydrodynamische Getriebe für Schienenfahrzeuge.
Glaser's Annalen, 94, 6, Juni, 1970.
37. Kickbusch, E. - Föttinger-Kupplungen und Föttinger-Getriebe.
Springer-Verlag, Berlin 1963.
38. Künscher Heinz, Tiffe Gerhard - Krauss-Maffei Diesellokomo-
tiven ML 4000 C'C', die grössten Diesellokomotiven der
Welt. Glaser's Annalen, 1961, 85, Nr.11, p.347...358.
39. Lampe, C. - Die dieselhydraulischen 4000-PS - Lokomotiven der
Spanischen Staatsbahn (RENFE). Glaser's Annalen - Z.E.V.
Berlin 92, Nr.6 și 10/1968.
40. Lampe, C. - Hydrodynamische Bremse bei dieselhydraulischen
Lokomotiven. Informationen nr.10, 1962.
41. Lobatschew, I.I. și Kusnezow, A.N. - Hydrodynamische Bremsen
für Eisenbahnfahrzeuge. Glaser's Annalen 99(1975), nr.12
Dezember.
42. x x x - Locomotive diesel-hidraulice. Lucrare elaborată de
Uzina "23 August" București, 1967.
43. x x x - Locomotive diesel hidraulice. Prospect editat de
ODPT, 1969.
44. Martyrer, E. - Über Anfahrverhalten von Föttinger-Drehmoment-
wandlern. V.D.I., Nr.5, 1952.

45. x x x - Mekydro-Getriebe. Prospect al firmei Motoren-und Turbinen-Union (MTU) Friedrichshafen RFG.
46. Milovidov, Iu, I., Liaşcenco, A.A. - Issledovanie ghidravliceskoi muftî s regulirovaniem na vhode. Trudî TNII MPS, Vîpusk 439, Moskva 1971.
47. Milovidov, Iu. I. - Ghidravliceskaia mufta v kacestve privoda vspomogatelinîh agregatov teplovoza. Vestnik VNIIJT, 1961, Nr.8.
48. Milovidov, I. Iu. - Harakteristiki ghidromuftî pri peremennom napolnenii. Vestnik VNIIJT. Transport, Moskva, 1964, Nr.3.
49. Morgun, N.G. - Cercetarea turboambreiajelor în Laboratorul de maşini hidraulice a A.S. RSSU, din culegere de referate Transmisii hidrodinamice, vol.52, IDT Bucureşti, 1960.
50. Muntean, Gl. - Indrumător Tracţiunea trenurilor şi exploatarea materialului rulant. Lito I.P.Timişoara, 1973.
51. Muntean, Gl. - Tracţiunea trenurilor. Lito I.P.Timişoara, 1977.
52. Müller, H. - Möglichkeiten der hydrodynamischen Bremsung von Schnellstfahrzügen. Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge. Heft 4/1969, p.183...187.
53. Müller, H. - Die Strömungsbremse bei dieselhydraulischen Streckenlokomotiven, insbesondere der Deutschen Bundesbahn. Eisenbahntechnische Rundschau (ETR), Heft 5/1971.
54. Müller, H., Staudenmaier, G. - Strömungsbremse, insbesondere für Schienenfahrzeuge, mit einer Einrichtung zum Begrenzen der Bremsleistung. Patent GDR.
55. Nan, I., Holban, H. - Inversarea hidraulică a sensului de mers la locomotivele diesel. Construcţii realizate. Revista CFR nr.12, 1972, p.713.
56. Narbut, A.N. - Ghidrotransformatori. Maşinostroenie, Moskva, 1966.
57. Negreanu, A. - Curs de Locomotive şi trenuri electrice. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1964.
58. Nichita, Gh. - Contribuţii la studiul funcţionării în comun a grupului motor diesel-cuplaj hidraulic-cutie de viteză şi vehicul de cale ferată. Teză de doctorat. I.P.Bucureşti, 1972.
59. Niculescu, St. - Iniţiere în fortran. Editura Tehnică Bucureşti, 1972.
60. x x x - Notă de probe. Documentaţie de la Uzinele "Hidromecanica" Braşov.

61. Oprecht, U. - Untersuchung von hydrodynamischen Kupplungen. M.T.Z., 1955, Nr.10.
62. Pavel, D. - Maşini hidraulice. vol.I, Editura Academiei RSR, Bucureşti.
63. Pirogov, N.G., Linnik, L.I., Getman, Iu.I. - Ghidrodinamiceskii tormoz dlia transportnih maşin. Patent URSS.
64. Pocitar, A.Iu., Potapov, S.I., Mihailov, K.I., Lobacev, I.I., Siniţin, A.S. - Tormoznaia ghidromufta. Patent URSS.
65. Ponomarenko, Iu, O. - Ispîtanie ghidroperedaci. Maşinostoenie, Moskva, 1969.
66. Popov, G.V., Milovidov, Iu, I. - Nekotorie itoghi i perspektivî razvitia teplovoznik ghidravliceskih peredaci. Trudî TNII MPS, vîp.439, Moskva, 1971.
67. Podsekin, Iu.I. - Ob eksperimentalinom issledovanii vliania konstruktivnih parametrov na harakteristiki ghidromufti. Trudî TNII MPS, Vîpusk 439, Moskva, 1971.
68. Podsekin, Iu.I., Popov, G.V., Kudriavţev, Ia.B. - Vlianie gheometriceskikh parametrov rabocih koles na harakteristiki ghidromufti. Trudî TNII MPS, Vîpusk 439, Moskva, 1971
69. Popa, Al., Nichita, Gh., Cotoranu, A. - Contribuţii la încercarea transmisiilor hidraulice pe stand. Revista CFR, nr.6, 1972.
70. Popa, Al., Taran, Tr. - Frînarea hidrodinamică a locomotivelor diesel-hidraulice. Revista CFR nr.8, 1965.
71. Popa, Al., Chimu, N., Neagu, Al, - Tracţiunea trenurilor. Editura didactică şi pedagogică Bucureşti, 1965.
72. Popa, Al. - Comanda şi reglarea automată a vehiculelor de tracţiune feroviară. Centrul de documentare şi publicaţii tehnice - MTTc, 1974.
73. Preuss, E. - Hydrodynamische Bremsen. Schienenfahrzeuge 13 (1969), H.7.
74. Semiciastnov, I.F. - Ghidravliceskie peredaci teplovozov. Maşghiz, Moskva, 1961.
75. Semitchastnow, I.F., Bütner, S. - Hydraulische Getriebe für Schienenfahrzeuge. Berlin, Verlag Technik, 1958.
76. Semiciastnov, I.F., Golovanov, V.N. - Vîbor ghidravliceskih peredaci. Moskva, Maşghiz, 1969.
77. Shore, A.G.L., Murray, C.L. - Hidrokinetic brakes to stop the APT. Railway Gazette International, 1973. Nr.2, 57-60.
78. Spannhake, W. - Hydrodynamics of the Hydraulic Torque Converter. SAE Journal, August 1949.

