

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ  
CATEDRA DE ORGANE DE MAȘINI ȘI MECANISME

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE ORGANE DE MAȘINI ȘI MECANISME
No. 622/98
Data 30.6.98

ing. CARMEN STICLARU

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**CONTRIBUȚII LA STUDIUL**  
**FENOMENULUI DE STICK - SLIP**

**Conducător științific:**  
**prof. dr. ing. MARCU BALEKICS**

1998

# CUPRINS

<b>Capitolul 1. Introducere. Scopul tezei</b> .....	1
<b>Capitolul 2. Considerații asupra dezvoltării tribologiei ca știință independentă, modernă</b> .....	6
2.1. Generalități.....	7
2.2. Scurt istoric.....	10
2.3. Cuple de frecare.....	14
2.4. Suprafața de frecare.....	16
2.5. Regimuri de frecare și regimuri de ungere.....	27
2.5.1. Aspecte teoretice.....	27
2.5.2. Aspecte experimentale - curba lui Stribeck.....	33
2.6. Tribosisteme.....	41
2.7. Bazele cercetărilor experimentale în tribologie.....	46
<b>Capitolul 3. Stadiul actual al cunoștințelor privind fenomenul de stick-slip</b> .....	54
3.1. Scurt istoric al mișcării sacadate.....	55
3.2. Fenomenul de stick - slip.....	56
3.2.1. Forme ale mișcării sacadate.....	56
3.2.2. Explicarea fenomenului.....	58
3.3. Ecuațiile fenomenului de stick - slip.....	73
3.3.1. Ecuațiile pentru mișcarea de translație.....	73
3.3.2. Ecuațiile pentru mișcarea de rotație.....	89
3.4. Instalații experimentale.....	93
3.5. Influența diferiților factori asupra fenomenului de stick-slip.....	103
<b>Capitolul 4. Considerații asupra modelului forței de frecare adoptat pentru studiul fenomenului de stick - slip</b> .....	106
4.1. Modelul generalizat pentru forța de frecare.....	107
4.2. Ecuațiile mișcării, amplitudinii, timpilor de stick și slip.....	110
<b>Capitolul 5. Cercetări experimentale</b> .....	116
5.1. Stand pentru studiul fenomenului de stick - slip.....	117
5.2. Stand pentru măsurarea rugozității suprafețelor.....	127
5.3. Determinări experimentale.....	128
5.4. Influența diferiților factori asupra fenomenului de stick-slip.....	131
5.4.1. Influența materialelor cuplei de frecare.....	131
5.4.2. Influența vitezei relative de alunecare.....	134
5.4.3. Influența rugozității suprafețelor.....	139
5.4.4. Influența forței de încărcare.....	143
5.4.5. Influența rigidității sistemului.....	146
5.4.6. Influența lubrifianțului.....	147
5.5. Influența stick - slip-ului asupra rugozității suprafețelor.....	149
5.6. Oscilațiile de stick - slip în direcția de mișcare.....	153
<b>Capitolul 6. Concluzii și contribuții personale</b> .....	159
<b>Bibliografie</b> .....	166
<b>Anexe</b> .....	175

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

62219E  
300A

***CAPITOLUL 1.***  
***Introducere. Scopul tezei***

În condițiile actuale creșterea duratei de viață a organelor de mașini este o necesitate importantă pentru obținerea unor aparate, instalații și mașini cu fiabilitate ridicată. Având în vedere condițiile severe de funcționare, presiuni și temperaturi ridicate, viteze mari, dar și preciziile mari de prelucrare, de poziționare la viteze mici s-a impus studiul suprafețelor de contact astfel încât să se obțină rezultate conforme cu cerințele impuse de exigențele practicii. Astfel a luat naștere tribologia, ca o știință la limita mai multor domenii de activitate pentru a studia fenomenele ce au loc la suprafața de contact, fenomene ce s-au dovedit a fi diferite față de fenomenele descrise de legile clasice.

Funcționarea cuplelor de frecare la viteze mici prezintă particularități deosebite, deoarece au loc fenomene importante în intimitatea suprafeței de contact, ce se manifestă prin variații ale coeficientului de frecare, oscilații în direcția de mișcare ceea ce pot să ducă la deteriorarea suprafețelor aflate în mișcare, la imprecizii de prelucrare și poziționare, la variații puternice ale încărcărilor, în cazul unor forțe de tracțiune mari. De asemenea, tot ca o manifestare a funcționării cu viteze reduse, pot să apară zgomote, de exemplu la deschiderea sau închiderea unei uși cu viteză mică apar niște "scârțâieli" (dacă lagărul nu este uns), ce nu sunt altceva decât rezultate ale fenomenelor ce au loc la suprafața de contact. Aceleași efecte se sesizează la pornirea sau frânarea vehiculelor pe cale de rulare. La pornirea unui tren se sesizează sacadări ale mișcării până când forța de tracțiune depășește forța de aderență dintre roți și căile de rulare. La oprirea trenului se observă același fenomen însoțit chiar de sunete specifice. Acest fenomen s-a numit stick - slip sau mișcare cu alunecare sau mișcare cu intermitențe.

Lucrarea de față își are sorginea în încercarea de a explica aceste fenomene ce au loc numai în anumite condiții de funcționare. Autorul își propune să studieze cum apare acest fenomen, care sunt factorii de care acesta depinde (materiale ale cuplei de frecare, viteza relativă, forța de apăsare normală, prelucrarea suprafețelor, combinații ale diferiților factori) și cum influențează apariția și dezvoltarea acestuia

alți parametri din funcționarea cuplei de frecare (rugozitatea suprafețelor, oscilații în direcția de prelucrare).

În prima parte se prezintă evoluția în timp a științei care a făcut posibil studiul fenomenelor ce au loc la suprafața de contact - tribologia, având în vedere că este o știință relativ nouă (anul de apariție 1966). În țara noastră cel care introduce tribologia ca știință este prof. dr. ing. Dan Pavelescu, care realizează cercetări importante în acest domeniu, publicând o teză de doctorat în 1967, teză care cuprinde o serie de cercetări referitoare la mișcarea sacadată [P1].

Lucrarea de față face, apoi, un studiu bibliografic ce cuprinde aspecte critice referitoare la diferite aspecte ale tribologiei, cu prezentarea părerilor variate ale autorilor de manuale de tribologie, având în vedere că în țară s-au editat o serie de cursuri în acest domeniu. În final se prezintă părerea autorului cu justificarea acesteia, referitor la clasificarea cuplelor de frecare, a regimurilor de frecare și de ungere.

În capitolul următor se prezintă stadiul actual al cercetărilor referitoare la mișcarea sacadată, istoria acestui fenomen atât din punct de vedere al explicării acestuia cât și din punct de vedere al modelelor acceptate pentru studiu, al ecuațiilor de mișcare ce guvernează desfășurarea în timp a acestuia. Studiul bibliografic cuprinde cercetări efectuate atât teoretic cât și practic de diferiți autori, pentru diferite materiale ale cuplei de frecare și în diferite condiții de funcționare și de experimentare pe standuri ce folosesc cuple de frecare de clase diferite. Concluzia care rezultă în urma acestei cercetări este că fenomenul de stick - slip este determinat în cea mai mare măsură de modul în care variază forța de frecare, respectiv coeficientul de frecare în timp.

Din concluzia care a rezultat în urma stadiului actual, s-a încercat obținerea unui model generalizat pentru forța de frecare în timpul mișcării sacadate, valabil și pentru perioadele de stick și pentru cele de slip. Acest lucru s-a făcut în capitolul 4 ce cuprinde și rezolvarea ecuațiilor de mișcare în aceste condiții, relații pentru calculul oscilațiilor în direcția de mișcare.

Având în vedere că factorul cel mai important în apariția și evoluția fenomenului de stick - slip este coeficientul de frecare, respectiv forța de frecare, în partea de cercetări experimentale se prezintă modalitatea de determinare a acestora în

condițiile mișcării sacadate. Pentru aceasta s-a proiectat și realizat o instalație experimentală privind studiul diferitelor cuple de frecare. Pentru a determina intervalul de viteze pentru care se prezintă încercările efectuate, s-a făcut un studiu prealabil spre a sesiza valorile vitezei relative, pentru materialele de încercat, la care variația coeficientului de frecare prezintă particularități deosebite (prezența mișcării sacadate, absența acesteia pentru aceleași trepte de viteză, rugozitate, încărcare) și s-a ajuns la concluzia că intervalul  $10 - 30 \text{ mm/s}$  are elementele necesare pentru a pune în evidență cele dorite. De asemenea, s-a făcut cercetarea experimentală pentru trepte de viteză apropiate tocmai pentru a scoate în evidență variațiile ce au loc chiar și în aceste condiții la coeficientul de frecare, respectiv la forța de frecare. La alegerea materialelor ce s-au utilizat pe post de epruvete fixe, respectiv mobile, s-a căutat ca acestea să fie cât mai variate, cu aplicații în domeniul de vârf (scule de injecție de precizie ridicată - la care se utilizează pentru ungerea părților active uleiul DME/STE-33; pentru acest ulei s-a studiat variația coeficientului de frecare în regim de ungere mixt în prezența mișcării sacadate - pentru a evidenția faptul că o mică picătură de ulei poate schimba total evoluția coeficientului de frecare și a fenomenului de stick - slip), pentru materiale ce prezintă coeficienți de frecare mici (utilizate pentru lagărele de alunecare sau ghidaje), dar și pentru materiale cu coeficienți de frecare mai mari (utilizate ca elemente de inserție pentru frâne (aluminii)). S-a determinat rugozitatea inițială a suprafețelor încercate, iar după funcționarea în regim de stick - slip s-au repetat aceste măsurări pentru a studia influența mișcării sacadate asupra rugozității, dar și influența prelucrării suprafețelor asupra acesteia. Placa de achiziții de date și soft-ul utilizat (*Virtual Bench* al firmei National Instruments) au permis prelevarea unui număr de peste 200000 de valori în timp real; prelucrarea acestora s-a făcut cu programul EXCEL.

În timpul prelucrării curbelor de variație ale coeficientului de frecare au rezultat aspecte importante ale valorii coeficientului de frecare pentru diferite perechi de materiale, în condiții de funcționare bine determinate.

Pentru a aplica cercetările în domeniul teoretic, s-au calculat cu ajutorul relațiilor deduse în capitolul 4, oscilațiile în direcția de mișcare ale epruvetei mobile pentru toate punctele determinate experimental, rezultând o serie de curbe de variație

care a permis interpretarea influenței diferiților factori asupra oscilațiilor de stick -slip, oscilații ce influențează în mod direct precizia de prelucrare sau de poziționare în cazul în care acestea se realizează cu viteze mici. Curbele determinate experimental și prin calcul se găsesc în partea de anexe A1- A9.

Din toate încercările efectuate, din toate curbele determinate experimental și prin calcul au rezultat o serie de concluzii referitoare la coeficientul de frecare, variația acestuia, la apariția și evoluția în timp a fenomenului de stick -slip, multe dintre ele confirmate de cercetările făcute de alți autori, în alte condiții de funcționare, iar pentru altele s-au găsit explicații ce țin de intimitatea suprafeței de frecare. Toate acestea sunt prezentate în capitolul de Concluzii și contribuții originale.

Cercetările efectuate sunt rodul a opt ani de studii și cercetări atât în plan teoretic cât și practic concretizate și în publicarea unui număr de 15 lucrări științifice, prezentate la diferite sesiuni de comunicări, dintre care 11 ca prim autor ([H4], [H5], [S2], [S3], [S9] - [S15]) și 4 în calitate de coautor ([B3], [B4], [D5], [G3]).

Realizarea cercetării experimentale și teoretice, oricâtă spre o bogată bibliografie de specialitate, ca și elaborarea lucrării s-au bucurat permanent de autoritatea științifică și de generozitatea recunoscută a distinsului dascăl, prof.dr.ing. Marcu Balekics, căruia autorul îi poartă o adâncă recunoștință. În decursul celor nouă ani de activitate autorul a beneficiat de competența și experiența didactică a distinsului îndrumător științific, de spiritul său modern, creativ, de evidentă emulație, fiind stimulat și încurajat permanent de exigență și bunăvoință îmbinate într-o complementaritate firească.

Autorul mulțumește d-lui prof.dr. ing. Valer Dolga pentru sugestiile date pe parcursul elaborării lucrării, pentru atenția cu care a urmărit aspectele teoretice și practice tratate.

Determinările experimentale s-au putut realiza datorită aparatului moderne achiziționată de curând de Catedra OMM; utilizarea acesteia s-a făcut sub îndrumarea d-lui prof.dr.ing. Octavian Gligor.

De asemenea, autorul își exprimă gratitudinea pentru d-nul prof.dr.ing. E. Diaconescu, Universitatea "Ștefan cel Mare" Suceava și pentru d-nul prof.dr.ing. V. Florea, Universitatea "Lucian Blaga" Sibiu.

## **CAPITOLUL 2.**

### ***Considerații asupra dezvoltării tribologiei ca știință independentă, modernă***



### **2.1. Generalități**

Tribologia se ocupă cu studiul fenomenelor ce au loc la suprafața de contact între două corpuri aflate în mișcare relativă. A apărut ca știință de sine stătătoare relativ recent (la sfârșitul anilor '50) în Anglia și s-a dezvoltat rapid datorită progresului tehnic surprinzător ce a rezultat prin aplicațiile practice multiple care au decurs din cercetările teoretice și experimentale. Tribologia s-a constituit ca știință în urma întrepătrunderii diferitelor discipline științifice pentru rezolvarea unor probleme puse de practica industrială, în special pentru a asigura o mai mare durată de viață, în condiții de funcționare corectă a diferitelor organe de mașină.

Eficiența tribologiei a apărut evidentă într-o perioadă de declin a economiei engleze (1966), moment în care H. Peter Jost introduce oficial, într-un raport [ȘI] asupra economiilor ce se pot realiza prin aplicarea acestor rezultate, denumirea de "tribologie" (pentru prima dată în literatura științifică noțiunea de tribologie a fost introdusă de Cameron în 1954). H. Peter Jost, primul președinte al primului Congres de Tribologie, citat în [HI], arată că "fără tribologie sau altfel spus "fără interacțiunea în timpul mișcării", ceea ce înseamnă suprafețe în mișcare de translație sau rotație, viața ar fi imposibilă. Frecarea și uzarea, principalele componente ale tribologiei, au existat din timpuri imemoriabile, dar acum eforturile noastre trebuie concentrate spre a reduce efectele acestora. Cercetările efectuate timp de nouă ani au dovedit că tribologia este un concept modern și interdisciplinar, iar progresul acesteia a dat un nou avânt lumii industriale. Principalul motiv care stă la baza dezvoltării tribologiei este recunoașterea relației dintre principiile de proiectare tribologică și proiectarea pentru execuție, pe de o parte, și a efectelor economice, pe de altă parte. Încă din faza de proiectare se poate controla, într-o oarecare măsură, frecarea și se poate preveni uzarea."

Din acest moment cercetările din acest domeniu devin importante, relevându-se faptul că se pot aplica multe din rezultatele obținute cu sute de ani în urmă de mulți

cercetători. Aceștia erau preocupați de creșterea duratei de viață a elementelor aflate în mișcare relativă, de explicarea și reducerea frecării, uzării și a factorilor care influențează aceste fenomene (primul care a încercat explicarea fenomenului de frecare a fost strălucitul om al Renașterii, Leonardo da Vinci).

Studiile efectuate în tribologie sunt orientate, pe lângă determinarea diferitelor mărimi (forță de frecare, coeficient de frecare, uzură, temperatură de contact, etc.) și spre determinarea legilor care reflectă evoluția și caracterul discret al fenomenelor și influența diferiților parametri asupra acestora.

Tribologia se poate defini, deci, ca știința care studiază interacțiunea complexă (prin șoc, mișcare de alunecare, rostogolire sau pivotare) între cel puțin două corpuri aflate în contact. Se deosebește de alte domenii ale științei care se ocupă de aceste fenomene prin faptul că aplică metode noi de investigare, imbinând cunoștințe din domeniul mecanicii solidelor, lichidelor, gazelor cu cunoștințe din domeniul fizicii clasice, teoriei moleculare a materiei și din domeniul termodinamicii clasice rezultând o știință situată la granița tuturor acestora, unde legile clasice nu se pot aplica întocmai. Tribologia include, pe lângă studiul frecării, și studiul uzării și ungerii, dovedindu-se a fi o știință multidisciplinară și complexă.

S. Jahanmir, din Washington, la un simpozion pentru știință organizat în octombrie 1986 cu un grup relativ redus de tribologi cunoscuți din universități, laboratoare federale și firme industriale, pentru a stabili recomandări privind direcțiile de perspectivă ale cercetării în tribologie, în [J1] definește tribologia ca fiind "unul dintre cele mai importante domenii ale științei și tehnicii, deoarece ea servește drept "sinonim" pentru siguranță, durabilitate și reducerea consumurilor de energie".

În ultimele două decenii, cercetările în domeniul tribologiei s-au dezvoltat atât pe cele trei direcții principale - frecare, uzare, ungere - cât mai ales în domeniul tehnologiei pentru elaborarea unor materiale noi, cu proprietăți tribologice superioare, respectiv în domeniul lubrifianților pentru a obține pentru aceștia o serie de proprietăți care să crească durata de viață, în condiții severe de funcționare, a suprafețelor între care se interpun.

Interferența frecării cu alte discipline se recunoaște prin "preocupările de graniță" din diferite domenii ale științei. Unele păreri autorizate apreciază că cercetările

privind uzarea și frecarea, intensificate mai ales în ultimele decenii, s-au dezvoltat mai încet față de cele ale lubrificației hidrodinamice cu lichide și gaze. Uneori se apreciază că intervențiile matematicii sunt timide, întâmpinând dificultăți, ca de exemplu, adâncirea cunoștințelor asupra mecanismului frecării limite, a coeficientului de frecare,.

Tribologia, fiind o ramură independentă, și-a constituit propriile subramuri pentru a înlesni cercetările fenomenelor ce au loc la suprafața de contact, și anume: tribofizica, tribochimia, tribometria și tribotehnica.

*Tribofizica* se ocupă de fenomenele fizice ce se produc la suprafața de contact, în domeniul submicroscopic datorită mișcării relative și frecării, de exemplu triboluminiscența.

*Tribochimia* studiază transformările în domeniul submicroscopic al materiei care se produc datorită concentrațiilor energetice pronunțate în timpul frecării dintre corpuri.

*Tribometria* este domeniul tribologiei ce se ocupă cu tehnica măsurării mărimilor ce apar în timpul mișcării relative și a determinării solicitărilor mecanice ale corpurilor aflate în contact.

*Tribotehnica* (tribologie industrială) cuprinde aplicațiile industriale ale cunoștințelor obținute teoretic sau, în cele mai multe cazuri, practic la organele de mașini aflate în condiții de funcționare reale.

*Biotribologia* se ocupă cu studiul frecării, uzării și ungerii legăturilor sinoviale. Acestea fac parte din unul din grupurile de legături ale scheletului omenesc, ce sunt caracterizate printr-o cavitate între oasele acoperite de cartilajii în care se află ca lubrifianț lichidul sinovial. Exemple de asemenea biosisteme sunt articulațiile genunchilor și articulațiile șoldurilor. Biotribologia se mai ocupă și cu simularea și reproducerea frecării din legăturile sinoviale pe modele reale, și anume pe proteze.

## *2.2. Scurt istoric*

Primele aspecte practice ale tribologiei se pierd în preistorie, când omul a folosit "energia" rezultată prin "frecare" pentru a aprinde focul [O1]. În urmă cu peste 6000 - 10000 ani a început dezvoltarea marilor civilizații din Orientul Mijlociu. Această dezvoltare puternică a presupus transportul bunurilor create spre alte lumi, pentru schimbul acestora cu alte realizări ale altor popoare. De asemenea au apărut primele războaie, primele construcții (pentru aceasta s-au confecționat primele vârfuri ascuțite pentru arme și pentru realizarea diferitelor "opere de artă" prin abraziunea dintre sculă și piatră). Vechii egipteni transportau tunuri și blocuri imense de piatră pentru diverse construcții pe sănii utilizând diferite lichide între talpa săniilor și sol. În urmă cu peste 5000 de ani s-a inventat roata și s-a înlocuit "frecarea de alunecare" cu "frecarea de rostogolire" utilizând role între sănii și sol [B1].

Tot în Egiptul antic, o minte ingenioasă a descoperit că orice roată se mișcă mai ușor și se deteriorează mai greu dacă între osie și alezajul roții se introduce unsoare animală sau melci. Acest lucru a dus la concluzia că dacă zona contactului este umedă frecarea este mai redusă și s-a început experimentarea cu diferite substanțe pentru ungere. Una din substanțele cel mai des utilizate ca grăsime universală a fost uleiul de măsline. S-a observat că la suprafețele noi sau curate aflate în contact, uleiul de măsline curgea repede, dar după un timp de funcționare, când uleiul s-a amestecat cu praf, mizerie sau cu diferite componente arse ale acestuia, s-a format o pastă care adera mai bine la suprafețe astfel încât reungerea se făcea mai rar. După această perioadă s-a observat, după cercetări arheologice, că s-a folosit la ungere ulei de măsline amestecat cu var.

Următoarea etapă în evoluția ungerii a constituit-o apariția uleiului mineral. În multe regiuni țiteiul a apărut la suprafață în mod spontan, fără să existe documente că s-ar fi folosit la ungere, ci la etanșarea bărcilor și în medicină.

Pentru industria extractivă a țiteiului se consideră "anul de naștere" 1859, când s-au început forările în Pennsylvania. Rafinarea superioară a țiteiului și obținerea lubrifianților moderni sunt creații ale marii dezvoltări industriale.

Primele mașini cu abur se roteau cu maximum o rotație pe minut. Când viteza unghiulară a început să crească, au apărut și pretențiile față de lăgăruire și ungerea lăgărelor. Au apărut unsoarele consistente în deceniul al VIII-lea al secolului trecut, săpunuri pe bază de calciu sau natriu; în 1940 începe producerea de unsoare consistentă pe bază de litiu, iar după 1960 se fabrică unsoare consistentă pe bază de săpunuri complexe de aluminiu. După 1950 începe folosirea gazului ca lubrifianț.

Primele studii științifice în domeniul tribologiei se datorează lui Leonardo da Vinci (1452-1519), marele artist și savant al Renașterii, precursor al științelor experimentale moderne, care în 1509 a stabilit existența unui raport stabil între forța care se opune înaintării și greutatea corpului care se deplasează (acest raport a fost denumit mai târziu coeficient de frecare); de asemenea, a stabilit că acest raport este mai mic dacă cele două suprafețe se ung sau se netezesc, iar uzarea suprafețelor crește odată cu încărcarea. Este primul cercetător care a conștientizat fenomenele de frecare și implicațiile negative pe care acestea le au în funcționarea sistemelor mecanice.

Cunoștințe noi s-au adăugat prin cercetările lui Amontons (1663 - 1705), Isaac Newton (1643 - 1727), Coulomb (1736 - 1806), Leibnitz (1648 - 1716), Tower, Reynolds, Petroff, Stribeck, Gumbel, Kragelski, Cameron, Dowson, Bowden, Block, Grubin, Fleischer, Tross etc.

Dintre cercetările acestora se pot aminti următoarele:

În 1687, Newton stabilește legea de variație a frecării în interiorul fluidelor, și anume "Rezistența internă pe care o opun fluidele este proporțională cu viteza pe care părțile fluidului se separă una de cealaltă" ("Philosophiae naturalie principie mathematica" [P1]).

În teoria explicării forței și coeficientului de frecare se continuă ideile lui Leonardo da Vinci pornind de la considerente pur geometrice, și anume că forța de frecare ar fi în principal o energie consumată pentru a se depăși microasperitățile (ipoteza lui Parent 1704). Wong remarcă abia după două secole (1926) că, deși

rugozitățile pot juca un rol important, această interpretare, luată singular, este insuficientă atunci când suprafețele în frecare sunt superfînitate, deoarece atunci frecarea poate fi atât de mare încât să ducă la o uzare rapidă, deoarece intervine interacțiunea moleculară [P2].

Spre sfârșitul secolului al XIX-lea sunt fundamentate cercetările teoretice privind curgerea fluidelor viscoase (în 1886 Reynolds fundamentează teoria ungerii hidrodinamice). De aici s-au dezvoltat teorii cu aplicații la lagăre: Petroff stabilește în 1888, formula pentru frecarea viscoasă între doi cilindri coaxiali.

În prima parte a secolului al XX-lea Hardy (1919, 1936) introduce pentru prima dată teoria adeziunilor moleculare la descrierea fenomenului de frecare, deoarece a observat că, în multe cazuri, forța de frecare este independentă de rugozitate [P2]. Această teorie este fundamentată după 1939 de Bowden și Tabor, care explică frecarea prin "ruperea punților de sudură" ce se formează, în principal, datorită interacțiunilor moleculare la temperaturi presupuse a fi ridicate în punctele de contact sau dacă materialele respective permit formarea de compuși solizi intermetalici.

Mai aproape de adevăr se situează teoriile mixte ale frecării ce s-au dezvoltat în diferite variante după 1940, toate având ca idee faptul că frecarea se datorește asperităților și forțelor moleculare, aceste două fenomene având ca bază comună distrugerea coeziunii moleculare, și anume atât coeziunea din interiorul proeminențelor în cazul suprafețelor rugoase, cât și coeziunea dintre moleculele ambelor suprafețe netede de contact (Ernst și Merchant [P2]).

Cea mai nouă și complexă teorie referitoare la frecare este datorată lui Davies, Kuznețov, Semenov și explică frecarea printr-o teorie energetică - cuantică. De asemenea Schurman și Warlow - Davies au propus teoria electrostatică a frecării, prin care se sugerează transferul de electroni de pe o suprafață de frecare pe alta și crearea și menținerea unei anumite diferențe de potențial electric [P2].

În perioada 1947 - 1952, Lundberg și Palmgren fundamentează teoretic și experimental uzarea prin oboseală de contact, cu aplicații la rulmenți.

Având în vedere implicațiile importante ale tribologiei în buna funcționare a roților dințate, s-au pus la punct o serie de teorii și criterii de determinare a diferiților parametri care stau la baza creșterii duratei de viață a angrenajelor - criteriul

temperaturii instantanee "Flash Temperature" a lui Block (1937) și criteriul temperaturii mediu integrate legat de numele lui Niemann și Lechner (1965).

În domeniul ungerii, în 1949 Grubin și Petrusevicz pun bazele teoriei ungerii elastohidrodinamice (EHD).

În urma Conferinței plenare ASME și ASLE (octombrie 1986, Pittsburg, Pennsylvania) au reieșit ca probleme importante pentru cercetările în domeniul tribologiei următoarele:

1. modele de prognoză a frecării, uzării și scoaterii din funcționare;
2. particularitățile microscopice și chimice ale procesului ungerii;
3. mecanismele de prevenire a uzării la nivel microscopic;
4. materiale și lubrifianți pentru aplicații la temperaturi ridicate.

În ultimul deceniu cercetările din domeniul tribologiei s-au dezvoltat atât pe cele trei direcții de bază - frecare, uzare, ungere - cât și în domenii tehnologice privind elaborarea unor materiale noi, cu proprietăți tribologice superioare, obținerea unor lubrifianți cu caracteristici superioare.

De asemenea au apărut domenii noi în care tribologia are largi implicații: tehnica spațială, tehnica nucleară, robotica, tehnica de calcul, tehnica audio - video, etc.

Decalajul dintre cercetările din domeniul matematicii, fizicii, chimiei, termotehnicii și tribologie se menține în studiul fenomenului uzării. Deși în definirea naturii intime a uzării intervin efecte datorate deformărilor elastice și plastice, oboselii stratului superficial, încălzirilor locale și fluxurilor termice, aspecte care s-ar preta la tratarea teoretică, matematică, datorită complexității fenomenului și acțiunii simultane a diferiților factori care înlesnesc prezența mai multor factori aleatorii, intervenția aparatului matematic a întâmpinat mult timp greutăți și limitări. Totuși, acolo unde matematica clasică nu a putut interveni, cum ar fi cazul studiului analitic al fenomenului uzării, statistica matematică înlesnește posibilitățile de calcul (este meritul prof. dr. ing. Dan Pavelescu, care în teza de doctorat, introduce pentru prima dată noțiunile de statistică la studiul uzării [P1]). Metodele moderne, cum sunt teoria planului de experiențe, corelația multiplă permit stabilirea unor relații de dependență complexă a parametrilor care influențează procesul uzării, chiar când influența și

interdependența diferiților factori sunt de ordin superior. Tehnica modernă de calcul devine un ajutor prețios în cazul unor astfel de cercetări complexe, ușurând stabilirea ponderii factorilor și a relației dintre aceștia și uzare.

Ritmul cercetărilor din domeniul tribologiei este alert, dovadă fiind numeroasele reviste de specialitate de circulație internațională: Journal of Tribology, Wear, ASLE Transactions, Tribology International, Lubrication, Engineering, Acta Tribologica, Schmierungstechnik, Tribologia i Lubrificazione, etc., precum și diferitele manifestări științifice internaționale: Congresele europene de tribologie (EUROTTRIB), conferințele anuale ale diverselor societăți cu specific tribologic, ASLE, ASME, Simpozionul de tribologie Leads - Lion, etc.

Rezultatele obținute de Școala românească de tribologie ocupă un loc de seamă în literatura de specialitate. Cercetările elaborate în țara noastră au urmărit atât latura teoretică, precum și cea aplicativă, abordând o tematică destul de variată referitoare la frecarea și uzarea lagărelor, a motoarelor și compresoarelor, a pompelor, roților dințate și rulmenților, sculelor așchietoare și ghidajelor, comportarea uleiurilor și aditivilor chimici, maselor plastice, metode noi de măsurare etc.

Efectele economice realizate prin introducerea noilor cercetări în domeniul tribologiei sunt deosebite, dovadă stau numeroasele studii întreprinse în ultimii ani în țări puternic industrializate. Se estimează că aproximativ 10% din energia consumată de om este disipată în procesele de frecare astfel încât reducerea frecărilor cu câteva procente, pentru fiecare cuplă de frecare are efecte economice considerabile în special în industrie și transporturi [P1].

### *2.3. Cuple de frecare*

Din cele prezentate anterior rezultă că elementul de bază ce trebuie studiat în cadrul tribologiei, cel care determină buna funcționare a unei mașini este legătura dintre suprafețele ce vin în contact, aflate în mișcare relativă, și anume cupla de frecare. Aceasta se definește ca fiind legătura mobilă între două sau mai multe



elemente aflate în contact, supuse unei mișcări relative de alunecare, rostogolire, pivotare sau combinații ale acestora (sau tendinței de mișcare relativă).

Cuplele de frecare sunt identice cu cuplele cinematice studiate la mecanisme, diferența fiind că la cuplele de frecare ne interesează toate aspectele care intervin în funcționarea acestora, și anume frecarea, uzarea, ungerea, temperatura în zona de contact, dimensiunile macro și microgeometrice ale suprafeței de contact, nu numai aspectele cinematice. Marea varietate a cuplelor cinematice, respectiv, de frecare întâlnite în construcția de mașini, atât de ordin superior cât și inferior, ca și diversitatea instalațiilor de modelare a frecării și uzării, impune clasificarea cuplelor de frecare și cinematice după diferite criterii.

Clasificarea cuplelor cinematice se face în funcție de numărul gradelor de libertate suprimate de acestea în timpul mișcării relative [B5].

Clasificarea cuplelor de frecare se face după tipul contactului dintre suprafețe. Din acest punct de vedere există mai multe clasificări ale cuplelor de frecare, în funcție de criteriile acceptate de diferiți autori.

În țara noastră prima clasificare sistematică a cuplelor de frecare o face prof.dr.ing. Dan Pavelescu în teza de doctorat [P1], criteriul după care clasifică fiind tipul contactului între suprafețe și numărul contactelor dintre suprafețe, conform căruia există patru clase de cuple de frecare:

- cuple de frecare de clasa I - suprafețele cu contact punctiform;
- cuple de frecare de clasa a II-a - suprafețe cu contact liniar;
- cuple de frecare de clasa a III-a - suprafețe cu contact pe suprafață plană;
- cuple de frecare de clasa a IV-a - suprafețe cu contact pe suprafață cilindrică sau sferică, interioară sau exterioară.

Fiecare din aceste clase de cuple de frecare cuprinde cinci grupe în funcție de numărul contactelor între suprafețe, 1 - 2 - 3 - 4 - diverse contacte.

Pomind de la această clasificare, diferiți autori de manuale de tribologie din țară au folosit același criteriu, dar au introdus alte clase de cuple de frecare, de exemplu în [O1] apare cupla de frecare de clasa a V-a la care una din suprafețe este mediul lichid, gazos sau solid, sub formă de particule.

Pornind de la postulatul că o clasificare trebuie să fie simplă și concisă, am adoptat criteriul clasificării cuplelor de frecare după tipul contactului dintre suprafețe, și anume:

- cuple de clasa I - cuple cu contact punctiform;
- cuple de clasa a II-a - cuple cu contact liniar;
- cuple de clasa a III-a - cuple cu contact pe suprafață.

În această clasificare, clasa a III-a cuprinde cuplele cu contact pe suprafață în care se includ atât cele cu contact pe suprafață cilindrică cât și plană; considerăm că nu este necesară încadrarea în clase diferite, deoarece nu se justifică o nouă clasă numai printr-o diferență de exprimare geometrică a razei de curbură a suprafețelor (la suprafețele plane raza de curbură este  $\infty$ ; în acest caz se pune problema de la ce valoare a razei de curbură se consideră că aceasta tinde sau nu la infinit).

Modul de abordare al studiului din punct de vedere tribologic prezintă particularități deosebite pentru cuplele cu contact punctiform și liniar; pentru cuplele cu contact pe suprafață studiul se face introducându-se dimensiunile geometrice și proprietățile materialelor în diferite relații de calcul sau modele experimentale (solide pline sau particule de dimensiuni mai mari sau mai mici (vezi cuplele de clasa a V-a din [O1] - prelucrarea prin așchiere, deformare plastică, prelucrarea solului, transportoarele cu bandă -, lichide sau gaze); pentru toate aceste cazuri modul de abordare este același; nu există fenomene fundamentale prin care să difere astfel încât să fie necesară introducerea uneia sau chiar a mai multor clase de cuple de frecare.

În tabelul 2.1 se prezintă clasificarea cuplelor de frecare adaptată în condițiile postulatului menționat, cu observațiile făcute anterior.

### *2.4. Suprafața de frecare*

La solicitarea mecanică a organelor de mașină prin rostogolire, alunecare, pivotare, transmiterea forței, puterii, turației, lucrului mecanic, energiei de la un element la celălalt al cuplei de frecare se face prin intermediul suprafeței de frecare.

Tabelul 2.1.

Cuple de frecare de clasa I (contacte punctiforme)	Cuple de frecare de clasa a II-a (contacte liniare)	Cuple de frecare de clasa a III-a (contacte pe suprafață)

622198  
36.6 A

Suprafața de frecare este caracterizată de dimensiunile geometrice cât și de microgeometria proprie, atât din punct de vedere dimensional cât și al neregularităților de pe suprafață; de asemenea, este caracterizată mai ales de distribuția și deformarea acestora în timpul funcționării.

Existența neregularităților pe suprafață este inevitabilă, indiferent de material sau procedeu tehnologic și este cauzată de caracterul discret al materiei și perturbațiile care apar în orice proces tehnic, în condiții reale. Mărirea finisării poate micșora rugozitățile, dar nu le poate evita.

Procesul de frecare - uzare este condiționat și la rândul său condiționează suprafața de frecare, chiar mai mult această intercondiționare are efecte până la o anumită adâncime în substratul de contact.

Suprafețele active ale elementelor în contact, în funcționarea cuplei, suferă modificări continue, concretizate prin deformația elastică, elasto - plastică sau plastică a rugozităților, în funcție de un complex de factori, care includ: natura materialelor, duritatea superficială, mărirea forței normale, tipul cuplei, forma, dimensiunile și distribuția inițială a asperităților.

Astfel, stratul superficial de material al elementelor unei cuple de frecare, dobândește un aspect caracteristic, evidențiat de Caubet, conform figurii 2.1 [H1], [P3].

Existența celor patru straturi a primit o recunoaștere cvasigenerală în literatura de specialitate, părerile fiind încă diferite în ceea ce privește grosimea acestor straturi.

Se observă că, față de structura materialului de bază, stratul superficial are o textură puternic deformată și neomogenă chimic. Stratul exterior, numit Beilby, apare în urma topirii și curgerii locale datorate interacțiunilor moleculare de suprafață. Interacțiunea cu mediul înconjurător se regăsește prin prezența moleculelor străine, absorbite de structura de bază, care va fi contaminată cu produși de reacție, în general oxizi. Pentru oțeluri, oxizii de fier apar în straturi, funcție de saturația în oxigen ( $Fe_2O_3$ ,  $Fe_3O_4$ ,  $FeO$ ). Alte elemente chimice din atmosferă apar sub forma unui film de grosime moleculară, absorbite de stratul exterior.

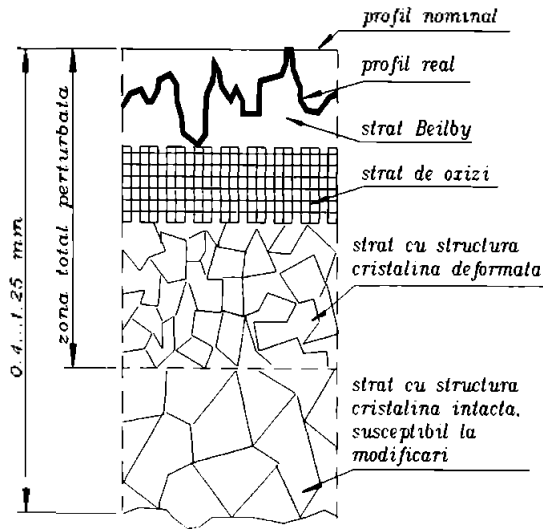


Fig. 2.1

Datorită interacțiunii cu mediul și cu suprafețele conjugate, în timpul funcționării, topografia inițială a suprafețelor de frecare va fi mult modificată, iar studiul ei, cu un nivel de încredere ridicat, ar necesita alcătuirea unor hărți tridimensionale [H1].

Fără de profilul ideal, profilul real al unei suprafețe prezintă următoarele tipuri de abateri - conform STAS 5730/1-89, (fig.2.2):

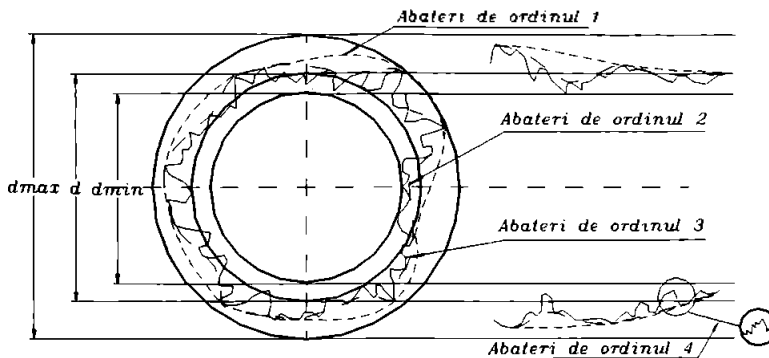


Fig. 2.2

- *abateri de ordinul 1 (de formă)*, care reprezintă abateri de la forma ideală a profilului (dreaptă, cerc, cilindru, sferă); ele sunt generate de imprecizia prelucrării mecanice prin factori care depind de condițiile de lucru (deformații elastice ale sistemului tehnologic mașină - piesă - sculă, deformații termice ale componentelor mașinii sau piesei, uzarea sculei etc.) și factori care nu depind de condițiile de lucru (imprecizia geometrică a mașinii, imprecizia cinematică, imprecizia de măsurare și reglare a dispozitivelor);
- *abateri geometrice de ordinul 2 (ondulații)*, care reprezintă neregularități a căror lungime de undă este de câteva ori mai mare decât amplitudinea lor; ele apar paralel și perpendicular pe direcția de deplasare a sculei așchietoare și sunt cauzate de vibrațiile din procesul de prelucrare. Ondulațiile paralele cu mișcarea sculei au înălțimea corespunzătoare amplitudinii vibrațiilor și lungimea de undă corespunzătoare frecvenței acestora. Aspectul acestor ondulații este sinusoidal. Cele dispuse perpendicular pe direcția de deplasare a sculei au aceleași cauze, dar sunt de amplitudine mai mică [T3];
- *abateri geometrice de ordinul 3 (rugozități)*, care reprezintă caracteristica principală în topografia unei suprafețe și apar ca o succesiune de proeminente și goluri;
- se pot defini *abateri de ordinul 4* și mai mare, ca fiind smulgeri, urme de sculă, goluri aperiodice etc.

Aprecierea cantitativă a rugozității suprafețelor, conform standardului citat, se face cu ajutorul unui set de parametri de rugozitate, printre care, cei mai importanți sunt:

- ◆ abaterea medie a profilului față de linia medie,  $R_a$ :

$$R_a = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l |y| \cdot dx \quad (2.1)$$

- ◆ adâncimea de nivelare,  $R_p$ :

$$R_p = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l y \cdot dx \quad (2.2)$$

- ◆ înălțimea maximă a rugozităților,  $R_{max}$ :

$$R_{max} = |y_{pmax}| + |y_{vmax}| \quad (2.3)$$

unde:  $y_{p \max}$  = cota celei mai înalte proeminențe care apare într-un interval de măsurare egal cu lungimea de referință;

$y_{v \max}$  = cota celei mai adânci văi care apare într-un interval de măsurare egal cu lungimea de referință;

$R_{max}$  determină poziția (cota) planelor tangente exterior, respectiv interior, la profil.

◆ înălțimea rugozităților în 10 puncte,  $R_z$ :

$$R_z = \frac{1}{5} \cdot [(R_1 + R_3 + R_5 + R_7 + R_9) - (R_2 + R_4 + R_6 + R_8 + R_{10})] \quad (2.4)$$

unde:  $R_{1,3,5,7,9}$  = cotele celor mai înalte cinci proeminențe care apar pe o lungime de referință;

$R_{2,4,6,8,10}$  = cotele celor mai adânci cinci văi care apar pe o lungime de referință.

În literatura germană, parametrul  $R_z$  este definit conform standardului DIN. Pentru determinarea acestui parametru, se împarte lungimea de bază  $L$  în cinci intervale egale; pe fiecare interval se măsoară  $R_{zi}$  ( $i = 1 \dots 5$ ), ca distanța dintre cel mai adânc gol și cea mai înaltă proeminență din interval.  $R_{z \text{ DIN}}$  rezultă ca medie aritmetică a valorilor  $R_{zi}$ :

$$R_{z \text{ DIN}} = \frac{1}{5} \cdot \left( \sum_{i=1}^5 R_{zi} \right) = \frac{1}{5} \cdot (R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} + R_{z4} + R_{z5}) \quad (2.5)$$

◆ abaterea medie pătratică a profilului,  $R_q$ :

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \cdot \int_0^l y^2 \cdot dx} \quad (2.6)$$

Parametrii enumerați rezultă prin prelucrarea statistică a datelor furnizate de o profilogramă. Profilul apare ca o curbă  $y(x)$ , direcția axei  $x$  fiind paralelă cu profilul nominal, iar direcția axei  $y$  fiind perpendiculară pe acesta. Parametrii de rugozitate nu au aceeași origine de măsurare:

-  $R_q$  - se măsoară de la linia medie a profilului (determinată ca acea linie pentru care abaterea pătratică a profilului este minimă);

-  $R_{max}$  - se măsoară între planele tangente interior și exterior profilului;

-  $R_p$  - se măsoară de la planul tangent exterior și reprezintă cota la care s-ar genera o suprafață perfect netedă prin redistribuirea proeminențelor în goluri.

În figura 2.3 sunt redați sintetic parametri de rugozitate.

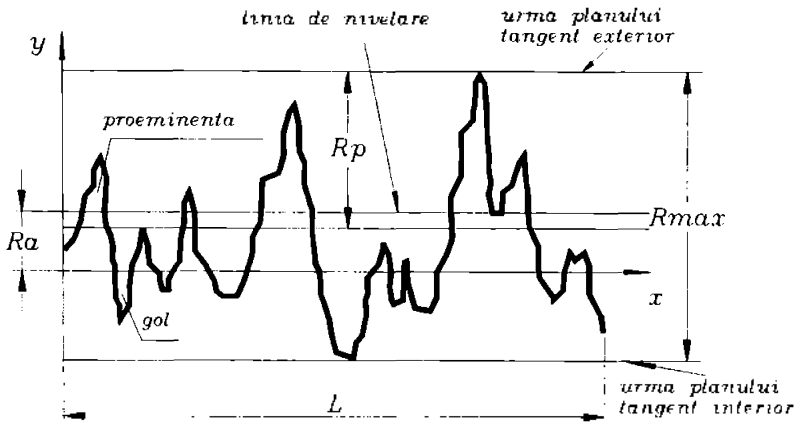


Fig. 2.3

Din punct de vedere statistic, profilul suprafețelor poate fi asimilat unui proces staționar de tip aleator, astfel încât, pentru obținerea parametrilor de rugozitate și descrierea proprietăților suprafețelor, se pot utiliza metodele statistice.

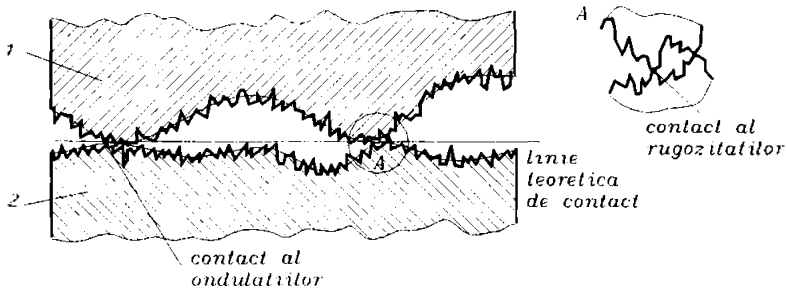
Cunoașterea topografiei suprafețelor este importantă atât pentru explicarea, cât și pentru evaluarea fenomenelor legate de frecare. Comportarea suprafețelor însă, nu este caracterizată numai prin valori ale parametrilor definiți anterior; [H1] arată că, în cazul frecării uscate, fenomenele își găsesc explicații consistente, bazate pe observarea formei și distribuției vârfurilor. La contactul suprafețelor la care frecarea este uscată, se pare că distribuția și forma golurilor este nesemnificativă, fiind determinante caracteristicile părții superioare a structurii. Pentru suprafețele în contact între care există lubrifiant, sunt importante, în aceeași măsură, atât partea superioară, cât și cea inferioară a profilului.

O metodă nouă de descriere a profilurilor rezultate prin diferite procedee tehnologice este aceea de evaluare a dimensiunilor fractale ale suprafețelor. Modelarea acestora se face cu o funcție continuă, nediferențibilă de tip Weiestrass-Mandelbrot.



Aceasta este prelucrată cu metoda puterii spectrale, metoda acoperirii, a variației sau celulei pătrate [H2].

Abateră de la forma ideală a suprafețelor sugerează faptul că, la o apropiere relativă oricât de ridicată, practic, contactul nu va avea loc niciodată după *aria nominală* a suprafeței cuplei (determinată cu dimensiunile geometrice ale suprafețelor nominale, teoretice). *Aria reală* de contact va fi doar o anumită parte din aria nominală, mărimea ariei reale fiind determinată de suma microzonelor rugozităților care vin în contact direct. Se definește și noțiunea de *arie aparentă*, ca sumă a ariilor de contact ale undulațiilor suprafețelor cuplei (fig.2.4).



**Fig. 2.4**

Între cele trei tipuri de arii (nominală, aparentă și reală) există relația generală:

$$A_n \geq A_a \geq A_r \quad (2.7)$$

Pentru cuplele de clasă I se admite egalitatea acestor arii; pentru cuplele de clasa a II-a se admite egalitatea ariei reale cu cea aparentă; pentru cuplele inferioare, însă, aria reală este cu două, trei sau mai multe ordine de mărime mai mică decât aria nominală, fapt cu implicații directe asupra presiunii reale de contact și a portanței cuplei.

Pentru aprecierea regimului de deformație a asperităților se utilizează indicele de plasticitate. Pentru modelul sferic al rugozităților, indicele de plasticitate dedus de Greenwood și Williamson, are expresia [T2]:

$$\psi = \frac{E'}{D_{HB}} \cdot \sqrt{\frac{R_q}{r}} \quad (2.8)$$

unde  $E'$  = modul de elasticitate echivalent al suprafețelor cuplei de frecare:

$$E' = 2 \cdot \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (2.9)$$

$\nu_{1,2}$  = coeficienții Poisson pentru materialele celor două suprafețe ale cuplei de frecare:

$D_{HB}$  = duritatea Brinell a materialului mai moale;

$R_q$  = abaterea medie pătratică a rugozităților;

$r$  = raza echivalentă a asperităților:

$$r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (2.10)$$

în care, 
$$r_{1,2} = \frac{l_{h_{1,2}}^2}{8 \cdot h_{1,2}} \quad (2.11)$$

$r_{1,2}$  - razele echivalente ale profilelor de rugozitate ale celor două suprafețe ale cuplei de frecare;

$l_{h_{1,2}}$  = lățimea asperității la înălțimea  $h$  de vârful acesteia ( $h = 0,06 \cdot y$ ) [K2].

Interpretarea indicelui de plasticitate se face prin compararea valorii obținute cu valoarea de prag  $\psi = 0,6$ , care corespunde începutului deformării elasto-plastice. Pentru  $\psi \geq 1$  deformația are caracter plastic.

Altă mărime caracteristică suprafețelor în contact este apropierea,  $a$ . Aceasta este influențată de mărimea forței normale  $F_N$  din cupla de frecare, de natura materialelor și mărimea asperităților. Datorită topografiei specifice, dată de rugozități, apropierea absolută variază între  $R_{max}$  și 0. Valoarea minimă este pur teoretică, apropierea fiind limitată fizic și condiționată de materializarea planelor de nivelare.

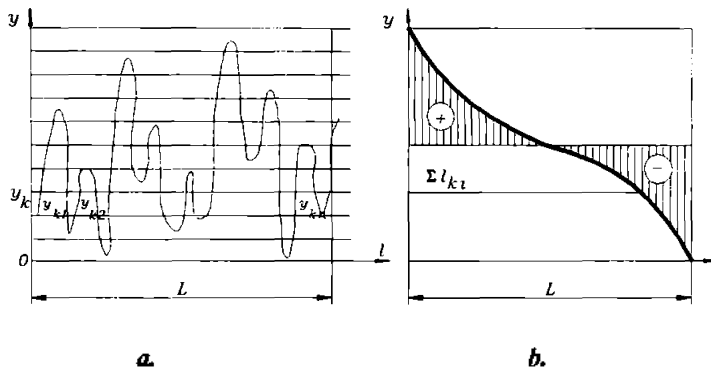
Pentru a caracteriza apropierea, se utilizează noțiunea de apropiere relativă, definită ca raport între apropierea absolută și înălțimea maximă a rugozităților:

$$\epsilon_r = \frac{a}{R_{max}} \quad (2.12)$$

În practică,  $\epsilon_r$  se găsește în jurul valorii de 0,4 [K2].

O caracteristică importantă și complexă a suprafețelor de frecare este curba de portanță (sau curba Abbott - Firestone), care, pe baza parametrilor ei, permite determinarea analitică a ariei și presiunii reale de contact.

În acest scop se utilizează profilogramele înregistrate grafic pentru cele două suprafețe ale cuplei de frecare. Fiecare profilogramă se prelucrează pentru determinarea parametrilor  $R_a$ ,  $R_q$ ,  $R_{max}$ ,  $R_p$ ,  $r$ . Curba de portanță Abbott-Firestone se trasează ducând urmele unor plane de nivel echidistante, care intersectează profilul după segmente de lungime  $l_i$ ; aceste segmente se însumează pe fiecare nivel, rezultând lungimea portanță a fiecărui nivel (fig.2.5 a, b)



**Fig.2.5**

Pentru determinarea parametrilor curbei de portanță este necesară cunoașterea portanței nivelului  $p$ ,  $t_p$  care se calculează ca raportul:

$$t_p = \frac{l_p}{L} \tag{2.13}$$

unde:  $l_p$  = lungimea portanță a nivelului  $p$ ; aceasta se obține de pe curba de portanță, ca fiind acel plan a cărui urmă determină arii egale sub și deasupra curbei (fig.2.5).

Partea superioară a curbei de portanță (până la punctul de inflexiune) se poate exprima analitic sub forma:

$$\eta = b \cdot e^{\nu} \tag{2.14}$$

unde:  $e_r$  = apropierea relativă;

$b, \nu$  = parametrii curbei de portanță, ce au expresiile:

$$v = 2 \cdot t_p \cdot \frac{R_p}{R_a} - 1 \quad (2.15)$$

$$b = t_p \cdot \left( \frac{R_{max}}{R_p} \right)^v \quad (2.16)$$

Pentru calculul presiunii și ariei reale de contact se determină parametrii curbei de portanță caracteristici pentru cupla de frecare, prin compunerea parametrilor curbelor de portanță individuale ale celor două suprafețe aflate în contact (notate cu indici 1 și 2) [B1], [K1].

$$v = v_1 + v_2 \quad (2.17)$$

$$b = K \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot \frac{(R_{max1} + R_{max2})^v}{R_{max1}^{v_1} \cdot R_{max2}^{v_2}} \quad (2.18)$$

$$K = \frac{\Gamma(v_1 + 1) \cdot \Gamma(v_2 + 1)}{\Gamma(v_1 + v_2 + 1)} \quad (2.19)$$

Valorile funcției  $\Gamma$  sunt date tabelar în [B2], [K2].

$$\frac{1}{R_{max}} = \frac{1}{R_{max1}} + \frac{1}{R_{max2}} \quad (2.20)$$

$$\frac{1}{R_a} = \frac{1}{R_{a1}} + \frac{1}{R_{a2}} \quad (2.21)$$

$$\frac{1}{R_{q1}} = \frac{1}{R_{q1}} + \frac{1}{R_{q2}} \quad (2.22)$$

$$\frac{1}{t_p} = \frac{1}{t_{p1}} + \frac{1}{t_{p2}} \quad (2.23)$$

$$\frac{1}{R_p} = \frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{p2}} \quad (2.24)$$

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad (2.25)$$

$$E' = 2 \cdot \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]^{-1} \quad (2.26)$$

Calculul presiunii reale de contact se face cu următoarele ipoteze [K2]:

- suprafețele sunt rugoase, după un model sferic al asperităților;
- deformațiile în regim elastic respectă legea lui Hertz;
- deformațiile în regim plastic se datorează unei presiuni de contact medii egale cu microdunitatea (aproximativ egală cu dunitatea Brinell și Vickers,  $H \approx HB \approx HV$ ).

$$p_r = (K_3 \cdot B)^{\nu} \left( \frac{R_p}{r} \right)^{\omega + \nu} \cdot \left( \frac{F_N}{\alpha \cdot t_m \cdot A_a} \right)^{\frac{\omega}{\nu + \omega}} \quad (2.27)$$

unde:  $t_m$  = portanța nivelului corespunzător liniei medii;

- între  $t_m$  și  $t_p$  există relația [K2]:

$$t_p = b \cdot \left( \frac{a}{R_{\max}} \right)^{\nu} = t_m \cdot \left( \frac{a}{R_p} \right)^{\nu} \quad (2.28)$$

- valorile coeficienților  $\alpha$ ,  $\omega$ ,  $B$ ,  $K_3$  sunt exprimate tabelar în [K1], [B1], în funcție de tipul deformației și rugozitatea suprafețelor.

Cunoașterea presiunii reale de contact permite și determinarea ariei reale de contact, din relația :

$$\eta = \frac{A_r}{A_u} = \frac{P_u}{p_r} \quad (2.29)$$

Literatura este foarte bogată în relații de calcul aproximativ al presiunii reale, ariei aparente și reale de contact, în diverse situații. [B1], [K1], [P2]. Aceste relații de calcul sunt valabile în anumite condiții, ele trebuind să fie verificate de fiecare dată când se aplică din punct de vedere al condițiilor de funcționare și al condițiilor în care s-au determinat.

## **2.5. Regimuri de frecare și regimuri de ungere**

### **2.5.1. Aspecte teoretice**

Frecarea este un proces complex de natură mecanică, moleculară și energetică ce are loc la suprafața de contact a două elemente aflate în mișcare relativă, care se

poate produce în absența lubrifiantului (frecare uscată) sau în prezența acestuia (frecare fluidă).

*Frecarea uscată*, privită în mod riguros, presupune absența oricărui tip de lubrifiant între suprafețele aflate în mișcare relativă și, implicit, posibilitatea contactului direct între neregularitățile acestora. Frecarea uscată ideală are loc numai în vid înaintat, deoarece la funcționarea cuplei de frecare în mediu ambiant, se formează prin absorbție de gaze (hidrogen, azot, oxigen) pelicule subțiri pe suprafețele în contact.

Procesul de frecare pe suprafețele metalice curate este caracterizat printr-un coeficient de frecare ridicat și o uzare intensă ca urmare a proprietăților lor deosebite: energie superficială și reactivitate ridicată, solubilitate reciprocă. În același timp și datorită aceluiași cauze, suprafețele curate rețin cu ușurință chiar și urme de substanțe străine: gaze, vapori, substanțe organice. Noua suprafață formată are de regulă un coeficient de frecare și o uzare mai reduse. Cercetările efectuate asupra acestui domeniu au condus la concluzia că efectul favorabil asupra frecării se datorează de fiecare dată existenței unui strat foarte subțire de material, diferit de cel al cuplei, aderent la suprafața solidului. Prezența, aproape generală, pe suprafețele curate aflate în contact a unui strat subțire de substanță străină este legată de proprietatea fundamentală a suprafețelor de a dispune de forțe moleculare (atomice) necompensate. Efectul acestor straturi subțiri asupra procesului de frecare se datorează în primul rând faptului că deplasarea are loc între straturile subțiri și nu între suprafețele metalice. Se admite că și în această situație este frecare uscată, numită *frecare tehnic uscată*.

În cazul în care între cele două suprafețe aflate în contact, în mișcare relativă folosim lubrifianți solizi (oxizi, pulberi de grafit, bisulfura de molibden), terminologic putem vorbi de frecare uscată, dar din punct de vedere tribologic nu este corect (frecare uscată = frecare în absența lubrifiantului). Acest lucru, deoarece coeficienții de frecare sunt sensibil mai reduși, iar între cele două suprafețe se află al treilea corp - lubrifiantul. Frecarea cu lubrifiant solid este, deci, frecarea între două suprafețe între care se află un corp solid care are rolul de a reduce coeficientul de frecare.

*Frecarea fluidă* este frecarea ce are loc în prezența lubrifiantului, fie că acesta este lichid, gazos sau solid. Se poate clasifica astfel:

- în funcție de grosimea stratului de lubrifianț:

- cu strat subțire - ordin de mărime (0,1 ... 10)  $\mu\text{m}$ ;

- cu strat gros - ordin de mărime (10 ... 100)  $\mu\text{m}$ .

- în funcție de modul de realizare al filmului de lubrifianț distingem următoarele regimuri de ungere:

- hidrostatic (HS) - lubrifianțul se introduce în zona de contact sub presiune din exterior.

- hidrodinamic (HD) - pelicula de lubrifianț se formează în timpul mișcării relative, prin forma geometrică specifică a zonei de contact;

- elastohidrodinamic (EHD) - pelicula de lubrifianț se formează în timpul mișcării relative, prin forma geometrică specifică și deformarea elastică a suprafețelor ce sunt în contact (caracteristică pentru cuplele de frecare de clasa I și a II-a - contact punctiform și liniar).

*Frecarea mixtă* apare în cazul în care grosimea peliculei de lubrifianț din zona de contact, indiferent de modul de obținere și tipul cuplei de frecare (HS, HD, EHD), nu este continuă. La acest regim apare uzura suprafețelor, acest regim este caracterizat prin faptul că există transfer de energie (forță, viteză, mișcare) de pe o suprafață pe cealaltă prin lichid și prin contactul direct solid / solid. Coexistența contactelor solide și lichide complică mult posibilitatea de analiză a fenomenului și prinderea lui în relații matematice exacte, motiv pentru care există diverse păreri referitoare la acest regim în literatura de specialitate [P1], [H1], [K2], [C4], [O1], [V1]. Pentru regimul de ungere mixt se folosește de diferiți autori, noțiunea de regim semiuscat, dacă numărul contactelor solide este mai mare, respectiv regim semifluid, dacă numărul contactelor fluide este mai mare. Cum numărul contactelor este greu de stabilit, am adoptat noțiunea de regim de frecare mixt [B4], care este mai apropiată de funcționarea reală a cuplei de frecare (în timpul funcționării cuplei de frecare numărul contactelor solide și fluide se modifică în mod continuu).

Filmul de lubrifianț este discontinuu, rezultanta presiunilor nu mai este în măsură să echilibreze singură sarcina exterioară, o parte a acesteia fiind preluată de contactele directe. Aceste contacte directe devin sediul unor concentrații mari de presiuni de contact, datorită cărora frecarea, deci căldura degajată pot crește

considerabil, iar microgeometria suprafețelor se deteriorează. Intensitatea acestui proces depinde de regimul de ungere care predomină la un moment dat între cele două suprafețe. Cazul în care predomină situația cu contacte directe conduce la gripaj cu scoaterea din uz a ansamblului respectiv și deci nu poate constitui un regim de ungere normal. Frecarea mixtă, care se întâlnește cel mai des, este de scurtă durată, deci cu efecte dăunătoare nu prea importante, care pot fi admise. Printre acestea sunt în primul rând perioadele de punere în mișcare și de încetare a mișcării, adică de pornire și de oprire, regim prin care trece orice cuplă de frecare. La oprire, viteza scade brusc, grosimea stratului de lubrifianț se reduce brusc, apar primele contacte solid / solid și mișcarea încetează când forța de frecare în continuă creștere este egală cu forța exterioară de antrenare. La pornire, odată cu apariția mișcării, lubrifianțul este antrenat între cele două suprafețe, provocând mai întâi creșterea presiunii în micro- și macrozonele cu regim hidrodinamic; astfel suprafețele încep să se distanțeze și gradul de discontinuitate a filmului scade până când, odată cu creșterea vitezei, pelicula devine în întregime hidrodinamică. De durată și mai scurtă, dar cu frecvență mai mare este frecarea mixtă ce poate apărea în cazul curgerii nepermanente provocate de sarcinile sau vitezele variabile, precum și de vibrații.

În mod obișnuit, frecarea mixtă nu este caracteristică unui regim de funcționare cu caracter de durată, apărând numai împreună cu frecarea hidrodinamică. În funcție de microgeometria suprafețelor cuplei de frecare apar primele contacte directe, atunci când grosimea peliculei de lubrifianț scade, frecarea mixtă succedând frecarea fluidă. Macro- și microzonele cu contact fluid constau din spațiile dintre asperitățile suprafețelor care rămân la frecarea mixtă umplute cu fluid din perioada existenței frecării fluide. În măsura în care peste aceste spații se va putea menține o grosime  $h$  de lubrifianț, în aceeași măsură spațiul respectiv rămâne fluid portant și se asigură distanța dintre suprafețe. În perioada de pornire, frecarea mixtă este mai severă decât la oprire. În timpul repausului, sub acțiunea sarcinii exterioare (de exemplu, greutatea proprie a pieselor) și în funcție de valoarea acesteia, lubrifianțul este expulzat dintre suprafețe. În repaus, aceste forțe exterioare sunt preluate, în mare parte prin rețeaua de contacte directe dintre suprafețe, deoarece, după un timp relativ redus de la oprirea precedentă, presiunea din macrozonele de contact fluid scade la zero, datorită



ramificațiilor existente între aceste spații. În vârfurile asperităților opuse, a căror distanță este mai mică decât grosimea stratului de adsorbție sau absorbție și dacă presiunea locală este mai mică decât rezistența stratului de fluid, se vor menține presiuni portante, care de asemenea contribuie la preluarea sarcinii exterioare în perioada de repaus a pieselor.

Dacă presiunea hidrodinamică din macrozone se pierde complet într-un timp relativ scurt după încetarea mișcării, presiunea din stratul de adsorbție are caracter de durată. Acest fenomen are loc, deoarece moleculele de fluid adsorbite sau absorbite de vârful unei asperități intră, prin apropierea vârfului asperității suprafeței opuse, și sub acțiunea forțelor intermoleculare ale acestuia. Datorită acestui fapt, forțele de coeziune, inclusiv cele laterale dintre molecule cresc, iar tendința lor de a se deplasa în zona învecinată, lipsită de presiuni, este frânată. Dacă nu intervin factori care să modifice starea de adsorbție, o astfel de legătură nu se poate modifica de la sine, deci fluidul absorbit, care separă cele două vârfuri de asperități, rămâne între vârfuri și exercită chiar o acțiune portantă.

La frecarea mixtă, natura și proprietățile chimice, fizice și mecanice ale materialelor din care se construiește cupla de frecare influențează deci nemijlocit procesul de ungere. Contactele directe dintre suprafețele solide conduc la apariția uzării materialelor și la deteriorarea microgeometriei suprafețelor de frecare. Rolul important pe care îl are acțiunea onctuoasă în acest proces pune probleme directe referitoare la straturi de adsorbție de mare rezistență, aspect ce nu mai poate ignora natura materialelor suprafețelor solide.

*Frecarea limită*, ca termen, a fost preluată după Osborne Reynolds (1919) citat în lucrarea lui Davies "Boundary Lubrication" - 1947 [B4]. În cazul frecării limită stratul de lubrifianț este foarte subțire (ordin de mărime  $0,1 \mu\text{m}$  - alcătuit din maximum 4 - 5 straturi moleculare pe fiecare suprafață), format prin acțiunea unor fenomene de natură fizică sau chimică - adsorbție fizică, adsorbție chimică -. În ambele cazuri stratul de lubrifianț este continuu (după Pavelescu [P3] - strat monomolecular, iar după Dereaghin, citat în [B1] - strat polimolecular) sau discontinuu (Bowden citat în [B1]) și poate înlătura contactul solid / solid. Analiza regimului de frecare limită se face după teoriile lui Bowden, conform cărora se creează

și se desfac continuu joncțiunii între suprafețele aflate în contact în timpul mișcării relative. Ungerea cu lubrifianț solid duce, de obicei, la formarea unui strat continuu; ungerea cu strat subțire de lubrifianț fluid este cu strat discontinuu [BI].

Stratul de lubrifianț aderent la suprafață este legat de aceasta prin forțe de adeziune moleculară. Se realizează o ungere onctuoasă. Frecarea are loc între straturile depuse pe cele două suprafețe, între moleculele de fluid, motiv pentru care frecarea este minimă, uzura este minimă. Importanța practică a frecării limită a fost evidențiată de Davies, care arată că la regimul de frecare limită se poate reduce uzura "de câteva mii de ori" față de frecarea uscată, deși coeficientul de frecare se micșorează "numai de câteva ori". Frecarea are loc între moleculele de fluid absorbite, adsorbite sau care au reacționat chimic cu suprafețele aflate în contact, coeficientul de frecare are valori reduse, uzura este mică, deci putem spune că "frecarea limită este o barieră în calea uzurii".

Durata de viață a filmului de lubrifianț depinde în cea mai mare măsură de procesele mecanice ce au loc. Pentru a se obține rezultate reproductibile trebuie să se utilizeze numai suprafețe rodite. Chiar și în aceste cazuri durata de viață a unui film limită este foarte redusă iar la distrugerea sa apare și se dezvoltă uzura suprafețelor.

Condițiile pentru a avea regim limită sunt foarte stricte. Unul dintre cei mai importanți factori de influență este rugozitatea, care modifică regimul limită prin controlul pe care îl exercită asupra grosimii stratului de lubrifianț. Chiar la suprafețe polisate cu  $R_a = 0,01 \mu\text{m}$  față de cele rectificite cu  $R_a = 0,06 \mu\text{m}$  durata de viață a filmului de lubrifianț se reduce în raportul  $\frac{1}{100}$ . Chiar la suprafețe foarte fin prelucrate există vârfuri de rugozitate care străpung pelicula absorbită de lubrifianț. Temperatura este un alt factor puternic de influență asupra filmului subțire, deoarece cu creșterea acesteia, filmul este expulzat mai ușor din zona de contact, apărând ușor griparea suprafețelor. Lubrifianțul influențează durata regimului limită prin proprietățile de onctuozitate (aderarea la suprafețele solide și rămânerea pe stratul solid chiar și la solicitări și viteze mari), viscozitate, aditivare. Sunt aditivi care influențează pozitiv onctuozitatea (aditivi cu catene polare). De asemenea lubrifianțul are o structură

neomogenă în toată masa sa, motiv pentru care pot să existe puncte în care nu avem strat care a aderat la suprafața solidă.

Factorii cinematici și dinamici influențează prin orice modificare de sarcină presiunea de contact care duce la ruperea stratului de lubrifianți ce a aderat la suprafață. De asemenea, datorită acestor factori are loc modificarea permanentă a ariei reale de contact, deci a presiunii reale de contact.

### *2.5.2. Aspecte experimentale - curba lui Stribeck*

Influența determinantă a viscozității mediului lubrifianți asupra frecării în lagăre este cunoscută prin lucrările lui N. Petroff, B. Tower și O. Reynolds (citați în [V1]), care determină teoretic pentru prima dată o relație analitică de calcul a forței de frecare, respectiv a coeficientului de frecare într-un lagăr cilindric. Între metodele de calcul Petroff și Reynolds diferențele sunt sensibile la numere Sommerfeld mici, adică în cazul sarcinilor mari și a vitezelor scăzute. Soluțiile de calcul ale coeficientului de frecare în regim de ungere hidrodinamic sunt valabile în condiții de funcționare și încărcare similare cu cele în care s-a făcut determinarea relațiilor teoretice, deci atenție la domeniul de aplicare al acestora și la aspectul cantitativ comparativ.

Stribeck întreprinde studii experimentale sistematice în această direcție, stabilind relații experimentale de variație a coeficientului de frecare, vitezei relative și presiunii medii în cazul lagărelor cilindrice circulare. C. Biel (1920), citat în [V1], arată pentru prima dată că rezultatele experimentale ale lui Stribeck exprimă în mod general procesul de frecare în condiții lubrifiate și, în consecință, sunt valabile pentru orice formă a suprafețelor unor astfel de cuple de frecare. Observații experimentale de aceeași natură cu ale lui Stribeck, dar mai înaintea acestuia, au efectuat și G. A. Hirn, M. Kulman, R. N. Thurston. Aspectele cantitative mai ample și deci mai concludente ale lui Stribeck fac [V1] ca aceste rezultate să fie numite de mai mulți autori drept curbele lui Stribeck.

Stribeck a determinat pe cale experimentală, în cazul unor lagăre cilindrice circulare cu cuzinetul din fontă, valorile coeficientului de frecare în funcție de numărul de rotații al fusului la diferite presiuni specifice medii. Pentru ca rezultatele să fie strict

comparabile, el a corectat [V1] prin calcul valorile măsurate ale coeficientului de frecare, făcându-le corespunzătoare temperaturii de 25°C a lubrifiantului, eliminând pe această cale influența variației viscozității acestuia cu temperatura. Curbele izoterme, pentru diferite presiuni de contact ale coeficientului de frecare, obținute de Stribeck în cazul unui lagăr cu diametrul fusului  $d_f = 70 \text{ mm}$  și lățimea  $b = 230 \text{ mm}$ , sunt prezentate în figura 2.6.

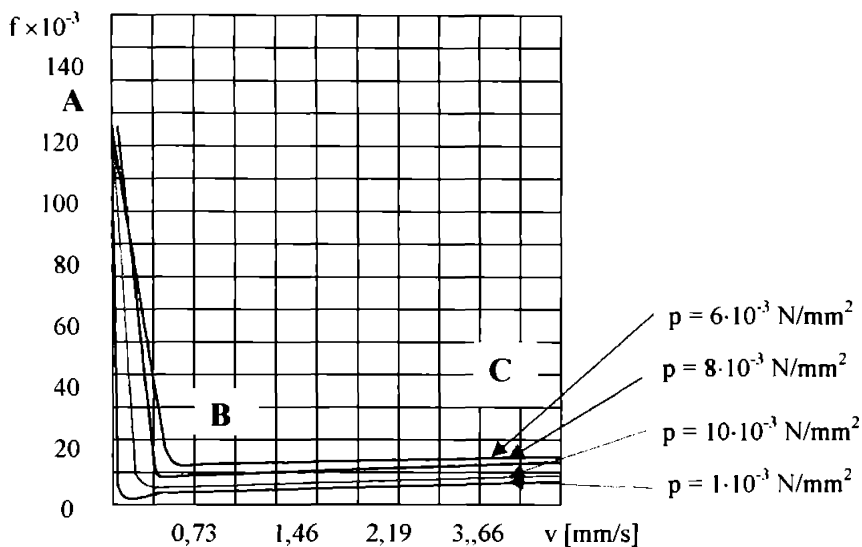


Fig. 2.6

Alura curbelor lui Stribeck marchează trei aspecte cantitative în variația coeficientului de frecare, și anume ramura din stânga  $AB$  rapid descendentă, corespunzătoare vitezelor mici, o zonă  $B$  de minim a valorii coeficientului de frecare, precum și o ramură  $BC$  (din dreapta) crescătoare mai lent cu creșterea vitezei.

Variația cantitativă a coeficientului de frecare în mod diferit în cele trei zone arată că procesele de frecare corespunzătoare diferă între ele. Variația aproape brusc ascendentă a coeficientului de frecare  $f$ , caracteristică ramurii din stânga a curbei, constituie efectul acțiunii devenite preponderente în această zonă a unor factori existenți de mai înainte în proces. Zona de minim a coeficientului de frecare  $f$  este greu de presupus că ar putea fi rezultatul unei acțiuni asociate favorabil aceluiași factori, la

fel de activi, în procesul de frecare. Este, de asemenea, greu de presupus că variația continuă, relativ ușor crescătoare, a ramurii din dreapta ar putea rezulta din intrarea și ieșirea pe parcurs din proces a unor factori noi. Aceasta nu poate fi privită decât ca efectul acțiunii unor factori existenți în procesul de frecare de la începutul ( $B$ ) din stânga al acestei ramuri. Caracterul factorilor activi în procesul de frecare, redat de curbele lui Stribeck, poate fi dedus ținând seama numai de condițiile experimentale în care au fost obținute aceste curbe. Astfel, scăderea bruscă a coeficientului de frecare (pe ramura din stânga  $-AB-$ ) odată cu începutul mișcării (ieșirea din repaus a fusului lagărului) arată că între suprafețele de frecare a ajuns un mediu care a redus frecarea care a existat în momentul precedent. Scăderea continuă a coeficientului de frecare arată că ponderea în proces a factorilor vechi scade, crescând implicit ponderea factorului nou intervenit. În poziția de minim a coeficientului de frecare  $f$ , acțiunea factorilor vechi încetează sau este minimă. Pentru ca factorii vechi să poată ieși din proces în condiții termice și chimice neschimbate (proces izotermic și aceleași medii - material fus - lubrifian - material cuzinet - aer (mediul de funcționare)), nu există altă cale decât modificarea poziției reciproce a suprafețelor de frecare. Astfel, în poziția de  $f_{min}$ , distanța pe normală dintre suprafețe este mai mare decât în poziția  $v = 0$ . Toate celelalte condiții rămân neschimbate, această distanță trebuie să crească în continuare, dacă viteza crește, din motive de continuitate a efectului factorilor. Dacă această distanță ar scăde în loc să crească, la o creștere foarte mică a vitezei la dreapta lui  $f_{min}$  ar trebui să apară ramura brusc ascendentă din stânga lui  $f_{min}$  ceea ce nu are loc. La dreapta minimumului coeficientului de frecare, la o creștere a vitezei corespunde deci o mărire a distanței dintre cele două suprafețe de frecare, aspect ce poate fi repede recunoscut ca fiind caracteristic regimului hidrodinamic de ungere. Dacă parcurgem curba Stribeck în sens invers, din partea dreapta, odată cu scăderea vitezei are loc scăderea coeficientului de frecare și a grosimii stratului de lubrifian. În continuare, distanța dintre cele două suprafețe scade, coeficientul de frecare ia valoarea minimă și apoi crește brusc cu scăderea distanței dintre suprafețe. Această creștere bruscă a lui  $f$ , la viteze și distanțe extrem de mici între suprafețe nu poate fi atribuită decât interacțiunii fizice și mecanice directe dintre materialele suprafețelor, mai ales contactelor directe dintre acestea.

Comparând natura procesului de frecare redat de curbele lui Stribeck cu particularitățile regimurilor de ungere prezentate în paragraful 2.5.1., se constată o asemănare puternică. Astfel, regimul de ungere hidrodinamic caracterizat printr-o separare completă a suprafețelor de către pelicula de lubrifianț și prin dependența forțelor tangențiale de frecare numai de parametri hidrodinamici - viscozitate, excentricitate relativă - , corespunde ramurii  $BC$  a curbei lui Stribeck. Comparând apoi procesul de frecare caracterizat prin prezența de contacte directe între suprafețe (ramura  $AB$ ) cu particularitățile regimului de ungere prezentat ca mixt, se constată prezența în proces a acelorași factori. Ținând seama că regimul de ungere onctuos (limită) a fost caracterizat printr-o grosime mică a stratului de lubrifianț ce tinde la  $0$  și în consecință în procesul de alunecare al straturilor de fluid la un nivel de forțe mai redus, deci cu forțe tangențiale mai mici, acest regim corespunde tocmai zonei  $B$ , în care coeficientul de frecare prezintă cea mai mică valoare.

Stările de lubrificație apreciate din punct de vedere teoretic ca posibile în funcție de parametrii lor și grupate în cele trei regimuri de frecare (ungere) își găsesc o corespondență totală în regimurile proceselor de frecare redată experimental de curbele lui Stribeck. Mai mult, aceste curbe ne pun la îndemână valori cantitative în ceea ce privește procesele de frecare corespunzătoare regimurilor de ungere onctuos (limită) și semifluid pentru care teoria hidrodinamică nu poate furniza decât imagini calitative.

Corespunzător regimului de ungere și datorită bunei corespondențe a fenomenelor în procesele de alunecare și de frecare a suprafețelor lubrifiate, poate fi stabilită și în ceea ce privește frecarea cu lubrifianț, următoarea clasificare:

- frecarea în regim hidrodinamic (ramura  $BC$ );
- frecarea în regim onctuos (limită) (zona punctului  $B$ );
- frecarea în regim mixt (ramura  $AB$ ).

Această clasificare a regimurilor de frecare poate fi făcută nu numai după lucrările lui Stribeck, ci și după rezultatele obținute de diferiți autori, în condiții experimentale din cele mai variate (Heidebrock, McKee, White, Bell, Swindells, G.K.Tudor, Vogelpohl, citați în [V1], [P5], [O1]).

Forma generală a unei curbe Stribeck este prezentată în figura 2.7.

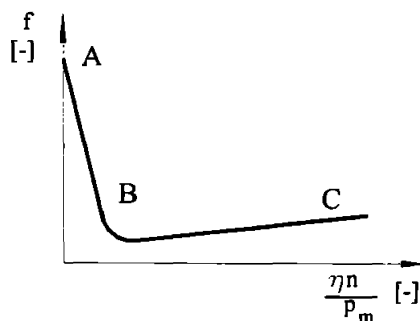


Fig. 2.7.

Notațiile folosite în figura 2.7 sunt:

- $\eta$  - viscozitatea dinamică a lubrifianului [MPa · s];
- $n$  - turația de lucru a fusului [rot/s];
- $p_m$  - presiunea medie între suprafețele aflate în contact [MPa].

Cu toate acestea este evident că o delimitare strictă a zonelor în care se desfășoară fiecare din cele trei procese de frecare caracteristice nu este posibilă.

### 2.5.3. Interpretări ale curbelor Stribeck

La diferiți autori se găsește interpretarea regimurilor de frecare, ungere în forme variate. De exemplu, se consideră că frecarea limită apare pe porțiunea de început a curbei Stribeck [O1], așa cum este prezentat în figura 2.8 (notațiile folosite sunt:  $S$  - cifra lui Sommerfeld;  $\psi$  - jocul relativ din lagăr;  $\eta$  - viscozitatea dinamică a lubrifianului;  $n$  - turația de lucru a fusului;  $p_m$  - presiunea medie între suprafețele aflate în contact). Se prezintă regimul limită ca fiind regimul care apare la existența unui strat subțire de lubrifian care a aderat fizic sau chimic la suprafețele de contact, caracterizat prin valori scăzute ale coeficientului de frecare (valori prezentate în tabelul 7.2 preluat din [P5]), ceea ce este în contradicție cu valorile corespunzătoare zonei prezentate ca fiind limită de pe curba Stribeck.

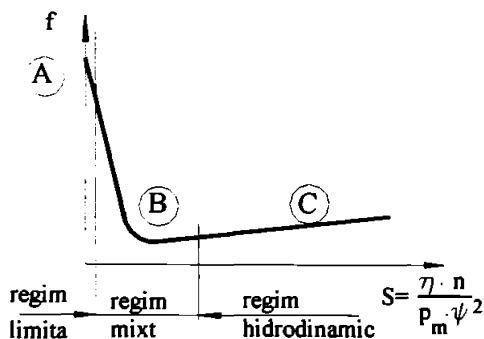


Fig. 2.8

În [P5] se prezintă curbele lui Stribeck, arătându-se că raportul  $\frac{\eta \cdot v}{F_N}$  ( $F_N$  - forța de apăsare normală) este cel care determină grosimea stratului de lubrifianț  $h$  și coeficientul de frecare de mișcare  $f_k$  și se reprezintă pe aceeași diagramă variația ambelor mărimi (fig. 2.9). Observațiile pe care le face prof.dr.ing. Dan Pavelescu se referă la faptul că în privința zonei B se întâlnesc diferite păreri asupra regimului de frecare (fiind considerat semiuscat, mixt, limită). În funcție de o anumită rugozitate, în punctul A, regimul poate fi uscat, semiuscat sau limită; cu creșterea vitezei, către regiunea B, se trece în regim mixt și apoi în regim hidrodinamic, corespunzător zonei punctului C. Unii autori ([V1]) consideră, datorită valorii scăzute a coeficientului de frecare din punctul D (numit în [P5] punct critic), că regimul de ungere este onctuos. Din reprezentarea grosimii stratului de lubrifianț pe aceeași diagramă se remarcă o creștere accentuată a acesteia la viteze mici de funcționare.

În cazul mișcării alternative, Barwell și Gryory [P5] au emis părerea că ungerea limită nu este un proces continuu, ci se compune din fracțiuni de proces ce se repetă în mod periodic; la viteze mici, după Tamas (citat în [P5]), se menține ungerea limită și mixtă, iar la viteze mari filmul de ulei nu mai este capabil să urmeze deplasarea suprafețelor și starea de ungere semifluidă trece de asemenea în ungere limită. Această părere nu a fost confirmată, însă, experimental.



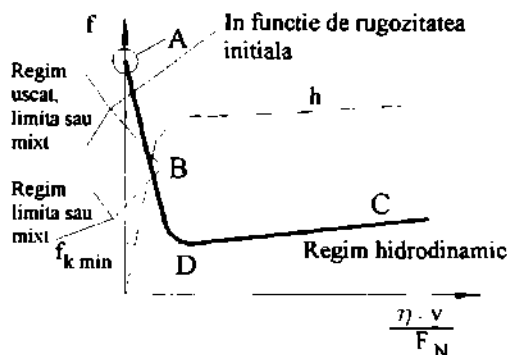


Fig. 2.9.

O altă interpretare a curbelor lui Stribeck este cea prezentată în figura 2.10 [51], în care este reprezentată variația coeficientului de frecare cu viteza relativă dintre cele două suprafețe aflate în contact. După [51], apar patru zone caracteristice privind aspectele cantitative în evaluarea variației coeficientului de frecare, și anume:

- *zona frecării uscate*, caracterizată prin valori mari ale coeficientului de frecare și contacte solid / solid;

- *zona frecării limită*, caracterizată prin scăderi de 3 ... 4 ori a coeficientului de frecare, care se datorează interpunerii între suprafețele de frecare a stratului adsorbit de lubrifiant ce "udă" asperitățile în contact;

- *zona frecării mixte*, caracterizată de scăderea valorilor coeficientului de frecare cu două ordine de mărime în raport cu valorile maxime corespunzătoare frecării uscate. În această zonă frecarea solid / solid are loc numai pe porțiuni ce sunt din ce în ce mai mici, la creșterea vitezei. Valoarea coeficientului de frecare tinde spre valoarea minimă;

- *zona de instabilitate* se situează în vecinătatea valorilor minime ale coeficientului de frecare, grosimea filmului de lubrifiant este suficient de mare încât asperitățile să nu mai intre în contact, cu distanță minimă între acestea; se mai numește zona de frecare onctuoasă;

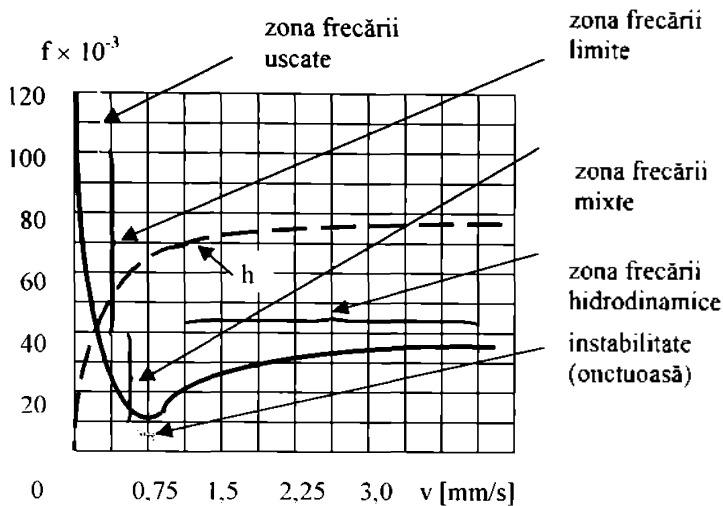


Fig. 2.10

- zona de frecare hidrodinamică, caracterizată printr-o cvasistabilitate atât din punct de vedere a grosimii stratului de lubrifiant  $h$ , cât și a coeficientului de frecare ce tinde spre o valoare maximă, acestea fiind determinate de parametri constructivi și funcționali ai ansamblului, dar și de performanțele lubrifiantului.

Alți autori preiau una sau alta din aceste variante de interpretări ale curbei Stribeck, păstrând elementele din sursa preluată [K3], [B6].

#### 2.5.4. Concluzii

Autorul consideră că regimul limită este un caz deosebit, ideal, dar ca orice ideal este greu de atins, dar mai ales de menținut un timp mai îndelungat. Frecarea limită este un regim instabil, de durată foarte scurtă, un caz ideal de frecare minimă cu uzare minimă, foarte greu, dacă nu imposibil de realizat în condiții de funcționare reale, la cuplele de frecare reale. Frecarea limită are loc cu un strat de lubrifiant mai gros (plurimolecular - după Dereaghin [B1]) sau mai subțire (monomolecular - după [P2]), strat ce este adsorbit sau absorbit de suprafețele solide ce vin în contact, în

condiții de frecare minimă și uzare minimă, fiind puternic determinată de proprietatea de onctuositate a lubrifianților, de materialele celor două suprafețe aflate în contact și de condițiile reale de funcționare (viteză relativă, forță de apăsare normală, condiții de mediu). Este deci caracterizată prin coeficienți de frecare reduși, deci situați pe curba Stribeck în partea inferioară, în zona punctului *B* (fig. 2.7); datorită faptului că stratul de lubrifianț poate fi continuu sau discontinuu [B1], cu o discontinuitate sau mai multe înseamnă că între cele două suprafețe contactul nu este numai lichid, se încadrează frecarea limită în cadrul frecării mixte, ca un caz ideal al mișcării relative în prezența lubrifianțului.

Concluzia referitoare la tipurile de regimuri de frecare, ungere este că acestea pot fi clasificate astfel:

- frecare uscată:      - tehnic uscată;  
                          - în vid înaintat;
- frecare mixtă:     - cu cazul ideal frecarea limită;
- frecare fluidă:    - hidrostatică;  
                          - hidrodinamică:    - pentru cuple de frecare de  
                                  clasa a III-a suprafețe plane, cilindrice sau sferice);  
                                  - elastohidrodinamică - pentru cuple de clasa I și a  
                                  II-a.

### *2.6. Tribosisteme*

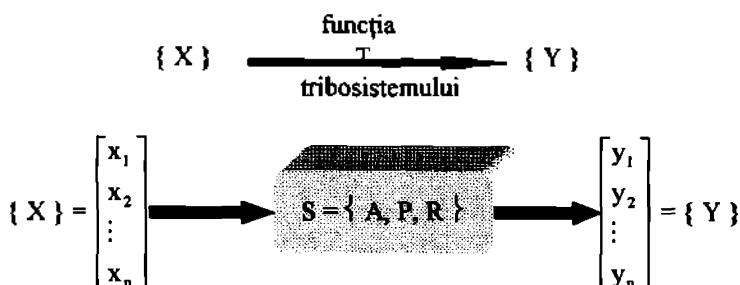
Noțiunea de cuplă de frecare ia în considerare elementele geometrice ale interacțiunii între cele două sau mai multe suprafețe aflate în contact, în mișcare relativă, nefiind inclusă natura proceselor tribologice ce au loc și factorii funcționali ce acționează asupra elementelor.

Conceptul de *tribosistem* a fost definit pentru prima dată în 1974 de Czichos Horst și dezvoltat ulterior în [C5]. În 1985, în România, Crudu [C6], apoi și în alte

lucrări [C7] stabilește o schemă complexă de clasificare a sistemelor tribologice întâlnite în construcția de mașini.

În general, un tribosistem este definit [C6] ca "un ansamblu de elemente interconectate prin structură și funcțiuni".

Principalele caracteristici ale unui tribosistem sunt redată schematic în figura 2.11, iar simbolurile utilizate au următoarele semnificații:



**Fig. 2.11**

- $A = \{a_1, a_2, \dots, a_n\}$  - elementele sistemului;
- $P = \{P(a)\}$  - proprietățile elementelor;
- $R = \{R\{a_1, a_2, \dots, a_n\}\}$  - relațiile dintre elemente.
- $\{X\}$  - intrările în tribosistem;
- $\{Y\}$  - ieșirile din tribosistem;
- *funcția tribosistemului este de a transforma intrările  $\{X\}$  în ieșiri  $\{Y\}$ .*

Transformarea intrărilor  $\{X\}$  în ieșiri  $\{Y\}$  simbolizată  $\{X\} \xrightarrow{T} \{Y\}$  poate fi exprimată prin relații matematice sau prin descrieri verbale.

Un sistem tribologic sau tribosistem este definit [O1] ca un sistem a cărui comportare este direct legată de interacțiunile de suprafață apărute în mișcarea relativă a elementelor în contact.

Un tribosistem se caracterizează prin patru elemente distincte, figura 2.12.

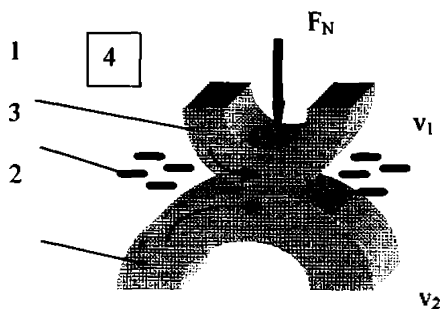


Fig. 2.12.

1, 2 - elementele solide ale tribosistemului;

3 - lubrifiant sau material abraziv;

4 - mediul în care funcționează tribosistemul.

Structural, tribosistemul prezentat în fig. 2.12 se reprezintă conform fig. 2.13.

O primă clasificare a tribosistemelor este făcută de Czichos [C5] și cuprinde cinci grupe fundamentale:

A. Tribosisteme pentru transmiterea mișcării:

1. tribosisteme pentru ghidarea sau transmiterea mișcării:

- lagăre cu alunecare;
- mecanism șurub - piuliță;
- lagăre cu rostogolire;
- articulații;
- ghidaje;

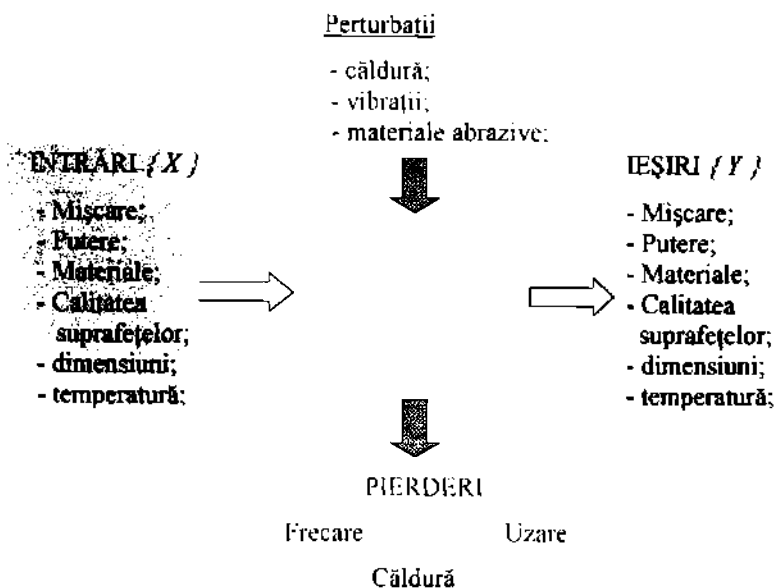
2. tribosisteme pentru cuplarea mișcării:

- cuplaje disc;
- cuplaje conice;
- cuplaje cu dinți;

3. tribosisteme pentru anularea mișcării:

- frâne cu disc;

- frâne cu bandă;
- frâne cu sabot;



*Fig. 2.13*

B. Tribosisteme pentru transmiterea puterii:

- angrenaje;
- transmisii prin curele;
- transmisii prin lanț;
- transmisii prin came;
- transmisii prin fricțiune;
- transmisii hidraulice;

C. Tribosisteme informaționale:

1. tribosisteme generatoare de informații:

- sisteme camă - tchet;
- contacte electrice;
- rele;
- mașini de scris;
- imprimante;

2. tribosisteme de reproducere a informațiilor:

- sisteme de înregistrare audio;
- sisteme de înregistrare video;

D. Tribosisteme de transport și control al materialelor:

1. tribosisteme de transport:
  - sisteme de deplasare roată - șină;
  - sistem de deplasare roată - cale de rulare;
  - benzi transportoare;
2. tribosisteme privind controlul scurgerii fluidelor:
  - etanșări;
  - ansamblul piston - cilindru;
  - ventile;

E. Tribosisteme dezvoltate în procese de prelucrare a materialelor:

1. tribosisteme pentru deformări plastice:
  - forjare;                      - extrudare;
  - laminare;                    - injectare;
  - turnare;
2. tribosisteme pentru prelucrare prin mărunțire a materialelor:
  - utilaj terasier;                - utilaj minier;
  - sape de foraj petrolier;      - sisteme de masticție;
3. tribosisteme pentru prelucrări prin așchiere a materialelor:
  - strunjire;                      - frezare;
  - rectificare;                    - găurire;
  - polisare;                        - lepuire.

O altă clasificare a tribosistemelor este prezentată și de Crudu în [C6] și cuprinde patru clase distincte:

- A. Tribosisteme de alunecare;
- B. Tribosisteme de rostogolire;
- C. Tribosisteme de abraziune;
- D. Tribosisteme de cavitație.

Criteriile de clasificare au la bază diferite particularități funcționale și de comportament a tribosistemelor. La nivelul fiecărei clase menționate procesele tribologice (frecare, uzare, ungere) prezintă particularități distincte, ceea ce impune abordarea diferențială. Procesele de tribomodelare nu sunt încă în totalitate stăpânite de legi matematice; majoritatea acestor procese au caracter aleatoriu, cu distribuții

statistice ale parametrilor tribologici. Din această cauză, extrapolarea rezultatelor obținute în laborator pe tribomodele pe tribosistemele existente în realitate se face cu prudență și, de regulă, în limitele parametrilor utilizați în laborator.

Procesele tribologice ce au loc la suprafața de frecare a două corpuri aflate în contact, în mișcare relativă sunt complexe, ele neputând fi decelate. La un moment dat, datorită unor factori funcționali și de mediu și / sau a unor factori ce se dezvoltă în timpul mișcării relative în condiții reale de funcționare, pot fi preponderente sau se pot atenua una sau alta din formele de manifestare ale proceselor tribologice (frecare de alunecare, rostogolire, pivotare; frecare statică, cinetică; uzare abrazivă, adezivă, de oboseală, de coroziune; regim de ungere fluid, mixt, uscat). Din acest motiv clasificarea tribosistemelor după [C6] prezintă dezavantajul că la un moment dat, aceeași cuplă de frecare poate să treacă, datorită condițiilor reale de funcționare dintr-o clasă de clasificare în alta. Clasificarea după tipul cuplei de frecare prezintă avantajul că se păstrează clasa de încadrare a cuplei de frecare indiferent de regimul de funcționare real și se prezintă particularitățile fiecărei clase în funcție de tipul contactului între suprafețe. De fapt, clasificarea după tipul contactului între suprafețe se face după aria de contact dintre suprafețe, ceea ce determină presiunea reală de contact și funcționarea corectă a corpurilor aflate în contact.

Din punct de vedere al tribosistemelor, putem considera ca o clasificare mai apropiată de condițiile de funcționare și de fenomenele ce au loc la suprafața de frecare, acceptarea existenței următoarelor clase:

- tribosisteme de alunecare;
- tribosisteme de rostogolire;
- tribosisteme de pivotare.

Observația ce se face este că aceste tribosisteme sunt cele ideale, în realitate nu există mișcare de alunecare, rostogolire, de pivotare pură.



### *2.7. Bazele cercetărilor experimentale în tribologie*

Caracterul discret al contactului suprafețelor, multitudinea parametrilor și complexitatea fenomenelor de frecare - uzare - ungere au făcut ca determinările experimentale să nu permită depășirea unei anumite etape de început. Pentru explicarea diferitelor fenomene tribologice s-au cerut verificate o serie de ipoteze de natură diferită (mecanică, fizico - chimică, electrică), privind natura forței de frecare, caracterul suprafeței de contact, formarea și ruperea straturilor de suprafață (limită, oxizi, de reacție). Caracterul uzării și a tipurilor de uzură, influența și acțiunea mediului și a altor parametri (regim termic, sarcină, duritate), transformările suferite de straturile de suprafață, datorită efectului consecutiv sau simultan al sarcinii, forței de frecare, tensiunilor interne au impus posibilitatea de măsură și de control la diferite scări microscopice pentru a putea urmări starea suprafeței de frecare, a micronegularităților înainte și după acest proces și de asemenea de a putea explora transformări intime, straturi, pelicule și microfisuri până la adâncimi de ordinul zecilor și sutelor de Å. Dacă măsurarea globală a forței de frecare și a uzurii a fost mai ușor de rezolvat, posibilitatea de a urmări cum apar și cum evoluează aceste mărimi a cerut necesitatea utilizării unor metode de mare sensibilitate și finețe.

Primul care prezintă deosebit de sugestiv baza materială necesară cercetărilor tribologice este Tabor (citat în [P2]). Pentru a înțelege modul în care evoluează contactul suprafețelor în timpul frecării, trebuie utilizate metode diverse și deosebit de eficiente. Astfel, pentru determinarea ariei reale de contact este necesară microscopia optică, interferometria, rugozimetria sau alte metode electrice și electronice. Microscopia electronică de diferite feluri și sonda electronică sunt necesare pentru a studia modul în care suprafețele sunt deformate în timpul alunecării și cum apare transferul de material de la o suprafață la alta. Difracția de electroni sau de raze X este utilă cunoașterii structurii suprafețelor, a compoziției și a structurii filmelor de suprafață. Pentru a studia uzarea și transferul de material de pe o suprafață pe cealaltă

se folosesc trăsori radioactivi. Spectroscopia de masă permite studiul reacțiilor de suprafață. Curgerea plastică, apariția de fisuri, alunecarea suprafețelor în vid înaintat, în condiții de extremă presiune și temperatură, folosirea polimerilor, a lubrifianților solizi, a compușilor ceramici, investigarea experimentală a fenomenului elastohidrodinamic presupun utilizarea unor metode fizice avansate.

În plus, se cere modelarea frecării la scara problemei ce se cercetează. Ea impune elaborarea și realizarea unor tribometre cu cuple de frecare adecvate și aparatură mecano - electronică de măsură și de control care să permită o bună reproductibilitate. Diversitatea acestor aparate este mare, concordanța rezultatelor nefiind întotdeauna posibilă.

Omologarea și aplicarea la scară industrială cer o confruntare a rezultatelor de laborator cu condițiile reale de exploatare în instalații complexe sau mașini. Concordanța modelare - realitate nu este posibilă întotdeauna, datorită imposibilităților de a reproduce interacțiunea factorilor care are loc în evoluția reală a fenomenului de frecare. Totodată este dificil să se renunțe la avantajele pe care le oferă modelarea și studiul în laborator.

Scopul încercărilor în tribologie este, deci, de a determina cauzele și mecanismul de frecare și uzare, pentru a crește durata de viață a suprafețelor aflate în contact, în mișcare relativă, respectiv a mașinilor și instalațiilor și se încearcă determinarea mărimilor care pot influența pozitiv sau negativ funcționarea reală; se determină modalitatea de acțiune încă din faza de proiectare pentru a împiedica deteriorarea suprafețelor și pentru a utiliza o lubrifiere și un lubrifianț corespunzător.