79. Stepanov, A.D., Vasilev, V.A., Kuznețov, B.G., Lemberg, A.Ia. - Peredaci moșcinosti teplovozov. Mașinostroenie, Moskva, 1967.
80. Stesin, S.P., Iacovenko, E.A. - Hidrodinamiceskie peredaci. Mașinostroenie, Moskva, 1973.
81. Șaroiko, P.M., Sereda, V.T. - Ghidravliceskie peredaci teplovozov. Moskva, Transjeldorizdat, 1963.
82. Taran, Tr. - Contribuții la studiul influenței temperaturii lichidului de lucru al transmisiei cu transformator hidraulic de cuplu asupra caracteristicilor de tracțiune ale locomotivelor diesel-hidraulice. Teză de doctorat. I.P. București, 1974.
83. Timm, K. - Untersuchungen an Föttinger-Kupplungen. ATZ Jahrg. 61 Heft 3 März 1959, p. 68...74.
84. Vogel Eberhard - Fahrdynamisch-theoretische Hauptkennlinien hydrodynamischer Eisenbahnfahrzeugbremsen. Wiss. Z. Hochsch. Verkehrsw "Friedrich List" Dresden, 1972, 19, Nr. 1, p. 101...120.
85. Zăgănescu, I., Popa, Al., Taran, Tr. - Transmisii hidraulice la locomotive diesel. Ministerul transporturilor, Centrul de documentare și publicații tehnice, București, 1970.
86. Zăgănescu, I., Gheorghiu, O., Dungan, M. - Studiul cauzelor rotirii bandajelor roților la locomotivele electrice de 5100 kW livrate de Uzinele Electroputere Craiova Căilor Ferate Jugoslave. Protocol pentru I.C.P.E.H. Reșița, 1973.
87. Zăgănescu, I. - Locomotive și automotoare cu motoare cu ardere internă. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
88. Zăgănescu, I. - Locomotive și automotoare cu motoare termice. Editura didactică și pedagogică, București, 1972.
89. Zăgănescu, I., Dungan, M. - Evitarea deteriorării asamblării bandaj-roată de cale ferată la solicitările termice produse la frînarea cu saboți. Buletinul științific și tehnic al Inst. politehnic "Traian Vuia" Timișoara, Fasc. 1 din 1978.
90. Ziebart Erwin - Regelung der Bremsleistung einer hydrodynamischen Bremse durch Verändern ihrer Füllung, insbesondere für eine Diesellokomotive (Krauss-Maffei Akt.-Ges.). Patent RFG, clasif. 20 f-43(B 61 h), Nr. 1162395.
91. Wolf, M. - Strömungskupplungen und Strömungswandler. Berechnung und Konstruktion. Traducere în l. rusă, Mașinostroenie, Moskva, 1967.

C U P R I N S

	Pag.
Introducere.	I
1. STADIUL ACTUAL AL UTILIZARII FRINARII HIDRODINAMICE PE LOCOMOTIVELE DIESEL HIDRAULICE.	1
1.1. Domeniul de utilizare al frînării hidrodinamice.	1
1.1.1. Frînarea pe pantă pentru menținerea vitezei.	1
1.1.2. Frînarea pentru micșorarea vitezei.	2
1.2. Primele realizări și dezvoltarea frînei hidro- dinamice.	2
1.3. Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească o frînă hidrodinamică pentru vehiculele de cale ferată.	5
1.3.1. Siguranță mare în exploatare.	5
1.3.2. Asigurarea caracteristicilor de frînare la utilizarea cât mai completă a forței de frînare după aderență.	6
1.3.3. Menținerea constantă a puterii maxime ad- misă la frînare.	7
1.3.4. Pierderi de putere minime la mersul în gol.	8
1.3.5. Putere de frînare litrică mare.	9
1.3.6. Putere specifică mare.	9
1.3.7. Asigurarea unor caracteristici de frînare cu stabilitate mecanică ridicată.	9
1.4. Tipuri de frîne hidrodinamice existente și ca- racteristicile acestora.	10
1.4.1. Frîna hidrodinamică de tip Voith.	12
1.4.2. Frîna hidrodinamică de tip Maybach-Mekydro.	14
1.4.3. Frîna hidrodinamică a trenului APT de la Căile ferate britanice (BR).	17
1.4.4. Frîna hidrodinamică VNITI-MASCH și a Uzinelor constructoare de mașini din Kaluga.	19
1.4.5. Frîna hidrodinamică FH 1 fabricată de Uzina "Hidromecanica" Brașov.	21
1.5. Proprietățile fizice ale frînării hidrodinamice.	26
1.6. Perspectivele de dezvoltare a frînei hidrodina- mice.	28

	Pag.
2. REGIMURILE DE FRINARE HIDRAULICA A LOCOMOTIVELOR DIESEL-HIDRAULICE.	31
2.1. Regimurile de funcționare a transmisiilor hidrodinamice.	31
2.2. Frînarea cu transformatorul hidraulic.	31
2.3. Frînarea cu cuplajul hidraulic.	33
2.4. Frînarea hidrodinamică utilizată pe locomotivele diesel-hidraulice.	36
3. CALCULUL CARACTERISTICILOR DE FRINARE $F_f = f(V)$ LA FRINAREA HIDRODINAMICA LA UMLEREA TOTALA A CAVITATII DE LUCRU A FRINEI.	39
3.1. Caracteristica limită de frînare.	39
3.2. Caracteristicile adimensionale unificate ale frînelor hidrodinamice.	42
3.2.1. Frînarea de durată (menținere a vitezei).	42
3.2.2. Frînarea pentru micșorarea vitezei.	44
3.3. Stabilirea tipului de frînă hidrodinamică pentru locomotivele diesel-hidraulice CFR 040-DHC de 1250 CP.	47
3.3.1. Stabilirea tipului de frînă hidrodinamică	47
3.3.2. Determinarea diametrului maxim al profilului circuitului la frîna hidrodinamică aleasă.	49
3.3.3. Calculul caracteristicilor de frînare hidrodinamică a locomotivei CFR 040-DHC. ..	51
4. CALCULUL CARACTERISTICILOR DE FRINARE LA VARIATIA GRADULUI DE UMLERE CU LICHID A CAVITATII DE LUCRU A FRINEI HIDRODINAMICE.	53
4.1. Procesul de lucru al cuplajului hidraulic fără tor în cazul umplerii parțiale.	53
4.2. Gradul de umplere al unui cuplaj hidraulic.	56
4.3. Geometria curentului de lichid la frînarea hidrodinamică cu cuplaj hidraulic la umpleri parțiale a cavității de lucru.	57
4.4. Calculul cuplului unui cuplaj cu inel conducător.	69
4.5. Calculul cuplului de frînare la diferite grade de umplere ale cavității frinei hidrodinamice. .	79
4.5.1. Frîne hidrodinamice cu cuplaj hidraulic cu palete plane și radiale.	79