Mărimile ce se determină la încercările experimentale sunt:

- mărimi ce țin de funcționarea cuplei de frecare (forță, suprafață de contact, viscozitatea lubrifianțului, viteză relativă);

- mărimi ce se dezvoltă în timpul funcționării cuplei de frecare (temperatură, coeficient de frecare, regim de ungere, caracteristici ale lubrifianțului în timpul funcționării, arie reală, presiune reală de contact).

Încercările efectuate în tribologie se pot clasifica în trei mari grupe:

- a. încercări pe cuple de frecare;
- b. încercări pe modele;

c. încercări pe utilaj.

a. *Încercările pe cuple de frecare* se fac pentru studiul diferitelor mărimi și a influenței diferiților factori asupra cuplelor de frecare tribologice. Avantajul principal al încercărilor pe cuple de frecare constă în faptul că elimină parțial sau chiar total influența diferiților factori perturbatori. În același timp sunt factori și mărimi care nu se pot decela și determina separat, de exemplu, temperatura și presiunea (sunt multe situații în care presiunea și temperatura se influențează reciproc, neputându-se determina mecanismul relației dintre cele două mărimi). De asemenea prin studiul pe cuple de frecare, se pot elimina vibrațiile și efectele dinamice, încercând să se determine influența "pură" a diferitelor mărimi, dar ne putem îndepărta de realitate, deoarece, în funcționarea reală, cupla respectivă se află în legătură cu alte elemente, în condiții de funcționare dinamice sau statice, cu vibrații dorite sau nedorite, accidentale sau nu.

b. *Încercările pe modele* presupun includerea cuplei de frecare în instalații cu ajutorul cărora se simulează funcționarea reală a suprafețelor, pe cât posibil toți sau aproape toți factorii de influență.

Avantajul acestor încercări este că putem să intervenim pentru a introduce elemente ale funcționării reale, factori perturbatori sau de influență controlabili în orice moment al funcționării modelului, să se compare efectul pe model cu cel din realitate până la obținerea efectului real.

Dezavantajul acestei metode este că nu putem simula toate condițiile de funcționare reale, vibrații ce apar accidental, temperaturi sau presiuni ce se pot dezvolta datorită unor factori și elemente cu care se află în legătură cupla de frecare reală. Kragelsky este de părere că pentru fiecare proces din exploatare sunt necesare două "modelări" simultane, adică pentru aceeași cuplă de frecare se creează două modele, pe principii diferite, care să simuleze toți factorii de influență. După studiul rezultatelor se pot trage concluzii dacă modelul simulează bine procesul real și numai după aceea se fac studii referitoare la factorii de influență și se determină diferite mărimi.

c. *Încercările pe utilaj* sunt cele mai aproape de realitate și anume: propun determinarea mărimilor și a factorilor de influență în diferite condiții de funcționare.

Acest gen de încercări este mult mai costisitor atât din punct de vedere al instalației cât mai ales al timpului, deoarece încercările se fac după ce instalația a fost proiectată și executată existând riscul deteriorării unor elemente aflate în mișcare. Dar rezultatele sunt cele mai apropiate de funcționarea reală, de factorii perturbatori și de influență. Aceste încercări sunt foarte des utilizate de cercetătorii americani, concluziile finale ducând la obținerea unor informații cu ajutorul cărora instalațiile se pot reproiecta și realiza la parametri care evită deteriorarea suprafețelor, acestea fiind sub control în fiecare fază a funcționării mașinii sau instalației respective.

Numeroase încercări se efectuează în condiții industriale pe mașini agricole [B7], pe mașini miniere [F1], pe motoare cu aprindere prin scânteie și Diesel [B8], [G2], pe mașini - unelte, mașini din industria alimentară, laminoare [H3], [C8], [C9], benzi transportoare [B9], scule așchietoare [K4].

Din punct de vedere al reproductibilității și al repetabilității rezultatelor experimentale, instalațiile de laborator pentru studiul frecării, uzării și încercarea lubrifianților nu prezintă probleme diferite față de alte aparate de măsură. Împrăștierea rezultatelor va fi redusă dacă la fiecare încercare se vor reproduce condițiile de lucru existente la încercările precedente. Ameliorarea reproductibilității rezultatelor se poate realiza printr-o cunoaștere a procesului studiat.

Un alt aspect al utilizării instalațiilor de laborator este compararea rezultatelor obținute pe diferite instalații sau compararea acestor rezultate cu cele obținute pe agregate reale.

Studiile comparative ale aceluiași lubrifianți pe diferite instalații de laborator au arătat că acestea nu conduc întotdeauna la aceleași rezultate, chiar dacă se recurge la exprimarea relativă a acestora. Se impune o concluzie foarte importantă, și anume că diferența între comportarea a doi lubrifianți depinde și de domeniul de sarcini și viteze în care aceștia sunt folosiți.

Lipsa de concordanță între rezultatele obținute pe diferite instalații de laborator, deși reală, nu poate fi invocată ca un impediment în folosirea acestora. Același lucru, adică lipsa unei concordanțe între rezultate, se poate spune și despre determinările pe agregate reale cu diferența că în aceste caz se înrăutățește și reproductibilitatea rezultatelor, iar prețul de cost al încercării crește.

O altă consecință a neconcordanței parametrilor de funcționare între instalațiile de laborator și agregatele reale este imposibilitatea transferării integrale a rezultatelor obținute în laborator la situațiile reale (de exemplu, complexitatea condițiilor de funcționare ale unui angrenaj hipoid din exploatare nu este reproductibilă integral de nici o metodă sau instalație de laborator folosită în prezent).

Ținând cont de avantajele și deficiențele metodelor de laborator se poate trage concluzia că studiul frecării, uzării și a lubrifianților pe astfel de instalații constituie o verigă importantă la realizarea unui nou tip de lubrifianț sau în a se introduce cuple noi de materiale pentru anumite organe de mașini. Pe măsura aprofundării mecanismului de frecare - uzare, atât fluidă cât și uscată, este posibil să se transfere un rol tot mai important etapei de laborator, încercările pe agregatele reale fiind reduse numai la rolul de verificare a rezultatelor.

Numărul mare de instalații de încercare la frecare, uzare și a proprietăților lubrifianților face util calculul eficacității acestora. Pe această bază s-ar putea restrânge numărul celor folosite, fapt ce ar facilita compararea rezultatelor obținute în diferite laboratoare. Eficacitatea  $E$  a unei instalații poate fi pusă sub forma:

$$E = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{k_p} \cdot \left(\frac{I}{I_0}\right)^{k_i} \cdot \left(\frac{C_0}{C}\right)^{k_c} \quad (2.30)$$

în care:  $P$  - performanța instalației;  $C$  - costul instalației;  
 $I$  - valoarea rezultatelor obținute;  
 $P_0, I_0, C_0$  - parametri pentru instalația ideală;  
 $k_p, k_i, k_c$  - constante.

Din acești trei factori, singurul care se poate calcula imediat este costul instalației. Determinarea performanțelor, adică domeniul de utilizare și al valorii rezultatelor - factor ce include și reproductibilitatea rezultatelor și stabilitatea parametrilor de funcționare - se face cu ajutorul unor criterii mai mult sau mai puțin obiective, fiind din această cauză discutabilă. Analiza amănunțită a construcției și funcționării instalațiilor poate furniza criterii obiective pentru calculul lui  $E, P$ .

Pentru a putea obține informații despre mărimile caracteristice frecării, uzării, respectiv caracteristicile lubrifianților trebuie să prelevăm un număr de date experimentale. Aceste date sunt mărimi variabile. Rezultate diferite provin din

variabilitatea proprietăților materialelor, a lubrifianților, din modul de măsurare. Mărimile care caracterizează diferite proprietăți ale materialelor sau comportarea lor la acțiuni externe (mecanice, fizice, chimice) au caracter aleator.

Prin măsurări repetate ale aceleiași mărimi sau ale unor fenomene se obțin colecții de date care formează serii statistice. Chiar fenomenul uzării suprafețelor este un fenomen statistic, caracterizat, deci, printr-o serie de mărimi a căror determinare este imposibilă fără prelucrare statistică [P1].

Seriile statistice obținute în urma măsurărilor, analizate riguros, pot furniza informații deosebit de importante pentru scopuri practice. Obiectivele urmărite prin prelucrarea datelor experimentale sunt:

- determinarea unor mărimi care să caracterizeze cât mai precis frecarea, uzarea sau proprietățile lubrifianților;
- determinarea erorilor de măsurare și înlăturarea lor, dacă este posibil, sau evaluarea acestora;
- încadrarea unor caracteristici ale lubrifianților care să exprime cât mai bine comportarea lor în diferite situații;
- încadrarea unor fenomene reale într-o legitate teoretică cunoscută și, astfel, verificarea ipotezelor statistice;
- compararea unor materiale pentru cuplele de frecare și lubrifianți, care să permită evidențierea calităților acestora.

Printr-o analiză corespunzătoare se pot pune în evidență legături între diferite proprietăți și caracteristici studiate. Printr-o prelucrare statistică adecvată, datele obținute în laborator și, în general, prin încercări, capătă un conținut științific, utilizabil din punct de vedere practic.

O importanță deosebită în obținerea și prelucrarea datelor experimentale îl are numărul de date oferite spre prelucrare. Un număr prea mic de date poate să ne informeze greșit asupra unui fenomen sau asupra variației unei mărimi în funcție de alta; mai ales în cazul mărimilor ce caracterizează frecarea, uzarea, proprietățile lubrifianților, unde acestea variază în funcție de mai mulți parametri. Trebuie un număr destul de mare de măsurări pentru a evidenția clar anumite legi de dependență în anumite condiții de funcționare. De exemplu - viscozitatea, principala mărime care

caracterizează un lubrifiant, variază atât cu temperatura cât și cu presiunea. Influența acestor parametri este contrară, adică odată cu creșterea de presiune viscozitatea crește, iar odată cu creșterea de temperatură viscozitatea scade. În cazul în care avem și creștere de temperatură și de presiune, viscozitatea variază cu ambele mărimi, legile de variație fiind valabile numai în condiții bine determinate. De asemenea pentru variația viscozității cu presiunea, respectiv cu temperatura, există o serie de legi stabilite experimental, valabile numai în condițiile determinate. Un alt exemplu îl constituie aria reală de contact, respectiv presiunea reală de contact, mărimi foarte importante pentru studiul frecării și uzării (determină în mod direct coeficientul de frecare). Aria reală de contact se modifică tot timpul pe parcursul funcționării cuplei de frecare - conform curbei de portanță Abbott - Firstone [D5], [G3], [H4] - motiv pentru care determinările sunt foarte greu de repetat identic, chiar dacă toate condițiile de funcționare sunt identice. Datorită multitudinii factorilor de influență acest fenomen este foarte greu de stăpânit.

În concluzie, în cadrul măsurărilor din tribologie, sunt greu de stabilit legi clare de variație a diferitelor mărimi, deoarece nu avem o variație simplă a două sau trei variabile, ci există concomitent 5 ÷ 7 variabile dintre care, la un moment dat, în anumite condiții bine determinate pot deveni preponderente una sau două care dau o anumită tendință de variație, sau altele care dau o altă tendință. Există o serie de situații în care mărimile nu se pot decela; de aceea trebuie sesizat fenomenul în condiții experimentale bine determinate și apoi, dacă este posibil, extrapolarea cu grijă în condițiile reale de funcționare.

## ***CAPITOLUL 3.***

### ***Stadiul actual al cunoștințelor privind fenomenul de stick - slip***



### *3.1. Scurt istoric al mișcării sacadate*

La viteze mici de alunecare, în condițiile frecării uscate și mixte, mișcarea poate fi însoțită de sacadări sau intermitențe. Acest fenomen este întâlnit în literatura de specialitate sub denumirea de *stick-slip* (stick - lipire, slip - alunecare), *mișcare cu intermitență* sau *mișcare sacadată*. Cunoașterea acestui fenomen are o importanță deosebită prin implicațiile sale aplicative. În perioada 1930 - 1980 au existat preocupări importante în studiul acestui fenomen, apoi în perioada anilor '80 - '90 cercetările s-au diminuat, accentul punându-se pe influența diferitelor materiale ale cuplei de frecare și a noilor lubrifianți și aditivi ce au apărut asupra mișcării sacadate. Problema a rămas de actualitate prin încercarea de a găsi modelări neliniare pentru aplicații noi în domeniul mecatronicii, roboților industriali.

Fenomenul de stick - slip apare la transmiterea forței și a mișcării între două suprafețe, la ambreiaje, deplasările lente ale ghidajelor mașinilor - unelte, la cuplele cilindru - piston [C1], cupla fir - rolă la mașinile textile [C2], tragerea firelor la trefilare, la ascensoare, la pornire și la oprire la vehiculele feroviare. În toate aceste situații se influențează negativ neuniformitatea avansului, starea suprafețelor ghidajelor prin uzare pronunțată, deci precizia de prelucrare (calitatea suprafețelor prelucrate); în cazul vehiculelor feroviare se produce o încărcare a osiei cu un moment de torsiune de (5,4...10) ori mai mare decât cel nominal de funcționare la parametri proiectați.

Existența mișcării intermitente a fost demonstrată în anul 1930 de Thomas [P2]. În perioada 1933 - 1940, Kaidanovski, Haikin și colaboratorii lor s-au ocupat de autovibrațiile ce apar odată cu creșterea vitezei de alunecare. Fenomenul a atras și atenția lui Bowden care, în 1937, împreună cu Leben relevă dependența stick - slip-ului de onctuoșitate, iar în 1940, Block deschide calea spre stabilirea unor criterii cantitative.

În 1944, Islinski și Kragelski abordează problema variației forței de frecare statice cu durata perioadelor de lipire în absența amortizării [P2], problemă reluată abia în 1951, de Eliasberg.

În 1946 apare o lucrare a lui Merchant [P2] în care acesta corelează stick - slip-ul cu proprietățile chimice ale lubrifianților.

Printre alți autori care au studiat apariția și evoluția fenomenului de stick - slip se pot menționa Dudley și Swift (1949), Bowden și Tabor (1950), Barwell (1956), Rabinovicz (1957). Ulterior s-au publicat o serie de lucrări atât de natură teoretică cât și experimentală, concomitent cu dezvoltarea materialelor cuplelor de frecare, a tratamentelor termice aplicate, a prelucrărilor suprafețelor, a evoluției lubrifianților și aditivilor.

În țara noastră, de acest fenomen s-a ocupat prof.dr.ing. Dan Pavelescu, care a publicat o serie de articole și cărți [P4], [P2],[P3]. Dan Pavelescu a elaborat o teză deosebită în acest domeniu, ocupându-se de studiul acestui fenomen și de uzarea datorită lui prin prisma caracterului lor statistic. Prin cercetările efectuate dovedește că perioadele de stick și slip au caracter statistic, studiind în amănunt fenomenele ce au loc pentru o anumită viteză relativă, pentru un cuplu de materiale și condiții de funcționare bine determinate. De asemenea, de mișcarea sacadată s-a mai ocupat Tudor A. [T1] și Li Chun Bo [P4], [T1], Cigan [C1].

Pentru mișcarea sacadată la vehicule feroviare preocupările au fost mai intense având în vedere implicațiile pe care acest fenomen le are asupra siguranței în funcționarea locomotivelor de cale ferată. În acest domeniu o contribuție importantă o are Sebeșan prin teza de doctorat [S5], în care se propun o serie de sisteme antistick - slip cu care se rezolvă influența acestui fenomen la pornirea și oprirea vehiculelor feroviare.

### *3.2. Fenomenul de stick - slip*

#### *3.2.1. Forme ale mișcării sacadate*

Terminologic, mișcarea sacadată presupune două fenomene distincte, și anume:

- stick - slip-ul sau alunecarea cu intermitențe;
- alunecarea cu autovibrații.

Rabinovicz clasifică mișcarea sacadată astfel:

- stick - slip-ul neregulat - ce apare fie la mișcarea de alunecare în condițiile frecării uscate sau în condițiile ungerii cu lubrifianț solid, parțial uzat (frecare mixtă);
- stick - slip-ul regulat elastic - ce apare la mișcarea de alunecare în condițiile frecării fluide atunci când viteza relativă de translație este foarte mică.

În figura 3.1 se prezintă formele mișcării sacadate în funcție de viteza relativă dintre cele două suprafețe aflate în contact în mișcare relativă, după Hunt și colaboratorii.

Așadar, mișcarea sacadată presupune două fenomene distincte: *alunecarea cu intermitențe și autovibrații*; trecerea de la prima formă la cea de-a doua se face în funcție, în principal, de viteza de antrenare, viscozitatea lubrifianțului și rigiditatea sistemului.

Alunecarea cu intermitențe (fig. 3.1) este caracterizată prin valori mari ale fenomenului, valori mari ale forței de frecare și treceri bruște de la perioadele de stick la cele de slip. Acest fenomen apare și se menține dacă viteza de alunecare

$v > v_{\text{critică de stick-slip}}$

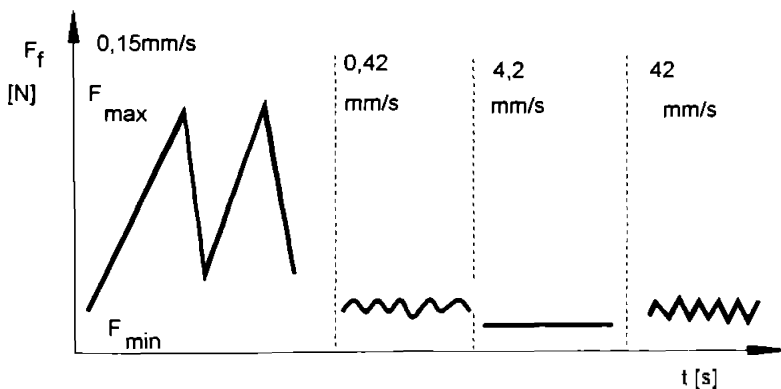


Fig. 3.1.

Alunecarea cu autovibrații este caracterizată prin amplitudini mici ale fenomenului, valori mai mici ale forței de frecare și treceri în timp relativ mai mare de la valorile maxime spre cele minime ale forței de frecare. Dacă viteza de alunecare

$v$  viteza critică de *stick-slip* sau este mai mare și decât viteza critică de alunecare cu autovibrații, mișcarea sacadată este amortizată și are loc creșterea, scăderea liniară sau menținerea constantă a forței de frecare.

### 3.2.2. Explicarea fenomenului

#### 3.2.2.1. Stick - slip-ul la frecarea uscată

Coulomb, studiind frecarea uscată (1785), a sesizat că valoarea forței necesare pentru a provoca mișcarea este superioară celei necesare pentru menținerea ei. S-a pus încă de atunci problema de a distinge două valori diferite pentru coeficientul de frecare: *static*, respectiv *cinetic*. Tot lui Coulomb i se datorează exprimarea coeficientului de frecare static în funcție de timp. Parker și colaboratorii săi (1950) au pus în evidență variația coeficientului de frecare static cu viteza de aplicare a forței tangențiale.

Perechea de valori (statică și cinetică) a coeficientului de frecare este evidențiată în fenomenul mișcării sacadate surprins din 1930 de Thomas.

Pentru studiul fenomenului de stick - slip se admite modelul prezentat în figura 3.2. ce este format din următoarele elemente:

1. - epruvetă mobilă.
2. - epruvetă suport;
3. - element elastic cu constanta de elasticitate,  $k$ .

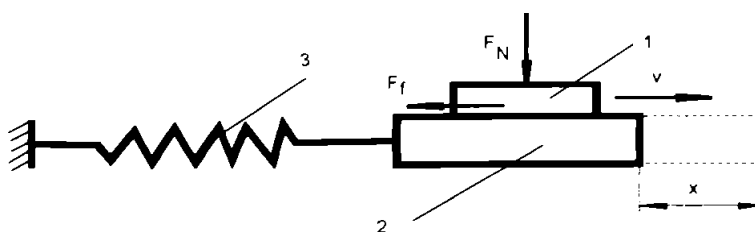


Fig. 3.2.

Epruveta mobilă 1 se deplasează cu o viteză constantă  $v$  pe epruveta suport 2, inițial aflată în repaus. Alunecarea epruvetei mobile poate provoca o variație a forței de frecare (ca în figura 3.3) care produce intermitența mișcării, numită stick - slip.

Notațiile utilizate în întreaga prezentare a fenomenului sunt:

$F_N$  - forța de apăsare normală;

$F_f$  - forța de frecare;

$F_{fk}$  - forța de frecare cinetică;

$F_{fs}$  - forța de frecare statică;

$f_s$  - coeficientul de frecare static;

$f_k$  - coeficientul de frecare cinetic.

La începutul mișcării ( $t = 0$  și  $v_0 = 0$ ), la interfața de contact a cuplei de frecare, datorită sarcinii  $F_N$ , acționează forța de frecare statică. În prezența acestei forțe se constată că în perioada  $t_0 - t_1$  ambele elemente 1, 2 ale cuplei par lipite (*perioada de stick*) și se deplasează împreună cu viteza impusă de sistemul de antrenare, iar elementul elastic 3, cu constanta elastică  $k$  se deformează în direcția mișcării cu săgeata  $x$  până în momentul în care forța elastică este egală cu forța de frecare statică. În acest moment  $F_{1x} = F_{fs}$  deci săgeata  $x$  are expresia:

$$x = f_s \cdot \frac{F_N}{k} \quad (3.1)$$

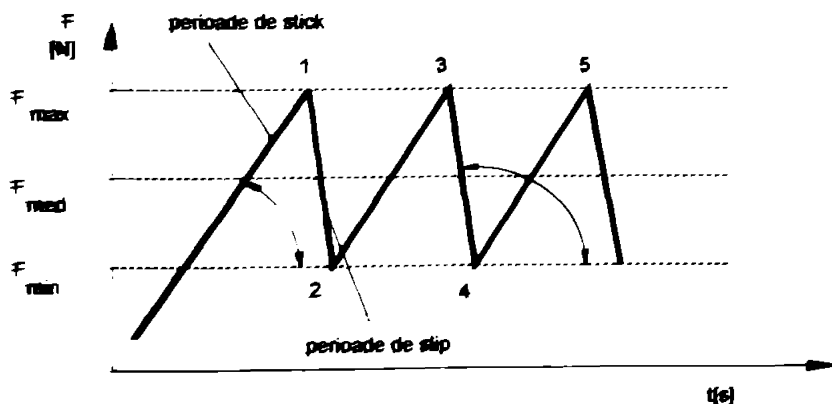


Fig. 3.3.

În momentul  $t_1$ , forța elastică  $F_{e1}$  dezvoltată în elementul elastic depășește valoarea forței de frecare  $F_f$ :

$$F_e = k \cdot x > F_f \quad (3.2)$$

iar epruveta suport 2, de masă  $m$  (în care se include și masa elementului elastic) se desprinde deplasându-se în sens contrar vectorului viteză  $v$ . În perioadele de alunecare  $t_1 - t_2$  (perioade de slip) viteza medie de slip depășește cu mult viteza de antrenare ( $v_{slip} \gg v$ ), iar valoarea medie a coeficientului de frecare cinetic este mai mică decât valoarea coeficientului de frecare static ( $f_k < f_s$ ). În momentul  $t_2$ , în care viteza relativă de alunecare dintre cele două suprafețe devine  $v = 0$ , cupla de frecare execută o nouă perioadă de lipire (stick)  $t_2 - t_3$ , procesul continuând atâta timp cât condițiile de funcționare se mențin constante.

Se constată că ordonata punctului 2 ( $x_2$ ) este mai mică decât precedenta, deoarece până la un anumit moment perioadele respective descresc în funcție de valoarea vitezei de alunecare și a celorlalți parametri (sarcină, material, starea suprafeței).

Valorile coeficienților de frecare statici depind de timpul de acționare al sarcinii, deci descresc în timp, deoarece scad perioadele cât timp cele două suprafețe stau în contact,  $f_{s2} < f_{s1}$ .

Dacă se mențin constante condițiile experimentale, după câteva perioade, amplitudinile fenomenului devin constante:

$$x_n = x_{n-1} = x_{n-2} = \dots = \text{constant} \quad (3.3)$$

Conform acestei teorii coeficientul de frecare static corespunde perioadei de lipire (stick), iar coeficientul de frecare cinetic corespunde perioadei de alunecare (slip).

Fenomenul de stick - slip are loc deci, datorită variației coeficientului de frecare cu viteza relativă (la creșterea vitezei relative are loc o scădere a coeficientului de frecare).

Stick - slip-ul se explică, în general, prin fenomene de aderență, prin formarea unor "punți de sudură"[P1]. În acest sens, Tross [T5] arată că acest fenomen are loc

numai la viteze mici (cuprinse în intervalul  $(0,3...300) \cdot 10^{-2}$  mm/s), deoarece "punțile de sudură" pot rezista numai la o disipare rapidă a energiei calorice corespunzătoare unor timpi de răcire de  $10^{-7} - 10^{-4}$  s [T5]. Existența unor microjoncțiuni între cele două suprafețe aflate în contact, în mișcare relativă, explică variația forței de frecare în timpul funcționării. Astfel, stick-ul și slip-ul pot fi considerate fenomene statistice: apariția și ruperea "punților de sudură" constituie cele două extreme ale unui anumit echilibru dinamic. Aspectul statistic al acestui fenomen s-a dovedit și tratat pentru prima dată de D. Pavelescu [P1].

O explicație mai simplistă a fenomenului, corespunzătoare etapei mecaniciste a evoluției coeficientului de frecare, este dată prin descrierea coeficientului de frecare ca fiind ridicarea pe microasperități în perioada de pornire (escaladarea asperităților unei suprafețe peste cealaltă suprafață) [P1].

Apariția stick - slip-ului este determinată tocmai de o anumită valoare a raportului între coeficientul de frecare static și coeficientul de frecare cinetic, denumit coeficientul de stick - slip al sistemului. Astfel putem constata următoarele situații:

1.  $\frac{f_s}{f_k} \geq 1$  alunecarea este însoțită de intermitențe;
2.  $\frac{f_s}{f_k} < 1$  stick - slip-ul se consideră amortizat (nu mai are loc).

Schnurman [P2] este de părere că stick - slip-ul se datorește forțelor electrostatice, prin concentrarea forței de frecare în regiunea de "extremă presiune".

În ceea ce privește conceptul de forță de frecare sau coeficient de frecare, sau interpretarea a două valori pentru coeficientul de frecare (static și cinetic), ce sunt ilustrate grafic de unii autori, se remarcă opinii diferite. Astfel, Hersey afirmă că se pot determina valori bine definite numai pentru coeficientul de frecare static; pentru coeficientul de frecare cinetic valoarea rămâne incertă pe parcursul funcționării cuplei de frecare.

Stromberg și Drews și chiar Bowden și Tabor [P2] stabilesc valoarea coeficientului de frecare static prin mediere.

Ling și Weiner nu pot explica fizic existența a două valori pentru coeficientul de frecare static la o forță mai mică de 800 N (fig. 3.4).

Simkins [P2], încercând să determine dependența coeficientului de frecare static de timpul de contact, ajunge la concluzia că microslip-ul constituie, de fapt, o frecare cinetică și că "legea" forței de frecare statice, care susține că aceasta este mai mică decât forța de frecare cinetică, este "un rezultat numai al investigațiilor empirice, obținute și verificate numai cu zeci de ani înainte fără a se lua măsurile experimentale corespunzătoare (de exemplu: curățirea suprafețelor, utilizarea unor traductoare de frecvență înaltă)."

În realitate, trecerea de la regimul de lipire la cel de alunecare nu se va face ca în figura 3.3. Dacă se utilizează o viteză mai mare de înregistrare, unghiul ascuțit al regiunii unde forța de frecare este maximă ( $F_{l\max}$ ) se mărește, desprinderea făcându-se printr-o serie de microdeformări și microslip-uri care arată că în această regiune nu pot fi absolutizate noțiunile de coeficient de frecare static și cinetic.

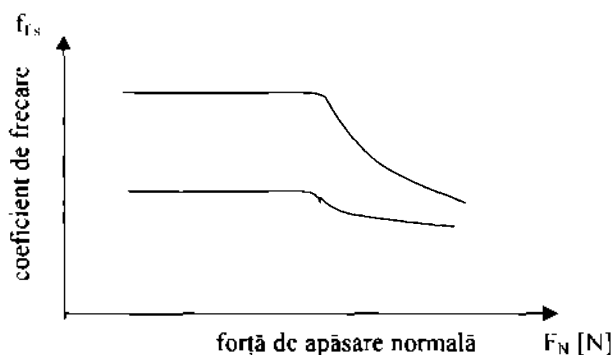


Fig. 3.4

### 3.2.2.2. Stick - slip-ul în condițiile amortizării viscoase

În cazul în care cupla de frecare funcționează unsă cu lubrifianț, modelul adoptat pentru studiul fenomenului de stick - slip este cel prezentat în figura 3.5. în



care cu  $c$  se notează coeficientul de amortizare viscoasă a sistemului, restul notațiilor sunt aceleași ca și la fig. 3.2.

Interpretarea fenomenului în cazul acesta este:

Corpul fix 1, de masă  $m$ , este legat de un perete fix 5 prin intermediul unui element elastic 3 cu constanta elastică  $k$ , și printr-un sistem amortizor 4, cu constanta de amortizare  $c$ . Acesta este în contact cu corpul 2 ce se deplasează orizontal cu viteză constantă  $v$ . În fig. 3.5 a se prezintă poziția neutră, de repaus, în care forța elastică, forța de amortizare și forța de frecare sunt egale cu zero. Atât timp cât forța elastică și cea de amortizare nu depășesc forța de frecare dintre cele două suprafețe aflate în contact, cele două corpuri se deplasează împreună (fig. 3.5 b). Acest moment de început al alunecării sau încheierea perioadei de stick este prezentată în fig. 3.5 b. În momentul în care forța elastică și cea de amortizare depășesc forța de frecare, corpul 1 va aluneca brusc. În timpul alunecării (perioada de slip) (fig. 3.5 c) ecuația de mișcare pentru corpul ce se deplasează devine:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F_f \quad (3.4)$$

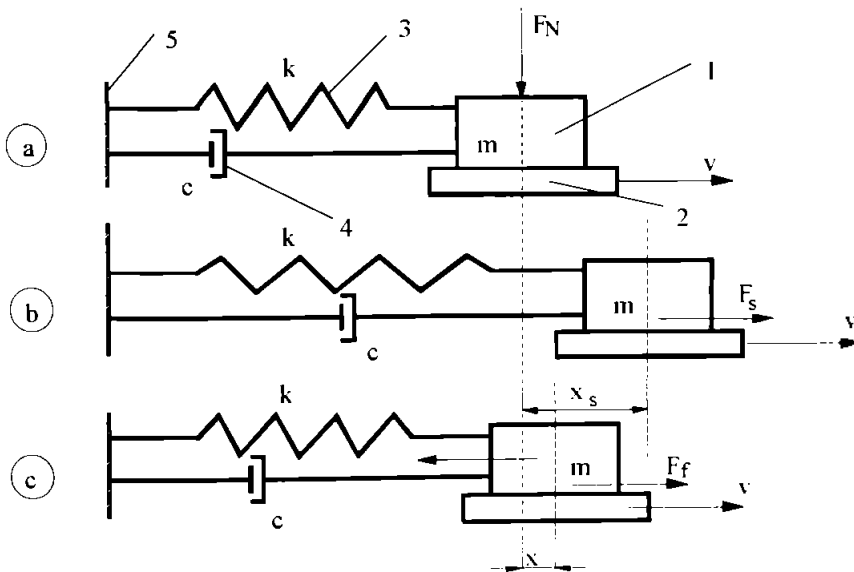


Fig. 3.5.

Stick - slip-ul regulat transpus în deplasări tangențiale ale poziției relative a celor două corpuri (1), (2), în timp, este prezentat în figura 3.6.

Porțiunea (a) - (b) corespunde perioadei de lipire (stick), iar porțiunea (b) - (c) corespunde perioadei de alunecare (slip).

În perioada de slip apare o deplasare rapidă a corpului 1 în direcția de alunecare, la care durata este de ordinul  $10^{-4}$  s, iar forța de frecare variază instantaneu într-o manieră imprevizibilă. Pentru studiul acestui fenomen s-au dezvoltat mai multe metode, dintre care cele mai importante sunt:

1. Unii cercetători au făcut o serie de încercări pentru a obține variația dinamică a forței de frecare în timpul perioadei de alunecare - aici ipoteza principală este de a presupune că mărimea forței de frecare se modifică cu viteza de alunecare (Belgaumeker, Cockerham, Banerjee, Bockley, Watari). O altă variantă este de a deduce variația forței de frecare direct prin încercări experimentale (Okamura, Malcino, Rabinovicz, Kosterin, Kragelski, Hunt, Bell, Pavelescu).

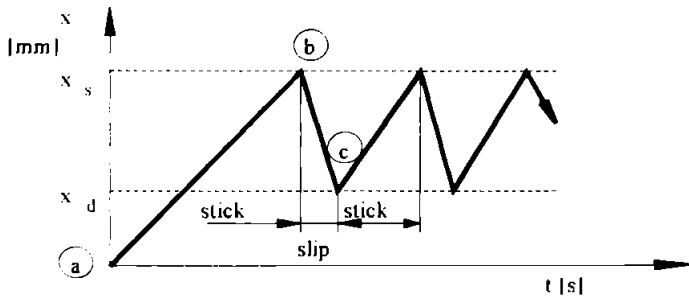


Fig. 3.6.

Fenomenul de stick - slip se poate explica, deci, prin variația forței de frecare statică și cinetică. Când corpurile ce sunt în contact, în mișcare relativă, se află în repaus, rezistența la mișcare (forța de frecare statică) este mai mare decât energia acumulată în timpul deformației elastice a elementului elastic al sistemului (modelul prezentat în figura 3.2, 3.5). Când s-a acumulat suficientă energie în elementul elastic, energie care depășește frecarea statică, corpul aflat în mișcare se va deplasa. Acest moment este însoțit de o reducere a rezistenței la frecare, deci energia suplimentară din

elementul elastic va accelera rapid corpul aflat în mișcare până într-un punct în care energia suplimentară a fost absorbită și începe faza de decelerare. Corpul se va opri și astfel se generează vibrații proprii. Acest fenomen apare în mod inevitabil când avem nevoie de poziționări corecte, controlate ce au loc la viteze reduse de alunecare. Dificultatea eliminării acestui fenomen provine din faptul că modelarea acestuia trebuie făcută cu forțe de frecare dinamice ce nu pot substitui toate cazurile existente în practică. Astfel au existat, din acest punct de vedere, o serie de modelări, și anume, Dereaghin [C2] consideră un model al frecării bazat pe trecerea bruscă de la forța de frecare statică la cea cinetică, aceasta având valori constante. Brockley [B2] investighează acest fenomen considerând că frecarea statică este dependentă de timp. El determină o diagramă a variației coeficientului de frecare în timpul perioadei de stick (fig. 3.7) și o relație pentru variația coeficientului de frecare corespunzătoare figurii 3.7 ce are expresia matematică:

$$f_{stick} = f_{min} + (f_s - f_{min}) \cdot (1 - e^{-c \cdot t_{stick}}) \quad (3.5)$$

în care:  $f_s$  - coeficientul de frecare static;

$f_{stick}$  - coeficientul de frecare în perioada de stick;

$f_{min}$  - coeficientul de frecare minim în momentul începerii perioadei de stick;

$c$  - constantă ce depinde de rata de creștere a frecării statice;

$t_{stick}$  - durata perioadei de stick.

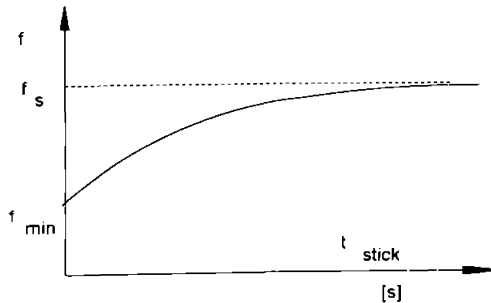


Fig. 3.7.

Banerjee [B2] propune o relație polinomială continuă de ordinul 2 între forța de frecare și viteză (figura 3.8 - curba 5).

Experimentele făcute de Symons [C2] au arătat că relația dintre caracteristicile frecării și viteză este dinamică și discontinuă; trecerea de la forța de frecare statică la cea cinetică este proporțională cu rădăcina pătrată a vitezei de alunecare. S-a constatat că rezistența la frecare în timpul fazei de decelerare este aproximativ constantă. Bell și Burdekin ([P4],[C2]) propun un model liniar al frecării la care forța de frecare descrește liniar cu viteza de alunecare de la valoarea forței de frecare statice în faza de accelerare a alunecării (figura 3.8 - curba 2).

Cockerham și Cole [C2] au utilizat două modele mai realiste ale variației forței de frecare (figura 3.8 - curbele 3,4), demonstrând existența unor condiții bine determinate pentru stabilitatea mișcării de stick - slip.

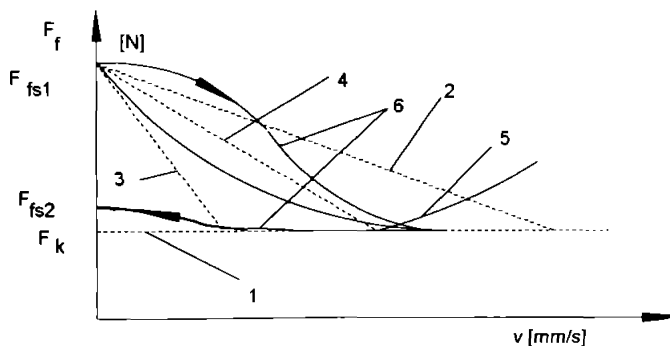


Fig. 3.8.

Rezultatele experimentale au demonstrat caracterul dinamic al relației forță de frecare - viteză pentru cuple de frecare formate din suprafețe de oțel și faptul că această relație este discontinuă, variind pe două ramuri distincte (figura 3.8 - curba 6). Modelul forțelor de frecare acceptat ca fiind reprezentativ atât din punct de vedere teoretic cât și experimental pentru două suprafețe ale unei cuple de frecare obișnuite (din oțel sau fontă), este cel al variațiilor exponențiale dinamice discontinue.

Modelul forțelor de frecare exponențiale - D. Pavelescu, A. Tudor, Li Chiun Bo în [P4], [T1] propun două relații exponențiale pentru a caracteriza forța de frecare ca o funcție de viteza relativă dintre cele două suprafețe ale cuplei de frecare de forma:

$$F_{k_1} = F_{k_{\min}} + (F_s - F_{k_{\min}}) \cdot \exp(-\gamma \cdot v^{\delta}) \quad (3.6)$$

$$F_{k_2} = F_{k_{\min}} + (F_0 - F_{k_{\min}}) \cdot \exp(-\gamma \cdot v^{\delta}) \quad (3.7)$$

în care:  $F_{k_1}$  - valoarea forței de frecare pentru faza de accelerare;  
 $F_{k_2}$  - valoarea forței de frecare pentru faza de decelerare;  
 $v$  - viteza relativă dintre cele două suprafețe;  
 $\delta, \gamma$  - constante.

Valorile forțelor de frecare în cele două faze sunt diferite tocmai prin faptul că forțele de frecare statice de la care pornește mișcarea sunt diferite (fig. 3.8).

2. Sampson este primul care încearcă să calculeze proprietățile la frecare din diagramele deplasare - timp. Acesta arată că frecarea descreește în stadiul accelerării în perioadele de slip și rămâne aproape constantă în perioada de decelerare. Deci, deplasările variabile în timpul perioadelor de stick și slip determină apariția și menținerea acestui fenomen.

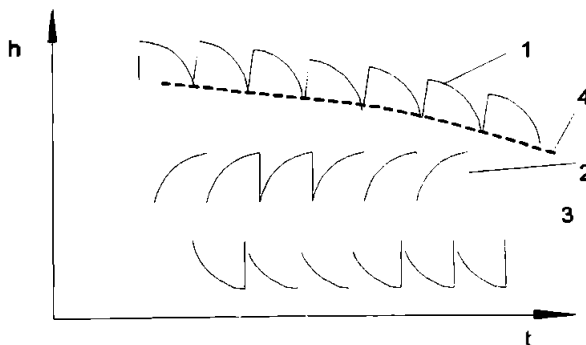
Tot în această idee Sakamoto [S1] studiază fenomenul de stick - slip prin deplasările normale ce au loc, arătând că datorită micilor deplasări pe verticală la viteze mici de alunecare se induce corpului aflat în mișcare alunecări rapide în perioadele de slip. Mișcarea de ridicare prin micile deplasări pe verticală ale corpului aflat în mișcare de alunecare, implică o descreștere a ariei reale de contact și rezultă o scădere a frecării. Deci, având o variație a ariei reale de contact în perioadele de stick și de slip este normal să avem și o variație a forței de frecare în aceste perioade.

Importanța fenomenului de stick - slip la frecarea mixtă rezidă din faptul că acest tip de frecare apare întotdeauna la orice cuplă de frecare lubrifiată în perioada de început sau de sfârșit a mișcării, când se formează sau când se rupe pelicula de lubrifianți. Aceste perioade (de început și de sfârșit ale mișcării relative) sunt caracterizate de viteze mici de deplasare, deci cazuri posibile pentru dezvoltarea fenomenului de stick - slip.

Deplasările mici pe verticală ale corpurilor aflate în mișcare relativă în prezența fenomenului de stick - slip, la frecarea mixtă, au un efect important asupra forței de frecare și induc vibrații în sistem. Micile deplasări pe verticală sunt puternic influențate de efectul de aderare a filmului de lubrifiant la suprafețele solide în condițiile frecării mixte, respectiv în cazul ideal al frecării limită. Înregistrarea micilor deplasări pe verticală este prezentată în figura 3.9 în care:

- curba 1 - reprezintă deplasarea pe verticală a suprafeței de deasupra;
- curba 2 - reprezintă deplasarea pe verticală a suprafeței de jos;
- curba 3 - reprezintă deplasarea relativă pe verticală între cele două suprafețe aflate în contact;
- curba 4 - reprezintă rugozitatea suprafeței.

Primul care sugerează o dependență cantitativă între micile deplasări pe verticală la viteze mici de deplasare în condițiile frecării mixte este Kudinov [T1]. Această teorie este dovedită prin cercetări experimentale de Tolstoi și Kaplan într-un studiu elaborat încă în 1966 [T1].



**Fig. 3.9.**

Pentru a determina mecanismul dependenței frecării statice, Kato [P4] studiază efectul de aderare a lubrifiantului la suprafața solidă. O mică oscilație a corpului ce se află în mișcare de alunecare perpendicular pe planul de alunecare în cazul mișcării cu viteză mică la frecarea mixtă a fost descoperită și studiată de Antoniu [T1].

Între două suprafețe aflate în contact, în condițiile frecării mixte, există zone în care contactul este solid / solid (1) și zone în care suprafețele aflate în mișcare relativă sunt separate printr-un film subțire de lubrifianț (2), așa cum este arătat în figura 3.10.

Sub acțiunea unei forțe normale  $F_N$  asperitățile suprafețelor în zonele cu contact solid / solid (1) se deformează, iar filmul de lubrifianț este "prins" între suprafețele metalice. Ariile acestor două zone variază cu deformația asperităților. Dacă aria totală de contact a zonelor care sunt separate de filmul de lubrifianț este reprezentată de aria echivalentă a unui cerc de rază  $R_e$ , atunci:

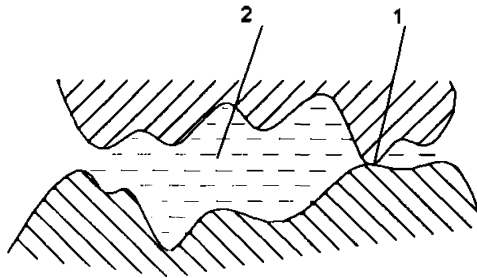


Fig. 3.10.

$$A_f = \pi \cdot R_e^2 \quad (3.8)$$

Acceptăm că raza echivalentă  $R_e$ , în interiorul unei zone mici, este proporțională cu grosimea filmului de lubrifianț  $h$  și atunci avem:

$$R_e = C_s \cdot h \quad (3.9)$$

în care:  $C_s$  - constantă determinată de distribuția de rugozitate pe suprafață, ca un factor de distribuție a înălțimilor asperităților, a numărului de asperități pe unitatea de suprafață și a raportului dintre înălțimea asperității și raza acesteia în cazul aproximării cu o semisferă (aproximarea lui A. Tudor [T2]).

Forța normală  $F_N$  este preluată atât de zonele cu contact uscat ce se deformează cât și de porțiunile pe care lubrifianțul a aderat la suprafață (contacte lubrificate), dar distribuția încărcării pe aceste zone nu este uniformă, depinde de variația ariei reale pe aceste porțiuni. Acceptăm că forța normală preluată de zonele lubrificate  $F_{Nl}$  este proporțională cu aria totală a acestor zone  $A_f$ . Atunci:

$$F_{N_1} = p_m \cdot A_1 \quad (3.10)$$

în care: -  $p_m$  - presiunea medie din stratul de lubrifianț.

Efectul de aderare a stratului de lubrifianț este considerat a fi factorul dominant care influențează viteza deplasărilor pe verticală, deoarece grosimea filmului de lubrifianț variază foarte încet în comparație cu deformațiile suprafețelor.

Pentru a studia mecanismul aderării filmului de lubrifianț asupra frecării statice în condițiile frecării mixte A. Tudor [T1] sugerează modelul prezentat în figura 3.11.

Acest model se bazează pe faptul că între asperitățile aflate în contact există un număr de microcanale care formează o rețea. Această rețea permite lubrifianțului să curgă între cele două suprafețe aflate în contact.

Pentru modelul prezentat în figura 3.10, când are loc apropierea unei suprafețe față de cealaltă sub acțiunea forței normale  $F_N$ , debitul de lubrifianț  $q$  printr-o suprafață cilindrică de rază oarecare  $r$  are expresia:

$$q = -\frac{1}{12} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot h^3}{\eta} \quad (3.11)$$

în care: -  $\eta$  - viscozitatea lubrifianțului.

De asemenea debitul de lubrifianț este egal cu diferența între volumele canalelor:

$$q = \pi \cdot r^2 \cdot \left( -\frac{dh}{dt} \right) \quad (3.12)$$

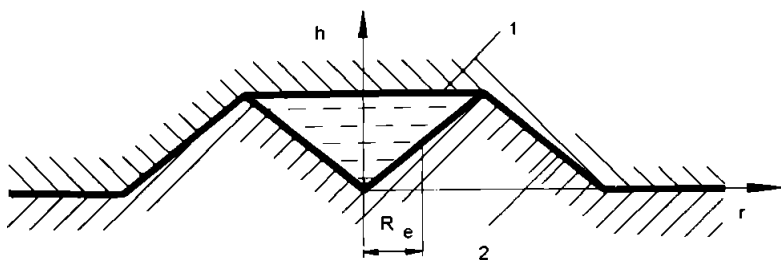


fig. 3.11.

Prin egalarea relațiilor (3.9) și (3.10) și integrând ecuația în lungul razei  $r$  obținem pentru  $p$  expresia:



$$p = \frac{3 \cdot \eta}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \cdot r^2 + C \quad (3.13)$$

în care: -  $C$  - constanta de integrare.

Pentru condițiile la limită:  $p = 0 \Rightarrow r = R_c$ , obținem pentru presiunea  $p$  expresia:

$$p = \frac{3 \cdot \eta}{h^3} \cdot (r^2 - R_c^2) \cdot \frac{dh}{dt} \quad (3.14)$$

Prin integrarea relației pe suprafața de contact  $A_r$  pe care avem contacte fluide obținem pentru forța preluată de contactele fluide expresia :

$$F_{Nf} = \frac{3 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R_c^4}{2 \cdot h^3} \cdot \left( -\frac{dh}{dt} \right) \quad (3.15)$$

Înlocuind ecuațiile (3.6) și (3.7) în ecuația (3.12) obținem:

$$p_m = \frac{3 \cdot \eta \cdot C_s^2}{2 \cdot h} \cdot \left( -\frac{dh}{dt} \right) \quad (3.16)$$

Prin integrare și considerând condițiile inițiale (la  $t = 0$  și  $h = h_0$ ) obținem:

$$h = h_0 \cdot e^{-\gamma t} \quad (3.17)$$

în care cu  $\gamma$  s-a notat expresia:  $\gamma = \frac{2 \cdot p_m}{3 \cdot \eta \cdot C_s^2}$  (3.17')

Grosimea stratului de lubrifianț variază exponențial în timp, în condițiile frecării mixte. De asemenea, din expresia coeficientului  $\gamma$  (3.17') se observă că stratul absorbit de lubrifianț depinde de viscozitatea lubrifianțului  $\eta$ , presiunea medie din stratul de lubrifianț  $p_m$ , particularitățile topografice ale suprafeței prin coeficientul  $C_s$ , care este un parametru foarte important în condițiile frecării mixte și mai ales la frecarea limită (cazul ideal al frecării cu lubrifianț [B4]).

### 3.2.2.3. Fenomenul de stick - slip la mișcarea de rotație

În cazul mișcării de rotație, fenomenul de stick - slip poate să apară la lagărele cu alunecare, la procesul de extrudare hidrostatic, la ghidajele mașinilor - unelte, la etanșările frontale [B3]. La mișcarea de rotație fenomenul are loc numai în condiții de

amortizare viscoasă având în vedere cuplele de frecare unde acest fenomen poate să apară. Modelul acceptat este prezentat în figura 3.12:

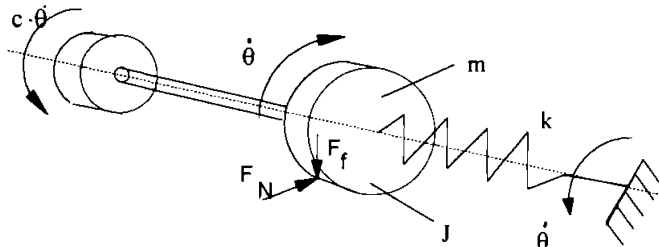


Fig. 3.12.

în care:

- $J$  - momentul de inerție al masei  $m$  a corpului care se rotește;
- $k$  - constanta elastică a sistemului;
- $\theta$  - unghiul de rotație al elementului mobil;
- $\dot{\theta}$  - viteza de rotație a elementului mobil;
- $F_N$  - forța de încărcare normală;
- $F_f$  - forța de frecare între elementul mobil și cel fix, ce se rotesc unul față de celălalt cu unghiul  $\theta$  și viteza unghiulară  $\dot{\theta}$ .

Modelul pentru forțele de frecare, respectiv pentru momentul de frecare de torsiune  $T_f$ , în cazul mișcării de rotație, este acceptat, conform celor prezentate în paragraful 2.2.3, ca fiind cel dinamic, prezentat în figura 3.13:

în care:

- $T_{fs}$  - este momentul de frecare static;
- $T_{fk}$  - este momentul de frecare cinetic.

Fenomenul de stick - slip la mișcarea de rotație apare, ca și la mișcarea de translație, datorită diferenței dintre momentul de frecare static și cinetic, datorită adeziunilor moleculare puternice în perioada de staționare (perioadele de stick) și dezlipirii în perioadele de alunecare (slip), a eliberării de energie acumulată în perioada de repaus și accelerare, în perioada de mișcare.

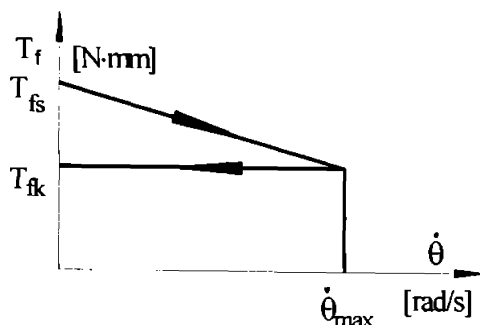


Fig. 3.13.

### 3.3. Ecuațiile fenomenului de stick - slip

#### 3.3.1. Ecuațiile pentru mișcarea de translație

##### A. Ecuațiile de mișcare

Modelul acceptat pentru a determina ecuațiile ce caracterizează fenomenul de stick - slip la mișcarea de translație este prezentat în figura 3.14.

O serie de autori (Bowden, Tabor, Hunt, Tobias, Dereaghin, Niemann și Ehrenspiel [N2], Pavelescu [P4], Tudor [T3]) au studiat analitic fenomenul de stick - slip. Pe această cale s-au obținut informații utile, cum sunt influența unor parametri asupra amortizării, determinarea amplitudinii maxime, a perioadelor de stick și de slip în concordanță cu rezultatele experimentale. De regulă, datorită complexității fenomenului, s-au introdus o serie de simplificări în tratarea modelului studiat, a ecuației de mișcare.

Din studiul ecuațiilor de mișcare ce s-au scris pentru modelele acceptate de diferiți autori (în fond toate au aceleași elemente: corpul fix, corpul mobil, elementul elastic și elementul de amortizare viscoasă), concluzia este următoarea: forma ecuațiilor este aceeași, modul de exprimare al forțelor de frecare fiind ceea ce le distinge. Forma generală a ecuației de mișcare este:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = \Delta \quad (3.18)$$

în care:  $m$  - masa sistemului mobil în care intră și masa elementului elastic;

$c$  - constanta de amortizare viscoasă a sistemului;

$k$  - constanta elastică a sistemului;

$\Delta$  - termen ce ține cont de forța de frecare, de modul de exprimare în diferite momente ale istoriei fenomenului de stick - slip a forței de frecare.

În funcție de starea cunoștințelor, modelul complex sau simplificat adoptat, ipotezele inițiale acceptate, diferiți autori au dat diferite soluții pentru această ecuație. De asemenea, fiind o ecuație diferențială de ordinul 2, soluția generală este de forma:

$$x = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (3.19)$$

În fiecare etapă de dezvoltare a cunoștințelor despre fenomenul de stick - slip s-au obținut, în mod diferit, valorile pentru constantele de integrare  $A$ ,  $\varphi$ . În continuare se prezintă, în diferite ipoteze, la diferite etape, în diferite condiții, forme pentru ecuația de mișcare (3.18).

Bowden și Tabor reprezintă fenomenul printr-o ecuație simplă, în condițiile frecării uscate, deci nu apare termenul al doilea  $c \cdot \dot{x}$ , iar  $\Delta = F_f$ , forma ecuației fiind:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = F_f \quad (3.20)$$

în care:  $F_f = (f_s - f_k) F_N$

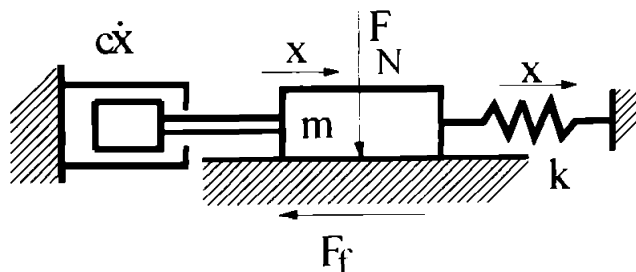


Fig. 3.14.

În primă aproximare se obține pentru deplasare expresia:

$$x = \frac{F_N}{k} \cdot [(f_s - f_k) \cdot \cos \omega \cdot t + f_s] \quad (3.21)$$

După Dereaghin ecuația de mișcare și relația pentru calculul deplasării se pot exprima în funcție de frecvența proprie a sistemului  $\omega_0$  și de un coeficient de amortizare complex:

$$\begin{aligned} \Delta &= F_{r_s} \\ c &= r \cdot x - n \cdot (\dot{x} - v) \end{aligned} \quad (3.22)$$

De unde rezultă pentru deplasarea pe orizontală relația:

$$x = e^{-\alpha \omega' t} \cdot (A \cdot \cos \omega' t + B \cdot \sin \omega' t) + C \quad (3.23)$$

în care:  $\dot{x}$  - viteza corpurilor în perioada de slip;

$v$  - viteza relativă dintre cele două suprafețe;

$n, r$  = coeficienți ai forței de frecare în perioadele de stick și de slip;

$$\theta' = \theta \cdot \sqrt{1 - \theta^2}; \quad \theta = \frac{r - n}{2 \cdot \sqrt{m \cdot k}} \quad (3.24)$$

$$\omega' = \omega \cdot \sqrt{1 - \theta^2}; \quad \omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.25)$$

$A, B, C$  = constanta de integrare.

Banerjee propune în zona vitezei critice o stare staționară a frecării, concluzie la care a ajuns și Brockley [B2]. Ecuația mișcării se scrie presupunând o neliniaritate de forma:

$$m \cdot \ddot{x} + r \cdot (\dot{x} - v) + F_{r_s} - \alpha \cdot \dot{x} + \beta \cdot \dot{x}^2 = -k \cdot (x - v \cdot t - x_0) \quad (3.26)$$

Din care rezultă expresia vitezei de slip ca fiind:

$$\dot{x} = v + \left\{ \left[ \frac{\Delta F_r(v)}{k} \cdot \omega (1 + \xi^2) - v \cdot \xi \right] \cdot \sin \omega \cdot t - v \cdot \cos \omega \cdot t \right\} \exp(\xi \cdot \omega \cdot t) \quad (3.27)$$

în care:  $x_0$  = deplasarea inițială a elementului elastic;

$\alpha$  = coeficientul lui  $\dot{x}$  din relația frecare - viteză;

$$\alpha = \frac{2 \cdot (F_{r_{s1}} - F_{r_{s2}})}{v_0} \quad (3.28)$$

$\beta$  = coeficientul lui  $\dot{x}^2$  în relația frecare - viteză:

$$\beta = \frac{F_{fs1} - F_{fs2}}{v_0^2} \quad (3.29)$$

$v$  = viteza de alunecare:

$\Delta F_f(v)$  = diferența forțelor de frecare în cazul vitezei relative egale cu zero și vitezei relative egale cu  $v$ ;

$\xi = \frac{f_k}{2}$  = factor de amortizare ce ține seama de efectul frecării în perioada de alunecare.

Hunt și colaboratorii săi pornesc de la ecuația (3.18) în care  $c = 0$  (frecare uscată) și

$$\Delta = f_s \cdot F_N \cdot f(x) \quad (3.30)$$

în care:  $f(x)$  - factor dinamic ce rezultă din studiul traiectoriilor viteză și accelerație în funcție de deplasare.

Ajungem la concluzia că  $f_s$  - coeficientul de frecare static depinde și de viteză și accelerație.

Pavelescu [P1], având în vedere variația coeficientului de frecare și a vitezei relative ca în figura 3.15 și ținând seama și de amortizare, admite niște ipoteze simplificatoare pentru a obține o ecuație diferențială cu coeficienți constanți.

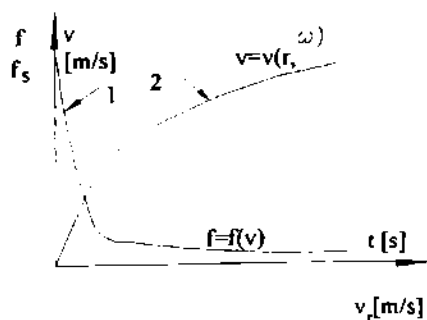


Fig. 3.15

În regiunea vitezelor mici ( $v_a \rightarrow 0$ ) se consideră că variația dintre coeficientul de frecare cinetic și viteza de alunecare este liniară, iar variația vitezei de alunecare în timp este tot liniară:

$$v = v_r \cdot \omega \cdot t; \quad v_r = v - \dot{x} \quad (3.31)$$

Se admite o dependență  $v \propto \dot{x}$  între viteza de stick și viteza medie de slip, care, dealtfel, se confirmă și experimental prin raportul acestora:  $\frac{1}{15} \dots \frac{1}{20}$ .

Astfel relația devine:

$$f(v) \cong f_s + f'_c = f' \cdot (v - \dot{x}) \quad (3.32)$$

în care:  $f'_c = \frac{df_c}{dv}$  - panta curbei coeficientului de frecare cinetic în funcție de viteză.

Folosind notațiile de la modelul admis în figura 3.15, în ecuația de mișcare termenul liber  $\Delta$  are forma:

$$\Delta = F_N \cdot [f' \cdot (v - \dot{x}) + f_s] \quad (3.33)$$

Deci ecuația de mișcare devine:

$$m \cdot \ddot{x} + (r + F_N \cdot f') \cdot \dot{x} + k \cdot \left( x - \frac{F_N \cdot f_s}{k} \right) = F_N \cdot f' \cdot v \cdot \omega \cdot t \quad (3.34)$$

Facem schimbarea de variabilă:

$$Y = x - x_0; x_0 = \frac{F_N \cdot f_s}{k} \text{ - decalaj pozițional de frecare statică} \quad (3.34)$$

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m}; 2 \cdot \delta' = \frac{r}{m};$$

și cu notațiile :

$$2 \cdot \delta' + \frac{F_N}{m} \cdot f' = p; \frac{F_N}{m} \cdot f' \cdot \omega = q; \quad (3.35)$$

$$\Omega^2 = \frac{4 \cdot \omega_0^2 - p^2}{4}$$

se obține soluția generală a ecuației diferențiale cu coeficienți constanți (în condițiile inițiale:  $v = 0$ ,

$$f = f_s(t = 0));$$

$$Y = e^{-p \cdot t} \cdot \left\{ \left( Y_0 + \frac{p \cdot q}{\omega_0^4} \right) \cdot \cos \Omega \cdot t + \frac{1}{\Omega} \left[ Y_0 + \frac{p \cdot q}{\omega_0^4} - \frac{q}{\omega_0^2} \right] \cdot \sin \Omega \cdot t \right\} + \frac{q}{\omega_0^2} \cdot t - \frac{p \cdot q}{\omega_0^4} \quad (3.36)$$

Pentru deplasare rezultă o expresie simplă, de forma:

$$x \cong \frac{F_N}{k} \cdot f_s + \frac{q}{\omega_0^2} \cdot t - \frac{p \cdot q}{\omega_0^4} \quad (3.37)$$

Deoarece ne interesează momentul limită, anterior apariției fenomenului de stick -slip, se ia în considerare numai componenta  $Y_0$  a ecuației de mișcare.

Deoarece natura mărimii  $\Omega$  și felul mișcării descrise de  $Y_0$  depinde de semnul expresiei  $4 \cdot \omega_0^2 - p^2$ , se studiază acest semn ținând seama de limitarea dată de  $f'$ . Din considerente fizice se acceptă numai  $f'_s > 0$  (fig.3.15). În cazul în care  $\Omega > 0$  (limita aperiodicității) se obține relația:

$$-\frac{1}{F_N} \cdot (2 \cdot \sqrt{k \cdot m} + r) = f' \quad (3.38)$$

relație ce trebuie confruntată experimental.

***B. Ecuațiile amplitudinii, vitezei și timpilor de stick și de slip***

A. Tudor, Li Chun Bo în [13] determină relații de calcul pentru amplitudinea fenomenului de stick - slip pornind de la un sistem neamortizat și ajungând la un sistem amortizat, pentru cele două faze distincte ale fenomenului prin analiza influenței forței de frecare în cele două momente ale mișcării. luând în considerare corelația coeficientului de frecare static și cinetic prin intermediul procesului de difuzie ce are loc între cele două suprafețe ale cuplei de frecare în timpul perioadei de lipire.

Modelul adoptat pentru calcule pentru un sistem neamortizat este prezentat în figura 3.16.

***a. perioada de stick***

Ecuația diferențială a mișcării se deduce din echilibrul forțelor, pentru ecuația generală (3.18) în care  $c = 0$  și  $\Delta = F_{fs}$ :

$$m \cdot \ddot{x} + F_c = F_{fs} \quad (3.39)$$

în care notațiile sunt:



$m$  - masa sistemului;

$F_{fs} = f_s \cdot F_N$  - forța de frecare statică;

$F_e = k \cdot x$  - forța elastică din elementul elastic al sistemului;

$v$  - viteza relativă între cele două suprafețe aflate în contact în mișcare relativă;

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} \text{ - accelerația sistemului.}$$

Condițiile inițiale necesare rezolvării ecuației (3.39) sunt:

$$\begin{aligned} \text{- la momentul } t = 0: \quad & \dot{x} = v \\ & x = 0, c_1, c_2, \dots, c_n \end{aligned} \quad (3.40)$$

unde  $c_1, c_2, c_3, \dots, c_n$  sunt constante ce se determină din perioadele de alunecare.

Cu aceste condiții inițiale, soluțiile ecuației (3.39) indică o variație liniară a deplasării prezentată în figura 3.17.

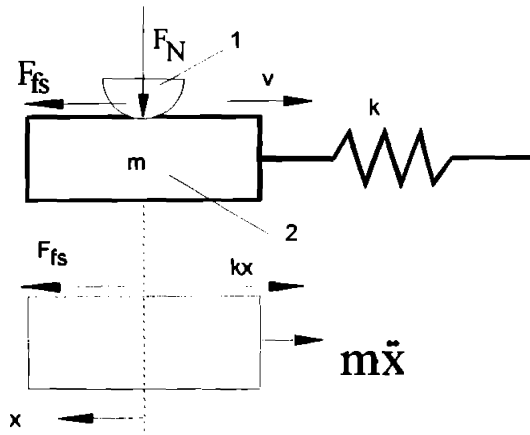


Fig. 3.16.

Durata perioadelor de “stick” și implicit valorile deplasărilor  $x_0, x_1, x_2, \dots, x_n$  sunt determinate de echilibrul forțelor  $F_e$  și  $F_{fs}$  în fiecare moment, deci:

$$x_0 = \frac{f_{s0} \cdot F_N}{k}; \quad x_1 = \frac{f_{s1} \cdot F_N}{k}; \quad \dots; \quad x_n = \frac{f_{sn} \cdot F_N}{k} \quad (3.41)$$

Folosind ipoteza că procesul de difuzie (procesul care are loc la suprafața de contact în timpul perioadelor de stick - lipire între cele două suprafețe aflate în mișcare relativă) are influență asupra coeficientului de frecare static, se deduce:

$$f_s = f_k + \frac{h_d}{h_m} = f_k + \frac{\sqrt{D \cdot t}}{h_m} \quad (3.42)$$

în care:  $f_k$  = coeficient de frecare cinetic caracteristic perioadei de "slip" și este constant pentru o anumită cuplă de frecare (geometrie, regim de frecare și ungere, material, condiții de funcționare);

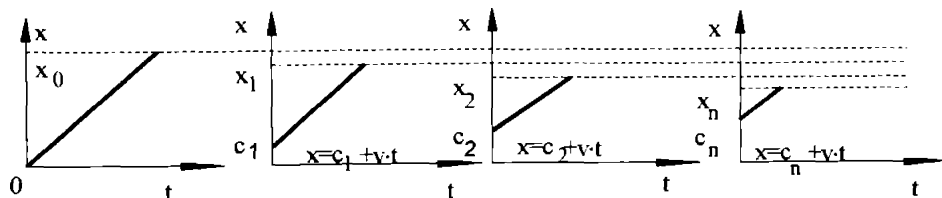
$h_d$  = adâncimea de difuzie  $h_d = \sqrt{D \cdot t}$ ,  $D$  - parametrul de difuzie dependent de energia de activare și de temperatura locală de difuzie;

$h_m$  = adâncimea de interacțiune mecanică ca urmare a sarcinii normale și a ariei reale de contact și este independentă de timp.

**b. perioada de slip**

Atunci când forța sistemului elastic  $F_e$  depășește valoarea forței de frecare statică  $F_{fs}$ , elementul 2 al cuplei de frecare se desprinde de elementul 1 și are o mișcare cu viteza relativă  $v$ ,  $\dot{x}$ , ce se determină din ecuația de mișcare și din condițiile inițiale, în ipoteza unei frecări uscate (ecuația (3.18) în care  $A = f_k \cdot F_N$ ):

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = f_k \cdot F_N \quad (3.43)$$



**Fig. 3.17.**

În condițiile inițiale:

$$t = 0: x = \frac{f_k \cdot F_N}{k}; \quad v_r = \dot{x} = v \quad (3.44)$$

și cu notația pentru pulsația proprie a sistemului  $\omega_0^2 = \frac{k}{m}$  expresiile deplasării și vitezei în timpul perioadei de "slip" sunt [T3]:

$$x = A \cdot \cos(\omega_0 \cdot t + \varphi) + \frac{F_N}{k} \cdot f_k \quad (3.45)$$

$$v_r = \dot{x} = -\omega_0 \cdot A \cdot \sin(\omega_0 \cdot t + \varphi) \quad (3.46)$$

$$A = \sqrt{A_0^2 + B_0^2};$$

în care:  $A_0 = \frac{F_N}{k} \cdot (f_s - f_k); \quad B_0 = \frac{v}{\omega_0}; \quad (3.47)$

$$\varphi = \arctg\left(-\frac{B_0}{A_0}\right) \in \left[\frac{3 \cdot \pi}{2}; 2 \cdot \pi\right]$$

Cu aceste notații:

$$A_0 = \frac{F_N \cdot \sqrt{D \cdot t}}{k \cdot h_m} = \left(\frac{F_N}{k \cdot h_m}\right)^2 \cdot \frac{D}{v} \quad (3.47)$$

Din analiza ecuației (3.46) se observă că dacă viteza de acționare  $v$  este mică în comparație cu viteza relativă  $v_r$  de "slip" ( $B_0 \approx 0, \varphi \approx 0$ ), trecerea de la perioadele de "slip" la cele de "stick" este bruscă așa cum este reprezentată în figura 3.18.

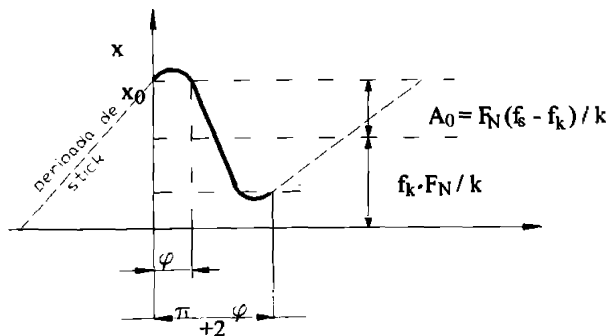


Fig. 3.18.

Când viteza  $v$  crește, defazajul  $\varphi$  se apropie de valoarea  $-\frac{\pi}{2}$ ; trecerea de la perioada de "stick" la cea de "slip" se face lent, caracterul mișcării fiind sinusoidal, luând aspectul unor vibrații autoîntreținute.

Funcționarea cuplei de frecare într-un mediu viscos conduce la apariția unei amortizări viscoase ( $c$ ) dependentă de viteza relativă de alunecare în perioada de "slip". În această ipoteză, ecuația diferențială a mișcării se deduce din ecuația de echilibru dinamic al forțelor ce acționează asupra masei  $m$  (figura 3.19), (în ecuația (3.18)  $\Delta f_k F_N - F_{fk}$ ):

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = f_k \cdot F_N \quad (3.48)$$

sau 
$$\ddot{x} + \frac{c}{m} \cdot \dot{x} + \frac{k}{m} \cdot x = \frac{f_k \cdot F_N}{m} \quad (3.48')$$

Considerând notațiile pentru pulsația proprie și pentru amortizarea viscoasă specifică.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.48'')$$

$$2 \cdot \delta = \frac{c}{m}$$

ecuația (3.48') devine: 
$$\ddot{x} + 2 \cdot \delta \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot x = f_k \cdot \frac{F_N}{m} \quad (3.49)$$

Felul mișcării depinde de natura rădăcinilor ecuației diferențiale. Cele trei situații posibile (amortizare subcritică, critică, supracritică) conduc la următoarele soluții ale ecuației diferențiale (3.49):

1. *amortizare subcritică*  $\delta^2 < \omega_0^2$ :

$$x = A \cdot e^{-\delta t} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi) + f_k \cdot \frac{F_N}{k} \quad (3.50)$$

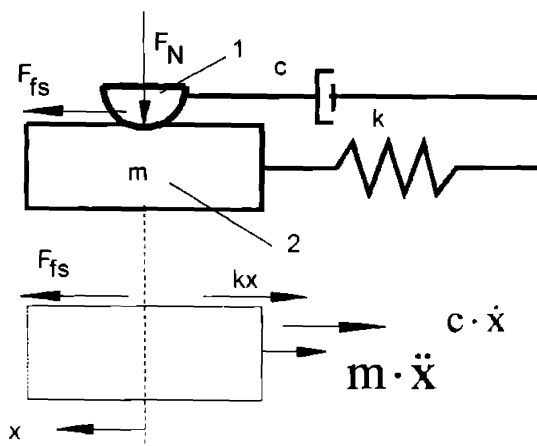


Fig. 3.19.

$$\dot{x} = -A \cdot e^{-\delta t} \cdot \sqrt{\delta^2 - \omega^2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi - \alpha) \quad (3.50')$$

în care:  $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}; \quad \alpha = \arctg \frac{\omega}{\delta} \quad (3.50'')$

În condițiile inițiale :  $t = 0: \begin{cases} x = \frac{f_s \cdot F_N}{k}; \\ \dot{x} = v_r = v \end{cases} \quad (3.51)$

se pot determina valorile pentru amplitudinea  $A$  și pentru defazaajul  $\varphi$ :

$$A = \sqrt{\left[ \frac{F_N}{k} \cdot (f_s - f_k) \right]^2 + \left[ \frac{\delta F_N}{\omega k} \cdot (f_s - f_k) + \frac{v}{\omega} \right]^2} = \sqrt{A_0 + \left( \frac{\delta}{\omega} \cdot A_0 + B \right)^2} \quad (3.52)$$

$$\varphi = \arctg \frac{-\left( \frac{\delta}{\omega} \cdot A_0 + B \right)}{A_0} \quad (3.52')$$

în care:  $B = \frac{v}{\omega}; \quad (3.52'')$

Este cazul cel mai des întâlnit la cuplele de frecare.

2. amortizare critică:  $\delta^2 = \omega_0^2$

$$x = e^{-\delta t} \cdot \left[ \left( v + \frac{\delta}{k} \cdot f_s \cdot F_N \right) \cdot t + \frac{f_s \cdot F_N}{k} \right] + f_k \cdot \frac{F_N}{k} \quad (3.53)$$

$$\dot{x} = e^{-\delta t} \cdot \left[ \left( v - \delta \cdot t \cdot \left( v - \frac{\delta}{k} \cdot f_s \cdot F_N \right) \right) \right] \quad (3.54)$$

În acest caz mișcarea este aperiodică.

3. amortizare supracritică:  $\delta^2 > \omega_0^2$  :

$$x = e^{-\delta t} \cdot \left[ \frac{f_s \cdot F_N}{k} \operatorname{ch} \omega \cdot t + \frac{v + \frac{\delta}{k} \cdot f_s \cdot F_N}{\omega} \cdot \operatorname{sh} \omega \cdot t \right] + \frac{f_k \cdot F_N}{k} \quad (3.55)$$

$$\dot{x} = e^{-\delta t} \cdot \left[ v \cdot \operatorname{ch} \omega \cdot t - \frac{\delta}{\omega} \left( v - \frac{\omega_0^2}{\delta^2} \cdot \frac{f_s \cdot F_N}{k} \right) \cdot \operatorname{sh} \omega \cdot t \right] \quad (3.56)$$

în care:  $\omega^2 = \delta^2 - \omega_0^2$  .

Expresia deplasării  $x$  indică o mișcare aperiodică.

### c. stabilitatea mișcării de stick -slip

O nouă perioadă de "stick" poate avea loc numai atunci când viteza relativă maximă din perioada de "slip" ( $\dot{x}_{\max} = v_{r\max}$ ) este mai mare decât viteza de antrenare  $v$ . Din aceste considerente se pot deduce condițiile de stabilitate a mișcării, respectiv modalitățile practice de reducere a amplitudinilor fenomenului.

Din analiza mișcării la frecarea uscată se observă că întotdeauna se formează o nouă perioadă de "stick - slip", indiferent de viteza de antrenare, însă mărirea acestei viteze duce la autovibrații.

Pentru cazul cel mai des întâlnit (amortizare subcritică) ne interesează valoarea maximă a vitezei relative, ce se obține din relația (3.50'), punând condiția  $\ddot{x} = 0$ .

$$\dot{x}_{\max} = A \cdot \omega_0 \cdot e^{-\frac{\delta}{\omega} \left( \frac{3}{2} \pi + 2\alpha - \varphi \right)} \cdot \cos \left( \frac{3\pi}{2} + \alpha \right) = A \cdot \omega_0 \cdot e^{-\frac{\delta}{\omega} \left( \frac{3}{2} \pi + 2\alpha - \varphi \right)} \cdot \frac{\omega}{\sqrt{\omega^2 - \delta^2}} \quad (3.57)$$

Pentru formarea unei noi perioade de "stick" este necesar ca  $\dot{x}_{\max} > v$ , în aceste condiții rezultă [T3]:

$$0 < v < \sqrt{\frac{-a_2}{a_1}} \cdot \sqrt{1 + \sqrt{1 - \frac{a_1 \cdot a_3}{a_2}}} = v_{\max} \quad (3.58)$$

în care:

$$a_1 = \frac{1}{\omega^2} \cdot \left[ 1 - e^{\frac{\delta}{\omega} (3\pi + 4\alpha - 2\varphi)} \right] \quad (\text{este întotdeauna negativ}); \quad (3.59)$$

$$a_2 = \frac{\delta}{\omega} \cdot \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{D}{\omega}; \quad (3.60)$$

$$a_3 = D^2 \cdot \frac{\omega_0^2}{\omega^2} \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^4. \quad (3.61)$$

#### **d. amplitudinea mișcării**

Mărimea amplitudinii depinde de durata perioadei de lipire și implicit de coeficientul de frecare static și viteza de alunecare.

În cazul *frecării uscate* (amortizare viscoasă nulă), mărimea "stick-ului" ( $A_0$ ) are o dependență liniară de mărimea coeficientului de frecare static care, la rândul său, depinde de condițiile locale ale contactului. Astfel se deduce:

$$A = \sqrt{\left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^4 \cdot \left( \frac{D}{v} \right)^2 + \left( \frac{v}{\omega_0} \right)^2} \quad (3.62)$$

Valoarea minimă a amplitudinii mișcării se obține din expresia (3.62), punând condiția:

$$\frac{\partial^2 A}{\partial v^2} > 0; \quad \frac{\partial A}{\partial v} = 0; \quad (3.62')$$

și are forma: 
$$A_{\min} = \sqrt{2} \cdot \frac{F_N}{k \cdot h_m} \cdot \sqrt{\frac{D}{\omega_0}} \quad (3.63)$$

iar viteza optimă corespunzătoare acestui minim este:

$$v_{op} = \frac{F_N}{k \cdot h_{min}} \cdot \sqrt{D \cdot \omega_0} \quad (3.64)$$

Dacă se reprezintă variația amplitudinii mișcării în funcție de viteza relativă dedusă din relația (3.62), se obțin niște curbe ca în figura 3.20.

În figura 3.21 se prezintă variația parametrului  $\frac{A}{A_{min}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\left(\frac{v}{v_0}\right)^2 + \left(\frac{v_0}{v}\right)^2}$  în funcție de raportul  $\frac{v}{v_0}$ , din care se observă existența unui minim, creșterea amplitudinii fiind mult mai pronunțată pentru rapoarte  $\frac{v}{v_0}$  subunitare, decât pentru cele supraunitare.

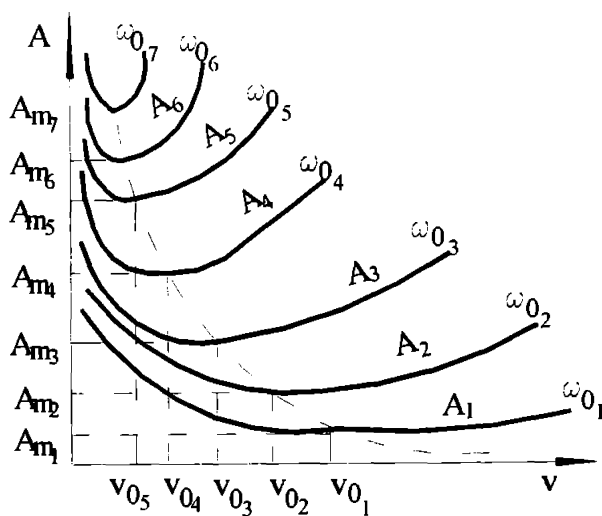


Fig. 3.20.



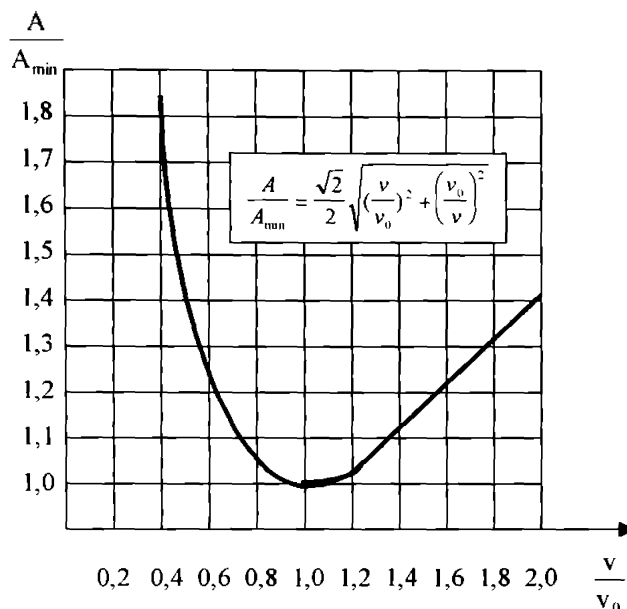


Fig. 3.21.

Pentru *regimul de ungere mixt*, când sarcina normală se transmite atât prin intermediul contactului direct al asperităților cât și prin intermediul fluidului de ungere, amplitudinea mișcării sacadate este dependentă atât de amortizare cât și de parametri specifici frecării uscate așa cum se arată și în relația (3.52).

Dacă notăm  $\bar{A} = e^{-\delta t} \cdot A$  și ținem seama că timpul  $t$  necesar formării unei noi perioade de "slip" este :

$$t = \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{1}{v^2} \quad (3.65)$$

se deduce:

$$\bar{A} = e^{-\delta \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{D}{v^2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left( \frac{\delta}{\omega_0} \right)^2}} \cdot \sqrt{\left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{D}{v^2} + \frac{v^2}{\omega_0^2} + \frac{2 \cdot \delta \cdot D}{\omega_0^2} \cdot \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2} \quad (3.66)$$

Din analiza ecuației (3.66) se deduce că valoarea optimă a vitezei din punct de vedere al amplitudinii  $\bar{A}$  nu depinde de amortizare și se determină cu relația (3.64).

Amortizarea are influență mare asupra mărimii amplitudinii totale  $\bar{A}$  astfel, corespunzător vitezei optime, amplitudinea totală are expresia:

$$\bar{A}_{\text{opt}} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{D}{\omega_0}} \cdot \frac{F_N}{k \cdot h_m} \frac{e^{-\delta \omega_0}}{\sqrt{1 - \frac{\delta}{\omega_0}}} \quad (3.66)$$

În figura 3.22 se reprezintă  $\bar{A}$  pentru diferite sarcini specifice în funcție de amortizare pentru cupla de frecare oțel / oțel.

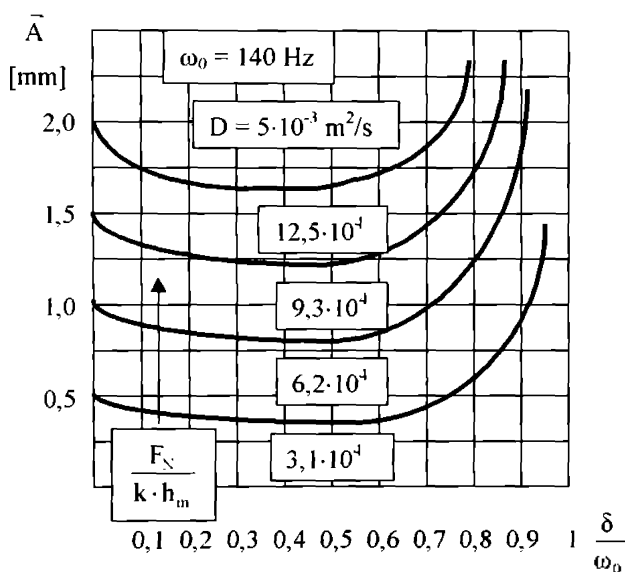


Fig. 3.22.

Se observă că amplitudinea totală este minimă pentru o amortizare specifică  $\delta / \omega_0 = 0,5$  și că această amplitudine este mai mică decât în cazul frecării uscate numai pentru amortizări specifice de  $0,975$ .

Prin această dependență se pune în evidență necesitatea ca amortizarea specifică realizată de lubrifianț să corespundă zonei de minim, altfel nu este utilă din punct de vedere al amplitudinii mișcării sacadate.

Valoarea timpilor de stick - slip se poate determina din ecuațiile prezentate și au expresiile:

$$t_{\text{stick}} = \frac{A}{v} \quad (3.67)$$

$$t_{\text{slip}} = \frac{t + 2 \cdot |\varphi|}{\omega_0} \quad (3.68)$$

### 3.3.2. Ecuațiile pentru mișcarea de rotație

#### A. Ecuațiile de mișcare

Modelul pentru studiul fenomenului de stick - slip la mișcarea de rotație este prezentat în figura 3.23.

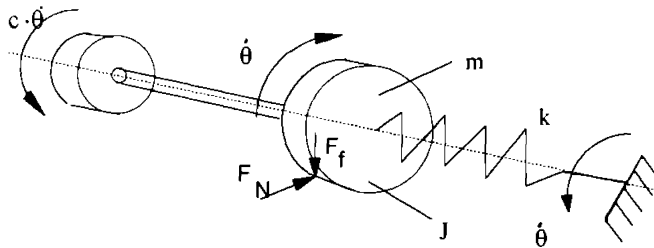


Fig. 3.23.

Modelul momentului de torsiune de frecare  $T_f$  dinamic adoptat este prezentat în figura 3.24 (modelul acceptat de Cockherham și Symons [C2]).

Ecuația de mișcare în faza de accelerare este:

$$J \cdot \ddot{\theta} + (C - C_T) \cdot \dot{\theta} + k \cdot \theta = k \cdot \phi - (\pm T_{r,c}) \quad (3.69)$$

Considerând condițiile inițiale :

$$t = 0: \begin{cases} \theta = 0; \\ \dot{\theta} = 0; \\ \phi = \frac{T_{r,c}}{k}; \end{cases} \quad (3.70)$$

se obține pentru unghiul de rotație  $\theta$  relația:

$$\theta = \varphi - \frac{T_{fs}}{k} \cdot \frac{-2 \cdot C_T \cdot \varphi}{\omega_1} + \exp\left\{\frac{-C_T \cdot \omega_2 \cdot t}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}}\right\} \cdot \frac{\dot{\varphi}}{\omega_1} \cdot \left\{2 \cdot C_T \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + \frac{2 \cdot C_T}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)\right\} \quad (3.71)$$

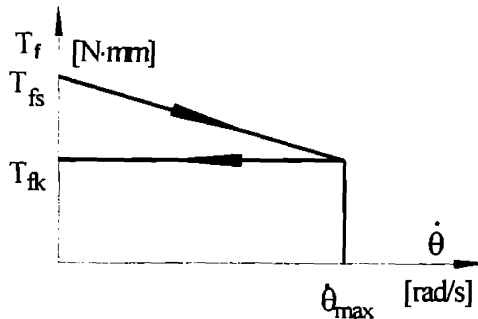


Fig. 3.24.

De aici rezultă:

$$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt} = \dot{\varphi} - \dot{\varphi} \cdot \exp\left\{\frac{-C_T \cdot \omega_2 \cdot t}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}}\right\} \cdot \left\{\cos(\omega_2 \cdot t) + \frac{C_T}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}} \sin(\omega_2 \cdot t)\right\} \quad (3.72)$$

și:

$$\ddot{\theta} = \frac{d\dot{\theta}}{dt} = \dot{\varphi} \cdot \exp\left\{\frac{-C_T \cdot \omega_2 \cdot t}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}}\right\} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) \cdot \left\{\frac{\omega_1}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}}\right\} \quad (3.73)$$

Din  $\ddot{\theta} = 0 \Rightarrow \omega_2 t_2 = 0, \pi$ , deci pentru viteza maximă se obține [T3]:

$$\dot{\theta}_{max} = \dot{\varphi} \cdot \left[1 + \exp\left\{\frac{-C_T \cdot \pi}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}}\right\}\right] \quad (3.74)$$

Ecuția de mișcare pentru faza de decelerare conține momentul de torsiune cinetic  $T_k$  constant și coeficientul de amortizare  $c$ . Deci,

$$J \cdot \ddot{\theta} + c \cdot \dot{\theta} + k \cdot \theta = k \cdot \phi - (\pm T_k) \quad (3.75)$$

Utilizând condițiile inițiale la  $t = 0$  se obține:

$$\dot{\theta} = \dot{\theta}_{\max} = \dot{\phi} \cdot \left[ 1 + \exp \left\{ \frac{-C_T \cdot \pi}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}} \right\} \right] \quad (3.76)$$

Pentru  $\ddot{\theta} = 0$  se obține:

$$\dot{\theta} = \dot{\phi} + \exp \left\{ \frac{-C_T}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}} \right\} \cdot \dot{\phi} \cdot \exp \left\{ \frac{-C_T \cdot \pi}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}} \right\} \cdot \left\{ \cos(\omega \cdot t) + \frac{-C_T}{(1 - C_T^2)^{\frac{1}{2}}} \cdot \sin(\omega \cdot t) \right\} \quad (3.77)$$

### B. Ecuațiile amplitudinii, vitezei și timpilor de stick și de slip

Se pornește de la ecuația de echilibru dinamic:

$$J \cdot \ddot{\theta} + c_1 \cdot \dot{\theta} + k \cdot \theta = f_k \cdot T_f \quad (3.78)$$

sau:

$$\ddot{\theta} + \frac{c_1}{J} \cdot \dot{\theta} + \frac{k}{J} \cdot \theta = \frac{f_k T}{J} \quad (3.78')$$

Cu pulsația proprie a sistemului  $\omega_0^2 = \frac{k}{J}$ , în cazul frecării uscate se obține:

$$\theta = \sqrt{\left( \frac{T}{k \cdot h_m} \right)^4 \cdot \left( \frac{D}{\omega} \right)^2 + \left( \frac{\omega}{\omega_{0t}} \right)^2} \quad (3.79)$$

în care:  $\omega$  = viteza unghiulară de antrenare;

$h_m$  = adâncimea de interacțiune mecanică urmare a sarcinii normale de contact;

$D$  = parametrul de difuzie.

Viteza unghiulară optimă de antrenare pentru care amplitudinea oscilațiilor unghiulare este minimă este dată de relația:

$$\omega_0 = \frac{T}{k \cdot h_m} \cdot \sqrt{D \cdot \omega_{0t}} \quad (3.80)$$

În cazul frecării mixte, cu notațiile:

$$\begin{aligned} \delta_l &= \frac{c_l}{2 \cdot J} = \text{coeficient de amortizare viscoasă}, \\ \omega_l &= \sqrt{\omega_{0l}^2 - \delta_l^2} \end{aligned} \quad (3.81)$$

se obține:

$$\theta = e^{-\frac{\delta_l \left( \frac{T}{k \cdot h_m} \right)^2 D \cdot \omega_{0l}}{\omega_{0l}^2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left( \frac{\delta_l}{\omega_{0l}} \right)^2}} \cdot \sqrt{\left( \frac{T}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{D^2}{\omega_0^2} + \frac{\omega_0^2}{\omega_{0l}^2} + \frac{2 \cdot \delta_l}{\omega_{0l}} \cdot \frac{D}{\omega_{0l}} \left( \frac{T}{k \cdot h_m} \right)^2} \quad (3.82)$$

Viteza unghiulară maximă de antrenare până la care mișcarea sacadată poate să apară este dată de relația:

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{-a_{2l}}{a_{1l}}} \cdot \sqrt{1 + \sqrt{1 - \frac{a_{1l} \cdot a_{3l}}{a_{2l}^2}}} \quad (3.83)$$

în care:

$$a_{1l} = \frac{1}{\omega_l^2} \cdot \left[ 1 - e^{\delta_l \cdot \omega_l \cdot (3\pi + 4\alpha - \varphi_1)} \right] \quad (3.84)$$

$$a_{2l} = \frac{\delta_l}{\omega} \cdot \left( \frac{T}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{D}{\omega} \quad (3.85)$$

$$a_{3l} = \left( \frac{T}{k \cdot h_m} \right)^4 \cdot \frac{D^2 \cdot \omega_{0l}^2}{\omega^2} \quad (3.86)$$

Timpii de stick și de slip se determină cu relațiile:

$$t_{stick} = \frac{\theta}{\omega} \quad (3.87)$$

$$t_{slip} = \frac{\pi + 2 \cdot |\varphi_1|}{\omega_{0l}} \quad (3.88)$$

### 3.4. Instalații experimentale

Pentru determinarea pe cale experimentală a parametrilor funcționali optimi ai fenomenului de stick - slip au fost realizate și utilizate o serie de instalații. Ceea ce este comun tuturor acestor instalații este modelul adoptat (fig. 3.2) care prevede cupla de frecare, elementul elastic, sistemul de acționare și sistemul de măsură. Elementul elastic poate, de fapt, influența apariția sau amortizarea sacadării. Totodată poate înlesni măsurarea tensiometrică a deformațiilor și respectiv a amplitudinii stick-ului.

La instalațiile de studiu a mișcării sacadate se remarcă tipuri variate de cuple de frecare [S2], ca de exemplu:

- pentru cuple de frecare de clasa I - aparatele Bowden și Leben;
- pentru cuple de frecare de clasa a II-a - Rabinovicz, Mateevski;
- pentru cuple de frecare de clasa a III-a - Jones, Fleisher, Merchant, Pavelescu.

Niemann.

În continuare se prezintă câteva instalații experimentale în ordinea evoluției cunoștințelor despre fenomenul de stick - slip.

Una din primele instalații ce studiază fenomenul de stick - slip este cea pentru cuple de frecare de clasa a II-a cu două contacte liniare a lui Niemann și Ehrlenspiel [N2]. Schema instalației este prezentată în figura 3.25.

Elementele principale ale acestui stand sunt:

- 1 - corpul de masă  $m$  aflat în repaus;
- 2 - corpuri cilindrice, blocate pentru mișcarea de rotație ce se află pe niște ghidaje având posibilitatea de a se deplasa într-o mișcare de du-te vino pe distanța de 20 mm;
- 3 - ghidajele, ce dau posibilitatea deplasării pe orizontală cu viteză mică;
- 4 - excentricul - sub forma unui pendul care sesizează mișcarea oscilatorie de stick - slip a corpului 1;
- 5 - vârf pentru înregistrarea mișcării sacadate:

6 - masa ce susține hârtia pentru înregistrare.

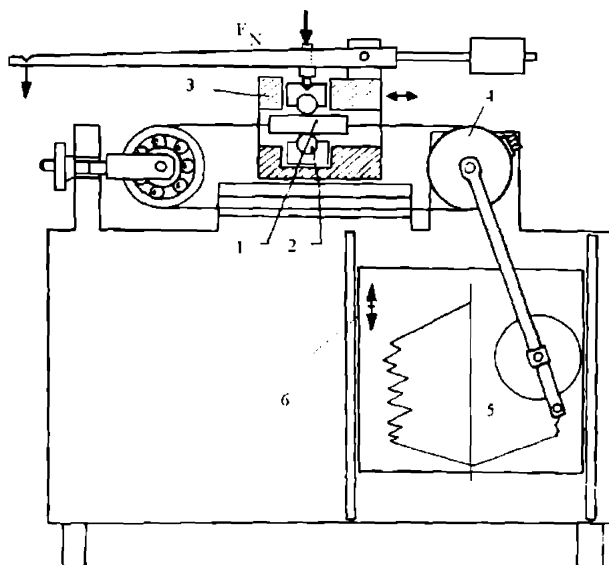


Fig. 3.25.

Ghidajele 3 se deplasează cu viteză mică, iar corpurile 2 alunecă pe suprafața laterală a corpului 1. Apar oscilații datorate mișcării intermitente ce sunt înregistrate cu ajutorul mișcării pendulului la capătul căruia se află un vârf inscriptor ce se deplasează pe o suprafață de hârtie.

În figura 3.26 se prezintă o altă variantă de stand tot pentru cuple de frecare cu contacte liniare [N1, N2] în care:

1 - corpul ce efectuează mișcarea de translație cu viteză mică; acesta se poate schimba fiind fixat cu ajutorul unor șuruburi și lamele;

2 - cilindrii ce sunt blocați în contra mișcării de rotație și încărcăți cu forța normală  $F_N$ ;

3 - placa suport - de care se fixează corpul de probă 1;

4 - arbore ce este fixat în placa suport 3 printr-o pană;

5 - lagăr cu rostogolire pe care este montat arborele 4.



6 - pârghie ce antrenează arborele 4 și prin aceasta placa suport 3 și corpul de probă 1 cu viteză liniară mică; prin intermediul acestei pârghii se determină forța de frecare statică și cinetică.

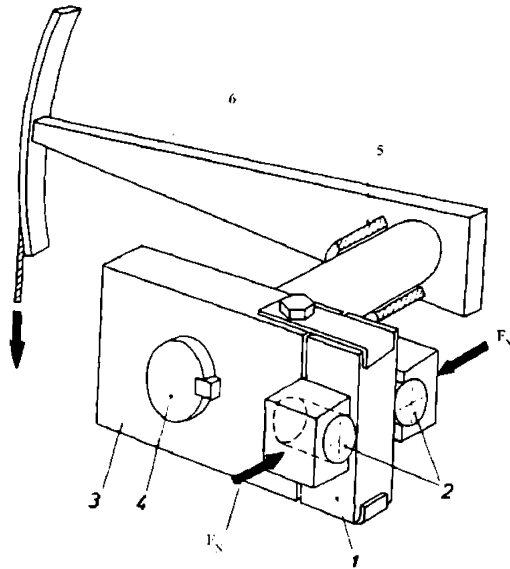


Fig. 3.26

Brockley [B2] prezintă o instalație pentru studiul fenomenului de stick - slip (fig. 3.27) care cuprinde:

A - suprafața activă ce se află în mișcare de translație (de probă);

B - placă suport ce are niște canale și se sprijină pe niște role C astfel încât mișcarea să se producă cu frecări cât mai mici între elementul B și suprafața de sprijin;

C - role;

D - șurubul conducător;

E - corpul aflat în repaus;

F - grindă de lungime calibrată (pârghie);

G - legătură autocentrantă;

H - bloc cu ajutorul căruia se poate realiza schimbarea lungimii grinzii (a unui braț al pârghiei) pentru a putea obține forțe de apăsare diferite;

*I* - magnet permanent ce are rol de amortizare viscoasă;  
*T* - traductor.

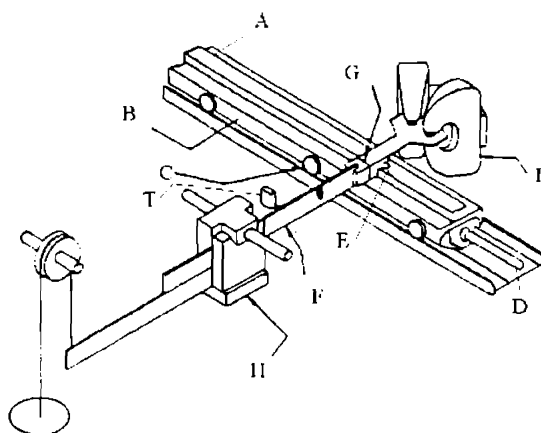


Fig. 3.27.

Suprafața *A* este fixată pe un suport *B* ce este prevăzut cu niște canale în care se află roțile *C* astfel încât mișcarea acestui ansamblu să se facă cu viteze cât mai mici. Sistemul astfel conceput are rigiditate mare, frecare neglijabilă și o masă mare. Încorporarea roților *C* în traversa sistemului limitează fenomenul de stick - slip doar la suprafața de probă *A*.

Prin rotirea șurubului *D* într-o piuliță solidară cu placa suport *B* se realizează mișcarea de translație cu viteză mică, în funcție de pasul șurubului.

Corpul aflat în repaus *E* este montat pe o grindă calibrată *F* prin intermediul unei cuple autocentrante *G*.

Lungimea grinzii calibrate poate fi modificată prin schimbarea poziției în blocul *H*.

Corpul *E* este încărcat prin forțe de greutate prin intermediul scripetelui și al grinzii *F*.

Amortizarea viscoasă este simulată printr-o placă de aluminiu (nu este prezentată în figura 3.27) atașată grinzii calibrate astfel încât deplasarea să aibă loc în câmpul magnetic (*I*).

Deviația corpului aflat în repaus ( $\delta$ ) se măsoară cu un traductor diferențial  $T$  și un indicator ce s-au legat la un amplificator și un osciloscop, pentru înregistrare.

Se determină coeficientul de frecare static pentru diferiți timpi de staționare (10 min, 5 min, 2 min), viteza minimă la care nu mai apar oscilații datorită stick - slip-ului pentru diferite suprafețe aflate în contact (material, prelucrare, tratamente termice, acoperiri).

Instalația experimentală propusă de Pavelescu, Tudor. Li Chun Bo ([T1], [P4]) este pentru cuple de frecare de clasa a III-a cu contact pe suprafețe plane (reprezentată în figura 3.28) și are următoarele elemente:

1 - suportul ce susține rigid toată instalația;

2, 3 - benzi elastice ce susțin corpul de probă  $\delta$ ;

4, 5 - corpurile de probă;

6 - sistemul de antrenare;

7 - sistemul de încărcare - ce poate furniza o sarcină normală  $F_N$  în mod continuu într-un interval dat; pe șurubul micrometric se poate inscripționa direct valoarea forței de apăsare;

8, 11 - timbre tensometrice;

9 - suportul pentru banda elastică;

10 - banda elastică.