	Pag.
4.5.1.1. Metodă de calcul a cuplului de frînare. ..	79
4.5.1.2. Calculul cuplului de frînare.	82
4.5.1.3. Exprimarea analitică a dependenței $\sqrt{\lambda} =$ = $f(\text{Re} \sqrt{\lambda})$	89
4.5.2. Frîne hidrodinamice cu cuplaj hidraulic cu palete plane și înclinate.	91
4.5.2.1. Stabilirea relațiilor de calcul a cuplu- lui de frînare.	91
4.5.2.2. Calculul cuplului de frînare.	102
4.6. Calculul caracteristicilor de frînare hidrodinamică ale locomotivei CFR 040-DHB prevăzută cu frînă hi- drodinamică de tipul CH 370 la umpleri parțiale. ..	105
4.6.1. Calculul cuplului de frînare total la dife- rite grade de umplere a cavității frînei. ..	105
4.6.2. Calculul caracteristicilor de frînare hi- drodinamică $F_f = f(V)$ la umpleri parțiale...	110
4.7. Stabilirea legii de variație $q = f(V)$ pentru rea- lizarea unei puteri de frînare $P_{f\max} = 600 \text{ CP} =$ = const.	117
4.8. Eficacitatea frînării hidrodinamice.	120
4.8.1. Determinarea vitezei stabile de mers la frînarea hidrodinamică pe pante.	120
4.8.2. Eficacitatea frînării hidrodinamice a loco- motivei CFR 040-DHB prevăzută cu frînă hi- drodinamică de tipul CH 370.	122
5. CERCETARI EXPERIMENTALE ASUPRA FRINEI HIDRODINAMICE. ...	127
5.1. Standul pentru cercetarea experimentală a frînelor hidrodinamice.	127
5.2. Efectuarea măsurătorilor.	128
5.2.1. Măsurarea cuplului de frînare C_f	128
5.2.2. Măsurarea turației rotorului frînei n_f	129
5.2.3. Măsurarea temperaturii lichidului de lu- cru t.	130
5.3. Caracteristicile lichidului de lucru.	134
5.4. Prelucrarea măsurătorilor efectuate pe stand.	134
5.4.1. Determinarea gradului de umplere a fînei hidrodinamice.	134
5.4.2. Rezultate experimentale.	136

	Pag.
5.5. Comparații cu alte rezultate experimentale.	138
5.6. Analiza comparativă a caracteristicilor $C_f = f(n_f)$ la diferite grade de umplere determi- nate pe cale teoretică și experimentală.	139
5.7. Comparații cu rezultatele obținute la încerca- rea locomotivelor DH 110 CR prevăzute cu frână hidrodinamică.	139
6. CONCLUZII SI CONTRIBUTII.	141
6.1. Concluzii.	141
6.2. Contribuții.	143
BIBLIOGRAFIE.	145
ANEXA.	

A N E X A

Tabelul 5-4

$q_{ref} = 65 \% (q = 50 \%)$

Nr. crt.	Turăția		t [°C]	Cuplul M		Factor corecție f	Cuplul de frînare C _f [kgf.m]
	diviz.	rot/min.		Δ[mm]	M[kgf.m]		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1620	405	122	3,7	4,761	0,915	4,356
2	1730	432,5	122	4,2	5,400	0,915	5,641
3 ^{xx}	1740	435	79	4,4	5,652	1,003	5,699
4	1810	452,5	122	4,8	6,165	0,915	5,641
5 ^{xx}	1900	475	81	5,2	6,687	0,997	6,667
6	1910	477,5	124	5,2	6,687	0,913	6,105
7	2060	515	123	5,2	6,687	0,914	6,112
8	2090	522,5	128	5,2	6,687	0,907	6,065
9	2120	530	73	6,5	8,352	1,022	8,536
10 ^{xx}	2130	532,5	83	5,6	7,200	0,991	7,135
11	2150	537,5	128	6,0	7,713	0,907	6,996
12 ^{xx}	2200	550	88	6,4	8,226	0,979	8,053
13	2230	557,5	118	7,1	9,126	0,921	8,405
14	2240	560	60	6,5	8,352	1,071	8,945
15	2250	562,5	75	7,3	9,378	1,015	9,519
16 ^{xx}	2260	565	89	7,0	9,000	0,977	8,793
17 ^{xx}	2300	575	91	7,2	9,252	0,972	8,993
18	2300	575	119	8,0	10,287	0,919	9,454
19 ^x	2340	585	42	5,5	7,065	1,170	8,266
20	2360	590	77	8,5	9,900	1,009	9,989
21 ^{xx}	2380	595	93	7,9	10,152	0,967	9,817
22	2380	595	61	8,4	10,800	1,066	11,513
23	2450	612,5	123	7,0	9,000	0,914	8,226
24	2450	612,5	120	9,0	11,574	0,917	10,613
25 ^{xx}	2500	625	98	8,6	11,052	0,956	10,566
26	2520	630	121	9,5	12,213	0,916	11,187
27 ^x	2530	632,5	43	7,3	9,387	1,163	10,917
28	2560	640	66	11,6	14,913	1,045	15,584
29	2580	645	80	9,8	12,600	1,000	12,600
30 ^{xx}	2620	655	102	9,9	12,726	0,948	12,064
31	2630	657,5	39	9,8	12,600	1,194	15,044

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
32	2650	662,5	121	8,2	10,548	0,916	9,662
33	2680	670	126	10,0	12,861	0,909	11,691
34 ^x	2740	685	49	9,0	11,574	1,125	13,021
35	2750	687,5	119	10,0	12,861	0,919	11,819
36	2750	687,5	128	10,5	13,500	0,907	12,245
37	2750	687,5	70	11,3	14,526	1,031	14,976
38	2760	690	85	11,0	14,139	0,987	13,955
39 ^{xx}	2780	695	109	11,0	14,139	0,935	13,220
40	2800	700	131	11,6	14,913	0,903	13,466
41 ^x	2820	705	51	10,0	12,861	1,114	14,327
42	2830	707,5	77	12,8	16,452	1,009	16,600
43	2840	710	44	11,8	15,174	1,157	17,556
44 ^{xx}	2860	715	112	12,6	16,200	0,931	15,082
45	2870	717,5	138	12,6	16,200	0,894	14,483
46	2900	725	90	13,3	17,100	0,974	16,655
47	2960	740	80	13,4	17,225	1,000	17,225
48	2970	742,5	141	15,0	19,287	0,890	17,165
49	2970	742,5	48	13,2	16,974	1,132	19,215
50 ^{xx}	3000	750	120	15,0	19,287	0,917	17,686
51	3000	750	95	15,2	19,539	0,962	18,797
52 ^x	3020	755	58	11,7	15,039	1,079	16,227
53 ^{xx}	3100	775	122	15,8	20,313	0,915	18,586
54	3130	782,5	51	15,9	20,439	1,114	22,769
55	3130	782,5	82	14,2	18,261	0,995	18,170
56	3150	787,5	98	16,2	20,826	0,956	19,910
57 ^x	3150	787,5	62	14,0	18,000	1,062	19,116
58 ^{xx}	3200	800	128	16,3	20,961	0,907	19,012
59	3230	807,5	90	15,5	19,926	0,974	19,408
60	3270	817,5	59	16,4	21,087	1,075	22,669
61 ^x	3280	820	69	15,3	19,674	1,035	20,363
62	3280	820	101	16,9	21,726	0,951	20,661
63	3320	830	66	18,0	23,139	1,045	24,180
64 ^{xx}	3350	837,5	138	18,0	23,139	0,894	20,686
65	3400	850	98	17,1	21,987	0,956	21,020
66	3420	855	108	17,7	22,752	0,937	21,319
67 ^x	3470	867,5	78	17,1	21,987	1,005	22,097
68	3500	875	102	18,0	23,139	0,948	21,936
69 ^{xx}	3500	875	142	19,6	25,200	0,890	22,428

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
70	3540	885	112	18,6	23,913	0,931	22,263
71	3540	885	70	19,4	24,939	1,031	25,712
72	3600	900	110	18,4	23,652	0,934	22,091
73 ^{xx}	3600	900	150	20,5	26,352	0,881	23,216
74 ^x	3600	900	89	18,6	23,913	0,977	23,363
75	3630	907,5	78	19,9	25,587	1,005	25,715
76	3640	910	121	19,6	25,452	0,916	23,314
77	3720	930	119	19,8	25,452	0,919	23,390
78 ^x	3750	937,5	99	19,1	24,552	0,954	23,423
79	3770	942,5	85	20,8	26,739	0,987	26,391
80	3780	945	128	20,8	26,739	0,907	24,252
81 ^x	3800	950	110	19,6	25,200	0,934	23,537
82	3810	952,5	128	20,8	26,739	0,907	24,252
83	3830	957,5	98	22,3	28,674	0,956	27,412
84	3850	962,5	110	22,8	29,313	0,934	27,378
85	3900	975	133	21,6	27,774	0,900	24,997
86	3900	975	138	22,4	28,800	0,894	25,747
87	3950	987,5	150	22,5	28,925	0,881	25,483
88	3980	995	148	23,0	29,574	0,884	26,143
89	4000	1000	150	23,0	29,574	0,881	26,055

Notă: Pozițiile însemnate prin (x) s-au luat din vibrograma dată în figura 5-8, iar cele însemnate prin (xx) s-au luat din vibrograma din figura 5-9.

$q_{ref} = 58 \% (q = 40 \%)$							
1	2320	580	119	5,0	6,430	0,919	5,909
2	2340	585	81	5,7	7,330	0,997	7,308
3	2410	602,5	120	6,1	7,840	0,917	7,189
4	2460	615	83	6,5	8,350	0,991	8,275
5	2530	632,5	30	4,1	5,270	1,278	6,729
6	2570	642,5	86	6,8	8,740	0,984	8,600
7 ^o	2600	650	51	5,3	6,813	1,114	7,589
8	2620	655	48	6,8	8,739	1,132	9,893
9	2650	662,5	90	8,1	10,410	0,974	10,139
10 [*]	2650	662,5	159	6,6	8,487	0,873	7,409
11	2670	667,5	31	6,1	7,840	1,267	9,933
12	2680	670	121	8,0	10,290	0,916	9,426
13 ^o	2740	685	58	7,0	9,000	1,079	9,711

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
14	2750	687,5	91	8,6	11,050	0,972	10,741
15	2750	687,5	122	8,1	10,410	0,915	9,525
16	2760	690	32	6,5	8,350	1,257	10,496
17	2760	690	50	8,0	10,287	1,120	11,521
18°	2790	697,5	158	8,3	10,674	0,874	9,329
19	2850	712,5	123	8,6	11,050	0,914	10,100
20	2850	712,5	34	7,2	9,250	1,237	11,442
21	2870	717,5	94	9,5	12,210	0,964	11,770
22°	2880	720	61	8,0	10,287	1,066	10,966
23	2900	725	125	9,1	11,700	0,911	10,659
24	2940	735	52	9,1	11,700	1,109	12,975
25°	2980	745	153	9,0	12,725	0,879	11,186
26	3000	750	38	8,7	11,190	1,201	13,439
27	3020	755	99	10,2	13,110	0,954	12,507
28	3020	755	128	10,0	12,860	0,907	11,664
29°	3050	762,5	63	10,1	12,987	1,058	13,740
30	3100	775	130	11,3	14,530	0,905	13,150
31	3110	777,5	57	11,5	14,787	1,083	16,014
32	3150	787,5	40	10,3	13,240	1,186	15,703
33	3160	790	103	12,2	15,690	0,946	14,843
34°	3200	800	152	10,8	13,887	0,879	12,207
35°	3210	802,5	70	11,8	15,174	1,031	15,644
36	3210	802,5	133	12,4	15,940	0,900	14,346
37	3240	810	61	12,6	16,200	1,066	17,269
38	3270	817,5	108	13,4	17,230	0,937	16,145
39	3300	825	41	11,5	14,790	1,178	17,423
40°	3350	837,5	150	12,5	16,074	0,881	14,160
41	3360	840	138	14,0	18,000	0,894	16,092
42	3380	845	111	14,2	18,260	0,932	17,018
43°	3380	845	75	12,1	15,552	1,015	15,785
44	3390	847,5	68	12,5	16,070	1,039	16,697
45	3400	850	45	11,1	14,270	1,150	16,411
46	3520	880	49	12,0	15,430	1,125	17,359
47	3530	882,5	119	13,3	17,100	0,919	15,715
48	3540	885	141	12,9	16,59	0,890	14,765
49°	3540	885	145	13,0	16,713	0,887	14,824
50	3550	887,5	75	13,0	16,713	1,015	16,964
51°	3630	907,5	80	13,1	16,839	1,000	16,839