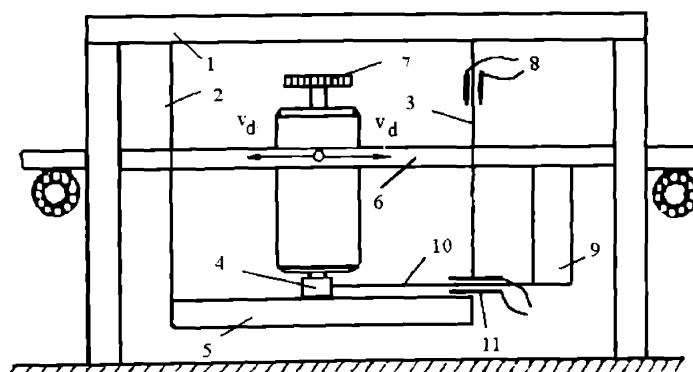


Fig. 3.28

Corpul de probă de sus 4, ce este în contact cu corpul de probă de jos sub acțiunea forței normale bine determinate  $F_N$  de sistemul de încărcare 7, este menținut în mișcare de translație cu viteză mică constantă de sistemul de antrenare. Corpul de probă de jos 5 este montat la capetele a două benzi elastice 2 și 3. Celelalte două capete sunt fixate în suportul 1.

Pentru măsurarea micilor deplasări pe verticală ale celui de-al doilea corp de probă 5, banda elastică 10 este fixată pe suportul 9, suport ce este montat pe sistemul de antrenare. Capătul liber al benzii 10 se deplasează cu corpul superior 5. Micile deplasări pe verticală se măsoară și se înregistrează cu timbre tensometrice 11. Timbrele tensometrice 8 se fixează pentru a măsura deformația cadrului elastic (format din benzile elastice 2,3).

Pentru regimul de frecare mixt Pavelescu [P3] propune o instalație prezentată în figura 3.29.

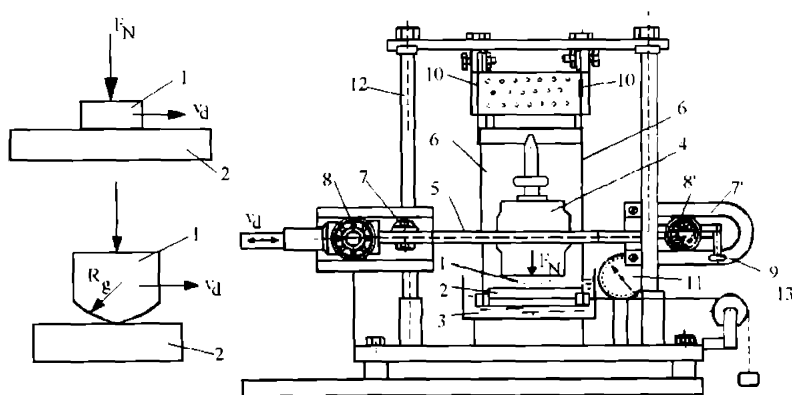


Fig. 3.29

Cuplele de frecare încercate pot să fie de clasa a II-a și clasa a III-a în funcție de corpul al doilea (cilindru, suprafață plană). Se pot modifica atât materialele suprafețelor de încercat, cât și lubrifianții, sarcina normală.

Elementele principale ale instalației sunt:

- 1, 2 - elementele cuplei de frecare;
- 3 - cuva în care se află lubrifianțul (termostată);
- 4 - sistemul de încărcare cu arc tarat;
- 5 - tija ce deplasează sistemul de încărcare, respectiv corpul 2 al cuplei de frecare;
- 6 - benzi elastice ce susțin corpul 1 de încercat ce se află în repaus;
- 7-7' - ghidaje;
- 8-8', 9 - rulmenți;
- 10 - timbre tensometrice ce măsoară oscilațiile pe orizontală;
- 12 - cadrul metalic de susținere;
- 13 - sistemul de tarare și stabilire a rigidității  $k$ .

Instalația dispune de un sistem de antrenare mecano - electrică cu viteză mică de alunecare, de sistem de citire și înregistrare a oscilațiilor.

Sakamoto [S1] propune o instalație pentru determinarea parametrilor mișcării sacadate prezentată schematic în figura 3.30.

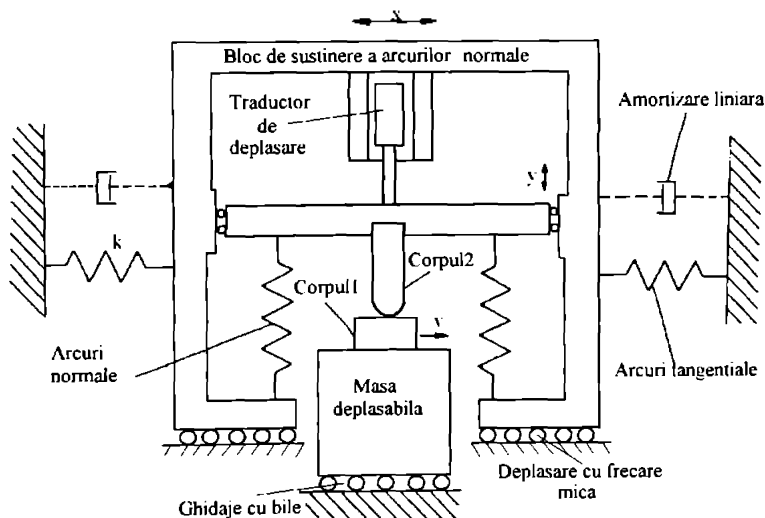


Fig. 3.30

Instalația este prevăzută cu o cuplă de frecare de clasa I (vârf pe suprafață plană). Pe o placă de probă ce este în mișcare de translație cu viteză mică se află în contact un vârf cu capăt semisferic. Oscilațiile de stick - slip se pot observa simultan pe cele două elemente elastice (tangențiale și normale) atașate sistemului. Micile deplasări pe verticală se pot determina prin măsurarea rezistenței contactului electric în punctul de contact.

Sistemul complet de măsurare este prezentat în figura 3.31

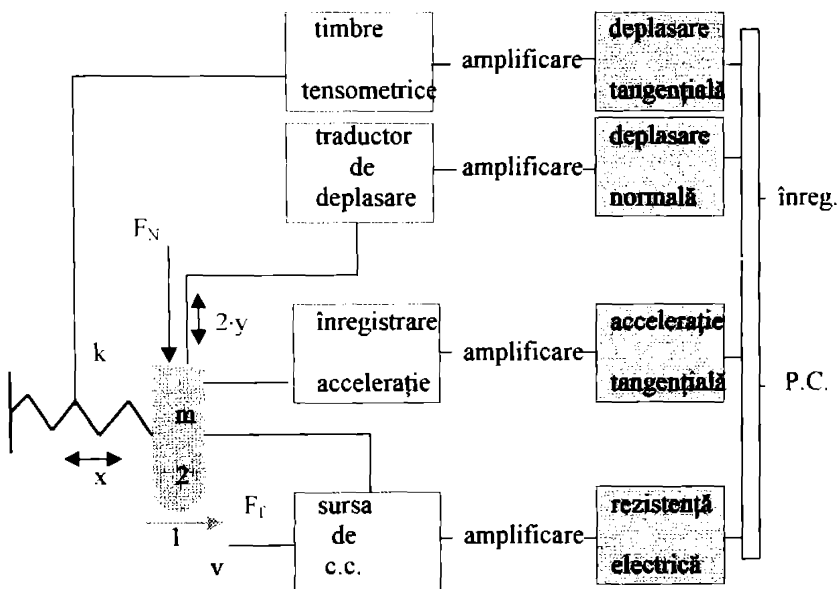


Fig. 3.31.

Pentru mișcarea de rotație Rowson [R1] propune o instalație prezentată schematic în figura 3.32.

Elementele principale ale instalației sunt:

- 1 - corpul de probă din cauciuc;
- 2 - disc de oțel;
- 3 - sistemul de încărcare cu forța normală  $F_N$ ;
- 4 - braț ce pivotează în jurul centrului său de greutate;

5 - element elastic;

6 - potențiomtru pentru a măsura deplasarea unghiulară.

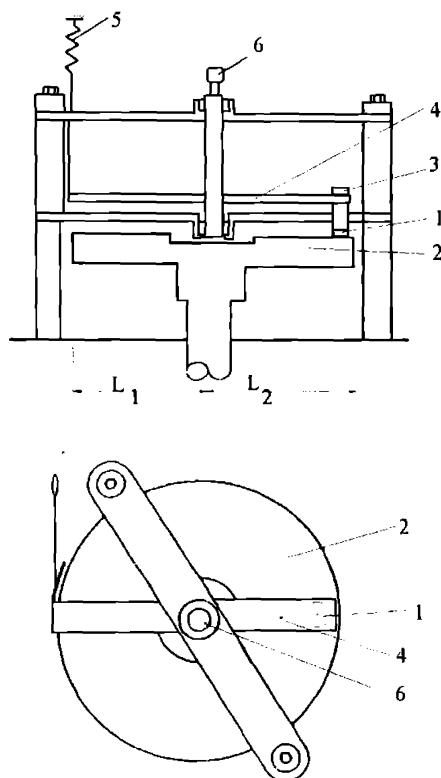


Fig.3.32

Corpul de probă 1 este presat pe un disc de oțel 2 prin intermediul unei forțe normale  $F_N$ . Corpul de probă a fost atașat unui braț 4 care pivotează în jurul centrului de greutate (fiind fixat la capete de doi rulmenți); celuilalt capăt al brațului 4 îi este atașat un element elastic 5 de reținere printr-o sfoară și un scripete. De fusul brațului 4 se fixează un potențiomtru, astfel încât deplasarea unghiulară se poate determina prin modificarea rezistenței în potențiomtru. Acest semnal este amplificat și înregistrat, determinându-se amplitudinea unghiulară, coeficientul de frecare static și cinetic.

O altă instalație pentru determinarea parametrilor fenomenului de stick - slip este prezentată în figura 3.33 [D9]. Este o instalație de testat materiale servohidraulică pentru cuple de frecare de clasa I sau a II-a în funcție de tipul contactului dintre suprafețe. Forța de apăsare normală  $F_N$  se aplică la două suprafețe semicilindrice ce se află în contact cu suprafața plană a piesei test. Piesa test este atașată unui cilindru servohidraulic care se deplasează în direcție verticală (așa cum este arătat în fig. 3.33). Prin realizarea a două zone de contact se mărește sensibilitatea pentru determinarea forței de frecare. Se utilizează două arcuri pentru a menține constantă forța de apăsare. Celula de încărcare are rolul de a sesiza orice schimbare a forței de încărcare ( $\pm 0,6$  N) de-a lungul deplasării piesei test. Celula de încărcare este atașată unui cadru rigid, imobil și măsoară forțe de frecare în intervalul  $\pm 0,25$  N. Celula de încărcare are un filtru "trece jos" la 100 Hz. Celula de încărcare pentru forța normală este filtrată la 10 Hz pentru a elimina zgomotul la 60 Hz. Coeficientul de frecare se obține prin împărțirea forței de frecare la dublul forței de apăsare normală. Semnalele sunt preluate și prelucrate de un calculator.

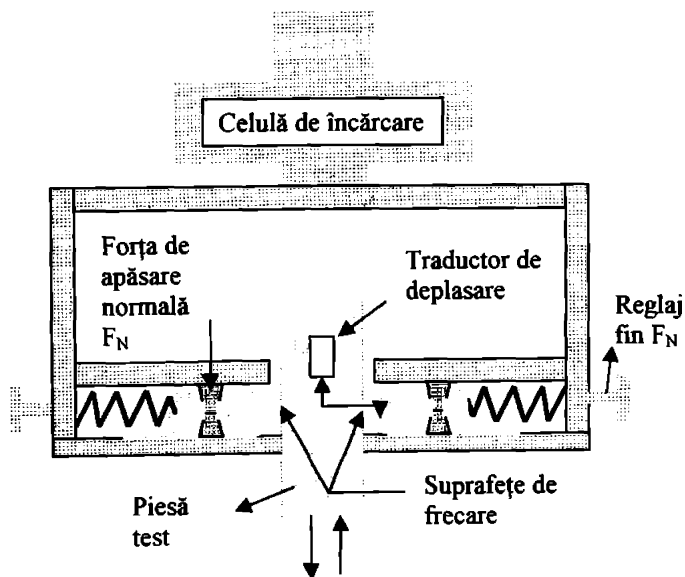


Fig. 3.33.



### 3.5. Influența diferiților parametri asupra fenomenului de stick - slip

Cu instalațiile prezentate în paragraful 3.4 s-au putut determina: variația forței de frecare în timpul mișcării sacadate, evoluția în timp a fenomenului, viteza minimă la care fenomenul de stick - slip nu mai apare, influența sarcinii și viscozității lubrifiantului.

Determinările experimentale făcute până acum cu instalațiile prezentate permit următoarele observații:

- în zonele în care regimul hidrodinamic este preponderent (pelicula de lubrifiant este grosă și continuă), forța de frecare are valoare redusă și fenomenul de stick - slip nu apare:

- raportul între viteza medie de stick și cea de slip variază între  $\frac{1}{20} \dots \frac{1}{50}$  [P2];

- valorile medii ale coeficientului de frecare static ( $f_s$ ) se apropie, în anumite condiții de rugozitate, de cele ale coeficientului de frecare cinetic ( $f_k$ ), fără să existe o situație în care  $f_s \leq f_k$ :

- în regim de frecare semifluidă, la aceeași viteză, se determină o valoare destul de constantă a coeficientului de frecare cu sarcina, care permite o relație între diferența de temperatură și căldura degajată [P2];

- în condițiile sistemului mecanic adoptat și a ungerii în regim semifluid, frecarea de alunecare este însoțită de stick - slip neregulat, de-a lungul cursei, la viteze mari putând să apară și autooscilații, influențând variația forței de frecare;

- în lungul unei curse perioadele de stick și slip prezintă un caracter statistic [P1], distribuția fiind normală.

Asupra încărcării cuplelor de frecare și a influenței rigidității sistemului părțile sunt unanime: încărcarea conduce la creșterea coeficientului de frecare, a amplitudinii, a perioadei și vitezei critice; rigiditatea poate amortiza stick - slip-ul. Coeficientul de frecare, amplitudinea și perioada de stick - slip cresc proporțional cu creșterea temperaturii și cu reducerea viscozității lubrifiantului.

Cigan [C1] studiind influența rugozității suprafețelor asupra stick - slip-ului a ajuns la concluzia că la prelucrările ce asigură "pungi" de ulei se micșorează amplitudinea fenomenului de stick - slip.

În condițiile în care s-au constatat amplitudini mai mari ale fenomenului de stick - slip s-a făcut analiza statistică a elementelor principale (forța de frecare, amplitudinea, perioada de lipire, viteza de alunecare, numărul perioadelor de lipire). Aceste elemente prezintă o fluctuație statistică, determinată în teza de doctorat a lui Pavelescu [P1]. Se constată că la aceeași cursă valorile cele mai mari ale dispersiei și abaterii standard revin forței de frecare și cele mai mici vitezei de alunecare (slip).

#### *Influența compoziției chimice a lubrifiantului*

În unele lucrări [P1,P2] se studiază influența aditivilor de onctuozitate asupra scăderii coeficientului de frecare în regim de frecare mixt, înlăturarea stick - slip-ului prin folosirea unor lubrifianți speciali fiind considerată mult timp drept patent. S-a extins și utilizarea unor lubrifianți solizi sub formă de suspensii în ulei, unsoari, lacuri, depuneri electrolitice, materiale autolubrifiante [N1], [B2].

De asemenea s-au realizat uleiuri antistick - slip ce s-au încercat în diferite condiții obținându-se rezultate diferite (Dimitrov), nefiind concludentă folosirea unuia sau a altuia pentru eliminarea mișcării sacadate în funcționarea ghidajelor [D14].

S-a studiat și comportamentul unor cuple de frecare metal / plastic în legătură cu posibilitatea de folosire la ghidajele mașinilor - unelte. Numeroase materiale plastice [N2], cum sunt poliamidele și materialele plastice armate de tip textolit, s-au dovedit a fi cu bune proprietăți antifricțiune. În regimuri severe de lucru, masele plastice dovedesc un comportament mai bun, comparativ cu unele suprafețe metalice. De exemplu, perechea textolit tip E - fonta Fc 25 conduce la valori minime ale coeficientului de frecare, cele mai mari valori apărând la cuplurile cu Dypton. Dar textolitul de tip E ce are bune caracteristici de frecare și antistick - slip prezintă o uzare pronunțată, datorită rezistenței mai reduse a materialului de armare.

Un factor ce influențează în mare măsură evoluția frecării și a fenomenului de stick - slip este "istoria" frecării celor două suprafețe aflate în contact, adică aceste

fenomene sunt puternic influențate de timpul de contact static, care la rândul său este direct proporțional cu rata de încărcare - Richardson și Nole (1979) - citați în [D9]. Primul care a caracterizat distanța de alunecare (slip) ca fiind dependentă de înălțimea asperităților a fost Rabinovicz (1951) care a făcut observația că "frecarea crește odată cu timpul de contact static" [D9].

În concluzie, pentru a putea determina un sistem care să stabilizeze sau să atenueze mișcarea de stick - slip trebuie făcute determinări experimentale pentru fiecare caz în parte.

## ***CAPITOLUL 4.***

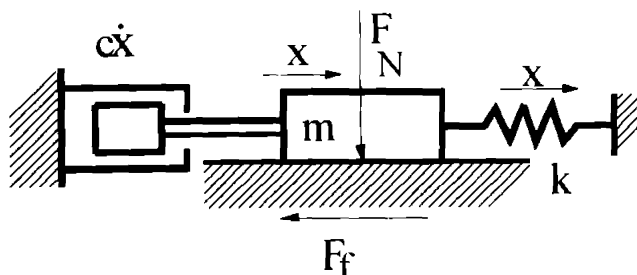
### ***Considerații asupra modelului forței de frecare adoptat pentru studiul fenomenului de stick - slip***

*4.1. Modelul generalizat pentru forța de frecare*

Pentru a putea studia fenomenul de stick - slip din punct de vedere teoretic și a putea compara aspectele experimentale cu cele obținute din ecuațiile teoretice trebuie creat un model pentru a descrie evoluția forțelor de frecare în timpul mișcării relative. Acest model trebuie să îndeplinească mai multe condiții:

- să fie general valabil pentru diferitele situații întâlnite în practică;
- să fie simplu, din punct de vedere matematic, dar să cuprindă cât mai mulți factori de care depinde forța de frecare;
- să poată fi aplicat indiferent de condițiile de funcționare (sau în cât mai multe cazuri);
- să cuprindă "istoricul" frecării, deoarece forța de frecare depinde de timpul contactului static [D9];
- să nu depindă de tipul cuplei de frecare.

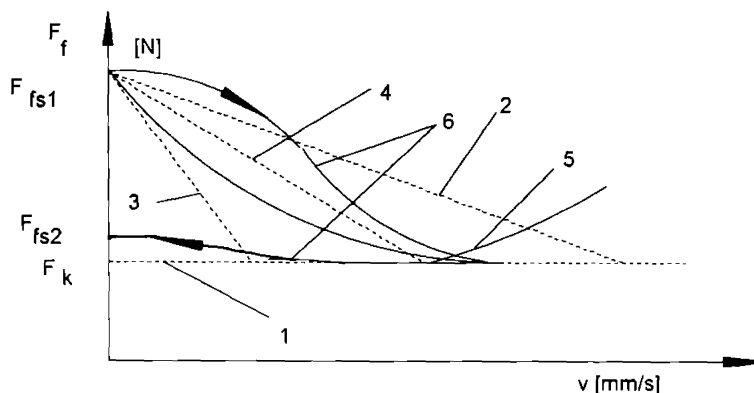
Modelul acceptat, în general, de autorii ce au studiat fenomenul de stick - slip este cel prezentat în figura 4.1. ([P1], [D8], [D9], [P4], [T1], [T3]).



*Fig. 4.1.*

Pentru forța de frecare s-au acceptat de-a lungul evoluției cunoștințelor diferite modele (prezentate pe larg în paragraful 3.2.). Schema care sintetizează aceste modele

este prezentată în figura 4.2 unde apar toate curbele de variație ale forței de frecare descrise anterior,



**Fig. 4.2.**

în care: 1 - curba pentru care forța de frecare cinetică este constantă cu viteza relativă;

2, 3, 4 - forța de frecare descreește liniar cu viteza de alunecare de la valoarea forței de frecare statice, în diferite condiții bine determinate pentru mișcarea sacadată;

5 - variație polinomială continuă de ordinul 2;

6 - variație exponențială dinamică discontinuă pe două ramuri distincte.

Curba 6 cu cele două ramuri este cea pentru care D. Pavelescu, A. Tudor, Li Chiun Bo în [P4], [T1] propun două relații exponențiale pentru a caracteriza forța de frecare ca o funcție de viteza relativă dintre cele două suprafețe ale cuplei de frecare (relațiile (3.6), (3.7)).

Pentru a exprima forța de frecare ținând cont de principiile enunțate anterior, se propune o relație generalizată pentru cele două faze ale procesului de frecare (faza de stick și cea de slip):

$$F_{fki} = F_{fk\ min} + (F_{fs1} - F_{fk\ min}) \cdot \exp(-\gamma \cdot v^{\delta}) \quad (4.1)$$

în care: indicele i este pentru cele două faze ale procesului:

$i = 1$  pentru faza de accelerare;

$i = 2$  pentru faza de decelerare;

$v$  - viteza relativă dintre cele două suprafețe;

$\delta, \gamma$  - constante.

Valorile forțelor de frecare în cele două faze sunt diferite tocmai prin faptul că forțele de frecare statice de la care pornește mișcarea sunt diferite (fig. 4.2.).

Dezvoltând în serie funcția exponențială obținem:

$$\exp(-\gamma \cdot v^\delta) = 1 - \gamma \cdot v^\delta + \frac{1}{2} \cdot \gamma^2 \cdot v^{2\delta} - \dots + \dots \quad (4.3)$$

și ținând cont numai de primii doi termeni, restul neglijându-i se obține:

$$F_{fki} = F_{fsi} - (F_{fsi} - F_{fk\min}) \cdot \gamma \cdot v^\delta \quad (4.4)$$

Pentru  $\delta = 1$ , constanta  $\gamma$  se poate scrie sub forma:

$$\gamma = \frac{1}{v_s}, \text{ în care } v_s \text{ este viteza corespunzătoare unui moment oarecare;} \quad (4.5)$$

Deci, expresia pentru forța de frecare cinetică devine:

$$F_{fki} = F_{fki} - \frac{F_{fsi} - F_{fk\min}}{v_s} \cdot v \quad (4.6)$$

Conform figurii 4.2 diferența între  $F_{fsi}$  și  $F_{fk\min}$  este foarte mică și se poate neglija  $(F_{fsi} - F_{fk\min}) \cdot \gamma \cdot v^\delta$  astfel încât în faza de decelerare obținem pentru forța de frecare cinetică expresia:  $F_{fki} = F_{fs2}$ .

În cazul în care  $v_s = v_{\max}$  se obține exact modelul propus pentru forța de frecare de către Bell și Burdekin [C2] - *curba 2*, fig. 4.2.. Rezultatele experimentale obținute de Symons [C2] au arătat că:

$\delta = \frac{1}{2}$  pentru contactul a două suprafețe din oțel;

$\delta = 1$  pentru contactul a două suprafețe din fontă.

Dacă în ecuația (4.1) introducem și al treilea termen din dezvoltarea în serie (4.3) se obține:

$$F_{fki} = F_{fsi} - \gamma \cdot (F_{fsi} - F_{fk\min}) \cdot v^\delta + \frac{1}{2} \cdot \gamma^2 \cdot (F_{fsi} - F_{fk\min}) \cdot v^{2\delta} \quad (4.7)$$

$$\alpha = \gamma \cdot (F_{fs1} - F_{fkmin})$$

Cu notațiile:

$$\beta = \frac{1}{2} \cdot \gamma^2 \cdot (F_{fs1} - F_{fkmin}) \quad (4.8)$$

pentru  $\delta = 1$  se obține:

$$F_{fki} = F_{fsi} - \alpha \cdot v + \beta \cdot v^2 \quad (4.9)$$

Acesta este modelul acceptat pentru forța de frecare propus de Banerjee (fig.4.2 - curba 5). Dacă se acceptă ipoteza că  $F_{fs1} - F_{fs2}$  ne îndepărtează de condițiile pe care le-am acceptat inițial (fig. 4.2- curba 5 se îndepărtează de curba 6 pe care o avem în discuție), pe când ipoteza  $F_{fs2} - F_{fkmin}$  este mult mai aproape de ipoteza inițială și, deci, acceptată. Luând în considerare al treilea termen din dezvoltarea în serie a funcției putere (4.3) și acceptând  $F_{fs2} - F_{fkmin}$  vom obține o relație mai simplă a modelului descris de relația propusă (4.1) pentru  $\delta = 1$ :

$$F_{fki} = F_{fs1} - \alpha \cdot v + \beta \cdot v^2 \quad (4.10)$$

$$F_{fki2} = F_{fs2} = F_{fkmin} \quad (4.11)$$

Modelul generalizat al forțelor de frecare prezentat are avantajul că exprimă printr-o singură relație forța de frecare în timpul procesului de stick - slip și cuprinde și faza anterioară, deci "istoricul" mișcării prin forța de frecare statică  $F_{fs}$ , conform [D9].

#### **4.2. Ecuațiile mișcării, amplitudinii, timpilor de stick și slip în cazul modelului generalizat al forțelor de frecare**

În cazul în care se ține seama de modelul exponențial adoptat, și anume de relația (4.1), respectiv forma sa particulară (4.10) pentru forța de frecare cinetică în care înlocuim viteza relativă  $v$ , cu  $(v - \dot{x})$  și ținem seama de ecuația generală de mișcare:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = \Delta \quad (4.12)$$

în care:  $m$  - masa sistemului mobil în care intră și masa elementului elastic;

$c$  - constanta de amortizare viscoasă a sistemului;



$k$  - constanta elastică a sistemului;

$\Delta$  - termen ce ține cont de forța de frecare, de modul de exprimare la diferite momente ale istoriei fenomenului de stick - slip a forței de frecare.

Se obține:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot \dot{x} = F_{r,si} - \alpha \cdot (v - \dot{x}) + \beta \cdot (v - \dot{x})^2 \quad (4.13)$$

Această ecuație prin indicele  $i = 1$  sau  $2$  este pentru cele două faze ale fenomenului, faza de accelerare și cea de decelerare.

Ecuația (4.13) se mai poate scrie:

$$\ddot{x} - \frac{1}{m} \cdot (\alpha - 2 \cdot \beta \cdot v + \beta \cdot \dot{x}) \cdot \dot{x} + \omega_0 \cdot \left[ x - \frac{1}{k} (F_{r,si} - \alpha \cdot v + \beta \cdot v^2) \right] = 0 \quad (4.14)$$

Acceptând notațiile:

$$X = x - \frac{1}{k} \cdot (F_{r,si} - \alpha \cdot v + \beta \cdot v^2) \quad (4.15)$$

$$M = \frac{1}{m} \quad (4.16)$$

$$\lambda = \alpha - 2 \cdot \beta \cdot v \quad (4.17)$$

ecuația (4.14) devine:

$$\ddot{X} - M \cdot (\lambda + \beta \cdot \dot{X}) \cdot \dot{X} + \omega_0 \cdot X = 0 \quad (4.18)$$

Soluția ecuației (4.18) are forma generală de tipul ecuației:

$$X = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (4.19)$$

în care constantele  $A$  și  $\varphi$  sunt funcții de timp:

$$A = A(t) \quad (4.20)$$

$$\varphi = \varphi(t)$$

Utilizând condițiile inițiale și integrând pentru a afla expresiile pentru  $A(t)$  și  $\varphi(t)$  se obține pentru ecuația de mișcare relația:

$$\dot{x}_{\max} = A \cdot \exp\left(\frac{M \cdot \lambda}{2} \cdot t_{\max}\right) \cdot \left(\frac{M \cdot \lambda}{2} \cdot \sin \varphi_{\max} + \omega_0 \cdot \cos \varphi_{\max}\right) \quad (4.21)$$

în care:

$$t_{\max} = \frac{1}{\omega_0} \cdot \operatorname{arctg} \left( \frac{4 \cdot \omega_0 \cdot M \cdot \lambda}{M^2 \cdot \lambda - 4 \cdot \omega_0^2} - \varphi^* \right) \quad (4.22)$$

$$\varphi_{\max} = \operatorname{arctg} \left( \frac{4 \cdot \omega_0 \cdot M \cdot \lambda}{M^2 \cdot \lambda - 4 \cdot \omega_0^2} \right) \quad (4.23)$$

La  $t_{\max}$  obținem pentru  $x$  expresia:

$$x_t = A^* \exp \left( \frac{\lambda \cdot M}{2} \cdot t_{\max} \right) \cdot \sin \varphi_{\max} + \frac{1}{k} \cdot (F_{\text{lsr}} - \Delta F) \quad (4.24)$$

în care:

$$\Delta F = \alpha \cdot v - \beta \cdot v^2 \quad (4.25)$$

$A^*$ ,  $\varphi^*$  = constante de integrare;

Pentru faza de decelerare ( $i = 2$ ) în condițiile ecuației (4.11) se obține:

$$x = A^{**} \cdot \sin(\omega_0 \cdot t - \varphi^{**}) + \frac{1}{k} \cdot F_{\text{lsrmin}} \quad (4.26)$$

în care:  $A^{**}$ ,  $\varphi^{**}$  = constante de integrare.

Utilizând condițiile inițiale se pot determina constantele de integrare și se obține:

- perioada de accelerare:

$$\begin{aligned} \text{- la } t = 0: \quad x &= \frac{F_{\text{lsr}}}{k} \\ \dot{x} &= v \end{aligned} \quad (4.27)$$

astfel încât pentru  $A^*$  și  $\varphi^*$  rezultă:

$$A^* = \frac{1}{2 \cdot k} \cdot \left[ \frac{m}{k} \left[ (2 \cdot v - M \cdot \lambda \cdot \Delta F)^2 + (2 \cdot \omega_0 \cdot \Delta F)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.28)$$

$$\varphi^* = \operatorname{arctg} \left[ \frac{2 \cdot \omega_0 \cdot \Delta F}{2 \cdot v - M \cdot \lambda \cdot \Delta F} \right] \quad (4.29)$$

- pentru perioada de decelerare:

- la  $t = 0$  punctul inițial este  $t = t_{\text{accelerare}}$  și pentru a rezolva mai ușor constantele de integrare pentru  $i = 2$  facem schimbarea de variabilă:

$$\begin{aligned} t = t - t_{\text{accelerare}} = 0: \quad x &= x_t \\ \dot{x} &= \dot{x}_{\max} \end{aligned} \quad (4.30)$$

astfel încât pentru  $A^{**}$  și  $\varphi^{**}$  rezultă:

$$A^{**} = \left[ \left( x_1 - \frac{1}{k} \cdot F_{f_{kmin}} \right)^2 + \left( \frac{x_{max}}{\omega} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.31)$$

$$\varphi^{**} = \arctg \left( x_1 - \frac{1}{k} \cdot F_{f_{kmin}} \right) \cdot \left( \frac{x_{max}}{\omega_{\theta}} \right)^{-1} \quad (4.32)$$

Se determină relații de calcul pentru amplitudinea fenomenului de stick - slip pornind de la un sistem neamortizat și ajungând la un sistem amortizat, pentru cele două faze distincte ale fenomenului prin analiza influenței forței de frecare în cele două momente ale mișcării, luând în considerare corelația coeficientului de frecare static și cinetic prin intermediul procesului de difuzie ce are loc între cele două suprafețe ale cuplei de frecare în timpul perioadei de lipire. În acest fel se ține seama și de "istoricul" frecării, și anume de interacțiunile ce au loc între suprafețele de frecare în perioadele de lipire (stick). Expresiile pentru amplitudini, viteze optime se determină în mod similar cu expresiile determinate în *capitolul 3.3.* ținând seama de modelul generalizat al forței de frecare adoptat în acest capitol.

Pentru frecarea uscată, expresia amplitudinii fenomenului de stick - slip este:

$$A = \sqrt{\left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^4 \cdot \left( \frac{D}{v} \right)^2 + \left( \frac{v}{\omega_0} \right)^2} \quad (4.33)$$

Folosind ipoteza că procesul de difuzie (procesul care are loc la suprafața de contact în timpul perioadelor de stick - lipire între cele două suprafețe aflate în mișcare relativă) are influență asupra coeficientului de frecare static, se deduce:

$$f_s = f_k + \frac{h_d}{h_m} = f_k + \frac{\sqrt{D \cdot t}}{h_m} \quad (4.34)$$

în care:  $f_k$  = coeficient de frecare cinetic caracteristic perioadei de "slip" și este constant pentru o anumită cuplă de frecare (geometrie, regim de frecare și ungere, material, condiții de funcționare);

$h_d$  = adâncimea de difuzie  $h_d = \sqrt{D \cdot t}$ ,  $D$  - parametrul de difuzie dependent de energia de activare și de temperatura locală de difuzie;

$h_m$  = adâncimea de interacțiune mecanică ca urmare a sarcinii normale și a ariei reale de contact și este independentă de timp.

Valoarea minimă a amplitudinii mișcării are expresia:

$$A_{\min} = \sqrt{2} \cdot \frac{F_N}{k \cdot h_m} \cdot \sqrt{\frac{D}{\omega_0}} \quad (4.35)$$

iar viteza optimă corespunzătoare acestui minim este:

$$v_{\text{op}} = \frac{F_N}{k \cdot h_{\min}} \cdot \sqrt{D \cdot \omega_0} \quad (4.36)$$

Pentru *regimul de ungere mixt*, când sarcina normală se transmite atât prin intermediul contactului direct al asperităților cât și prin intermediul fluidului de ungere, amplitudinea mișcării sacadate este dependentă atât de amortizare cât și de parametrii specifici frecării uscate.

Dacă notăm  $\bar{A} = e^{-\delta t} \cdot A$  și ținem seama că timpul  $t$  necesar formării unei noi perioade de "slip" este :

$$t = \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{1}{v^2} \quad (4.37)$$

se deduce:

$$\bar{A} = e^{-\delta \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{D}{v^2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left( \frac{\delta}{\omega_0} \right)^2}} \cdot \sqrt{\left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2 \cdot \frac{D}{v^2} + \frac{v^2}{\omega_0^2} + \frac{2 \cdot \delta \cdot D}{\omega_0^2} \cdot \left( \frac{F_N}{k \cdot h_m} \right)^2} \quad (4.38)$$

Din analiza ecuației (4.38) se deduce că valoarea optimă a vitezei din punct de vedere al amplitudinii  $\bar{A}$  nu depinde de amortizare și se determină cu relația (4.36).

Amortizarea are influență mare asupra mărimii amplitudinii totale  $\bar{A}$  astfel, corespunzător vitezei optime, amplitudinea totală are expresia:

$$\bar{A}_{v_{\text{op}}} = \sqrt{2} \cdot \frac{D}{\omega_0} \cdot \frac{F_N}{k \cdot h_m} \cdot \frac{e^{-\delta v_{\text{op}}}}{\sqrt{1 - \frac{\delta}{\omega_0}}} \quad (4.39)$$

Ecuțiile timpilor de stick și slip se determină în mod analog cu modul de determinare a acestora, prezentat în *capitolul 3.3*, și au expresiile:

$$t_{\text{stick}} = \frac{A}{v} \quad (4.40)$$

$$t_{\text{slip}} = \frac{t + 2 \cdot |k|}{\omega_0} \quad (4.41)$$

**CAPITOLUL 5.**  
***Cercetări experimentale***

Cercetările experimentale au urmărit:

- punerea în evidență a fenomenului de stick - slip pentru cuple de frecare din materiale diferite în condiții de funcționare cât mai diverse;
- determinarea mărimilor caracteristice fenomenului (de exemplu, forța de frecare și coeficientul de frecare);
- influența diverselor mărimi asupra mișcării sacadate;
- influența mișcării sacadate asupra cuplei de frecare.

Punerea în evidență a fenomenului de stick - slip necesită realizarea unor condiții deosebite pentru a putea obține un domeniu de viteze relative pentru care mișcarea sacadată are o evoluție favorabilă.

Pentru determinarea parametrilor mișcării sacadate trebuie alese sisteme de măsură suficient de sensibile pentru a putea detecta variațiile mici ale acestora.

Pentru prelucrarea cât mai ușoară, eficientă, la un nivel științific ridicat și de încredere a datelor obținute experimental, se impune legarea sistemelor de măsură la un calculator performant.

### *5.1. Stand pentru studiul fenomenului de stick - slip*

Concepția standului a avut în vedere următoarele cerințe:

- realizarea unui domeniu de viteze mici cu posibilitatea de reglare rapidă și eficientă, în timpul, mișcării în trepte apropiate de viteze;
- posibilitatea de realizare a diferite forțe de apăsare normală a suprafețelor cuplei de frecare;
- posibilitatea de schimbare rapidă și cu ușurință a corpurilor de probă utilizate;
- realizarea unui sistem de măsurare cu sensibilitate mare pentru determinarea variațiilor mici ale mărimilor măsurate;
- posibilitatea de preluare pe calculator a informațiilor date de sistemul de măsurare.

Schema de principiu a standului proiectat și realizat după principiile enunțate este prezentată în figura 5.1.

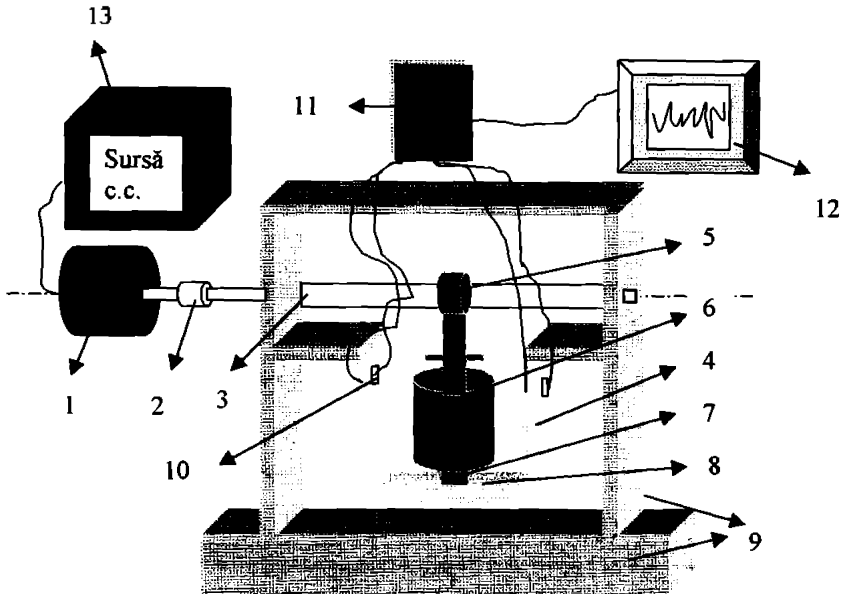


Fig. 5.1.

Elementele principale ale standului sunt:

- |                                   |                                   |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1. - motor electric de antrenare; | 8. - epruvetă fixă;               |
| 2. - cuplaj elastic;              | 9. - suport rigid;                |
| 3. - șurub conducător;            | 10. - timbre tensometrice;        |
| 4. - cadru elastic;               | 11. - placă de achiziții de date; |
| 5. - piulița de antrenare;        | 12. - calculator;                 |
| 6. - sistem de încărcare;         | 13. - sursă de curent continuu.   |
| 7. - epruvetă mobilă;             |                                   |

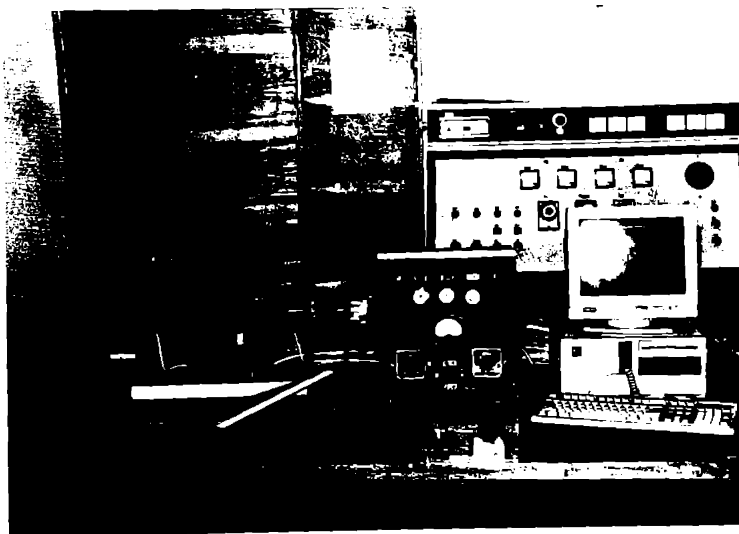
Principiul de funcționare al standului este următorul:

Motorul electric 1 antrenează în mișcare de rotație șurubul conducător 3 pe care se află piulița 4, ce este solidară cu sistemul de încărcare 5. Piulița 4 se deplasează în mișcare de translație împreună cu sistemul de încărcare. Astfel, epruveta mobilă 7, ce este solidară cu sistemul de încărcare, se deplasează în mișcare de translație față de



epruveta fixă 8. Epruveta fixă 8 este fixată rigid de două lamele elastice, formând cadrul elastic 4. Datorită fenomenului de stick - slip cadrul elastic se deformează, deformare ce este sesizată de timbrele tensometrice 10. Acestea sunt legate în punte, iar semnalul este trimis și transformat prin intermediul unei plăci de achiziții de date 11 la un calculator 12. Sursa de curent continuu 13, care alimentează motorul electric, este cu tensiune variabilă între 0 ... 50 V astfel încât să se poată obține la ieșirea din motorul electric turații variabile continuu în trepte apropiate. Sursa este prevăzută cu posibilitatea de reglaj fin și grosier. Șurubul conducător și piulița au pas fin pentru a putea obține viteze tangențiale de valori mici în funcție de viteza unghiulară a motorului electric. Sunt realizate într-o clasă de precizie ridicată pentru a elimina jocul care ar putea influența mișcarea sacadată. Cadrul elastic este fixat rigid și precis de suport, pentru a nu introduce elemente care ar atenua mișcarea cu stick - slip. Standul trebuie să fie realizat cu precizie ridicată, deoarece pentru a obține fenomen de stick - slip corect este nevoie de condiții de funcționare deosebite. Standul este prevăzut cu posibilitatea de schimbare cât mai ușoară a epruvetelor, pentru a putea studia mișcarea sacadată pentru diferite materiale ale cuplei de frecare. Instalația este realizată pentru cuple de frecare de clasa a III-a (suprafață plană / suprafață plană ).

Imaginea standului este prezentată în figura 5.2.



*Fig. 5.2.*

Dimensiunile și caracteristicile standului sunt:

- lamelele elastice ale cadrului elastic:  $70 \times 16 \times 0.5$  [mm];
- gama de viteze relative:  $5 \dots 50$  [rot/min];
- gama de forțe de apăsare:  $0 \dots 15$  [N];
- dimensiunile epruvetei mobile (cilindru):  $\Phi 10 \times 10$  [mm];
- dimensiunile epruvetei fixe:  $20 \times 2 \times 400$  [mm],  $20 \times 4 \times 400$  [mm].

*Sursa de c. c.*

Sursa de curent continuu este cu tensiune variabilă astfel încât să poată realiza la ieșire pentru motorul electric de antrenare valori diferite pentru tensiune. Astfel se obține la intrarea în stand o viteză unghiulară variabilă pentru șurubul de antrenare.

#### *Cadrul elastic*

Cadrul elastic poate fi studiat ca un mecanism patralater pentru mișcări liniare. La deplasarea pe orizontală, apare și o deplasare nedorită, perpendiculară pe direcția mișcării. Cerințele pentru cadrul elastic sunt ca solicitările la torsiune și flambaj să fie foarte mici. Dacă se adoptă sistemul de axe din figura 5.3 se pot scrie relațiile [D1], [D4]:

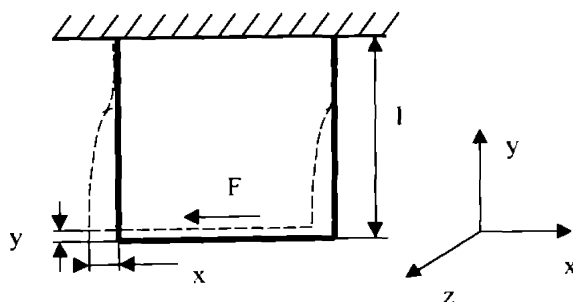


Fig. 5.3.

$$x = \frac{F \cdot l^3}{24 \cdot E \cdot I_z} \quad (5.1)$$

$$y = \frac{F^2 \cdot l^5}{960 \cdot (E \cdot I_z)^2} \quad (5.2)$$

în care:  $E$  - modulu de elasticitate al materialului lamelelor elastice;  
 $I_z$  - momentul de inerție al secțiunii lamelei elastice;  
 $F$  - forța ce acționează asupra cadrului elastic.  
 $l$  - lungimea lamelei elastice.

Ecuția traiectoriei sistemului mobil rezultă din cele două ecuații (5.1), (5.2) ca fiind:

$$y = \frac{3}{5 \cdot l} \cdot x^2 \quad (5.3)$$

care este o parabolă având raza de curbură în vârf date de o relație de forma [D4]:

$$\delta = \frac{(1 + y'^2) \cdot (1 + y''^2)^{3/2}}{y''} \cong \frac{5}{6} \cdot l \quad (5.4)$$

Relațiile (5.3), (5.4) sunt valabile pentru domeniul elastic care pentru arcurile din oțel este limitat la  $\frac{x}{l} \leq 0,2$ , caz care apare la standul utilizat pentru studiul mișcării sacadate.

Alungirea lamelelor elastice datorită forței de încărcare  $F_N$  care acționează perpendicular pe epruveta fixă (lamela rigidă orizontală - în lungul axei  $Ox$  - pe figura 5.3) are expresia (pentru cazul cel mai defavorabil):

$$\Delta l = \frac{F_N \cdot l}{E \cdot A} \quad (5.5)$$

iar săgeata la încovoiere pentru epruveta fixă, datorată forței normale  $F_N$  este dată de

relația: 
$$f = \frac{F_N \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_z} \quad (5.6)$$

în care:  $L$  - lungimea epruvetei fixe;  
 $A$  - aria secțiunii transversale pentru epruveta fixă;  
 $E$  - modulu de elasticitate longitudinal;

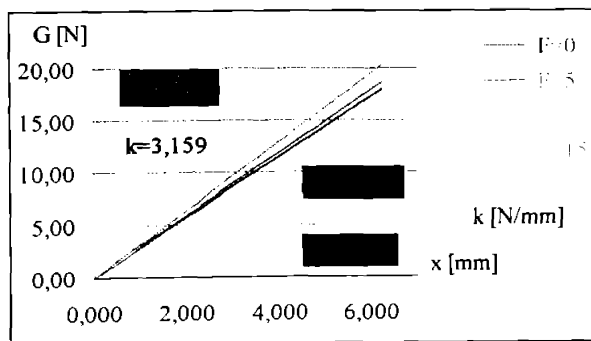
$I_x$  - momentul de inerție al secțiunii epruvetei fixe.

Pentru cazul concret al standului realizat din figura 5.1 sau 5.2 se obțin valorile:  $\Delta l = 6,10465 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$ ,  $f \approx 3 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ ; aceste valori sunt calculate pentru cazul încărcării maxime și pentru epruveta cu modulul de elasticitate cel mai mic (pentru a fi acoperitoare pentru toate încercările efectuate); aceste valori se pot neglija în timpul funcționării standului și la prelucrarea datelor experimentale, neinfluențând precizia de măsurare sau de apariție și desfășurare a fenomenului de stick - slip. Deplasarea pe verticală  $y$  (calculată cu relația (5.2)), pentru o valoare maximă a forței  $F'$  (presupusă a fi în zona de contact) este  $y = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ , valoare ce se poate neglija fără a împiedica procesul de stick - slip.

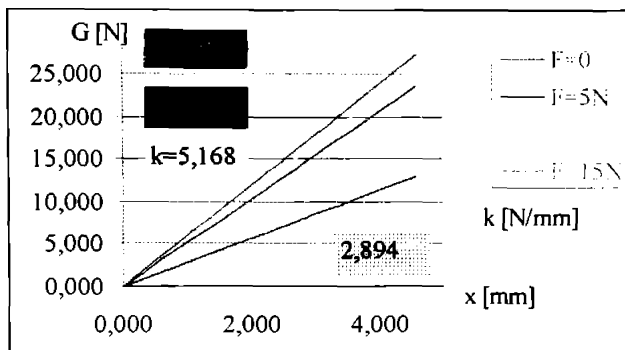
#### Determinarea constantei elastice a sistemului

Având în vedere complexitatea sistemului elastic s-a efectuat măsurarea deformației pe orizontală pentru determinarea constantei elastice  $k$ , atât în condițiile sistemului descărcat cât și încărcat progresiv la sarcina maximă pentru fiecare cuplu de materiale încercat.

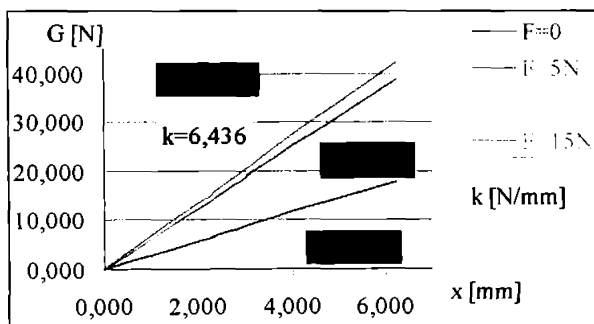
Diagramele din care se determină constanta de elasticitate a sistemului se prezintă în figura 5.4. Datele experimentale s-au obținut prin măsurare cu comparatorul (precizie de ordinul 0,01mm) și s-au prelucrat în EXCEL.



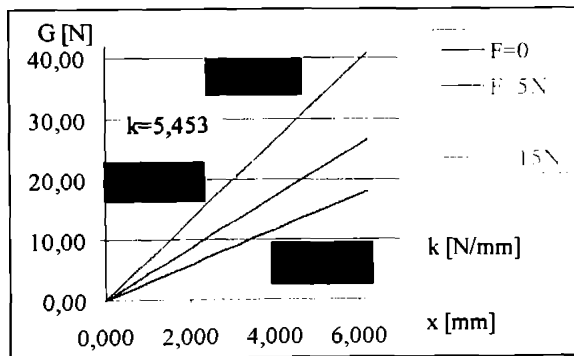
a. epruveta fixă - polimetacrilat



b. epruveta fixă - din aluminiu;



c. epruveta fixă - oțel 1

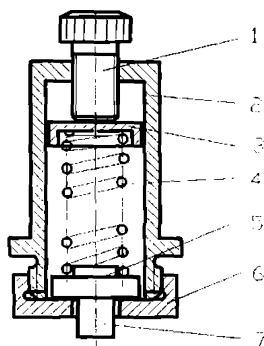


d. epruveta fixă - oțel 2;

Fig. 5.4.

*Sistemul de încărcare*

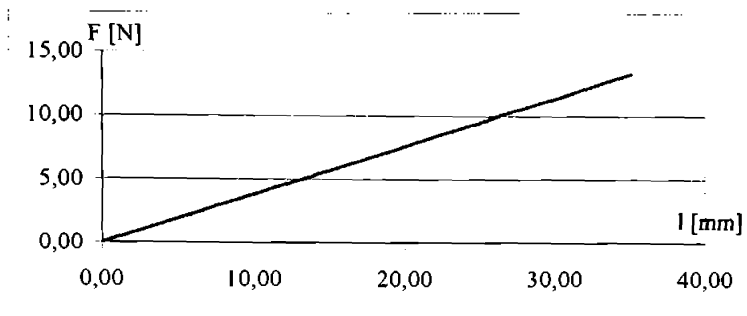
Forța de apăsare  $F_N$  se realizează cu ajutorul unui sistem cu arc elicoidal tarat. Schița sistemului de încărcare este prezentată în figura 5.5.



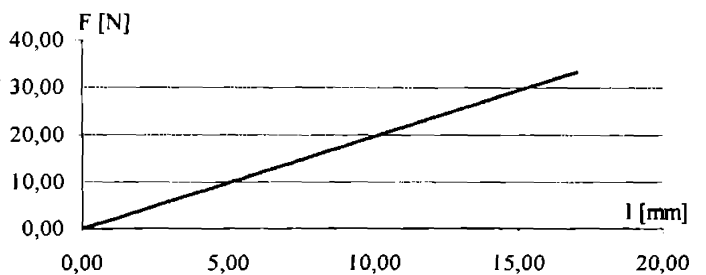
*Fig. 5.5.*

- În care:
- 1 - șurub pentru reglarea forței de apăsare a arcului;
  - 2 - corp;
  - 3 - taler arc;
  - 4 - arc cilindric elicoidal de compresiune;
  - 5 - suport epruvetă fixă;
  - 6 - piuliță;
  - 7 - epruvetă fixă.

Etalonarea arcurilor utilizate la sistemul de încărcare s-a făcut pe un stand special de la laboratorul de metrologie al SC ELBA SA Timișoara și s-au obținut legile de variație ale forței de comprimare cu lungimea comprimată a arcurilor prezentate în figura 5.6 a, b (în figura 5.6.a s-a reprezentat constata elastică pentru arcul cu dimensiunile  $0,8 \times 14 \times 40$ , iar în figura 5.6.b s-a reprezentat caracteristica elastică pentru arcul de dimensiuni  $1,2 \times 14,5 \times 37$ ). Cu arcul din fig. 5.6. a s-au realizat forțele de apăsare  $F_N = 5, 10 N$ , iar cu cel din fig. 5.6. b s-a realizat forța  $F_N = 15 N$ .



a.



b.

Fig. 5.6.

### Sistemul de măsurare

Sistemul de măsurare este format din timbrele tensometrice 10 și placa de achiziții de date 11.

Timbrele tensometrice sunt montate în punte completă. Informația de la traductoarele de forță rezistive este preluată de placa de achiziții de date. Semnalul de ieșire este proporțional cu alungirea timbrilor tensometrice, alungire provocată de forța de frecare. Etalonarea traductoarelor s-a făcut gravimetric și a rezultat constanta  $k_t = 0,6485 \text{ N div}$ . Timbrele tensometrice trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să aibă sensibilitate mare;
- să nu fie influențat de condițiile atmosferice;
- să aibă capacitatea de a reacționa la deformația statică și dinamică;
- să asigure posibilitatea măsurării pe lungime mică.

Pentru a asigura aceste condiții și pentru a putea măsura forțele care produc deformațiile timbrelor tensometrice în cazul standului proiectat, s-au folosit timbre tensometrice ale firmei Hottinger Baldwin Messtechnik GMBH de tipul 6 120, cu rezistența  $R = 120 \pm 0,5 \% \Omega$ , sensibilitatea  $k = 2,03 1 \%$ , coeficientul de variație a rezistenței cu temperatura  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \Omega / ^\circ C$ .

Placa de achiziții de date (AM - M10 - 16XE50) face parte dintr-un sistem de achiziții de date și prelucrare a acestora al firmei National Instruments numit *Virtual Bench*. Din programele de achiziții de date pe care le are acest instrument se folosește *Virtual Bench - Logger* a cărui imagine pe ecran este prezentată în figura 5.7.

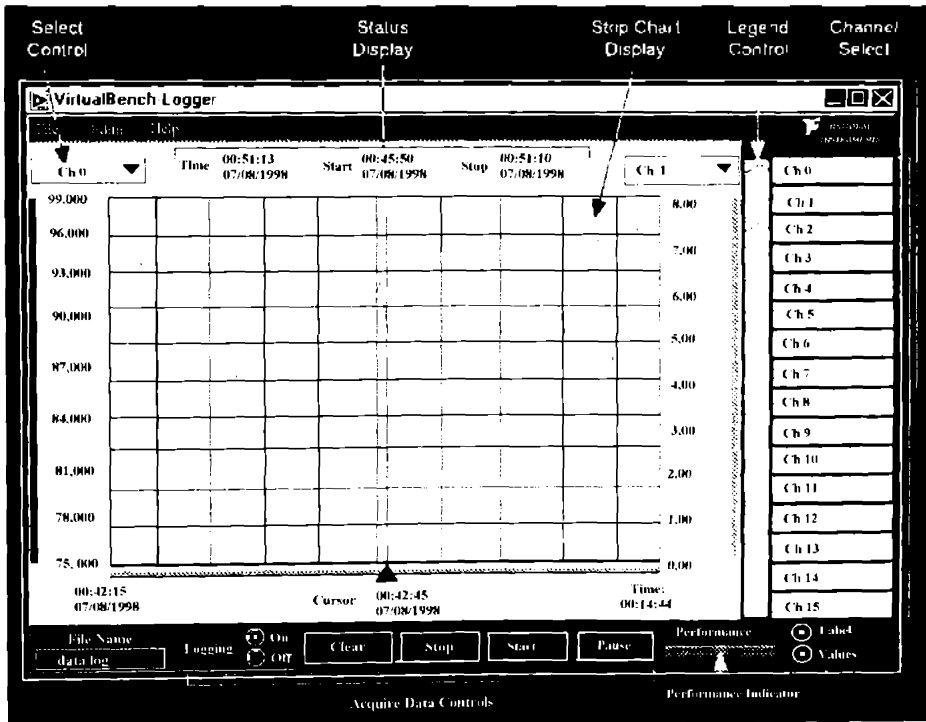


Fig. 5.7.



5.2. Stand pentru măsurarea rugozității suprafețelor

Determinarea rugozității suprafețelor utilizate pentru studiul fenomenului de stick - slip se face pe un stand proiectat și realizat în laboratorul de Tribologie. Schema standului este prezentată în figura 5.8 a. b.

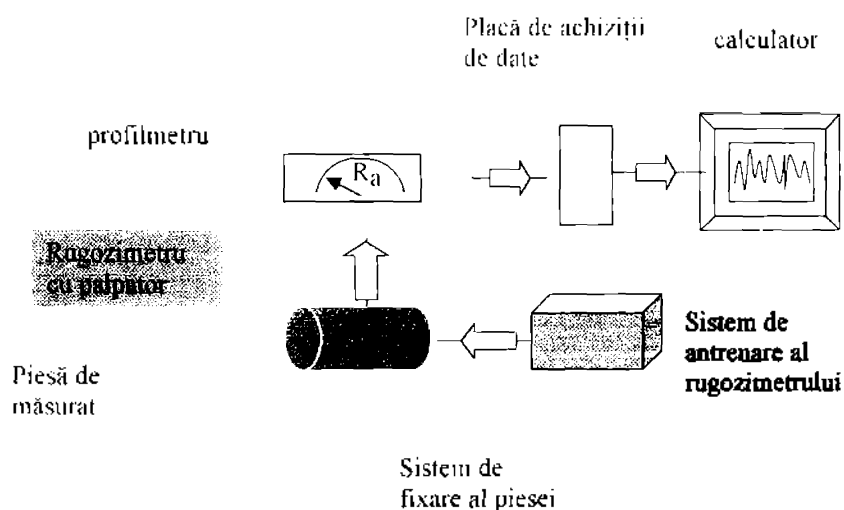


Fig. 5.8. a.

Elementele principale ale standului sunt:

- sistemul de fixare al piesei de măsurat care este prevăzut cu elemente pentru fixarea corpurilor de diferite forme (cilindrice, dreptunghiulare, lamelare);
- piesa de măsurat;
- rugozimetru cu palpator - cu traductor piezoelectric, vârful palpatorului este de tip conic, din diamant; forța de apăsare se realizează prin forța elastică a lamelei pe care se află palpatorul;

- sistemul de antrenare al rugozimetrului este format dintr-un motor electric și un reductor de turație, astfel încât la ieșire se obține o viteză de 2 mm/s pentru a putea realiza o măsurare și o prelevare de semnal corectă;

- profilmetru - are rolul de a prelucra preliminar semnalul dat de rugozimetru pentru a putea fi preluat de placa de achiziții de date;

- placa de achiziții de date are rolul de a prelua datele oferite de profilmetru și de a le transforma în semnale numerice;

- calculatorul - are rolul de a prelua datele oferite de placa de achiziții de date oferindu-le pentru prelucrare ulterioară.

Placa de achiziții de date și soft-ul din calculator aparțin instrumentului *Virtual Bench*.

S-au măsurat rugozitățile pieselor utilizate pentru încercări, s-au prelucrat datele în programul EXCEL 97 și s-au obținut diagramele și valorile pentru rugozitatea  $R_a$  prezentate în anexa A5. Pentru fiecare piesă s-au prelevat 1000 puncte de măsurare de pe o lungime de 50 mm (în total fiind 8000 puncte de măsurare) - diagramele sunt prezentate în anexa A5. După realizarea încercărilor pentru studiul fenomenului de stick - slip s-au măsurat din nou rugozitățile suprafețelor pieselor de încercat, s-au prelucrat în același mod și s-au obținut diagramele prezentate în anexa A6 (8 diagrame cu câte 1000 puncte de măsurare) pentru a se vedea influența fenomenului de stick - slip asupra rugozității suprafețelor.

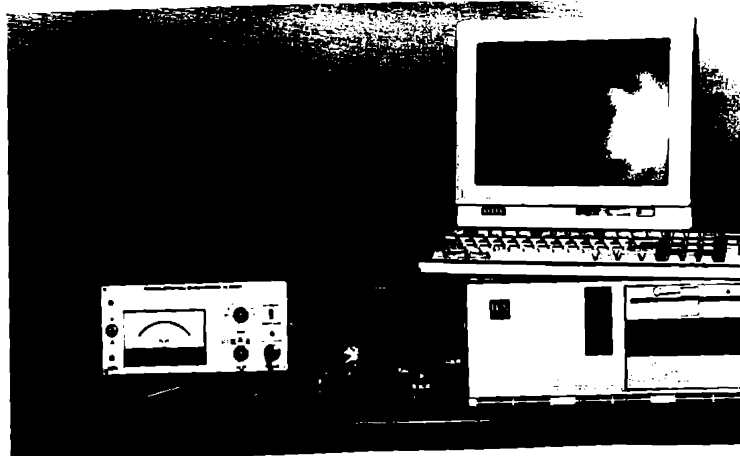


Fig. 5.8. b.

### 5.3. Determinări experimentale

Cu standul prezentat în paragraful 5.2. s-a studiat fenomenul de stick - slip în diferite condiții de funcționare, pentru diferite materiale ale cuplei de frecare. S-au folosit următoarele materiale pentru cupla de frecare:

- *epruveta fixă*:
  - aluminiu (cu rugozitatea  $R_a = 1,2147 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "al";
  - oțel1 (lamă de grosime 2 mm, cu rugozitatea  $R_a = 1,4851 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "ol";
  - oțel 2 (lamă de grosime 4mm, cu rugozitatea  $R_a = 1,7534 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "olg";
  - polimetacrilat (lamă din material plastic cu suport metalic pentru a nu se deforma sub acțiunea forței de încărcare, (cu rugozitatea  $R_a = 0,0981 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "plm";

Pentru aceste materiale s-a făcut determinarea deformațiilor cadrului elastic la forțele de încărcare spre a nu influența comportarea sistemului sub acțiunea forțelor și apariția și dezvoltarea fenomenului de stick - slip.

- *epruveta mobilă*:
  - aluminiu (cu rugozitatea  $R_a = 1,2217 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "al";
  - bronz 1 (cu rugozitatea  $R_a = 1,2814 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "bz";
  - bronz 2 (cu rugozitatea  $R_a = 1,0585 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "bzf";
  - cupru 1 (cu rugozitatea  $R_a = 2,0585 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "cu";
  - cupru 2 (cu rugozitatea  $R_a = 1,1142 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "cuf";

- oțel 1 (cu rugozitatea  $R_a = 1,6792 \mu\text{m}$ ) - simbolizare pe diagrame "ol";
- oțel 2 (cu rugozitatea  $R_a = 1,3943 \mu\text{m}$ ) - simbolizare pe diagrame "olf";
- polipropilenă (cu rugozitatea  $R_a = 1,0421 \mu\text{m}$ ) - simbolizare pe diagrame "pl".

S-au realizat toate combinațiile posibile între materialele prezentate. Fiecare din aceste combinații de materiale pentru cupla de frecare s-a supus la cele trei forțe de apăsare normală realizate cu sistemul de încărcare, și anume  $F_N = 5, 10, 15 \text{ N}$ . Fiecare din aceste cuple de frecare s-a încercat la 8 trepte de viteză, realizate cu ajutorul sursei de curent continuu cu tensiune variabilă. S-au utilizat piese din același material, dar cu rugozități diferite pentru a vedea influența stick - slip-ului asupra fenomenului. De asemenea, pentru cuplele de frecare ce au epruveta fixă din oțel 2, s-au efectuat măsurări în prezența uleiului DME/STM - 33, pentru a evidenția evoluția fenomenului de stick - slip în timpul funcționării în regim de ungere mixt (cunoscut fiind că acest fenomen apare numai la frecare uscată și la cea mixtă, la frecarea fluidă acest fenomen se amortizează în stratul de lubrifianț). Au rezultat un număr de 64 de combinații. Evoluția fenomenului de stick - slip a fost preluată de placa de achiziții de date, semnalul de la timbrele tensometrice fiind prelucrat de soft-ul instrumentului *Virtual Bench* și redat calculatorului sub formă numerică. S-au obținut în final un număr de 192000 puncte de măsurare ce au fost prelucrate în EXCEL 97 și s-au obținut diagramele din anexele A1 - A4 (fiecare din diagrame cuprinde câte 3000 de puncte de măsurare). Simbolizările utilizate în anexe sunt formate din litere și cifre. Primele litere reprezintă materialul epruvetei fixe, următoarele litere reprezintă materialul epruvetei mobile, iar cifrele reprezintă forța de încărcare normală exprimată în [N]. De exemplu, alol5 reprezintă cupla de frecare formată din aluminiu - epruveta fixă, oțel (cu rugozitatea  $R_a = 1,6792 \mu\text{m}$ ) - epruveta mobilă, forța de apăsare normală  $F_N = 5\text{N}$ , respectiv ololf10 reprezintă cupla de frecare formată din aluminiu - epruveta fixă, oțel (cu rugozitatea  $R_a = 1,3943 \mu\text{m}$ ) - epruveta mobilă, forța de apăsare normală  $F_N = 10\text{N}$ .

#### *5.4. Influența diferiților factori asupra fenomenului de stick - slip*

Studiul influenței diferiților factori asupra mișcării sacadate s-a făcut prin interpretarea diagramelor obținute experimental și prezentate în anexele A1 - A4. Din studiul diagramelor obținute prin prelucrarea performanță a datelor oferite de instrumentul de măsură s-au evidențiat două aspecte:

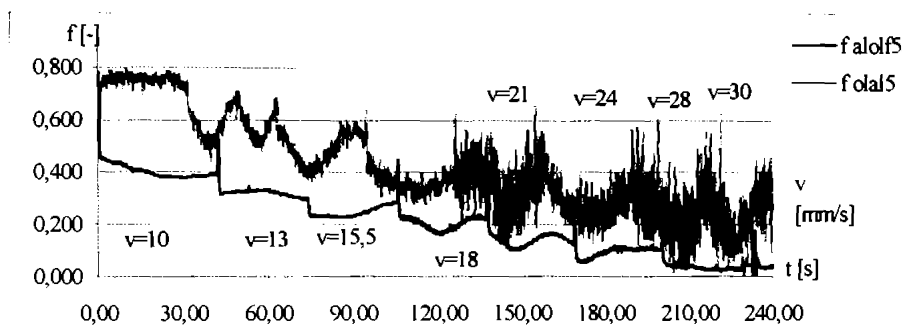
- mărimi a căror valoare influențează apariția și evoluția fenomenului de stick - slip;
- mărimi a căror valoare este influențată de apariția și evoluția fenomenului de stick - slip.

##### *5.4.1. Influența materialelor cuplei de frecare*

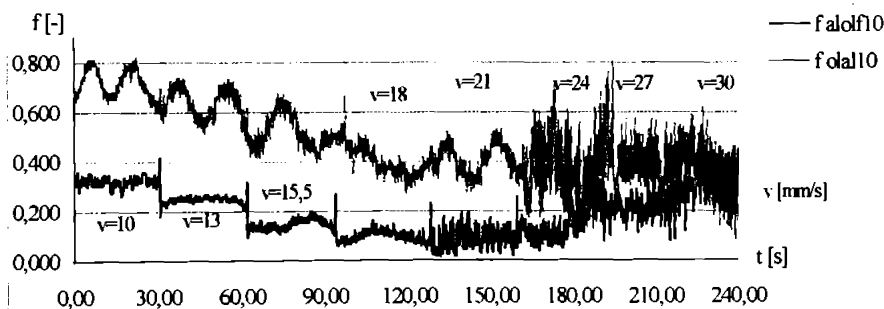
Comportarea diferită a cuplei de frecare, din punct de vedere al materialelor suprafețelor aflate în contact în mișcare relativă, rezultă din coeficienții de frecare diferiți pentru fiecare cuplu de materiale utilizat la încercările experimentale. Având în vedere faptul că fenomenul de stick - slip este determinat de variația forței de frecare (respectiv coeficientului de frecare static și cinetic) pe cele două perioade caracteristice, de lipire și de alunecare, din diagramele prezentate în anexele A1 - A4 este evident că mișcarea sacadată depinde în cea mai mare măsură de cuplul de materiale încercat.

O observație importantă ce rezultă din studiul diagramelor prezentate, observație ce nu apare în literatura de specialitate, este aceea că apar diferențe atât din punct de vedere al mișcării sacadate, cât și al valorii coeficientului de frecare, în cazul schimbării materialului epruvetei fixe. Adică, apar diferențe între coeficienții de frecare și a variației acestora pentru același cuplu de materiale în funcție de care dintre acestea este epruveta mobilă și care este epruveta fixă. Deci, este important care este materialul ce se află în repaus și care este materialul ce se află în mișcare. Această observație se face pentru încercarea cuplei de frecare în aceleași condiții de

funcționare (viteze relative, forță de încărcare), respectiv aceeași rugozitate. Pentru exemplificare se reprezintă pe aceeași diagramă coeficientul de frecare pentru cupla de frecare aluminiu/oțel, pentru cazul în care epruveta fixă este din aluminiu și cea mobilă din oțel, respectiv epruveta fixă este din oțel și cea mobilă din aluminiu, pentru aceeași valoare a rugozității materialelor în ambele cazuri în figura 5.9. (a. - pentru forța de apăsare normală  $F_N = 5$  N, b. - pentru forța de apăsare normală  $F_N = 10$  N).



a.



b.

Fig.5.9.

Din diagramele prezentate ca exemplu în figura 5.9. și din anexele A1 - A4 rezultă că variația coeficientului de frecare (ce determină apariția și evoluția fenomenului de stick - slip) este determinată nu numai de cuplul de materiale supus încercării, dar și de care din materialele suprafețelor de frecare este construită epruveta

fixă, respectiv cea mobilă. Se observă că dacă epruveta fixă este din material mai moale (de exemplu aluminiu), variația coeficientului de frecare este mult mai mică (curbele alolf5, alolf10 din fig. 5.9. a, b) decât în cazul în care epruveta fixă este din material mai dur (de exemplu oțel) (curbele olal5, olal10 din fig. 5.9.b.). În cazul forțelor mici,  $F_N = 5 \text{ N}$ , pentru cuplul de materiale aluminiu - epruveta fixă, oțel - epruveta mobilă, putem spune că nu există variație a coeficientului de frecare în timp pentru o valoare constantă a vitezei relative; deci se poate spune că nu apare fenomen de stick - slip. În schimb, pentru cupla de frecare oțel - epruveta fixă, aluminiu - epruveta mobilă pentru aceeași forță de apăsare normală, se observă variații ale coeficientului de frecare, respectiv, există mișcare sacadată, cu amplitudini mai mari sau mai mici în funcție de viteza relativă dintre cele două suprafețe.

De asemenea, există diferențe între coeficienții de frecare între aceleași două materiale în funcție de care dintre acestea este în repaus și care este în mișcare relativă. Aceste diferențe, în funcție de viteza relativă și pentru aceeași forță de încărcare, sunt prezentate în tabelul 5.1, respectiv în figura 5.10.

**Tabelul 5.1.**

		f [-]	f [-]	f [-]	f [-]
		olal5	alolf5	olal10	alolf10
v [mm/s]	10	0,786	0,401	0,789	0,354
	13	0,612	0,321	0,691	0,264
	15,5	0,514	0,251	0,582	0,159
	18	0,453	0,198	0,398	0,123
	21	0,315	0,154	0,412	0,115
	24	0,284	0,135	0,456	0,154
	27	0,215	0,112	0,542	0,256
	30	0,275	0,099	0,558	0,358

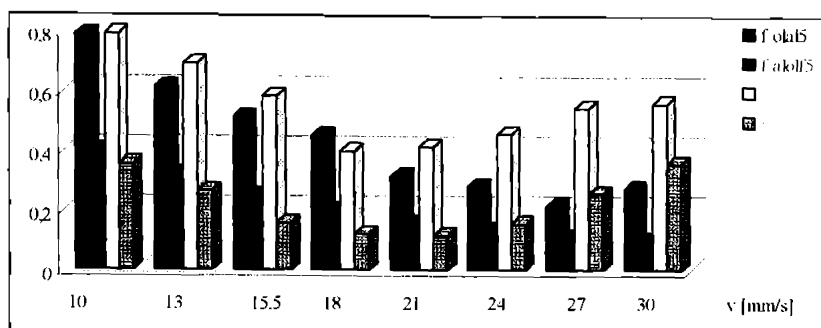


Fig. 5.10.

#### 5.4.2. Influența vitezei relative de alunecare

Viteza relativă de antrenare a unei suprafețe peste cealaltă are o influență hotărâtoare asupra apariției și evoluției fenomenului de stick - slip. Încercările s-au efectuat într-o gamă de viteze cuprinsă între  $10 \div 30$  mm /s pentru a surprinde comportarea cuplelor de frecare la viteze mici și la modificarea în trepte relativ apropiate de viteze (vezi anexele A1 - A4), atât din punct de vedere al fenomenului de stick - slip cât și al variației coeficientului de frecare. În domeniul de viteze investigat comportarea la frecare a cuplelor studiate s-a dovedit a fi cu implicații puternice asupra evoluției coeficientului de frecare, deci a fenomenului de stick - slip. La viteze mici, în domeniul forțelor de apăsare aplicate se pot remarca din diagramele prezentate în anexele A1 - A4 următoarele observații:

- la viteze de până la 15 mm/s există cuple de frecare la care fenomenul de stick - slip nu apare sau amplitudinea este foarte mică (alolf, alpl, alol, alcu, alcu, albz, albzf etc), indiferent de forța de încărcare, iar la altele numai la forța  $F_N=5N$  aceste variații sunt nesemnificative (olpl5, plmolf5 etc): aceeași observație este valabilă pentru variația coeficientului de frecare, dar care are loc la diferite valori în funcție de materialele cuplei de frecare; peste 15 mm/s la majoritatea perechilor de materiale apare variația coeficientului de frecare, respectiv fenomenul de stick - slip este pronunțat (mai puțin perechile de materiale pentru care în domeniul



vitezelor studiate, în condiții de sarcină și rugozitate nu apar variații ale coeficientului de frecare - olgbz15, plmal5, plmcuf5, alolf5, alcuf, albfz5);

- pentru fiecare cuplă de frecare există o viteză pentru care coeficientul de frecare are valoare minimă, după care acesta crește din nou (fig. 5.11 - valorile coeficienților de frecare sunt caracteristici pentru fiecare cuplă de frecare); acest lucru se poate explica prin faptul că la începutul mișcării este predominantă componenta mecanică a frecării (și anume se consumă energie pentru escaladarea asperităților, respectiv, pentru ruperea vârfurilor de rugozitate); această componentă scade, începe să apară componenta moleculară (adeziuni, punți de sudură între suprafețe ce se "rup" prin mișcare relativă); la un moment dat se sesizează un echilibru între cele două componente - corespunzător minimumului de coeficient de frecare (asemănător cu regimul de ungere limită) - după care crește ponderea componentei moleculare și crește coeficientul de frecare, urmând o stabilizare a coeficientului de frecare la o valoare corespunzătoare funcționării de regim; această observație este confirmată și de experiențele efectuate de Cigan [C1] pentru suprafețe din alte materiale;

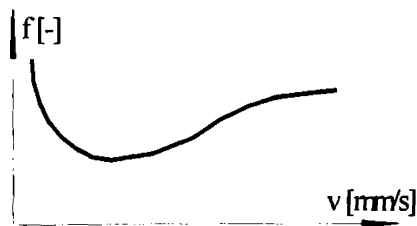
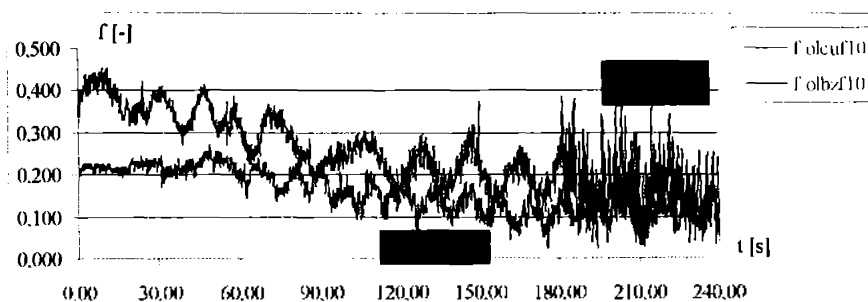


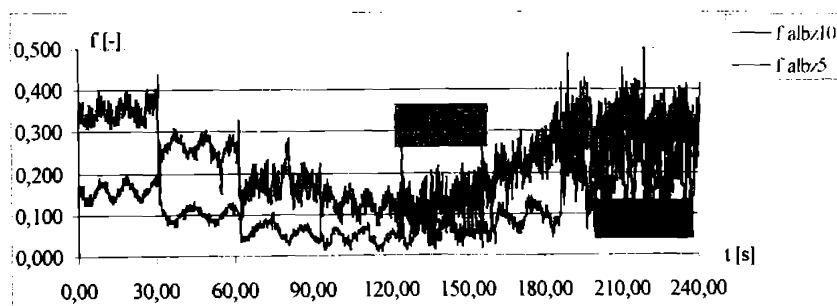
Fig. 5.11.

- pentru fiecare cuplă de frecare există valori pentru viteza relativă pentru care amplitudinea variației coeficientului de frecare este maximă, deci și mișcarea sacadată are amplitudine maximă; acest fapt are loc și în funcție de forța de apăsare normală; în fig. 5.12 se prezintă două exemple de cuple de frecare pentru care viteza relativă la care amplitudinea variației coeficientului de frecare este maximă depinde de materialul suprafețelor aflate în contact (fig. 5.12.a.) și de forța de apăsare normală (fig. 5.12.b.); de asemenea viteza pentru care variația

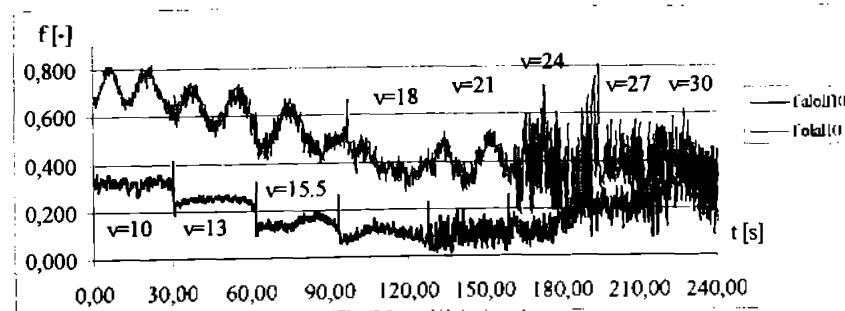
coeficientului de frecare este maximă este diferită pentru cuple de frecare din același material în condițiile în care una sau alta dintre suprafețe este în mișcare sau în repaus (în fig.5.12.c. se prezintă comparativ, pentru aceeași încărcare, cuplele olal10 și alolf10); aceleași observații se sesizează din studiul tuturor cuplelor de frecare analizate în anexele A1 - Af;



a.



b.



c.

Fig. 5.12.

- la trecerea de la o treaptă de viteză la alta, chiar și la viteze mici, apare un "salt" de coeficient de frecare, respectiv de forță de frecare, fapt ce se evidențiază clar în toate diagramele prezentate în anexele A1 - A4; acest "salt" a fost pus în evidență de cercetările lui Dupont [D6], [D7], [D9]; se prezintă verificarea "saltului" de coeficient de frecare la modificarea vitezei exprimat teoretic prin relația:

$$f_s(v) = f_0 + (A - B) \cdot \ln\left(\frac{v}{v_0}\right) \quad (5.7)$$

în care:  $f_s(v)$  - coeficientul de frecare la viteza  $v$ ;

$f_0$  - coeficientul de frecare la viteza  $v_0$ ;

$A$  - parametru ce se determină cu relația:  $A = \frac{f_{\max} - f_0}{\ln \frac{v}{v_0}}$ ;

$B$  - parametru ce se calculează cu relația:  $B = A - \frac{f - f_0}{\ln \frac{v}{v_0}}$

pentru aceeași cuplă de frecare, respectiv pentru cuple de frecare diferite în condiții de funcționare diferite în tabelele 5.2. - 5.7.

Tabelul 5.2.

A1p15	v = 13 mm/s	v = 15,5 mm/s	v = 18 mm/s	v = 21 mm/s	v = 24 mm/s	v = 27 mm/s	v = 30 mm/s
$\frac{f_s \text{ calculat}}{f_s \text{ experimental}}$	0,514 0,533	0,495 0,500	0,385 0,379	0,295 0,288	0,220 0,234	0,284 0,307	0,412 0,404
Eroarea e [%]	3,69	1,01	1,55	2,37	6,36	8,09	1,94

Tabelul 5.3.

A1p10	v = 13 mm/s	v = 15,5 mm/s	v = 18 mm/s	v = 21 mm/s	v = 24 mm/s	v = 27 mm/s	v = 30 mm/s
$\frac{f_s \text{ calculat}}{f_s \text{ experimental}}$	0,612 0,655	0,601 0,579	0,416 0,410	0,511 0,508	0,611 0,555	0,712 0,723	0,681 0,674
Eroarea e [%]	7,02	3,66	1,44	0,585	9,13	1,54	1,02

Tabelul 5.4.

Olpl10	v = 13 mm/s	v = 15,5 mm/s	v = 18 mm/s	v = 21 mm/s	v = 24 mm/s	v = 27 mm/s	v = 30 mm/s
$f_{s, \text{calculat}}$	0,198	0,214	0,145	0,184	0,195	0,220	0,272
$f_{s, \text{experimental}}$	0,209	0,205	0,158	0,177	0,220	0,253	0,269
Eroarea e [%]	5,55	4,20	8,996	3,80	12,82	15,0	1,10

Tabelul 5.5.

Albfz10	v = 13 mm/s	v = 15,5 mm/s	v = 18 mm/s	v = 21 mm/s	v = 24 mm/s	v = 27 mm/s	v = 30 mm/s
$f_{s, \text{calculat}}$	0,377	0,288	0,188	0,175	0,311	0,460	0,440
$f_{s, \text{experimental}}$	0,384	0,281	0,192	0,173	0,324	0,453	0,468
Eroarea e [%]	1,86	2,43	2,13	1,14	4,18	1,52	6,36

Plmal10

Tabelul 5.6.

Plmcu5

Tabelul 5.7.

v [mm/s]	$f_{s, \text{experimental}}$	$f_{s, \text{calculat}}$	Eroarea e [%]	v [mm/s]	$f_{s, \text{experimental}}$	$f_{s, \text{calculat}}$	Eroarea e [%]
13	0,288	0,211	36,49	13	0,236	0,219	7,76
15,5	0,305	0,315	3,17	15,5	0,252	0,263	4,18
18	0,291	0,285	2,11	18	0,264	0,298	11,41
21	0,343	0,350	2,00	21	0,285	0,278	2,52
24	0,276	0,289	4,50	24	0,263	0,270	2,59
27	0,302	0,315	4,13	27	0,250	0,255	1,96
30	0,307	0,290	5,86	30	0,229	0,220	4,09

Cuplele de frecare prezentate în tabele au fost alese la întâmplare din totalitatea combinațiilor încercate experimental, iar erorile ce au rezultat între "saltul" de coeficient de frecare calculat și cel determinat experimental sunt cuprinse între  $0,585\% \div 15\%$  ceea ce înseamnă că experimentul confirmă teoria referitoare la "saltul" de coeficient de frecare a lui Dupont. De asemenea, încercările efectuate pe standul proiectat sunt confirmate de experimentele efectuate de Dupont pentru alte cuple de materiale și în alte condiții de funcționare. La teoria lui Dupont se impune o observație importantă, și anume că necesită determinarea experimentală a coeficientului de frecare pentru a putea aplica relațiile de calcul, deci nu este o teorie cu relații de calcul general aplicabilă. Se pot calcula "salturile" de coeficient de frecare, respectiv de forță de frecare cu condiția determinării în prealabil a variației acestora în timp.

### 5.4.3. Influența rugozității suprafețelor

Pentru a studia influența rugozității suprafețelor asupra variației coeficientului de frecare, respectiv asupra fenomenului de stick - slip s-au efectuat încercări în aceleași condiții de funcționare pentru aceleași materiale ale cuplei de frecare, dar având rugozitate diferită.

Pentru suprafețe prelucrate mai îngrijit se observă, în condițiile unei încărcări mici, chiar absența variației coeficientului de frecare, respectiv a mișcării sacadate. Ca exemplu se prezintă în figura 5.13. diagrama de variație a coeficientului de frecare pentru cupla de frecare epruveta fixă - aluminiu, epruveta mobilă - cupru cu rugozitatea  $R_a = 2,0585 \mu m$  (alcu5), respectiv cupru cu rugozitatea  $R_a = 1,1142 \mu m$ , pentru aceeași forță de încărcare  $F_N = 5 N$  (alcul5).

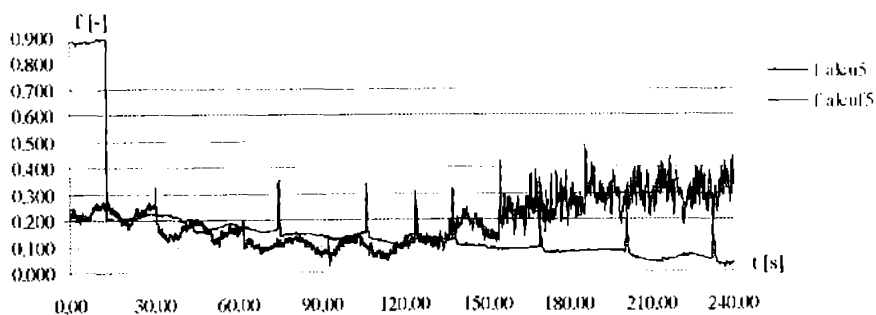


Fig.5.13.

De asemenea, în funcție de valoarea rugozității suprafețelor se obțin valori diferite pentru coeficienții de frecare și pentru variația acestora cu viteza relativă.

În figura 5.14 se prezintă diagramele de variație a coeficienților de frecare în timpul mișcării sacadate pentru cupla de frecare formată din epruveta fixă - aluminiu, epruveta mobilă - bronz cu rugozitatea  $R_a = 1,2814 \mu\text{m}$  (albz5), respectiv bronz cu rugozitatea  $R_a = 1,0585 \mu\text{m}$ , pentru  $F_N = 5\text{N}$  (albf5).

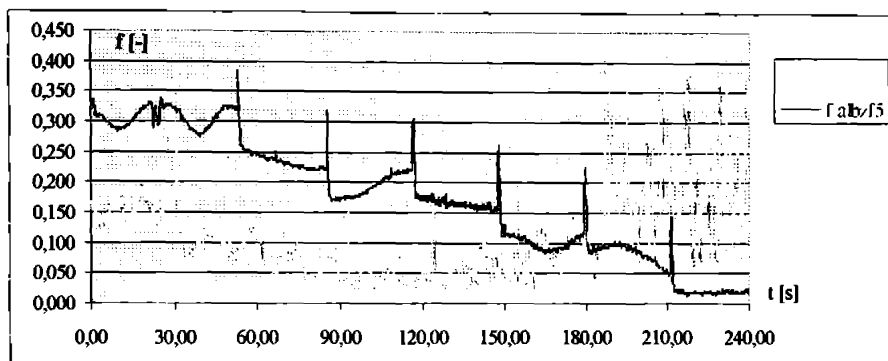


Fig.5.14.

Pentru cupla al - bz influența rugozității este spectaculoasă, deoarece în aceleași condiții de funcționare variația coeficientului de frecare este total diferită în timp pentru treptele de viteză folosite; valorile coeficientului de frecare pe diferite intervale este semnificativ diferită chiar dacă treptele de viteză sunt aceleași, la viteze mici (10 ... 20 mm/s) coeficientul de frecare are valoare mai mare pentru materialul cu rugozitate mai mică. Acest fenomen se poate explica prin faptul că la suprafețe cu rugozitate mică, la viteză mică componenta de adeziune (moleculară) a frecării este preponderentă față componenta mecanică și poate avea valori chiar mai mari (aceste observații se regăsesc în literatura de specialitate, la Kragelsky [K1], care determină componenta moleculară a coeficientului de frecare pentru câteva materiale, dar în condiții experimentale diferite de cele prezentate). Deci, executând încercări în condiții diferite s-au regăsit confirmate explicații ale variației coeficientului de frecare cu rugozitatea.

În figura 5.15 se prezintă diagramele de variație a coeficienților de frecare în timpul mișcării sacadate pentru cupla de frecare formată din epruveta fixă - polimetacrilat, epruveta mobilă - oțel cu rugozitatea  $R_a = 1,6792 \mu\text{m}$  (plmol5), respectiv oțel cu rugozitatea  $R_a = 1,3943 \mu\text{m}$ , pentru  $F_N = 5\text{N}$  (plmolf5). În această situație, coeficienții de frecare au valori total diferite pe tot intervalul de măsurare, la cupla de frecare plmolf5 se observă valori mai mari ale coeficientului de frecare, dar amplitudini mici ale variației coeficientului de frecare, astfel încât se poate accepta că nu apare fenomen de stick - slip. În timp ce la cupla de frecare plmol5, chiar dacă valoarea coeficientului de frecare este mai redusă, amplitudinea de variație a acestuia este mai mare, deci apariția și evoluția mișcării sacadate este evidentă.

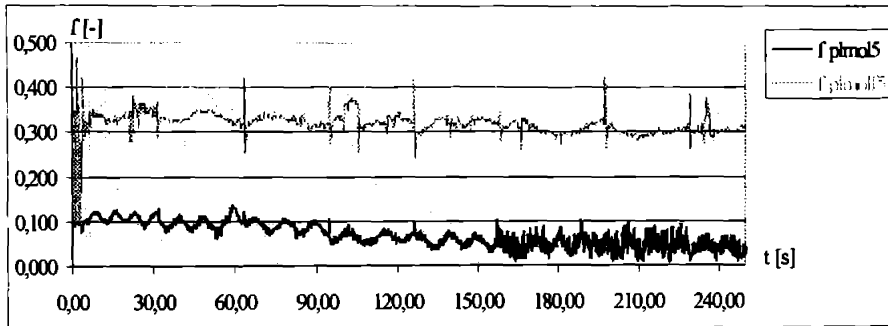


Fig. 5.15.

Toate aceste observații se regăsesc la cuplele de frecare încercate în condiții diferite de funcționare (anexele A1 - A4). Se poate spune că mișcarea sacadată este puternic determinată de rugozitatea suprafețelor; variația coeficientului de frecare este mai mare dacă rugozitatea suprafețelor este mai mare.

La frecarea mixtă (în cazul utilizării uleiului DME/STM - 33) influența rugozității suprafețelor se exemplifică pentru una din situațiile obținute experimental în anexa A5 (în care sunt prezentate cuplele de frecare studiate la regimul de ungere mixt), și anume pentru epruveta fixă - oțel cu rugozitatea  $R_a = 1,7534 \mu\text{m}$ , epruveta mobilă - cupru 1 cu rugozitatea  $R_a = 2,0585 \mu\text{m}$  (uolgc1), respectiv cupru 2 cu rugozitatea  $R_a = 1,1142 \mu\text{m}$  (uolgc2) - figura 5.16.

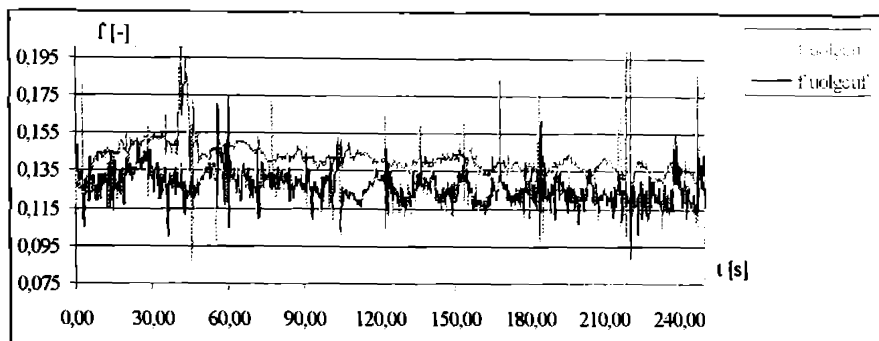


Fig.5.16.

Se observă că pentru materialul cu rugozitate mai mică se obține un coeficient de frecare mai mic, dar amplitudinea de variație a coeficientului de frecare este mai mare, deci mișcarea sacadată va avea amplitudini mai mari. Pentru materialul cu rugozitate mai mare coeficientul de frecare are valoare mai mare cu amplitudini ale fenomenului mai mici. Acest lucru se poate explica prin faptul că în "văile" mai adânci rămâne lubrifianț care permite alunecarea pe strat de lubrifianț, rezultând amplitudini de variație a coeficientului de frecare mai mici. Pentru suprafețele cu rugozitate mai mică lubrifianțul este expulzat dintre cele două suprafețe la variațiile coeficientului de frecare. Fenomenul se poate explica prin faptul că nu se mai formează "pungi" de lubrifianț care să permită "realimentarea" cu ulei în timpul variațiilor coeficientului de frecare. Aceleași observații, dar în alte condiții de funcționare au fost sesizate și de alți experimențatori. Încercările efectuate de Pavelescu [P1], respectiv Dupont [D7] confirmă experimentele și concluziile prezentate.

În prezența lubrifianțului scade valoarea coeficientului de frecare, dar nu se elimină variațiile coeficientului de frecare, deci mișcarea sacadată nu dispore; în anumite condiții poate chiar să aibă amplitudine mare. Acest lucru este important, deoarece lagărele ce funcționează în regim de ungere hidrodinamic, la începutul mișcării și la oprire, în mod inevitabil apare regimul de ungere mixt care poate fi însoțit de variații puternice ale coeficientului de frecare, respectiv de mișcare sacadată.



5.4.4. Influența forței de încărcare  $F_N$

Odată cu creșterea forței de încărcare  $F_N$  crește atât coeficientul de frecare cât și mărirea variațiilor coeficientului de frecare, deci fenomenul de stick - slip apare și evoluează în sensul creșterii amplitudinii (această observație se regăsește în literatura de specialitate [P1], [C1]). Pentru a exemplifica acest lucru ce rezultă din studiul anexelor A1 - A4 se prezintă în figura 5.17. evoluția în timp a coeficienților de frecare pentru cupla de frecare aluminiu - bronz în următoarele condiții: epruveta fixă - aluminiu cu rugozitatea  $R_{a1} = 1,2147 \mu m$ , epruveta mobilă - bronz 2 cu rugozitatea  $R_{a2} = 1,0585 \mu m$  pentru două forțe de încărcare  $F_N = 5 N$  (albzf5), respectiv  $F_N = 10 N$  (albzf10).

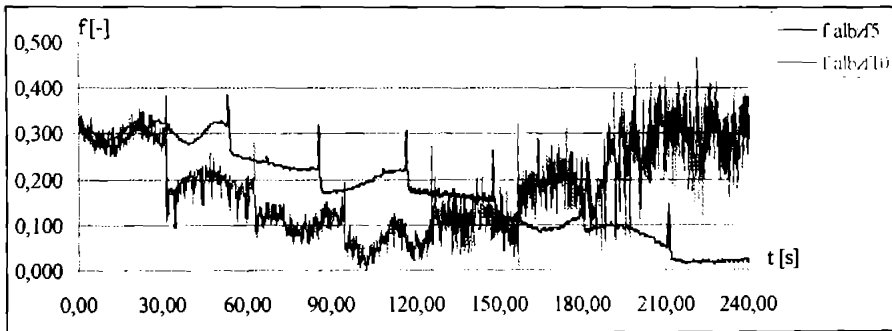


Fig. 5.17.

Pentru cazul prezentat în figura 5.17. pentru forța de apăsare normală  $F_N = 5 N$  nu apar variații ale coeficientului de frecare, deci se poate considera că nu apare fenomen de stick - slip. La creșterea forței de apăsare normală crește atât valoarea coeficientului de frecare cât și variația acestuia. Pentru cuplele de frecare studiate mai sunt situații în care pentru forța normală  $F_N = 5 N$  nu apar variații ale coeficientului de frecare, deci nu există mișcare sacadată (vezi anexele A1 - A4).

În figura 5.18. se prezintă cupla de frecare oțel 1 - polipropilenă pentru forțele de apăsare normală  $F_N = 5 N$  (olpl5) și  $F_N = 10 N$  (olpl10).

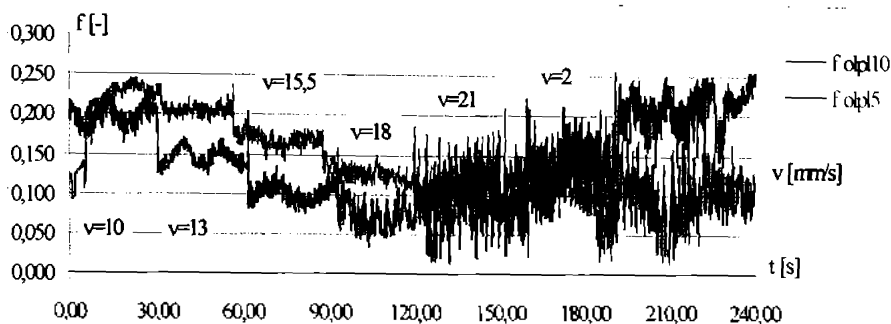


Fig. 5.18.

Pentru această cuplă de frecare se observă următoarele:

1. În domeniul vitezelor mici coeficientul de frecare are valori mai mari pentru cupla de frecare încărcată cu o forță mai mică; acest fapt se poate explica prin faptul că la viteze de alunecare mici componenta moleculară (de adeziune) a frecării are și pondere și valoare mai mare decât componenta mecanică a frecării (de rupere și escaladare a rugozităților); deci este nevoie de o forță de frecare mai mare pentru a învinge legăturile ce se formează între cele două suprafețe în timpul mișcării cu viteză mică având în vedere că timpul de contact al elementelor cuplei de frecare este mai mare: rezultă concluzia clară că valoarea coeficientului de frecare depinde de timpul cât se află în contact două suprafețe aflate în mișcare relativă; amplitudinea variațiilor coeficientului de frecare este mai mare în cazul forței de apăsare mai mari;
2. La creșterea vitezei relative, cupla de frecare încărcată cu  $F_N = 10\text{ N}$  prezintă un coeficient de frecare mai mare și variații mai mari ale față de aceeași cuplă de frecare încărcată cu  $F_N = 5\text{ N}$ .

Prima observație (nu se regăsește în literatura de specialitate) este valabilă pentru toate cuplurile de frecare pentru care epruveta mobilă este din material mai moale decât cea fixă (vezi anexa A2). Pentru cazul în care epruveta fixă este din material mai moale, acest fenomen nu se confirmă (vezi anexa A1).

În cazul în care se studiază cupla de frecare la care epruveta fixă este din aluminiu, iar cea mobilă este din polipropilenă pentru cele două forțe de apăsare normală (alp15, alp110) se obțin curbele prezentate în figura 5.19.

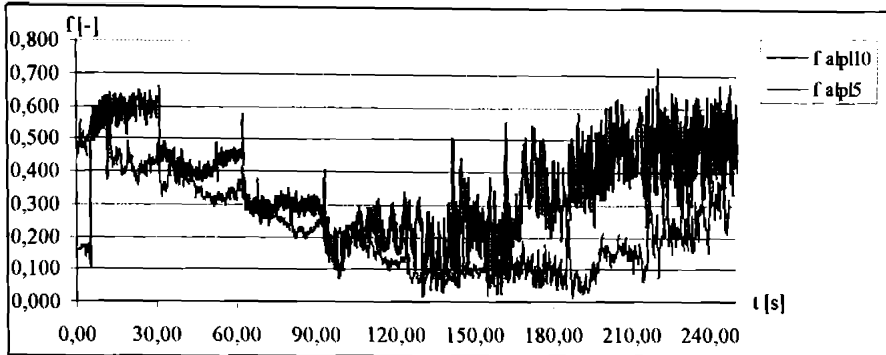


Fig. 5.19.

În această situație variația coeficientului de frecare și valoarea acestuia cresc odată cu creșterea forței de apăsare normală (ceea ce se confirmă să de alte experimente realizate pentru alte condiții de funcționare [P1]).

Pentru cazul cuplelor de frecare ce au epruveta fixă din polimetacrilat (anexa A4) se sesizează faptul că sunt situații în care valoarea amplitudinii coeficientului de frecare este mai mare pentru o forță de apăsare normală mai mică (ca exemplu se prezintă figura 5.20. - cupla de frecare polimetacrilat - cupru 2, plmcuf5, plmcuf10).