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
52	3650	912,5	123	14,5	18,640	0,914	17,037
53	3660	915	82	14,0	18,000	0,995	17,910
54	3670	917,5	146	14,1	18,130	0,885	16,045
55	3700	925	58	13,6	17,440	1,079	18,818
56 [*]	3720	930	140	12,8	16,452	0,893	14,692
57	3750	937,5	60	14,0	18,000	1,071	19,278
58	3770	942,5	93	15,0	19,287	0,967	18,651
59	3770	942,5	133	15,0	19,287	0,900	17,361
60 ^o	3780	945	90	15,0	19,287	0,974	18,786
61	3820	955	150	15,3	19,670	0,881	17,329
62	3880	970	63	15,4	19,800	1,058	20,948
63 [*]	3880	970	132	14,0	18,000	0,901	16,218
64	3900	975	141	15,8	20,310	0,890	18,076
65 ^o	3980	995	101	16,4	21,087	0,951	20,054
66	3990	997,5	100	16,0	20,574	0,952	19,586
67	4030	1007,5	120	15,2	19,539	0,917	17,917
68	4040	1010	150	17,0	21,850	0,881	19,250
69	4070	1017,5	78	17,1	21,990	1,005	22,110
70	4080	1020	110	17,5	22,500	0,934	21,015
71 ^o	4150	1037,5	111	18,0	23,139	0,932	21,566
72	4160	1040	160	18,0	23,140	0,873	20,201
73 [*]	4180	1045	111	16,2	20,826	0,932	19,410
74	4180	1045	85	18,5	23,790	0,987	23,481
75	4190	1047,5	120	18,5	23,790	0,917	21,813
76 [*]	4260	1065	100	16,8	21,600	0,952	20,563
77	4300	1075	98	19,8	25,45	0,979	24,916
78	4320	1080	131	19,7	25,326	0,903	22,869
79 ^o	4320	1080	130	19,8	25,452	0,905	23,034
80	4380	1095	148	20,2	25,974	0,884	22,961
81 [*]	4380	1095	90	17,7	22,752	0,974	22,160
82	4400	1100	153	20,3	26,100	0,879	22,942
83	4400	1100	110	20,7	26,610	0,934	24,854
84 ^o	4420	1105	140	20,3	26,100	0,893	23,307
85 ^o	4440	1110	158	20,6	26,487	0,874	23,150
86	4450	1112,5	118	20,7	26,610	0,921	24,508
87 [*]	4450	1112,5	78	18,3	23,526	1,005	23,644
88 [*]	4500	1125	68	18,8	24,174	1,039	25,117
89 [*]	4600	1150	50	19,1	24,552	1,120	27,498

Notă: Pozițiile însemnate prin (o) sînt luate din vibrograma din figura 5-10, iar cele însemnate prin (*)-din vibrograma din figura 5-11.

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
$q_{ref} = 53 \% \quad (q = 32 \%)$							
1	2850	712,5	65	6,4	8,226	1,049	8,620
2	2950	738	75	7,2	9,250	1,015	9,389
3	3200	800	41	4,4	5,650	1,178	6,908
4	3220	805	70	5,8	7,452	1,031	7,683
5	3260	815	78	6,2	7,970	1,005	8,010
6	3400	850	42	5,1	6,550	1,170	7,948
7	3490	872,5	71	7,5	9,639	1,028	9,631
8	3570	893	81	8,2	10,550	0,997	10,518
9	3620	905	46	6,1	7,840	1,143	8,961
10	3640	910	72	8,7	11,187	1,025	11,467
11	3830	958	89	9,9	12,730	0,977	12,437
12	3850	963	50	7,1	9,130	1,120	10,226
13	3895	974	49	8,3	10,674	1,125	12,008
14	3960	990	75	9,8	12,600	1,015	12,789
15	4150	1037,5	84	11,3	14,526	0,989	14,366
16	4160	1040	51	8,7	11,190	1,114	12,466
17	4170	1042,5	58	9,2	11,826	1,079	12,760
18	4180	1045	92	11,5	14,790	0,969	14,332
19	4330	1083	58	10,0	12,860	1,079	13,876
20	4375	1093,5	65	11,4	14,652	1,049	15,370
21	4380	1095	90	12,7	16,326	0,974	15,902
22	4450	1112,5	98	13,0	16,710	0,956	15,975
23	4500	1125	61	11,1	14,270	1,066	15,219
24	4590	1147,5	98	15,0	19,287	0,956	18,438
25	4640	1160	74	13,2	16,974	1,018	17,280
26	4700	1175	108	15,4	19,800	0,937	18,553
27	4720	1180	74	13,0	16,710	1,018	17,011
28	4785	1197,5	102	16,0	20,574	0,948	19,504
29	4845	1211	80	14,9	19,152	1,000	19,152
30	4950	1237,5	88	16,0	20,570	0,979	20,138
31	4960	1240	120	18,0	23,140	0,917	21,219
32	4980	1245	110	18,1	23,274	0,934	21,738
33	5050	1262,5	90	17,0	21,852	0,974	21,284
34	5180	1295	119	20,0	25,713	0,919	23,630
35	5200	1300	128	20,0	25,713	0,907	23,322
36	5250	1312,5	102	18,5	23,790	0,948	22,553
38	5270	1318	141	20,5	26,350	0,890	23,452
37	5220	1305	128	20,8	26,739	0,907	24,252

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
39	5290	1323	150	20,8	26,739	0,881	23,557
40	5310	1327,5	100	19,2	24,687	0,952	23,502
41	5400	1350	120	20,1	25,840	0,917	23,695
42	5410	1352,5	112	20,8	26,739	0,931	24,894
$q_{ref} = 45 \% \quad (q = 21 \%)$							
1	2780	695	72	4,7	6,04	1,025	6,191
2	2920	730	74	4,8	6,17	1,018	6,281
3	3130	783	77	5,0	6,43	1,009	6,488
4	3320	830	78	5,6	7,20	1,005	7,236
5	3570	892,5	79	5,6	7,20	1,003	7,222
6	3750	937,5	80	6,1	7,84	1,000	7,840
7	3900	975	50	4,9	6,30	1,120	7,056
8	3950	987,5	85	6,5	8,35	0,987	8,241
9	4000	1000	74	5,8	7,45	1,018	7,584
10	4180	1045	91	7,1	9,13	0,972	8,874
11	4200	1050	51	5,8	7,45	1,114	8,299
12	4370	1092,5	96	7,7	9,90	0,961	9,514
13	4440	1110	80	7,7	9,90	1,000	9,900
14	4480	1120	55	6,7	8,61	1,094	9,419
15	4570	1142,5	102	8,0	10,29	0,948	9,755
16	4680	1170	85	8,3	10,93	0,987	10,788
17	4720	1180	60	7,9	10,11	1,071	10,828
18	4800	1200	109	8,5	10,93	0,935	10,210
19	4880	1220	89	9,1	11,70	0,977	11,431
20	4970	1242,5	65	9,0	11,57	1,049	12,137
21	5000	1250	115	9,0	11,57	0,925	10,702
22	5150	1287,5	95	10,0	12,86	0,962	12,371
23	5200	1300	120	9,9	12,73	0,917	11,673
24	5250	1312,5	73	9,8	12,60	1,025	12,915
25	5480	1370	102	11,0	14,14	0,948	13,405
26	5500	1375	80	11,0	14,14	1,000	14,140
27	5500	1375	130	10,9	14,01	0,905	12,679
28	5630	1407,5	110	12,3	15,81	0,934	14,767
29	5700	1425	141	12,6	16,20	0,890	14,418
30	5730	1432,5	90	11,9	15,30	0,974	14,902
31	5900	1475	150	14,2	18,26	0,881	16,027
32	5950	1487,5	118	13,2	16,97	0,921	15,629