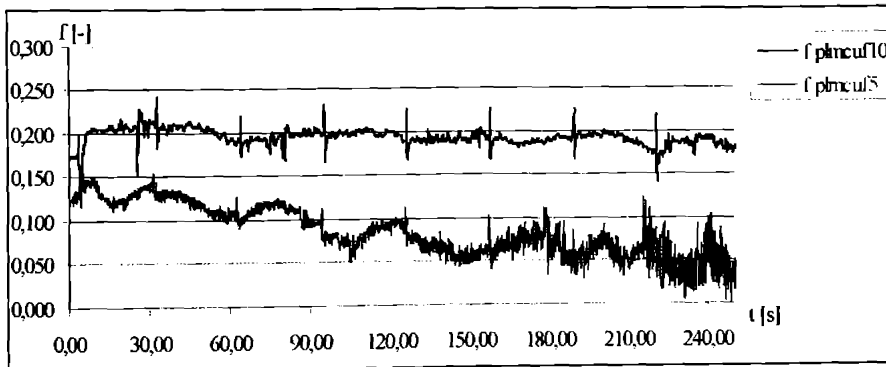


Fig. 5.20.

Pentru cazul prezentat, la forța de apăsare  $F_N = 10 \text{ N}$  amplitudinea de variație a coeficientului de frecare este mică, indiferent de viteza de antrenare a epruvetei mobile, deci se poate considera că nu apare fenomen de stick - slip, în timp ce la forța

$F_N = 10\text{ N}$  variația coeficientului de frecare devine importantă, existând mișcare cu intermitențe. Acest fenomen se repetă pentru toate cuplele de materiale ce au ca epruvetă fixă - polimetacrilatul, în cazul în care epruveta mobilă este din oțel de rugozitate mică, bronz de rugozitate mică (anexa A3). Se poate explica prin faptul că la rugozități mici, chiar la forțe mai mici perioadele de "lipire" sunt mai mari, iar desprinderile se fac cu "salturi" de coeficient de frecare, fără ca acesta să crească în valoare absolută. Deci variațiile coeficientului de frecare sunt mai mari, chiar la valori mai mici ale coeficientului de frecare, astfel încât se instalează mișcarea sacadată. La cuplele de frecare din aceeași categorie, dar cu rugozitate mai mare la creșterea forței de apăsare normală crește și valoarea coeficientului de frecare și valoarea amplitudinii variației acestuia.

Din experimentele făcute, rezultă concluzia că observația "odată cu creșterea forței de frecare crește și coeficientul de frecare și variația acestuia, respectiv amplitudinea fenomenului de stick - slip" nu se confirmă în experimente în orice condiții de funcționare sau pentru orice materiale ale cuplei de frecare.

#### *5.4.5. Influența rigidității sistemului*

Pentru cazurile analizate în aceleași condiții de funcționare și pentru aceleași materiale aflate în contact, se remarcă variații mai mici ale coeficientului de frecare și a variațiilor coeficientului de frecare în cazul creșterii rigidității sistemului indiferent de rugozitatea suprafețelor, de viteză sau de forța de încărcare (anexele A1, A4). Se exemplifică pentru cupla de frecare oțel - bronz, pentru cazul în care epruveta mobilă - bronz 1, iar epruveta fixă - oțel pentru care rigiditatea este  $k = 6,436\text{ N/mm}$  (olgbz10), respectiv oțel pentru care rigiditatea este  $k = 5,453\text{ N/mm}$  (olbz10) (valorile rigidităților s-au determinat experimental în paragraful 5.1) - figura 5.21.

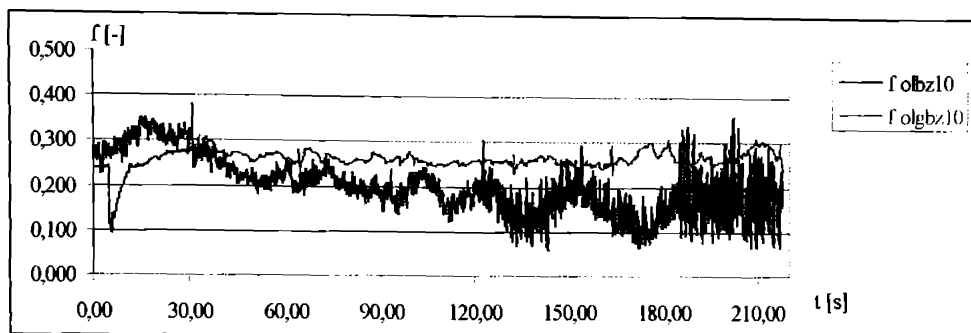


Fig.5.21.

Pentru sistemul cu rigiditate mai mare nu apar variații ale coeficientului de frecare, deci mișcarea sacadată este amortizată. Acest fapt se regăsește în literatura de specialitate la toți cei care au studiat acest fenomen [K1], [P1], [C1].

#### 5.4.6. Influența lubrifianului

În cazul în care se asigură în zona de contact un regim de ungere hidrodinamic cu strat continuu de lubrifian nu apare mișcare sacadată, deoarece orice variații sunt preluate și amortizate de stratul de lubrifian. Dacă pe parcursul funcționării cuplei de frecare nu se asigură un strat de lubrifian continuu și există contacte solid / solid apare fenomenul de stick - slip datorită variației coeficientului de frecare. Problema stick - slip-ului se pune pentru regimul de ungere mixt, regim care apare în mod inevitabil la lagărele cu alunecare sau la orice cuplă de frecare ce funcționează în regim de ungere hidrodinamic. În condiții de funcționare corecte, regimul de ungere mixt nu apare decât la pornire și oprire, atunci când se formează sau se rupe brusc pelicula de lubrifian, deci la viteze relative mici ceea ce justifică încercările efectuate. Pentru cuplele de frecare studiate s-a utilizat uleiul DME/STE - 33 pentru care s-au obținut următoarele observații:

- la regimul de ungere mixt valoarea coeficientului de frecare scade, indiferent de materialele cuplei de frecare sau de rugozitatea acestora;

- amplitudinea variațiilor coeficientului de frecare este mai mică în toate cazurile decât la cuplele de frecare ce funcționează în regim de frecare uscată, în aceleași condiții de funcționare (pentru exemplificare se prezintă în figura 5.22. curbele de variație ale coeficientului de frecare pentru cuplul de materiale oțel / oțel pentru aceeași forță de apăsare normală  $F_N = 10\text{ N}$  (olol10 - uolol10);

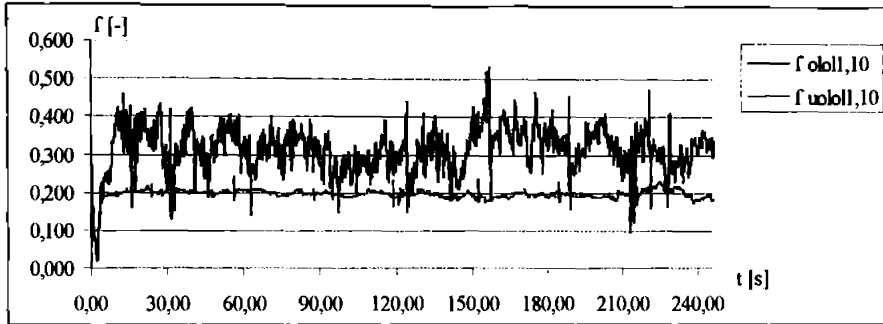


Fig. 5.22.

- la aceleași condiții de funcționare pentru aceeași cuplă de frecare, dar cu rugozitate diferită, variațiile coeficientului de frecare sunt mai mari pentru suprafețele ce au rugozitate mai mică (pentru exemplificare se prezintă în figura 5.23. cupla de frecare oțel - oțel pentru cazul în care epruveta fixă - oțel, epruveta mobilă - oțel 1 cu rugozitatea  $R_a = 1,6792\ \mu\text{m}$  (uolol10), respectiv oțel 2 cu rugozitatea  $R_a = 1,3943\ \mu\text{m}$  (uolol10);

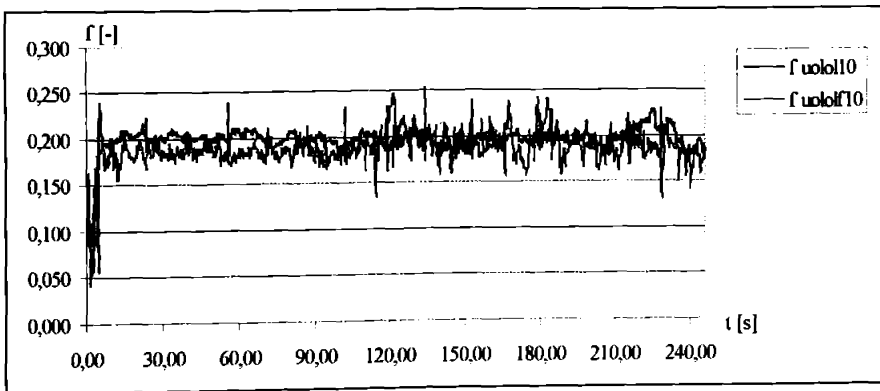


Fig. 5.23.

Se observă că variațiile coeficientului de frecare sunt mai mici la materialul cu rugozitate mai mare, ceea ce se explică prin amortizarea acestora datorită "pungilor" de ulei din "văile" mai adânci ale suprafeței mai rugoase care "alimentează" cu lubrifianț zona de contact în timpul mișcării relative.

**5.5. Influența stick - slip-ului asupra rugozității suprafețelor**

Pentru a determina influența mișcării sacadate asupra rugozității suprafețelor, cu standul prezentat în paragraful 5.2., s-a determinat rugozitatea suprafețelor cuplelor de frecare înainte de funcționare și după funcționarea în regim de stick - slip. Înregistrarea rugozităților suprafețelor este prezentată în anexa A5.

*Tabelul 5.8.*

proba		$Y_{max}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$Y_{min}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$Y_{med}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]
Al	inițial	3,7659	-3,1766	3,5147	1,2217
	final	4,7812	-4,1625	5,0703	1,2941
Bz	inițial	3,8116	-3,9072	3,9180	1,2814
	final	4,8692	-3,2302	4,5190	0,9902
Bzf	inițial	3,8943	-3,2531	3,6968	1,0585
	final	5,1197	-5,2632	5,6196	1,4996
cu	inițial	4,8032	-5,7594	4,6234	2,0585
	final	5,4047	-4,9380	5,5493	1,3600
cuf	inițial	3,6012	-3,7360	3,6413	1,1142
	final	5,3597	-3,9646	5,0677	1,2185
ol	inițial	4,1066	-5,3374	4,6562	1,6792
	final	3,6787	-4,7812	4,1709	1,5043
olf	inițial	3,6787	-4,6512	4,0509	1,3943
	final	4,6473	-3,7124	4,6836	1,4319
pl	inițial	4,1912	-2,8343	2,9989	1,0421
	final	4,3404	-3,3143	4,2431	1,2396

În tabelul 5.8. se prezintă principalele valori pentru diferite mărimi care caracterizează rugozitatea suprafețelor înainte și după funcționarea în regim de mișcare sacadată, și anume:

- $y_{max}$  [ $\mu\text{m}$ ] - înălțimea maximă a rugozităților față de linia de referință;
- $y_{min}$  [ $\mu\text{m}$ ] - înălțimea minimă a rugozităților față de linia de referință;
- $y_{med}$  [ $\mu\text{m}$ ] - înălțimea medie a rugozităților față de valea cea mai adâncă;
- $R_a$  [ $\mu\text{m}$ ] - media aritmetică a rugozităților deasupra liniei medii.

Simbolizările utilizate sunt cele prezentate în paragraful 5.3.

Influența funcționării în regim de variație a coeficientului de frecare, deci în mișcare sacadată asupra mărimilor care caracterizează rugozitatea suprafețelor, se poate sintetiza sub forma prezentată în tabelul 5.9 ( $\nearrow$  - valoarea crește,  $\searrow$  - valoarea scade).

Tabelul 5.9.

Proba	Al	Bz	Bzf	Cu	Cuf	O1	O1f	pl
$y_{max}$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\nearrow$
$y_{min}$	$\searrow$	$\nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\searrow$
$y_{med}$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\nearrow$
$R_a$	$\nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\searrow$	$\nearrow$	$\nearrow$

Se observă din studiul tabelului 5.9. că rugozitatea suferă modificări la toate materialele încercate, aflate în mișcare de stick - slip.

În general la toate materialele înălțimea maximă a rugozităților crește; la oțelul 1 ce are rugozitate mai mare (o1) înălțimea maximă a rugozităților scade ceea ce înseamnă că are loc o aplatizare a asperităților, ruperea acestora și "umplerea" golurilor din "văile" mai adânci (se vede că valoarea minimă a rugozității crește).

Valoarea minimă a rugozității suprafețelor scade, deci "văile" se adâncesc la suprafețele din aluminiu, bronz 2 (cu rugozitate mai mică), cupru 2 (cu rugozitate mai mică), polipropilenă ceea ce înseamnă că la aceste materiale, corelat cu creșterea înălțimii maxime a asperităților, are loc depunerea de material de pe cealaltă suprafață cu care aceste sunt în contact în timpul mișcării relative. La bronz 1 (cu rugozitate mai mare), cupru 1 (cu rugozitate mai mare), oțel 1, oțel 2 are loc creșterea valorii minime a rugozității, deci "văile" se umplu cu material, fie rezultat din depunerile de material



de pe cealaltă suprafață (la bronz 1, cupru 1, oțel 2) - corelat cu creșterea înălțimii maxime), fie din ruperea vârfurilor de rugozitate (la oțel 1) - corelat cu scăderea valorii maxime a asperităților.

Valoarea medie a rugozității suprafețelor deasupra liniei de referință crește la toate materialele suprafețelor ce funcționează în regim de stick - slip, mai puțin la oțelul 1 (ce are rugozitate mai mare) la care valoarea medie scade (acest lucru se explică prin scăderea valorii maxime de rugozitate - deci aplatizarea asperităților).

În figura 5.24 se prezintă variația lui  $R_a$  pentru materialele pentru care s-au făcut încercări experimentale.

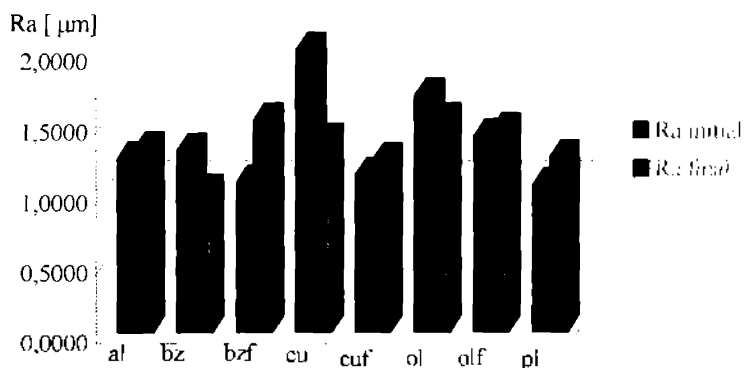


Fig. 5.24.

Concluziile care rezultă în urma analizei tabelului 5.8 și figurii 5.25 sunt următoarele:

- la suprafețele cu rugozitate mai mare, în urma funcționării în regim de stick -slip, asperitățile se aplatizează, vârfurile de rugozitate se rup, cu reducerea adâncimii "văilor" prin pătrunderea în ele a materialului desprins prin ruperea vârfurilor;
- la materialele prelucrate mai îngrijit (bzf, cuf, olf, pl), respectiv mai moi (aluminiiu) și cu rugozitate mare are loc o creștere a rugozității suprafețelor datorită pătrunderilor de material de pe cealaltă suprafață a cuplei de frecare.

Aceste concluzii sunt valabile pentru materialele încercate și în condițiile de funcționare prezentate. Ele sunt confirmate, parțial prin experimentele făcute de Pavelescu [P1], dar în alte condiții de funcționare și pentru alte materiale ale cuplei de

frecare. Oricum influența stick - slip-ului asupra rugozității suprafețelor trebuie studiată pentru fiecare caz în parte, concluziile prezentate putând fi doar orientative și luate doar calitativ și nu cantitativ. Influența mișcării sacadate asupra rugozității suprafețelor poate fi considerată o măsură a influenței stick - slip-ului asupra uzurii suprafețelor. Dar uzura suprafețelor nu are o evoluție clară în timpul mișcării sacadate, motiv pentru care trebuie verificat pentru fiecare cuplă de frecare în parte în timpul funcționării reale [P2].

Astfel se confirmă experimentele lui Schnurman (citat în [P2]) care arată că *în cazul unui stick - slip pronunțat uzura suprafețelor este mai blândă, ceea ce se vede studiind anexele A1 - A4 pentru aceleași materiale ale cuplei de frecare, aceleași condiții de funcționare, dar pentru rugozități diferite - stick -slip mai pronunțat datorită rugozității mai mari - .* respectiv figura 5.24 care arată că pentru suprafețe cu rugozitate mai mare are loc aplatizarea acestora, deci uzare mai redusă.

De asemenea, există o serie de lucrări în care nu se găsește nici o corelație între mișcarea sacadată și evoluția uzării (lucrările lui Mc. Laren, Tabor citați în [P2]), prin urmare nu se poate prevedea cum se vor deteriora suprafețele de contact în timpul fenomenului de stick - slip.

În concluzie, pentru a stabili o corelație între funcționarea în regim de stick - slip și modificarea rugozității suprafețelor trebuie efectuate încercări pentru cupla de frecare reală în condiții de funcționare reale.

### 5.6. Oscilațiile de stick - slip în direcția de mișcare

Pentru a determina oscilațiile în direcția de mișcare relativă se aplica ecuațiile deduse teoretic pentru modelul generalizat acceptat pentru studiul ecuațiilor de mișcare pentru cuple de frecare ce funcționează în regim de stick - slip. Elementul cel mai important în ecuațiile de mișcare, element care îngreunează rezolvarea acestora, atât din punct de vedere teoretic cât și practic, este exprimarea în termenul liber al relațiilor de calcul a forței de frecare, respectiv a coeficientului de frecare. Acest lucru, deoarece tocmai variațiile acestora în timpul mișcării relative sunt cele care determină apariția și evoluția mișcării sacadate și nu se pot determina pe cale teoretică, ci numai experimental fiind valabile pentru condiții de funcționare bine precizate și pentru materiale ale cuplei de frecare cu proprietăți și dimensiuni bine cunoscute.

Având în vedere că variațiile forței, respectiv a coeficientului de frecare s-au determinat cu suficientă precizie (având în vedere numărul mare de puncte de măsurare - 192000 - și prelucrarea acestora cu ajutorul unor programe de calcul avansate) se pot aplica relațiile de calcul pentru determinarea oscilațiilor în direcția mișcării relative deduse teoretic în capitolul 4. Aceste relații se aplică tuturor cuplelor de frecare studiate, se folosesc toate punctele de măsurare obținute anterior și se prelucrează în EXCEL pentru a obține diagrame de variație în timp a oscilațiilor.

Ecuația de mișcare pentru frecarea uscată este o relație de forma:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = \Delta \quad (5.8)$$

în care:  $m$  - masa sistemului mobil în care intră și masa elementului elastic;

$k$  - constanta elastică a sistemului;

$\Delta$  - termen ce ține cont de forța de frecare, de modul de exprimare la diferite momente ale istoriei fenomenului de stick - slip a forței de frecare.

Soluția generală este de forma:

$$x = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (5.9)$$

în care constantele  $A$  și  $\varphi$  sunt funcții de timp.

Pentru frecarea uscată, se adoptă pentru ecuația de mișcare expresia ce conține în exprimarea termenului  $\Delta$  coeficientul de frecare cinetic:

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = f_k \cdot F_N \quad (5.10)$$

Soluția ecuației este de forma:

$$x = A \cdot \cos(\omega_0 \cdot t + \varphi) + \frac{F_N}{k} \cdot f_k \quad (5.11)$$

pentru care se deduce expresia amplitudinii și defazajului fenomenului de stick - slip ca fiind:

$$A = \sqrt{\left(\frac{F_N}{k \cdot h_m}\right)^4 \cdot \left(\frac{D}{v}\right)^2 + \left(\frac{v}{\omega_0}\right)^2} \quad (5.12)$$
$$\varphi = \arctg\left[-\frac{v^2}{\omega_0 \cdot D} \cdot \left(\frac{k \cdot h_m}{F_N}\right)^2\right]$$

în care:  $f_k$  = coeficient de frecare cinetic în timpul mișcării relative;

$h_d$  = adâncimea de difuzie  $h_d = \sqrt{D \cdot t}$ ,  $D$  - parametrul de difuzie dependent de energia de activare și de temperatura locală de difuzie, valori luate pentru materialele studiate din [K1];

$h_m$  = adâncimea de interacțiune mecanică ca urmare a sarcinii normale și a ariei reale de contact și este independentă de timp, valorile sunt luate pentru cuplele de frecare încercate din [K1].

Cu aceste relații se determină diagramele de variație a oscilațiilor în direcția de mișcare, diagrame prezentate în anexele A7 - A9.

#### *Considerații asupra diagramelor de variație a oscilațiilor de stick - slip*

Amplitudinea oscilațiilor pe direcție orizontală, analizând diagramele prezentate în anexele A7 - A9, variază în funcție de toți factorii menționați anterior ca influențând modificarea coeficientului de frecare.

Materialele corpurilor cuplei de frecare determină oscilații în direcția de mișcare a căror amplitudine este determinată, la fel ca și la variațiile coeficientului de

frecare, de care din suprafețe este în repaus, respectiv care este în mișcare relativă. Pentru exemplificare se prezintă în figura 5. 25, comparativ, variația amplitudinilor pentru cupla de frecare epruveta fixă - aluminiu, epruveta mobilă - oțel. respectiv epruveta fixă - oțel, iar cea mobilă - aluminiu, pentru aceeași forță de apăsare normală  $F_N = 10\text{ N}$ , pentru aceeași rugozitate a materialelor și pentru aceleași trepte de viteză.

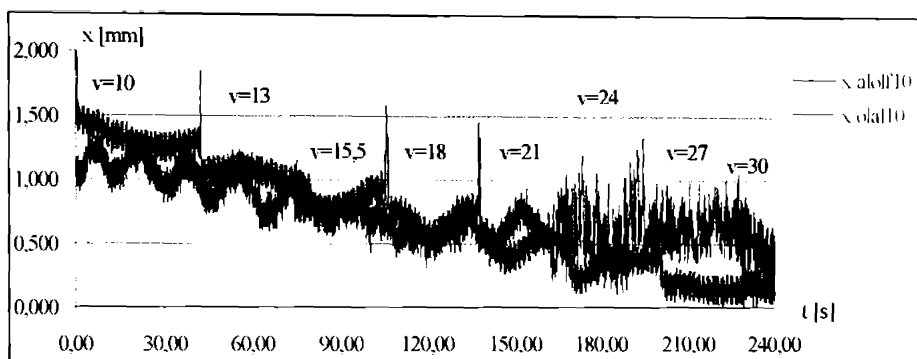


Fig. 5.25.

Se observă că, pentru cazul în care epruveta fixă este din material mai moale (aluminiu), amplitudinea oscilațiilor este mult mai mică decât în cazul în care epruveta fixă este din material mai dur (oțel). Acest lucru este cu atât mai important cu cât rigiditatea sistemului în cazul epruvetei fixe din aluminiu este mai redusă ( $k_{ot\ 10} = 5,628\text{ N/mm}$ ,  $k_{al\ 10} = 6,436\text{ N/mm}$ ), deci la sistemul cu epruveta fixă din oțel amplitudinile ar trebui să fie mai mici. Se poate explica acest fenomen prin faptul că adeziunile între suprafețe sunt mai puternice în cazul în care suprafața din aluminiu se află în mișcare de translație. De aici rezultă că este de preferat ca materialul mai moale să se afle în repaus, iar cel mai dur în mișcare relativă; în această situație, în condițiile mișcării sacadate, atât amplitudinea oscilațiilor este mai mică, cât și valoarea coeficientului de frecare este mai mică (fig. 5.9. și anexele A1 - A4).

Viteza relativă de antrenare determină în mod direct amplitudinea oscilațiilor de stick - slip. În domeniul de viteze în care s-au făcut încercările, odată cu creșterea vitezei au apărut și oscilații mai mari ale amplitudinii. Până la viteze de aproximativ 15 mm/s fenomenul de stick - slip nu produce variații mari de amplitudini în direcția de mișcare; după această valoare majoritatea cuplelor încercate au prezentat creșteri

ale amplitudinii, al fel ca și la variația coeficientului de frecare (anexele A7 - A9). Pentru exemplificare se prezintă în figura 5.26 cupla de frecare la care epruveta fixă - aluminiu, iar cea mobilă - aluminiu (alal10) la forța de apăsare normală  $F_N = 10\text{ N}$ .

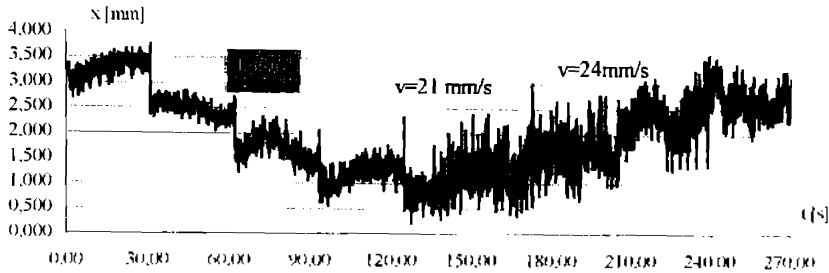


Fig. 5.26.

Influența rugozității suprafețelor asupra oscilațiilor datorate mișcării sacadate în direcția vitezei relative este aceeași ca și influența acesteia asupra variației coeficientului de frecare; la creșterea valorii rugozității suprafețelor amplitudinea oscilațiilor poate să scadă sau să crească în funcție de materialele cuplei de frecare sau condițiile de funcționare - de exemplu în figura 5.27 se prezintă oscilațiile pentru cupla de frecare aluminiu - bronz pentru două valori de rugozitate a epruvetei mobile - bronz. Acest fenomen se explică prin faptul că la rugozitate mai mică adeziunile între suprafețe devin mai puternice, datorită distanțelor mai mici între suprafețe, astfel încât crește și valoarea coeficientului de frecare, dar și amplitudinea de oscilație în direcția mișcării. În figura 5.28 se prezintă cupla de frecare aluminiu - cupru pentru două valori de rugozitate pentru epruveta mobilă - cupru, pentru forța de apăsare normală  $F_N = 5\text{ N}$ . În acest caz, odată cu creșterea rugozității, amplitudinea oscilațiilor pe direcția mișcării crește. Se poate concluziona, studiind anexele A7 - A9, că la forțe mici, rugozitatea suprafețelor influențează oscilațiile de stick - slip în sensul creșterii amplitudinii acestora, iar la forțe mari, adeziunea între suprafețe devine puternică la rugozități mici și amplitudinea oscilațiilor crește la reducerea rugozității suprafețelor în condiții experimentale bine determinate.

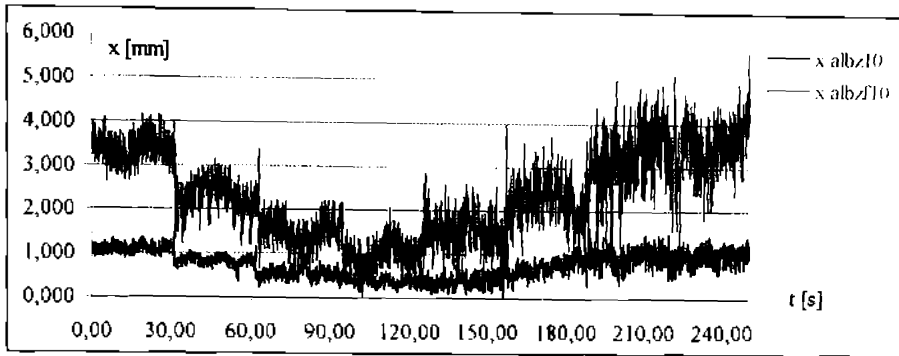


Fig. 5.27.

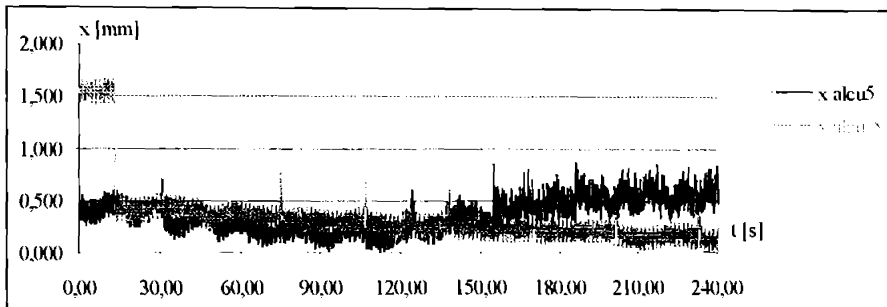


Fig. 5.28.

Din analiza exemplilor de cuple de frecare prezentate și din anexele A7 - A9 rezultă o observație importantă despre influența rugozității suprafețelor asupra mișcării sacadate, și anume că numărul perioadelor de stick crește odată cu scăderea rugozității. Acest lucru se explică prin creșterea forței de frecare la suprafețele prelucrate mai îngrijit, deci creșterea numărului perioadelor în care suprafețele sunt "lipite" și se deplasează împreună. Observația își găsește confirmarea în experimentele făcute de D. Pavelescu în teza de doctorat [P1] pentru alte materiale și în alte condiții de funcționare.

Odată cu creșterea forței de încărcare, literatura de specialitate arată că are loc creșterea amplitudinilor de oscilație în direcția de mișcare. Aceasta se confirmă pentru toate încercările realizate cu epruveta fixă - oțel (anexa A8). Pentru cazul în care

epruveta fixă - polimetacrilat acest lucru nu se confirmă. Ca exemplificare se prezintă în figura 5.29 cupla de frecare epruveta fixă - polimetacrilat, epruveta mobilă - oțel la cele două forțe de încărcare  $F_N = 5, 10 N$  (plmol10, plmol5).

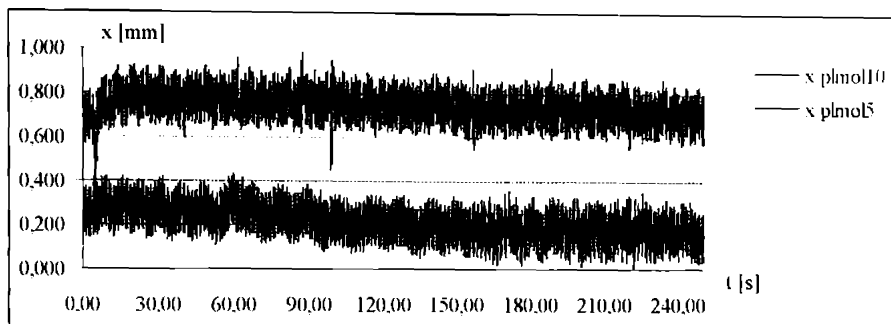


Fig. 5.29.

De asemenea din anexele A7 - A9 se mai poate face o observație, și anume numărul perioadelor de "lipire" crește dacă scade forța de apăsare normală, ceea ce este confirmat și prin alte experimente efectuate în condiții diferite [P1], [C1].

Concluzia care rezultă în urma analizei figurilor prezentate și a anexelor ce cuprind toate cuplele de frecare analizate este că se obține o comportare diferită a cuplelor de frecare din materiale diferite și în condiții de funcționare variate în timpul mișcării sacadate, din punct de vedere al oscilațiilor în direcția de mișcare. S-au obținut rezultate dintre care unele se confirmă și prin alte experimente, pe când altele nu se confirmă, dar pentru care s-a găsit justificare.

Oscilațiile în direcția de mișcare sunt cele care prin amplitudinea lor influențează în cea mai mare măsură precizia de prelucrare în condiții de viteză redusă (la capătul cursei), respectiv precizia de poziționare în cazul aparatelor de precizie ridicată la care deplasarea se face pe ghidaje prin mișcare de translație.

Concluziile ce rezultă sunt valabile doar orientativ, având în vedere că mișcarea sacadată este puternic influențată de toți factorii care concură la funcționarea unei cuple de frecare. Pentru cazuri concrete trebuie făcute determinări pe modele care să fie cât mai aproape de condițiile reale (acest lucru numai dacă este posibil) sau direct pe cupla de frecare reală.



**CAPITOLUL 6.**  
***Concluzii și contribuții personale***

Tema tratată în lucrare s-a dovedit a fi, și este și în continuare, generoasă atât din punct de vedere teoretic cât mai ales practic. Fenomenul de stick - slip sau mișcarea sacadată se încadrează în categoria fenomenelor specifice funcționării cuplelor de frecare în regimuri severe, și anume în regim de frecare uscată sau mixtă, în condiții de viteză mică, caracteristice organelor de mașini ce lucrează în regim de ungere hidrodinamic la pornire și oprire (perioade care sunt foarte greu de evitat), sistemelor de poziționare, în apropierea punctului de oprire, a mașinilor - unelte ce au în componență ghidaje pe care se deplasează elemente cu viteză mică sau a vehiculelor pe calea de rulare la pornire și oprire. Funcționarea în condiții severe este un domeniu de mare actualitate în tribologie având în vedere evoluția aplicațiilor ingineresti de vârf ce necesită precizii de funcționare și poziționare ridicate. Din cele analizate în capitolele precedente rezultă că acest fenomen a fost și este insuficient de serios tratat ca element de creștere a duratei de viață a cuplelor de frecare. Prin cercetările efectuate în lucrare, atât din punct de vedere practic, cât și teoretic, prin metode de investigare moderne și prelucrare performantă a determinărilor experimentale, s-a încercat determinarea condițiilor de apariție și evoluție a mișcării sacadate cât mai ales a influenței diferiților factori asupra acestui fenomen și a fenomenului asupra suprafețelor aflate în contact în mișcare relativă în condiții bine precizate de funcționare. În încercarea de soluționare a problemelor propuse s-au utilizat metode cu caracter original, pornind de la diferite aspecte sesizate de alți cercetători sau aspecte care s-au dezvăluit pe parcursul evoluției experimentului.

Pe parcursul derulării capitolelor se pot remarca următoarele contribuții ale autorului atât în prezentarea tribologiei ca știință modernă, cât și în cercetările efectuate asupra fenomenului de stick - slip, teoretic și experimental:

◆ *Contribuții teoretice*

➤ sinteza bibliografică referitoare la evoluția spectaculoasă a tribologiei ca știință independentă, modernă;

- sinteza bibliografică și aprecieri critice asupra clasificării cuplelor de frecare la diferiți autori și prezentarea clasificării acestora din punct de vedere al autorului;
- sinteza bibliografică și aprecieri critice asupra regimurilor de frecare și ungere întâlnite în literatura de specialitate și prezentarea acestora din punct de vedere al autorului;
- sinteza bibliografică asupra caracteristicilor suprafeței de frecare, și anume asupra rugozității suprafețelor aflate în contact, în mișcare relativă;
- sintetizarea cunoștințelor referitoare la existența și explicarea fenomenului de stick - slip la frecarea uscată și mixtă;
- sinteza bibliografică a expresiilor pentru forța de frecare în regim de stick - slip și obținerea unui model generalizat pentru aceasta;
- sinteza relațiilor pentru ecuațiile de mișcare pentru regimul de frecare uscat și mixt în timpul mișcării sacadate și rezolvarea acestora pentru modelul generalizat adoptat pentru forța de frecare și aplicarea acestora, după determinarea experimentală a variației coeficientului de frecare, la determinarea amplitudinii oscilațiilor de stick - slip în direcția mișcării relative;

Modelul generalizat studiat a relevat faptul că pentru a putea fi aplicat pentru cazuri reale trebuie să se cunoască cu mare exactitate proprietățile materialelor suprafețelor aflate în contact, interacțiunea moleculară a materialelor celor două suprafețe pentru a determina parametri care guvernează adeziunea moleculară; în cazul în care nu se poate determina experimental variația coeficientului de frecare cinetic nu se pot determina decât amplitudinile fenomenului și defazajul, fără a se cunoaște evoluția în timp a fenomenului.

◆ *Contribuții experimentale*

- proiectarea și realizarea unui stand pentru studiul apariției și dezvoltării fenomenului de stick - slip în domeniul vitezelor mici ( $10 - 30 \text{ mm/s}$ ) și pentru forțe mici de încărcare ( $F_N = 0, \dots, 30 \text{ N}$ ), pentru determinarea variației forței de frecare, respectiv a coeficientului de frecare în timpul mișcării sacadate;

➤ executarea încercărilor experimentale pentru aceleași materiale ale cuplei de frecare, în aceleași condiții de funcționare și rugozitate pentru suprafețele aflate în contact în două cazuri; în primul, materialul mai moale s-a utilizat ca epruvetă fixă, iar cel mai dur pentru epruveta mobilă, iar în cazul al doilea, materialul mai moale s-a utilizat pentru epruveta mobilă, iar cel mai dur pentru epruveta fixă;

Comportarea materialelor încercate în această situație a fost spectaculoasă, deoarece s-au observat variații diferite ale coeficientului de frecare în regim de stick - slip și amplitudini diferite ale oscilațiilor în direcția de mișcare pentru aceeași forță de încărcare și aceleași trepte de viteză. Concluzia ce rezultă în urma experimentelor efectuate este că, dacă epruveta fixă este din material mai moale, variația coeficientului de frecare, valoarea coeficientului de frecare și amplitudinile oscilațiilor în direcția de mișcare sunt mai mici decât în cazul în care epruveta fixă este din material mai dur (pentru forțe mici de încărcare poate chiar să nu apară alunecare sacadată în domeniul de viteze studiat). Deci, din punct de vedere al mișcării sacadate, se impune la alegerea materialelor pentru cuplele de frecare și condiția ca elementul ce se află în repaus să fie din material mai moale pentru a reduce amplitudinile de oscilație.

➤ executarea încercărilor experimentale pe 32 de perechi de materiale, fiecare pentru câte două forțe de valoare diferită, fiecare pentru 8 trepte de viteză, rezultând un număr de 192000 puncte de măsurare, care s-au prelucrat în EXCEL pentru obținerea curbelor de variație a coeficientului de frecare în timpul mișcării sacadate;

➤ determinarea, în funcție de valorile obținute experimental pentru coeficienții de frecare cinetici în timpul mișcării sacadate, în programul EXCEL a amplitudinilor de oscilație în direcția de mișcare, amplitudini care determină precizia de poziționare, precizia de prelucrare la viteze mici de deplasare;

Observațiile ce rezultă în urma experimentelor se pot rezuma la faptul că fenomenul de stick - slip depinde de toți factorii care intervin în funcționarea cuplei de frecare, de material, de condițiile de funcționare, de rugozitatea materialelor, și anume:  
- *viteza relativă* dintre cele două suprafețe influențează variația coeficientului de frecare, valoarea coeficientului de frecare și amplitudinea oscilațiilor în direcția de mișcare astfel:

- pentru fiecare cuplă de frecare există o valoare a vitezei pentru care valoarea coeficientului de frecare este minimă, după care acesta crește, explicația fiind existența la diferite momente ale mișcării a celor două componente ale coeficientului de frecare (la început - componenta mecanică, apoi apare cea moleculară sau de adeziune, care la un moment se află într-un echilibru relativ, care duce la valoare minimă pentru coeficientul de frecare);

- de asemenea, există, pentru fiecare cuplă de frecare, o valoare a vitezei relative pentru care amplitudinea este maximă, deci care trebuie evitată în timpul mișcării relative sau trebuie trecut repede peste ea pentru a nu influența precizia de deplasare;

- trecerea de la o treaptă de viteză la alta se face cu un "salt", a cărui lege s-a verificat cu cercetările lui Dupont și, datorită erorilor mici obținute, se consideră că legile respective pot fi aplicate și în cazul experimentelor prezentate;

- influența *rugozității suprafețelor* se materializează în funcție de materialele cuplei de frecare, și anume există materiale pentru care la creșterea rugozității crește și valoarea amplitudinii oscilațiilor la forțe de apăsare mici, iar la forțe mari amplitudinea oscilațiilor crește cu scăderea rugozităților; aceste observații sunt confirmate și de alte experimente efectuate în alte condiții de funcționare;

- *forța de apăsare normală* - la creșterea acesteia, în general, are loc creșterea amplitudinilor de variație și a coeficientului de frecare și a oscilațiilor în direcția de mișcare, ceea ce se confirmă și prin experimentele lui Pavelescu [P1], Cigan [C1]; dar acest lucru nu se confirmă pentru epruveta fixă din polimetacrilat, pentru care s-au obținut variații mari la forțe de încărcare mică, ce se poate explica prin faptul că la unele materiale componenta de adeziune moleculară a suprafețelor este mare, ceea ce duce la perioade de "lipire" chiar și la valori mici ale forței de încărcare; deci la forțe mici de apăsare nu se recomandă folosirea unor suprafețe prelucrate prea îngrijit;

➤ determinarea influenței uleiului DME/STE-33 asupra funcționării cuplelor de frecare studiate utilizând ca epruvetă fixă - oțelul, iar ca epruvete mobile 8 materiale diferite;

Concluzia care a rezultat în urma acestor experimente este că orice picătură de ulei duce la reducerea coeficientului de frecare și a variațiilor acestuia, respectiv a

amplitudinilor în direcția de mișcare, dacă privim din punct de vedere al frecării uscate. Dacă regimul de funcționare este hidrodinamic, variațiile amplitudinilor devin semnificative la pornire și oprire, când cupla de frecare se află în regim de ungere mixt. De asemenea, acest regim caracterizat de oscilații mari ale amplitudinii în direcția de mișcare față de cel hidrodinamic, la care orice oscilații sunt amortizate de stratul de lubrifianț, poate să apară în cazul în care, din diferite motive, în zona de contact nu este lubrifianț suficient sau acesta și-a pierdut proprietățile de ungere. Se recomandă ca la pornire și oprire să se treacă repede peste perioadele cu viteză redusă pentru a se evita evoluția fenomenului de stick - slip sau, dacă acest lucru nu este posibil, atunci se poate introduce ulei sub presiune, iar după ce s-a ajuns la regim de funcționare normal și s-a format peliculă continuă se întrerupe introducerea de ulei sub presiune; pentru a evita apariția fenomenului de stick - slip ce apare numai la mișcarea de alunecare, se pot introduce între suprafețele de mișcare niște corpuri de rostogolire, pentru a obține mișcare de rostogolire.

Influența rugozității suprafețelor, în cazul regimului mixt, este că la valori mari de rugozitate, amplitudinea de variație a coeficientului de frecare scade, deoarece se amortizează în "pungile" de ulei din "văile" adânci ale suprafeței, în timp ce la rugozități mici lubrifianțul este expulzat dintre cele două suprafețe, contactul fiind mai mult solid / solid. Aceste observații se regăsesc și pentru alte cuple de frecare ce funcționează în alte condiții [PI], [CI].

➤ realizarea unui stand pentru determinarea profilului real al suprafețelor și prelucrarea celor 16000 de puncte de măsurare (măsurarea rugozității s-a făcut înainte și după funcționarea în regim de stick - slip) în EXCEL pentru obținerea parametrilor de rugozitate:

Influența funcționării în regim de stick - slip asupra rugozității suprafețelor este:

- la suprafețele cu rugozitate mai mare, în urma funcționării în regim de stick -slip, asperitățile se aplatizează, vârfurile de rugozitate se rup, cu reducerea adâncimii "văilor" prin pătrunderea în ele a materialului desprins prin ruperea vârfurilor;
- la materialele prelucrate mai îngrijit (bzf. cuf. olf. pl), respectiv mai moi (aluminiiu) și cu rugozitate mare are loc o creștere a rugozității suprafețelor datorită pătrunderilor de material de pe cealaltă suprafață a cuplei de frecare.

Aceste concluzii sunt valabile pentru materialele încercate și în condițiile de funcționare prezentate. Ele sunt confirmate parțial prin experimentele făcute de Pavelescu [P1], dar în alte condiții de funcționare și pentru alte materiale ale cuplei de frecare.

Toate considerațiile făcute sunt valabile pentru materialele cuplelor de frecare în condițiile de funcționare prezentate, pentru aria suprafeței de contact de  $78\text{mm}^2$ .

În final, se poate concluziona că valoarea coeficientului de frecare împreună cu variația acestuia determină apariția și evoluția fenomenului de stick - slip, în condiții de funcționare bine determinate. Concluziile prezentate au rezultat în urma prelucrării performante a unui număr de peste 200000 de puncte de măsurare, deci pot fi de încredere pentru cuplele de materiale, dar numai în condițiile prezentate. De asemenea, se poate spune că factorii de influență asupra mișcării sacadate și asupra coeficientului de frecare sunt de o mare diversitate și, de cele mai multe ori, influența unuia sau a altuia nu poate fi evidențiată fără preciza valoarea celorlalți factori. Deci nu se pot deduce relații matematice de variație a fenomenului cu un factor sau altul, relații ce să fie general valabile, ci numai, eventual relații de calcul pentru o mărime sau alta pentru condițiile experimentale aplicate. Pentru a putea avea o informație corectă despre valoarea unui coeficient de frecare static sau cinetic, despre existența sa nu a fenomenului de stick - slip, despre amplitudinea oscilațiilor în direcția de mișcare trebuie efectuate determinări experimentale în condiții reale de funcționare, extrapolarea rezultatelor obținute în alte condiții sau de alți autori poate să ducă la concluzii eronate.

Ca perspective în studiul acestui fenomen se poate încerca o standardizare a încercărilor pentru mișcarea sacadată, studiul influenței diferiților aditivi pentru uleiuri asupra variațiilor coeficientului de frecare, respectiv asupra oscilațiilor de stick - slip în direcția de mișcare, determinarea, încă din faza de proiectare a cuplei de frecare a unei metode de predicție a apariției fenomenului de stick - slip, respectiv determinarea unei legi de variație, cât mai generale valabilă pentru coeficientul de frecare.

***BIBLIOGRAFIE***



A1 - Atanasiu C., Canta, I., ș.a. - *Încercarea materialelor*, vol. I, Editura Tehnică București, 1992;

A2 - Albuțiu, C., Sticlaru, C. - *Comportamentul dinamic al sistemelor mecanice acționate cu motoare electrice asincrone și acționând cuplaje elastice*, Simpozion internațional MTM, Reșița 1996;

B1 - Balekics, M. - *Tribologie* - curs Lito IPTVT, 1991;

B2 - Brockley, C.A., Cameron, R., Potter, A.F. - *Friction Induced Vibration* - Journal of Lubrication Technology, 1967;

B3 - Balekics, M., Cornea, C., Sticlaru, C. - *Stick - slip-ul la etanșările frontale*, Baia Mare, 1995;

B4 - Balekics, M., Sticlaru, C. - *Referiri cu privire la conceptul de frecare limită*, Analele Universității Oradea, 1994;

B5 - Balekics, M. - *Mecanisme - inclusiv elemente de organe de mașin*, vol. I, II Lito IPTV Timișoara, 1985;

B6 - Bobancu, Cozma R. - *Tribologie*, curs, Litografia Universității "Transilvania", Brașov, 1995;

B7 - Bayer, M., ș.a. - *Studii și cercetări privind mărimea durabilității organelor active de la frezele agricole*, Tribotehnica' 80, vol. II, București, 1980;

B8 - Bogoevici, N., ș.a. - *Influența calității suprafețelor de alunecare a cuzineților asupra comportării lagărelor paliere la motoarele Diesel*, Tribotehnica' 80, vol. II, București, 1980;

B9 - Beșchia, R., Sirbu, I. - *Considerații cu privire la comportarea la uzare a benzilor transportoare supuse la temperatură*, Tribotehnica' 78, vol. II, București, 1978;

B10 - Budescu, M., Bliuc, ș.a. - *Încercarea materialelor*, vol. 2, Editura Tehnică București, 1992;

B11 - Balekics, M. - *Contribuții privind uzura prin pitting a roților dinate cilindrice*, teză de doctorat, Timișoara, 1981;

B12 - Balekics, M., Cristuinea, C. - *Organe de mașin și mecanisme - Calculul arcurilor* vol. I, Îndrumar de proiectare, Lito IPTimișoara, 1985;

B13 - Brendel, H., ș.a. - *Wissenpeicher Tribotechnik 2*, Neubearbeitete Auflage. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1983;

C1 - Cigan, I. - *Influența diferiților parametri ai frecării asupra alunecării cu intermitență la ghidajele mașinilor - unelte*, SCMA, 1968;

C2 - Cockerham Ehrenspiel - *Relative Influence of Various Factors on the Stick - Slip of Metals*, Lubrication Engineering, 1964;

C3 - Chișiu, A., ș.a. - *Organe de mașini*, Editura didactică și Pedagogică, 1981;

C4 - Czichos H., Heinz H. - *Tribologie Handbuch Reibung und Verschleiss*, Verlag Vieweg, Wiesbaden, Germania 1992;

C5 - Czichos H. - *Tribology*, Elsevier Sc. Publish Company, Amsterdam, 1978;

C6 - Crudu I. - *On the concept of tribosystem and a tribo modelling criterion*, Proc. of 4<sup>th</sup> European Tribology Congress, Eurotrib' 85, Lyon, 1985;

C7 - Crudu I., Palaghian L., Gheorghies C. - *Structural modifications in the superficial layer of metallic material in wear and fatigue process*, Proc. Of the Japan International Tribology Conference, 1990;

C8 - Corneanu-Mema, N. - *Influența condițiilor de lucru asupra comportării la uzură a lagărelor căilor cu role de la secția de laminare CSR*, Tribotehnica' 80, vol. II, București, 1980;

C9 - Clej, N. - *Uzura cilindrilor de laminor*, Construcția de mașini nr.11, 1980;

C10 - Crețu, S., ș.a - *Tribologie*, îndrumar de lucrări de laborator, Iași, 1990;

C11 - Ciorău, P., Coca, D., ș.a. - *Încercarea materialelor*, vol. 3, Editura Tehnică, 1992;

D1 - Davidescu A. - *Soluții constructive și precizia mecanismelor de mare viteză*, Referat nr.2, 1995;

D2. Davidescu A. - *Contribuții privind ridicarea performanțelor mecanismelor de mare viteză*, teză de doctorat, 1998,

D3 - Dolga V. - *Construcția tractoarelor și senzorilor*, Lito UTTimișoara, 1993;

D4 - Demian T., Pascu A. - *Lagăre și ghidaje pentru aparate*, Editura Academiei, București, 1980;

D5 - Davidescu, A., Hoancă, C., Gruescu, C. - *Prelucrarea automată a curbei de portanță Abbott - Firstone prin calcul statistic automat*. Analele Universității Oradea, 1991;

D6 - Dupont, P., Dunlap, E. - *Friction Modeling and Control in Boundary Lubrication*, Proc. of the 1993 American Control Conference, San Francisco. 1993;

D7 - Dupont, P., Bapna, D. - *Stability of Sliding Frictional Surfaces with Warying Normal Force, Aerospace and Mechanical Engineering*, Boston University. ASME, 1993;

D8 - Dupont, P. - *Avoiding Stick - Slip Through PD Control*, IEEE Transactiona on Automatic Control, 1994;

D9 - Dupont, P., Dunlap, E. - *Friction Modeling and PD Compensation at Very Low Velocities*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 1994;

D10 - Djokic, V., ș.a. - *Graphoanalytical method for determining thă laws of motion or intermittent gearings*, MTeM' 95, a III-a Conferință științifică internațională - Mașini și Tehnologii moderne. vol. I, Cugir, 1995;

D11 - Davidescu, A. - *Tehnica prelucrării informațiilor*. Lito UTTimișoara. 1995;

D12 - Dodoc, P. - *Mijloace și metode de măsurare moderne în mecanica fină și în construcția de mașini*. Editura Tehnică, București, 1982;

D13 - Demian, T. - *Elemente constructive de mecanică fină*. EDP. București. 1980;

D14 - Dimitrov, B. - *On the Damping of the Stick - Slip Motion and the Variation of its Characteristics*, Revista Română de Științe și Mecanică Aplicată, nr. 14. 1969;

D15 Diaconescu, E.,ș.a. - *Considerații teoretice privind distribuția de presiuni în regim parțial EHD*, A VII Conferință de lubrifiere și elastohidrodinamică. Suceava, 1994;

D16. Diaconescu, E.,ș.a. - *Investigații experimentale privind evaluarea regimului de lubrificație în contactul hertzian greu încărcat*, A VII Conferință de lubrifiere și elastohidrodinamică. Suceava, 1994;

D17. Diaconescu, E.ș.a. - *Calculul de oboseală al organelor de mașini*, Îndrumar de proiectare. Lito Institut. Iv. S., Suceava. 1987;

F1 - Florea, A., Florea, C. - *Nomogramă pentru stabilirea gradului de uzare a sculelor miniere în funcție de abrazivitatea rocilor*, Tribotehnica' 80, vol. II, București, 1980;

G1 - Gruescu C. - *Contribuții privind capacitatea portantă a îmbinărilor prin strângere pe suprafețe cilindrice*, teză de doctorat, 1998;

G2 - Grunwald - *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehiculele rutiere*. Editura Didactică și Pedagogică București, 1980;

G3 - Gruescu, C., Hoancă, C., Davidescu, A. - *Determinarea ariei reale de contact și a presiunii efective de contact într-o cuplă de fercare*, Analele Universității Oradea, 1991;

G4 - Gruescu, C. - *Metode experimentale în tribologie (privind frecarea uscată)*, referat nr. 1. Timișoara, 1994;

G5 - Gruescu, C. ș.a. - *Modelarea prin calcul automat a suprafețelor rugoase plane*, ROTRIB, 1996;

G6 - Gheorghiu, N. ș.a. - *Organe de mașini*, vol. I, II, Lito IPTV Timișoara, 1979;

H1 - Halling F. - *Principals of Tribology*. Mac Millan Press. 1986.