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
33	5980	1495	100	13,2	16,97	0,952	16,155
34	6230	1557,5	112	14,3	18,39	0,931	17,121
35	6260	1565	130	15,1	19,41	0,905	17,566
36	6510	1627,5	141	16,9	21,73	0,890	19,340
37	6560	1640	125	16,1	20,70	0,911	18,858
38	6650	1662,5	155	18,1	23,27	0,876	20,385
39	6740	1685	140	18,1	23,27	0,893	20,780

 $q_{ref} = 40 \% \quad (q = 13 \%)$

1	3000	750	79	2,8	3,60	1,003	3,611
2	3200	800	56	2,3	2,96	1,089	3,223
3	3280	820	80	2,3	2,96	1,000	2,960
4	3320	830	62	3,0	3,86	1,062	4,099
5	3470	867,5	56	2,6	3,34	1,089	3,637
6	3600	900	62	2,7	3,47	1,062	3,685
7	3610	902,5	80	2,5	3,21	1,000	3,210
8	3730	932,5	56	2,8	3,60	1,089	3,920
9	3900	975	62	2,7	3,47	1,062	3,685
10	3920	980	74	2,5	3,21	1,018	3,268
11	4000	1000	54	2,9	3,73	1,099	4,099
12	4050	1012,5	35	2,6	3,34	1,228	4,102
13	4070	1017,5	80	3,3	4,24	1,000	4,240
14	4150	1037,5	63	2,6	3,34	1,058	3,534
15	4170	1042,5	79	2,7	3,47	1,003	3,400
16	4250	1062,5	38	2,4	3,09	1,201	3,711
17	4280	1070	55	2,7	3,47	1,094	3,796
18	4310	1077,5	80	3,3	4,24	1,000	4,240
19	4430	1107,5	80	2,6	3,34	1,000	3,340
20	4430	1107,5	39	2,1	2,69	1,194	3,212
21	4450	1112,5	65	2,7	3,47	1,049	3,640
22	4500	1125	82	3,5	4,37	0,995	4,348
23	4550	1137,5	48	2,8	3,60	1,132	4,075
24	4620	1155	81	2,9	3,73	0,997	3,719
25	4650	1162,5	40	2,5	3,21	1,186	3,807
26	4730	1182,5	88	4,0	5,14	0,979	5,032
27	4740	1185	53	2,8	3,60	1,103	3,971
28	4750	1187,5	68	2,8	3,60	1,039	3,740
29	4780	1195	78	3,0	3,86	1,005	3,879

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
30	4900	1225	40	2,5	3,21	1,186	3,807
31	4920	1230	90	4,1	6,27	0,974	6,107
32	4950	1237,5	69	3,0	3,86	1,035	3,995
33	4960	1240	56	3,0	3,86	1,089	4,204
34	5010	1252,5	75	3,5	4,50	1,015	4,568
35	5120	1280	92	4,4	5,65	0,969	5,475
36	5140	1285	42	2,6	3,34	1,170	3,908
37	5210	1302,5	58	3,0	3,86	1,079	4,176
38	5230	1307,5	71	3,2	4,11	1,028	4,225
39	5300	1325	80	3,8	4,89	1,000	4,890
40	5400	1350	98	5,1	6,55	0,956	6,262
41	5420	1355	72	3,6	4,63	1,025	4,746
42	5430	1357,5	45	3,0	3,86	1,150	4,439
43	5500	1375	60	3,2	4,11	1,071	4,402
44	5520	1380	86	3,8	4,89	0,984	4,812
45	5620	1405	40	3,0	3,86	1,186	4,573
46	5630	1407,5	73	4,0	5,14	1,022	5,253
47	5720	1430	91	4,7	6,04	0,972	5,871
48	5730	1432,5	61	3,3	4,24	1,066	4,520
49	5810	1452,5	73	4,0	5,14	1,022	5,253
50	5900	1475	91	5,2	6,69	0,972	6,503
51	5910	1532,5	63	4,0	5,14	1,058	5,433
52	6100	1525	50	4,0	5,14	1,120	5,757
53	6130	1532,5	63	4,0	5,14	1,058	5,433
54	6140	1535	95	6,0	7,71	0,962	7,417
55	6220	1555	78	6,0	7,71	1,005	7,749
56	6300	1575	63	4,4	5,65	1,058	5,778
57	6320	1580	50	5,1	6,55	1,120	7,336
58	6350	1587,5	95	6,3	8,10	0,962	7,792
59	6400	1600	78	5,9	7,59	1,005	7,628
60	6470	1617,5	63	6,0	7,71	1,058	8,157
61	6530	1627,5	60	5,2	6,69	1,071	7,165
62	6570	1642,5	95	5,7	7,33	0,962	7,051
63	6600	1650	78	6,2	7,97	1,005	8,010
64	6630	1657,5	72	6,0	7,71	1,025	7,903
65	6700	1675	89	6,6	8,49	0,977	8,295
66	6720	1680	82	6,0	7,71	0,995	7,671
67	6730	1682,5	73	6,4	8,23	1,022	8,411

Tabelul 5-4 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
68	6750	1687,5	78	5,5	7,07	1,005	7,105
69	6760	1690	85	6,3	8,10	0,987	7,995
70	6870	1717,5	88	7,2	9,25	0,979	9,056
71	6880	1720	96	6,9	8,87	0,961	8,524
72	6880	1720	74	6,3	8,10	1,018	8,246
73	7000	1750	99	7,6	9,77	0,954	9,321
74	7030	1757,5	92	8,3	10,67	0,969	10,339
75	7030	1757,5	78	7,8	10,03	1,005	10,080
76	7150	1787,5	103	8,0	10,29	0,946	9,734
77	7200	1800	96	8,0	10,29	0,961	9,889

=====

Tabelul 5-5.

n [rot/min]	$\sqrt{\lambda}$	χ	C_f [kgf.m]	C_{fd} [kgf.m]	C_{ftot} [kgf.m]
q = 13 %					
$\delta_1 = 0,01676$		$\delta_2 = 0,00395$		$\tau = 109,00605$	
1200	0,420	0,0002907	2,773	0,994	3,767
1300	0,400	0,0003052	3,416	1,148	4,564
1400	0,388	0,0003146	4,084	1,312	5,396
1500	0,376	0,0003247	4,839	1,485	6,324
1600	0,366	0,0003336	5,657	1,668	7,325
1700	0,357	0,0003420	6,547	1,860	8,407
1800	0,348	0,0003508	7,529	2,062	9,591
1900	0,341	0,0003580	8,560	2,273	10,833
2000	0,335	0,0003644	9,655	2,493	12,148
2100	0,329	0,0003711	10,840	2,721	13,561
q = 21 %					
$\delta_1 = 0,02811$		$\delta_2 = 0,00655$		$\tau = 66,16931$	
800	0,366	0,0006969	2,954	0,479	3,433
900	0,349	0,0007309	3,921	0,592	4,513
1000	0,333	0,0007660	5,074	0,716	5,780
1100	0,323	0,0007897	6,320	0,850	7,179
1200	0,314	0,0008124	7,749	0,894	8,643
1300	0,306	0,0008336	9,332	1,143	10,480
1400	0,299	0,0008531	11,075	1,312	12,387
1500	0,294	0,0008676	12,330	1,455	14,415
1600	0,387	0,0008888	15,071	1,668	16,757
1700	0,284	0,0008982	17,194	1,860	19,054
1800	0,280	0,0009110	19,551	2,062	21,613
1900	0,277	0,0009209	22,020	2,273	24,293
q = 32 %					
$\delta_1 = 0,04189$		$\delta_2 = 0,01055$		$\tau = 41,67459$	
400	0,371	0,0013584	1,440	0,138	1,578
500	0,340	0,0014823	2,455	0,205	2,660
600	0,320	0,0015750	3,756	0,285	4,041
700	0,304	0,0016578	5,381	0,376	5,757

Tabelul 5-5 (continuare)

800	0,294	0,0017142	7,267	0,479	7,746
900	0,285	0,0017684	9,488	0,592	10,080
1000	0,277	0,0018194	12,051	0,716	12,767
1100	0,270	0,0018666	14,960	0,850	15,810
1200	0,267	0,0018876	18,004	0,994	18,998
1300	0,264	0,0019090	21,370	1,148	22,518
1400	0,260	0,0019384	25,166	1,312	26,478
1500	0,257	0,0019610	29,226	1,485	30,711

=====

Subprogram 1

JOB 8290946
PROGRAM STARTED

JOB 8290946, 21.13.23, PROGRAM
COMPILE FORTRAN, CR, MAC
STARTED

PROGRAM 00.00 -29.2946 14/04/78 21.13.23

```

C      1  C
C      2  C
C      3  C
C      4  C
C      5  C
C      6  C
C      7  C
C      8  C
C      9  C
C     10  C
C     11  C
C     12  C
C     13  C
C     14  C
C     15  C
C     16  C
C     17  C
C     18  C
C     19  C
C     20  C
C     21  C
C     22  C
C     23  C
C     24  C
C     25  C
C     26  C
C     27  C
C     28  C
C     29  C
C     30  C
C     31  C
C     32  C
C     33  C
C     34  C
C     35  C
C     36  C
C     37  C
C     38  C
C     39  C
C     40  C
C     41  C
C     42  C
C     43  C
C     44  C
C     45  C
C     46  C
C     47  C
C     48  C
C     49  C
C     50  C
C     51  C
C     52  C
C     53  C
C     54  C
C     55  C
C     56  C
C     57  C
C     58  C
C     59  C
C     60  C
C     61  C
C     62  C
C     63  C
C     64  C
C     65  C
C     66  C
C     67  C
C     68  C
C     69  C
C     70  C
C     71  C
C     72  C
C     73  C
C     74  C
C     75  C
C     76  C
C     77  C
C     78  C
C     79  C
C     80  C
C     81  C
C     82  C
C     83  C
C     84  C
C     85  C
C     86  C
C     87  C
C     88  C
C     89  C
C     90  C
C     91  C
C     92  C
C     93  C
C     94  C
C     95  C
C     96  C
C     97  C
C     98  C
C     99  C
C    100  C

```

PROGRAM 00.00 8290946 14/04/78 21.13.23

***** JOB OF COLLECTION APLS JANT REVEAU P-CARLUR REINO TRE = 0
JOB 8290946, 21.13.23, PROGRAM
COMPILE FORTRAN, CR, MAC
STARTED

LINK 15.06.05 14/04/78 21H15M16S
IMPLANT: APRES TRAITEMENT OPTION FM2
SEGMENT FMPCATA NO 1 IMPLANTATION LONGUEUR DU SEGMENT 4500
LONGUEUR DU SEGMENT 5048

LINK 15.06.05 14/04/78 21H15M16S
ADRESSE DE LA BRANCHE 200
LONGUEUR DE LA BRANCHE 4300
LONGUEUR DU PROGRAMME SUITE 4300
PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE NEG (PAS D'ERREUR)
0115 F2015946 20 = 0301 PAZAR 0002 VATI = 14/04/78
F0028 = 2011 13 46S UGON R 21H 15M 21S CSE=1 = 0300 0596
RC = 0001 = 01

RUN AB:0.0.UL:3000.TIME:10
STARTED

DE 1 ***** DELTA=0.0300 ***** TAU= 142.5098 *****

REMARQUE
30.0000
60.0000
91.0000
121.0000
151.0000
181.0000
211.0000
241.0000
271.0000
300.0000

364.000000
394.000000
424.000000
455.000000
485.000000
515.000000
546.000000
576.000000
606.000000
637.000000
667.000000
697.000000
728.000000
758.000000
788.000000
819.000000
849.000000
879.000000
910.000000

C= 20. DELTA1=.026760** DELTA2=.006200** TAU= 69.82500*

RERADLA=

84.8779
169.7957
254.6935
339.5913
424.4893
509.3870
594.2849
679.1829
764.0806
848.9783
933.8761
1018.7744
1103.6721
1188.5693
1273.4675
1358.3657
1443.2634
1528.1619
1613.0600
1697.9585
1782.8565
1867.7545
1952.6528
2037.5511
2122.4493
2207.3475
2292.2459
2377.1441
2462.0423
2546.9405

C= 30. DELTA1=.039730** DELTA2=.009700** TAU= 44.71701*

RERADLA=

158.1476
316.2151
474.3225
632.4299
790.5376
948.6453
1106.7527
1264.8606
1422.9685
1581.0764
1739.1843
1897.2922
2055.4001
2213.5080
2371.6159
2529.7238
2687.8317
2845.9396
3004.0475
3162.1554
3320.2633
3478.3712
3636.4791
3794.5870
3952.6949
4110.8028
4268.9107
4427.0186
4585.1265
4743.2344

C= 40. DELTA1=.052970** DELTA2=.014100** TAU= 31.57156*

RERADLA=

253.1189
506.2378
759.3567
1012.4756
1265.5945
1518.7134
1771.8320
2024.9507
2277.0691
2530.1874
2783.3058
3036.4241
3289.5425
3542.6608
3795.7791
4048.8974
4302.0157
4555.1340
4808.2523
5061.3706
5314.4889
5567.6072
5820.7255
6073.8438
6326.9621
6580.0804
6833.1987
7086.3170
7339.4353
7592.5536

 N= 50. DELTA1=.066490* DELTA2=.012950* TAU= 23.30441*

RERADLA=

363.5235
727.1069
1090.6902
1454.2736
1817.8569
2181.4403
2544.0236
2907.6069
3271.1902
3634.7735
3998.3568
4362.9401
4726.5234
5090.1067
5453.6900
5817.2733
6180.8566
6544.4400
6908.0233
7271.6066
7635.1900
7998.7733
8362.3566
8725.9400
9089.5233
9453.1066
9816.6900
10180.2733
10543.8566
10907.4400

 N= 60. DELTA1=.000040* DELTA2=.021000* TAU= 13.00000*

RERADLA=

495.4421
990.8837
1485.3253
1980.7669
2475.2085
2970.6501
3465.0917
3960.5333
4455.9749
4951.4165
5446.8581
5942.2997
6437.7413
6933.1829
7428.6245
7924.0661
8419.5077
8914.9493
9410.3909
9905.8325
10401.2741

1.074.02
 1.113.52
 1.143.94
 1.173.36
 1.202.78
 1.232.20
 1.261.62
 1.291.04
 1.320.46
 1.349.88
 1.379.30
 1.408.72
 1.438.14
 1.467.56
 1.496.98
 1.526.40

 Z= 70. DELTA1=.096540** DELTA2=.031030** TAU= 14.74764*

 KERADLA=

649.24
 1298.49
 1947.74
 2597.00
 3246.25
 3895.50
 4544.76
 5194.01
 5843.27
 6492.52
 7141.77
 7791.03
 8440.28
 9089.53
 9738.79
 10388.04
 11037.29
 11686.54
 12335.80
 12985.05
 13634.30
 14283.55
 14932.80
 15582.05
 16231.30
 16880.56
 17529.81
 18179.06
 18828.31
 19477.57
 20126.82

 Z= 80. DELTA1=.114860** DELTA2=.041200** TAU= 11.67514*

 KERADLA=

833.00
 1666.00
 2499.00
 3332.00
 4165.00
 5000.00
 5835.00
 6670.00
 7505.00
 8340.00
 9175.00
 10010.00
 10845.00
 11680.00
 12515.00
 13350.00
 14185.00
 15020.00
 15855.00
 16690.00
 17525.00
 18360.00
 19195.00
 20030.00
 20865.00
 21700.00
 22535.00
 23370.00
 24205.00
 25040.00

 Z= 90. DELTA1=.135410** DELTA2=.057400** TAU= 9.20376*

 KERADLA=

1044.31
 2088.62
 3132.93
 4177.24
 5221.55
 6265.86
 7310.17

7331062
 8335550
 9339930
 1044330
 1148880
 1253320
 1357760
 1462210
 1566650
 1671100
 1775540
 1879980
 1984430
 2088870
 2193310
 2297750
 2402200
 2506650
 2610990
 2715330
 2819670
 2924010
 3028350
 3132690

 *Q=100** DELTA1=.180860** DELTA2=.089570** TAU= 5.52371*

RERADIA=

1487.835
 2975.680
 4463.525
 5951.370
 7439.215
 8927.060
 10414.905
 11902.750
 13390.595
 14878.440
 16366.285
 17854.130
 19341.975
 20829.820
 22317.665
 23805.510
 25293.355
 26781.200
 28269.045
 29756.890
 31244.735
 32732.580
 34220.425
 35708.270
 37195.115
 38683.060
 40171.905
 41659.750
 43147.595
 44635.440

1115 02005946 AN = P300 FAZA= 0000 DATA = 16/04/73
 1.048 = 21H 15M 21S H.FIN = 21H 15M 34S CSR-1 = 00000483
 CP = 00028 HE = 00009 LO = IN = OUT = 00000
 RD = 01 RT = 01

Subprogramul 2

Q = 20%

```

C
C CALCULUL PENTRU Q=20%
C MIUL, RERADLA(25), HI(25), CF(25)
C READLA(25), DELTA2, TA, (RERADLA(I), I=1,25), (HI(I), I=1,25), (CF(I), I=1,25)
C MIUM=1+(RERADLA(1)-RERADLA(25))/2
C MIU=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C RADA=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C RATA=1-(RERADLA(1)+RERADLA(25))/4
C RAI=1+(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C RAI=1-(RERADLA(1)+RERADLA(25))/4
C HI=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C HI=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C CF=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C CF=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C HI=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C HI=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C CF=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C CF=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C MIUL, RERADLA(25), HI(25), CF(25)
C READLA(25), DELTA2, TA, (RERADLA(I), I=1,25), (HI(I), I=1,25), (CF(I), I=1,25)
C MIUM=1+(RERADLA(1)-RERADLA(25))/2
C MIU=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C RADA=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C RATA=1-(RERADLA(1)+RERADLA(25))/4
C RAI=1+(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C RAI=1-(RERADLA(1)+RERADLA(25))/4
C HI=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C HI=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C CF=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C CF=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C HI=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C HI=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C CF=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C CF=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C MIUL, RERADLA(25), HI(25), CF(25)
C READLA(25), DELTA2, TA, (RERADLA(I), I=1,25), (HI(I), I=1,25), (CF(I), I=1,25)
C MIUM=1+(RERADLA(1)-RERADLA(25))/2
C MIU=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C RADA=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C RATA=1-(RERADLA(1)+RERADLA(25))/4
C RAI=1+(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C RAI=1-(RERADLA(1)+RERADLA(25))/4
C HI=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C HI=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C CF=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C CF=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C HI=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C HI=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4
C CF=1+(RERADLA(1)+RERADLA(25))/2
C CF=1-(RERADLA(1)-RERADLA(25))/4

```

EULEROUT 23/05/78 02.54.29

MODULE FZNDATA TYPE P LONGUEUR C710 (U1908)

LIQUEUR 40 1000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000
 LIQUEUR 40 1000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000
 CRITAN 00000 1000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000 0000000

***** FIN DE COMPTABILISATION *****
 ***** FIN DE COMPTABILISATION *****

Tabelul 4-12

JOB 2405940 11/04/78 00.51.47
 FORTRAN STARTED
 FORTRAN 00.00

```

C      CALCULUL GRADULUI DE SUPLETE A FUNCTIEI DE VITEZA DE VEPS
C      (1) A2(1), A3(1), A4(1)
C      (2) V(1), I=1, 40)
1      READ(10, 1) A2, A3, A4
2      WRITE(11, 1) A2, A3, A4
3      A1 = F12, 10, 20, A3 = F12, 10, 20, A4 =
4      F12, 10, 20, A2 = F12, 10, 20, A3 = F12, 10, 20, A4 =
5      DO 5 I=1, 40
6      V(I) = 3 + A2(1) * V(I) + 2 * A3(1) * V(I) + A4(1)
7      WRITE(11, 1) V(I), I=1, 40)
8      PRINT(11, 1) V(I), I=1, 40)
9      STOP
10     END
  
```

FORTRAN 00.00
 R2405940 11/04/78 00.51.47

MODELLE FUNDATA TYPE P LONGUEUR 0440 (01154)

***** FIN DE COMPILATION A PLUS HAUT NIVEAU D'ANNEE REVOITRE = 0) 00.51.58

2405940 11/04/78 00.51.47
 FORTRAN STARTED
 FORTRAN 00.00

FORTRAN STARTED