H2 - Hasegawa M. ș.a. - *Calculation of the fractal dimensions of machined surface profiles*, Wear, vol. 192, nr. 1-2 / 1996, pag. 40 - 45;

H3 - Herden, J., ș.a. - *Influența lubrifianților în procesul de laminare la rece a metalelor neferoase*, Tribotehnica' 78, vol. II, București, 1978;

H4 - Hoancă, C., Davidescu, A., Gruescu, C. - *Determinarea parametrilor curbei de portantă Abbott - Firstone prin calcul statistic automat*, Analele Universității Oradea, 1991;

H5 - Hoancă, C. - *Curba de portantă Abbott - Firstone*. Simpozion Național MTM - RI, Timișoara, 1992;

I1 - Iliuc, I. - *Tribologia straturilor subțiri*, Editura Academiei RSR, București, 1974;

J1 - Jahanmir, S. - *Directiile de perspectivă ale cercetării în tribologie*. Journal of Tribology nr. 2, 1987;

K1 - Kragelsky- *Friction, Wear, Lubrication* - Tribological Handbook. vol. 1. 2. 1981;

K2 - Kragelsky - *Friction, Wear, Lubrication* - Tribological Handbook. vol. 3. 1982;

K3 - Koronka F., Jula D., Praporgescu G. - *Tribologie cu exemple de calcul*. Lito Universitatea Petroșani, 1997;

K4 - Krammer. B. - *Tribological Aspects of Metal Cutting*, Tribological Aspects in Manufacturing, vol. II, New York, 1991;

K5 - Kragelsky. ș.a. - *Coefficienții de frecare*. Traducere din limba rusă. Editura Tehnică. 1957;

M1 - Mocanu, D.R., ș.a. - *Analiza experimentală a tensiunilor*. vol. 1. II. Editura tehnică, București. 1976;

M2 - Mocanu, D.R., Buga, M., ș.a. - *Determinarea experimentală a eforturilor unitare*. Editura Transporturilor și Telecomunicațiilor. 1966;

M3 - Manea, I. - *Organe de mașini*. Editura Tehnică. București. 1971;

M4 - Molgaraard, J. ș.a. - *Apparatus for the study of oxidative wear of unlubricated surfaces*, Wear, vol. 33, 1975;

M5 - Mustafa, M.R., ș.a. - *Asamblări filetate și prin strângere*. Editura Tehnică. București. 1964;

N1 - Niemann, Ehrenspiel - *Relative Influence of Various Factors on the Stick - Slip of Metals*, Lubrication Engineering. 1964;

N2 - Niemann, Ehrenspiel - *Anlaufreibung und Stick - Slip bei Gleitpaarungen*. VDI Zeitschrift, 1963;

N3 - Nuri, A., ș.a. - *The normal approach between rough flat surfaces in contact*, Wear, vol.32, 1975;

N4 - Nichici, A.ș.a. - *Prelucrarea datelor experimentale*. curs și aplicații. Lito UP Timișoara. 1996;

N5 - Niemann, G. - *Maschinenelemente*, Band 1. Springer - Verlag. 1981.

N6 - Nica, A. - *Theory and practice of lubrication systems*. Scientific Publication, Anglia. 1969;

N7 - Nica, A. - *Sisteme de lubrificație*, Editura Academiei RSR, București, 1966;

O1 - Olaru Dumitru - *Tribologie - Elemente de bază asupra frecării, uzării și ungerii*, Lito Universitatea "Gh. Asachi" Iași, 1993;

P1 - Pavelescu D. - *Aspecte ale evoluției uzurii la frecarea limită și mixtă de alunecare, în legătură cu caracterul statistic al fenomenului și al metodei de măsură* - teză de doctorat - București, 1967;

P2 - Pavelescu D. - *Concepții noi în calculul și aplicații în frecarea și uzarea solidelor deformabile*, Editura Academiei RSR, 1971;

P3 - Pavelescu D. - *Tribologie*, EDP București, 1977;

P4 - Pavelescu D., Li Chun Bo - *The friction speed relation and its influence on the critical velocity of stick - slip motion*, *Wear*, 1982;

P5 - Pavelescu D., Mușat M., Tudor A. - *Tribotehnica*, EDP București, 1982;

P6 - Pavelescu, D. - *Evoluția concepțiilor asupra frecării și uzării solidului deformabil*, *Buletinul științific IPBucurești*, 1971;

P7 - Pavelescu, D. - *Coefficientul de frecare de alunecare, evoluție și utilitatea sa*, *Tribotehnica*' 87, București;

P8 - Peeken, H. ș.a. - *Maschinenelemente, Vorlesungsumdruck*, Band1, Trans-Aix-Press, Aachen, 1995;

P9 - Prodan, A., Prodan, M. - *Microsoft Office 97*, Editura Promedia Plus, Cluj - Napoca, 1998;

R1 - Rowson - *An Analysis of Stick Slip Motion*, *Wear* nr.31, 1975;

S1 - Sakamoto F. - *Normal Displacement and Dynamic friction characteristics in a stick - slip proces* - *Tribology Journal*, 1987;

S2 - Sticlaru C. - *Posibilități de reducere a oscilațiilor de stick - slip la cuple de frecare*, *Analele Universității Oradea*, 1994;

S3 - Sticlaru C., Carabenciov I. - *Stick - slip-ul la mișcarea de rotație*, Simpozion Național RI, Timișoara, 1994;

S4 - Sodovlev - *Mexanisme privorov o vakume i sopode*, Moskova, 1978;

S5 - Suh Nam - *Tribology in Manufacturing - a retrospective and prospective assesment*, Tribological Aspects in Manufacturing, vol.II, New York, 1991;

S6 - Soda, N., ș.a. - *Wear in some metals during unlubricated sliding. Effect of load, velocity and atmospheric pressure on wear*, Wear, vol. 33. 1975;

S7 - \*\*\* - *Surface texture parameters*, Rank Taylor Hobson Ltd. Anglia. 1993;

S8 - \*\*\* - STAS 5730 / I - 89 - *Starea suprafețelor. Rugozitatea. Terminologie*;

S9 - Sticlaru .C., Carabenciov. I. - *Stand pentru prelucrarea automată a rugozității suprafețelor*. Simpozion Național RI, Timișoara, 1994;

S10 - Sticlaru . C., Carabenciov. I. - *Prelucrarea automată a profilului de rugozitate și obținerea curbei de portanță Abbott - Firstone*, Simpozion Național RI, Timișoara, 1994;

S11 - Sticlaru, C. - *Stand pentru studiul fenomenului de stick - slip la mișcarea de rotație*, Simpozion internațional ROTRIB '96, București;

S12 - Sticlaru, C. - *Studiul variației coeficientului de frecare cu viteza relativă la o cuplă de frecare de clasa a III-a*, Simpozion internațional ROTRIB '96, București;

S13 - Sticlaru, C. - *Model pentru studiul fenomenului de stick - slip la frecarea mixtă*, Simpozion internațional MTM, Reșița 1996;

S14 - Sticlaru, C., Albuțiu, C. - *Ecuatiile fenomenului de stick - slip*, Simpozion internațional MTM, Reșița 1996;

S15 - Sticlaru, C. - *Modelul exponențial al forțelor de frecare la fenomenul de stick - slip*, Simpozion internațional MTM, Reșița 1996;

Ș1 - Șerban I. Remus - *Tribologie. Privire de ansamblu. Frecarea*. - Editura "Gheorghe Asachi" Iași, 1997;

Ș2 - Ștețiu, M. - *Contribuții asupra triboașchierii*. teză de doctorat, Baia Mare, 1993;

T1 - Tudor A., Li Chun Bo - *The squeeze film under stick - slip motion* , Wear, 1982;

T2 - Tudor A. - *Contactul real al suprafețelor de frecare*, Editura Academiei, București, 1990;

T3 - Tudor A., Li Chun Bo - *Aspecte privind influența vitezei de antrenare asupra fenomenului de stick - slip*, SCMA, 1981;

T4 - Tudor A. - *Îndrumar de calcul. Tribologie. Frecare. Uzare. București* 1985;

T5 - Tross - *Über die Mechanismen der Verschiedenen en Zahnradschaden Arten, Schmieretechnik - Tribologie*, 1969;

T6 - Tonshoff and Kaestnen - *Tribological Aspects of Tool Wear in Interrupted Cutting*, Tribological Aspects in Manufacturing, vol. II, New York, 1991;

T7 - Tipei, N. - *Hydroaerodinamica lubrificației*, Editura Academiei, București, 1957;

T8 - \*\*\* - *Talysurf5, Talysurf 10, Surface and Straitness Metrology*, Rank Taylor Hobson, Anglia, 1996;

T9 - Tross, A. - *Über das Wessen und den Mechanismus der Festigkeit*, München und Zell am See, 1966;

V1 - Vasilca, G. Biță, O. - *Procese de lubrificație, frecare și uzură la suprafețele metalice*, Editura Academiei R.S.România, București, 1967;

V2 - \*\*\* - *Virtual Bench™, Getting Started with Virtual Bench*, august 1997;

Z1 - Zirbel, J., Combs, S. ș.a. - *Utilizarea programului AutoCAD versiunea 13 pentru Windows*, Editura Teora, 1996;



## ANEXE

S-au folosit următoarele materiale pentru cupla de frecare:

- epruveta fixă:

- aluminiu (cu rugozitatea  $R_a = 1,2147 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "al";
- oțel 1 (lamă de grosime 2 mm, cu rugozitatea  $R_a = 1,4851 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "ol";
- oțel 2 (lamă de grosime 4mm, cu rugozitatea  $R_a = 1,7534 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "olg";
- polimetacrilat (lamă din material plastic cu suport metalic pentru a nu se deforma sub acțiunea forței de încărcare, (cu rugozitatea  $R_a = 0,0981 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "plm";

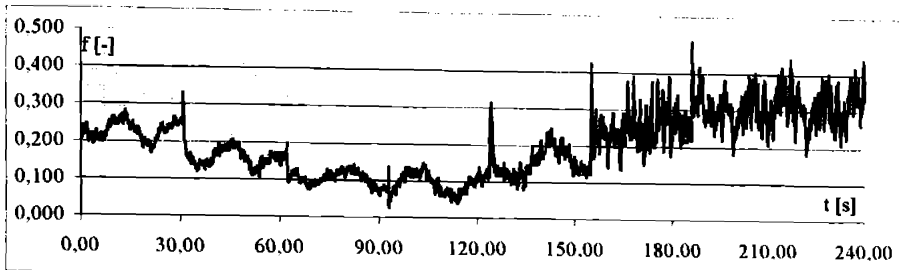
- epruveta mobilă:

- aluminiu (cu rugozitatea  $R_a = 1,2217 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "al";
  - bronz 1 (cu rugozitatea  $R_a = 1,2814 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "bz";
  - bronz 2 (cu rugozitatea  $R_a = 1,0585 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "bzf";
  - cupru 1 (cu rugozitatea  $R_a = 2,0585 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "cu";
  - cupru 2 (cu rugozitatea  $R_a = 1,1142 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "cuf";
  - oțel 1 (cu rugozitatea  $R_a = 1,6792 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "ol";
  - oțel 2 (cu rugozitatea  $R_a = 1,3943 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "olf";
  - polipropilenă (cu rugozitatea  $R_a = 1,0421 \mu m$ ) - simbolizare pe diagrame "pl".
- Forțele de apăsare normală utilizate  $F_N = 5 N$ ,  $F_N = 10 N$ , simbolizate pe diagrame 5, respectiv 10.

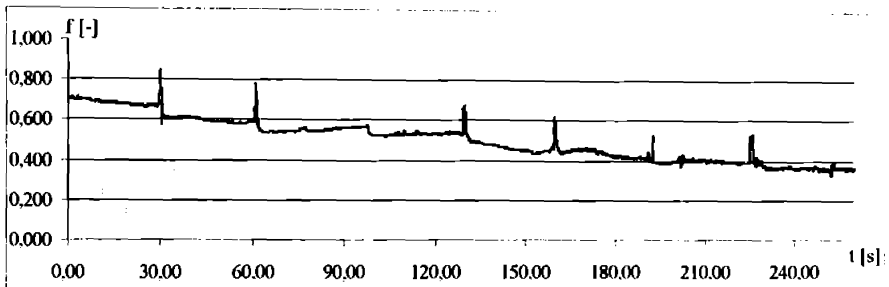
Treptele de viteză pentru care s-au făcut încercările se observă pe diagrame prin "salturile" ce apar în momentul trecerii de la o valoare la alta și sunt următoarele:

$v = 10; 13; 15,5; 18; 21; 24; 27; 30$  [mm/s].

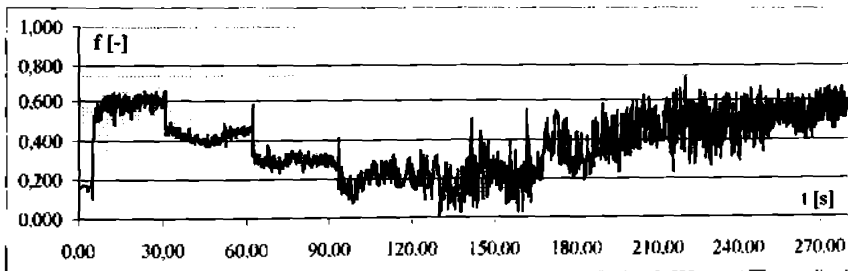
Ala10



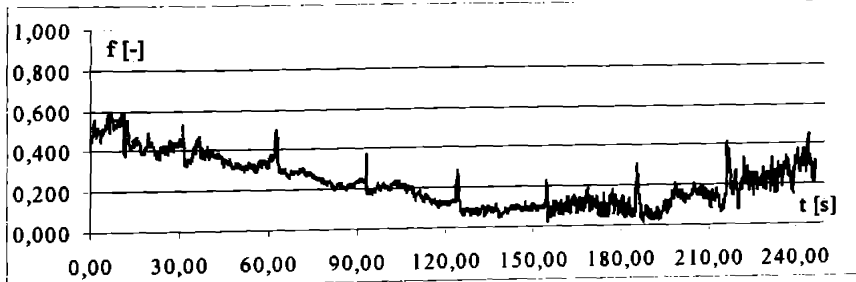
Ala5



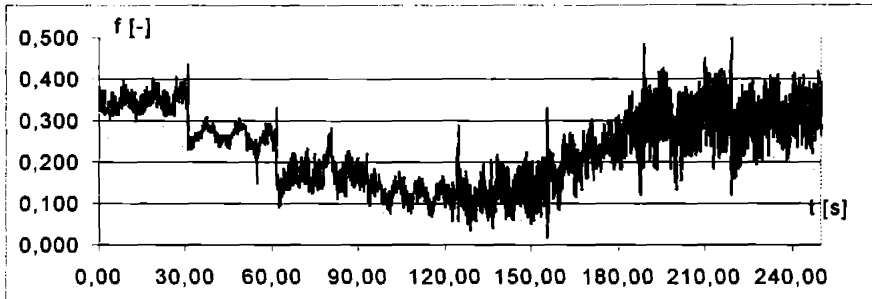
Alp10



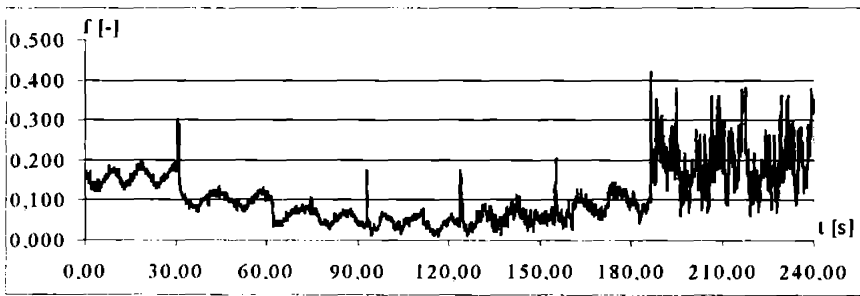
Alp5



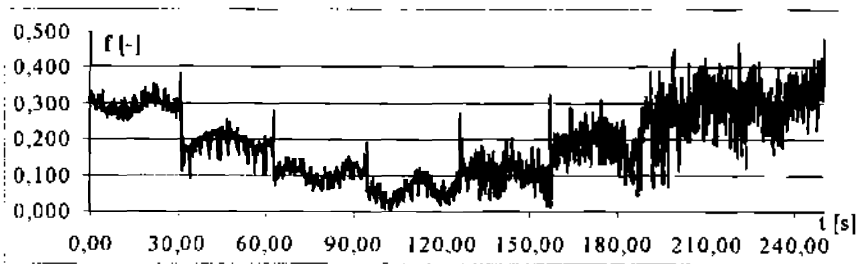
Albz10



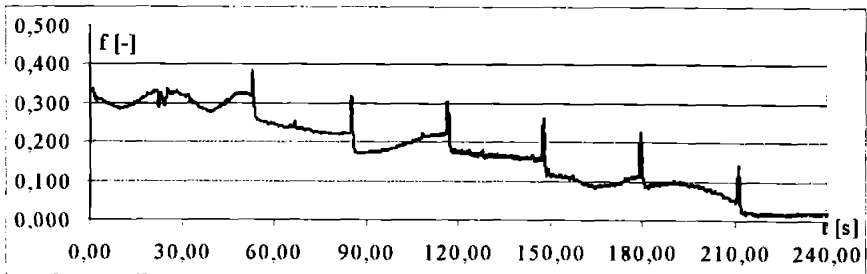
Albz5



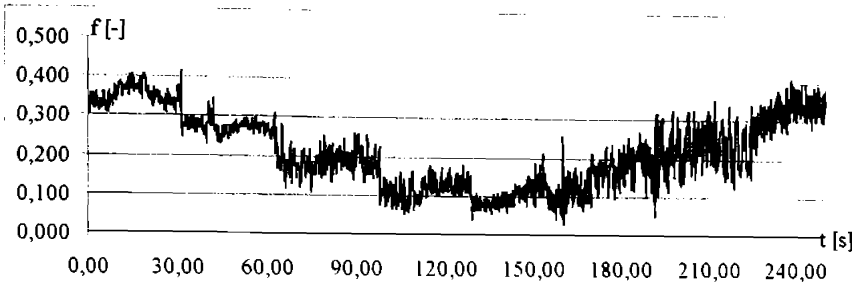
Albzf10



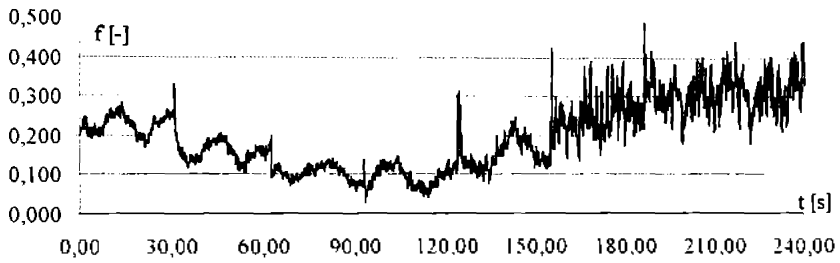
Albzf5



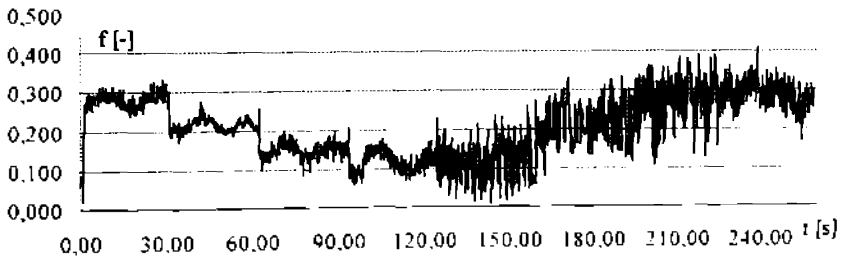
Alcu10



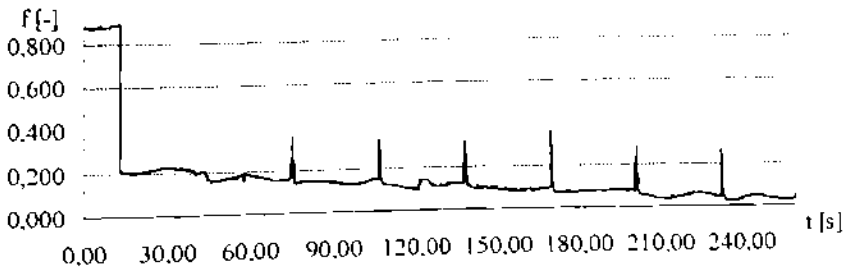
Alcu5



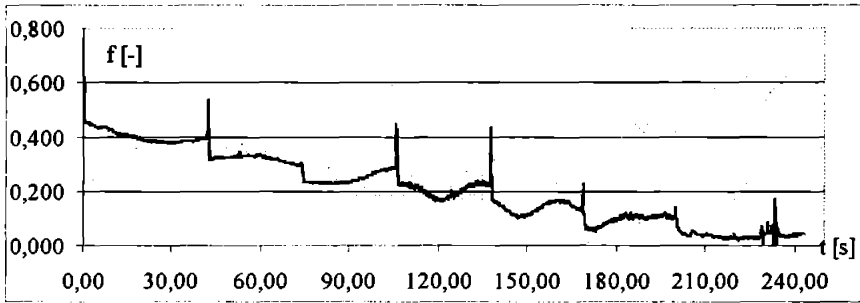
Alcu10



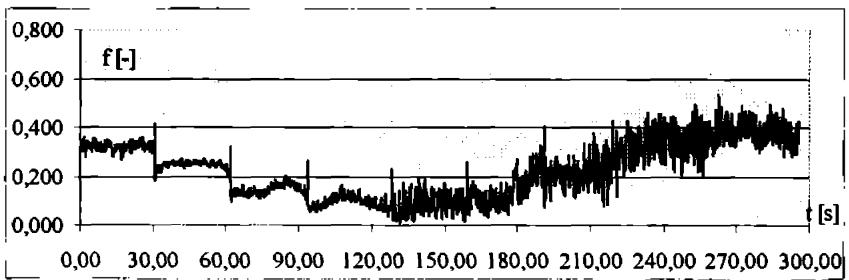
Alcu5



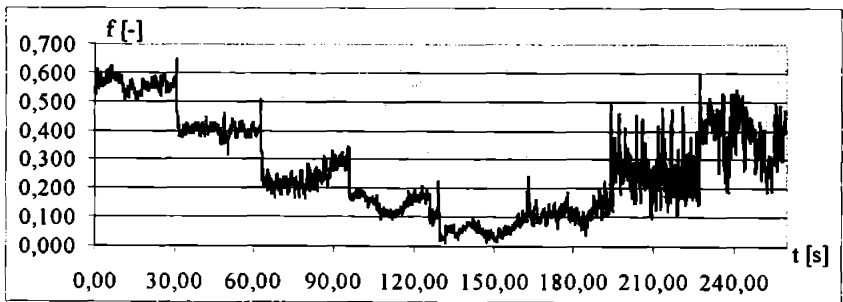
Alolf10



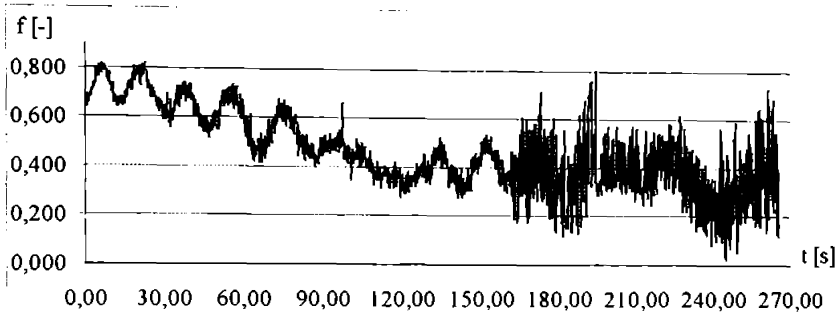
Alolf5



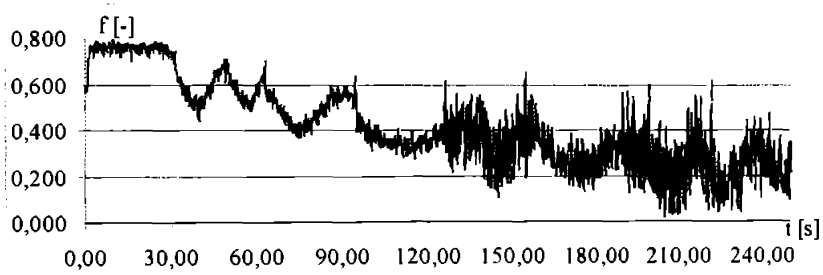
Alolf5



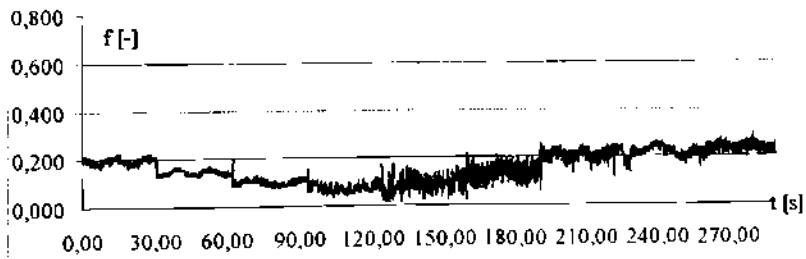
Olal10



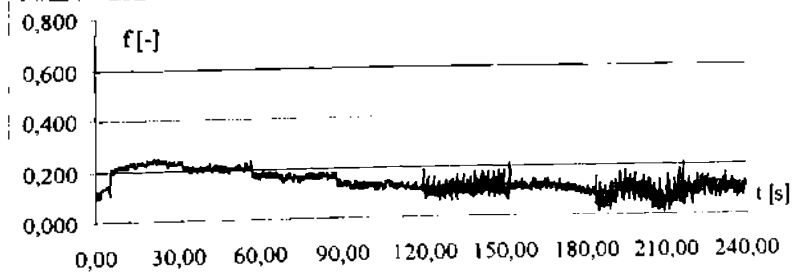
Olal5



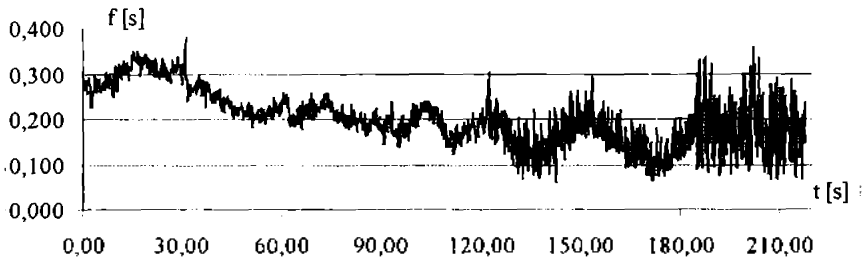
Olpl10



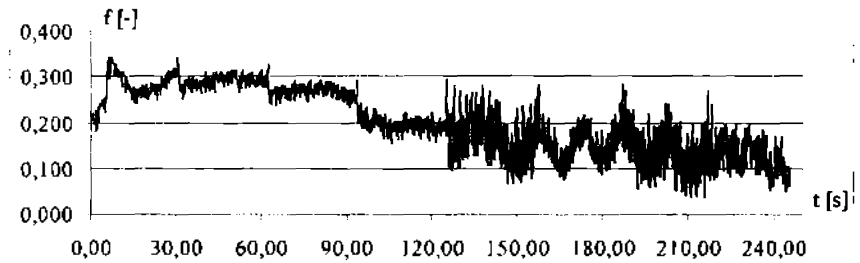
Olpl5



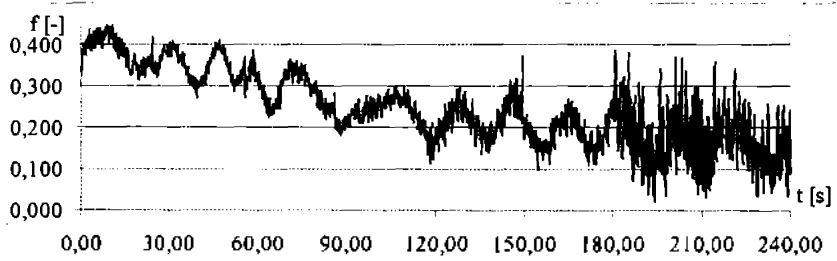
Olbz10



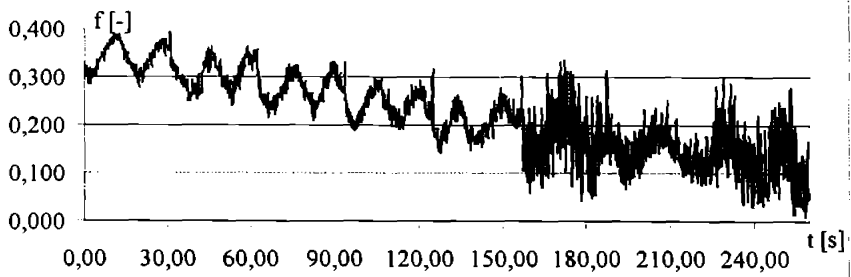
Olbz5



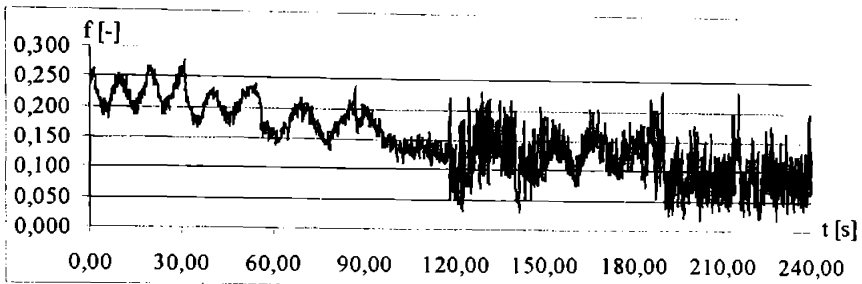
Olbf10



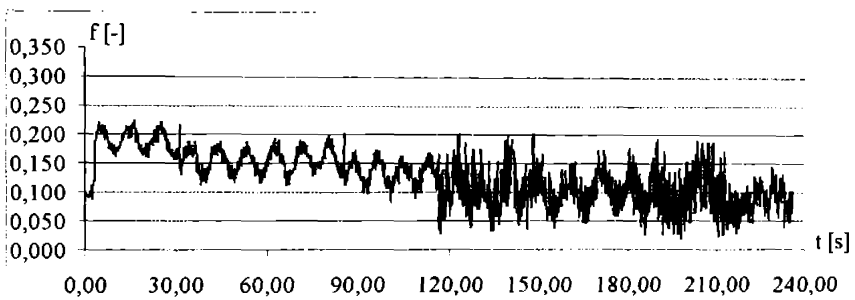
Olbf5



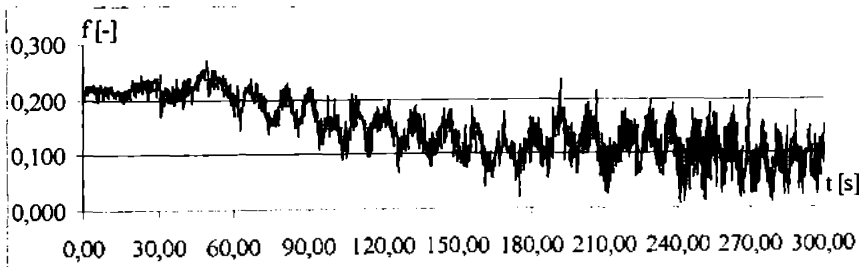
Olcu10



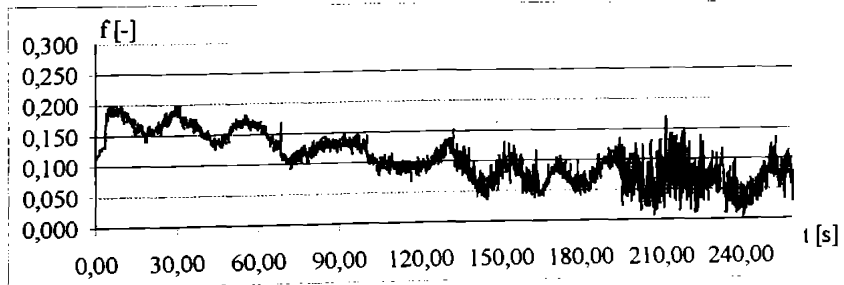
Olcu5



Olcuf10

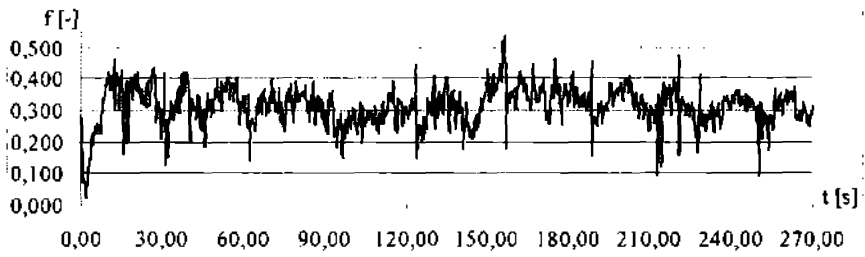


Olcuf5

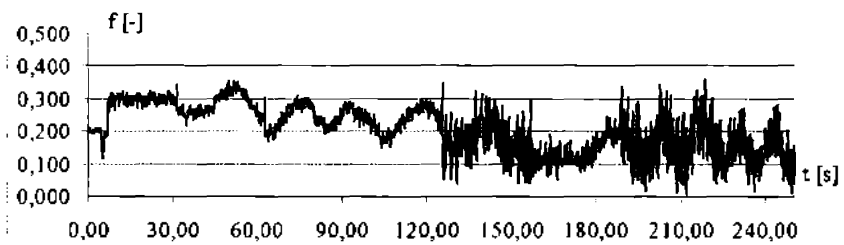




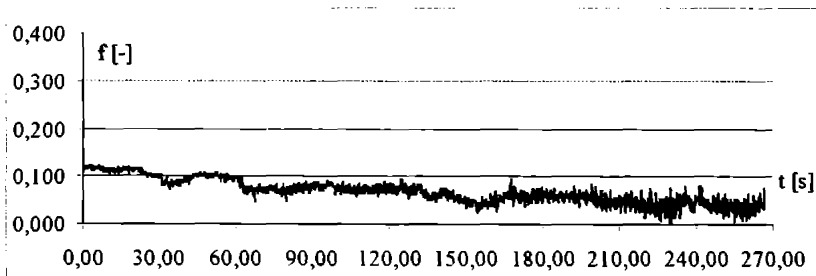
Olo110



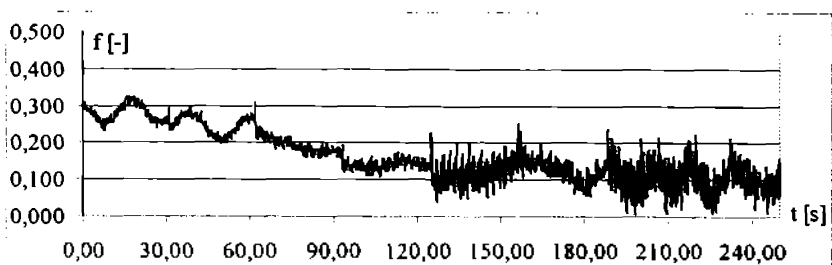
Olo15



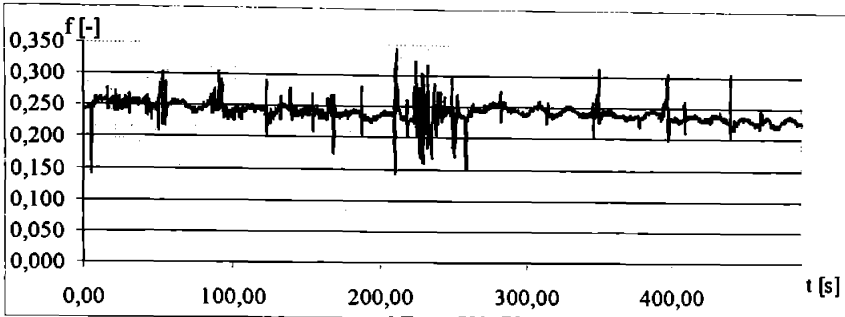
Olo110



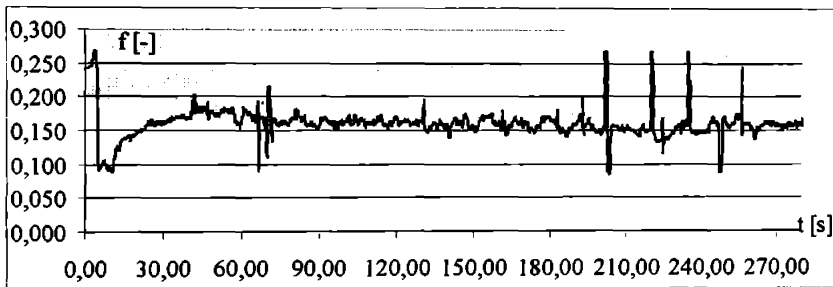
Olo15



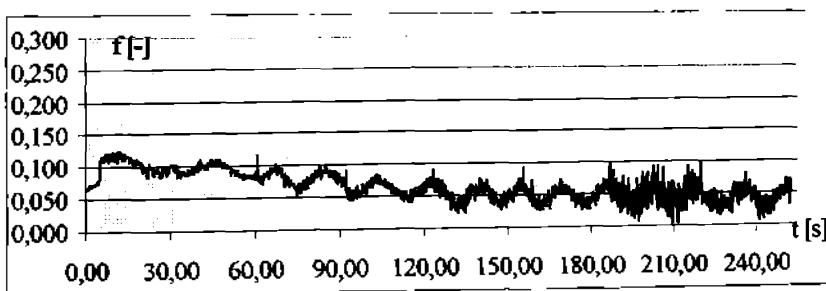
Plmal10



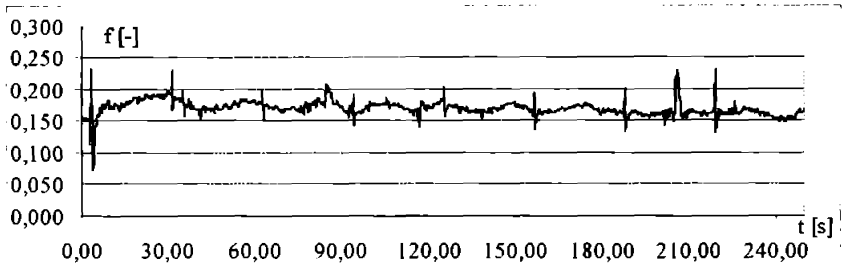
Plmal5



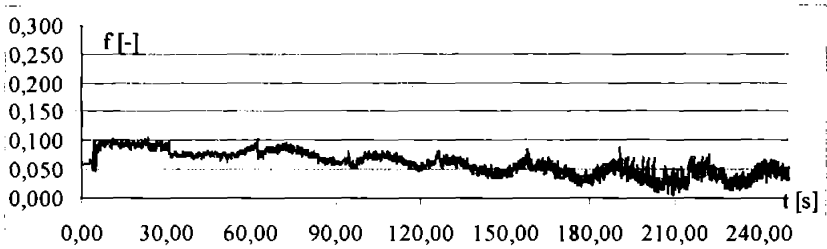
Plmp15



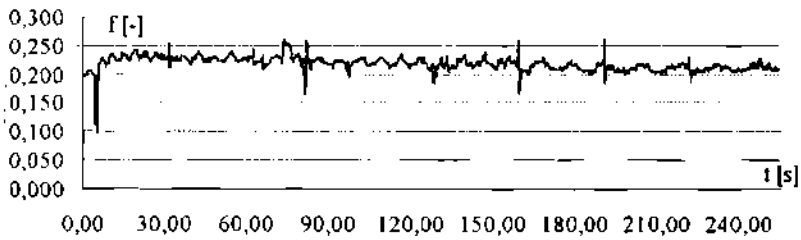
Plmbz10



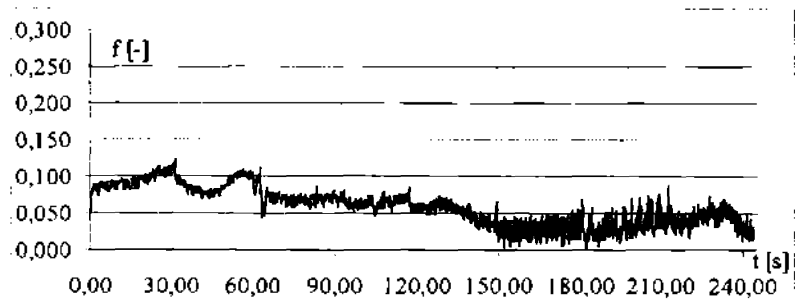
Plmbz5



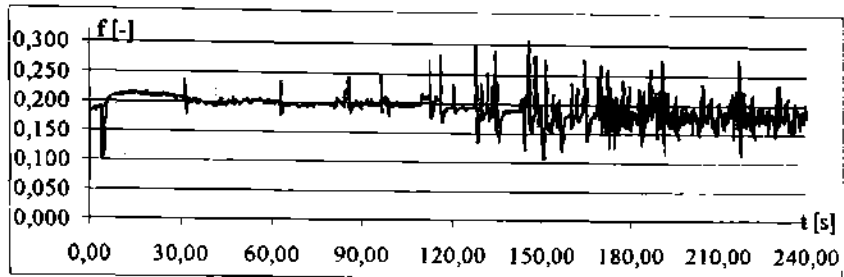
Plmbzf10



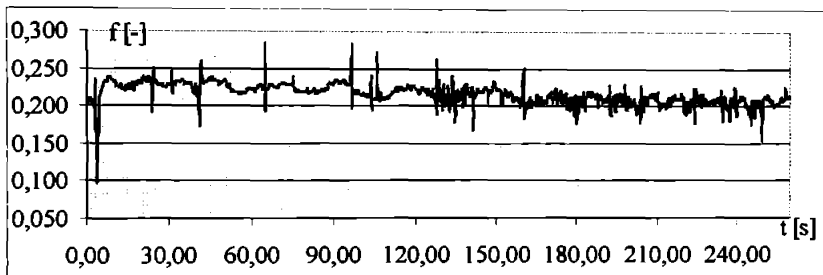
Plbzf5



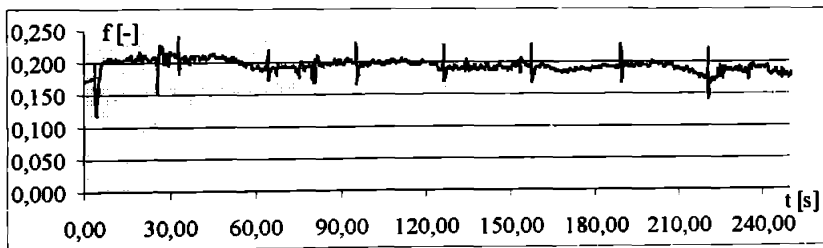
Plmecu10



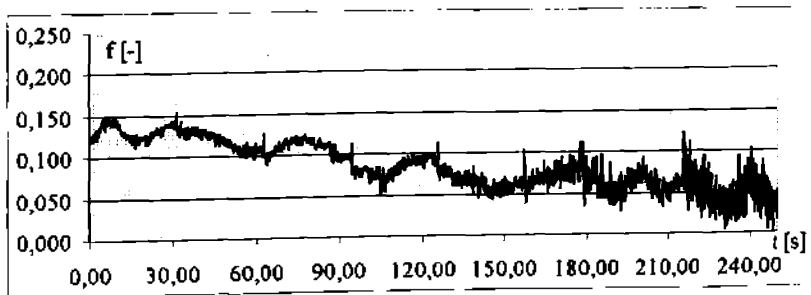
Plmecu5



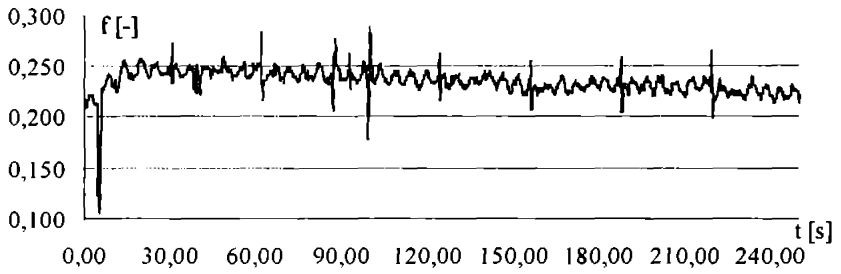
Plmecu10



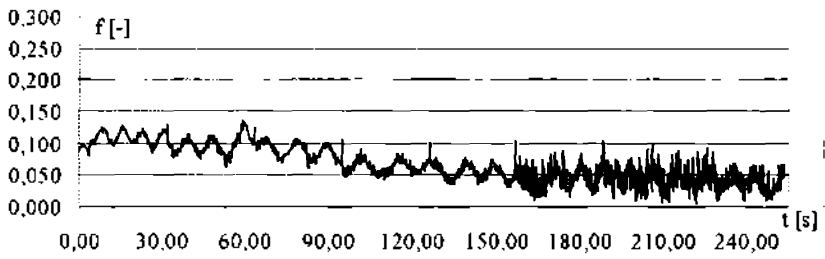
Plmecu5



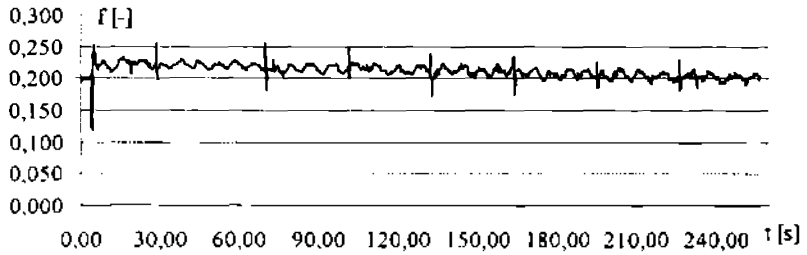
Plmol10



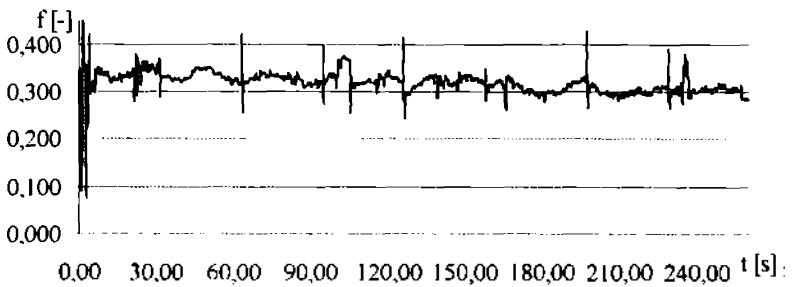
Plmol5



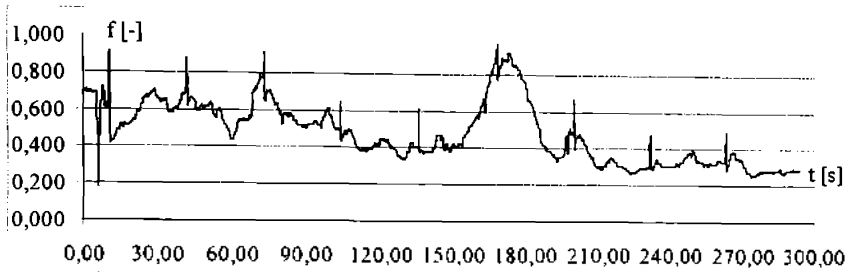
Plmolf10



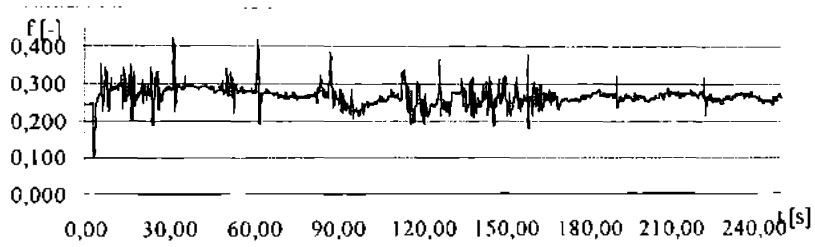
Plmolf5



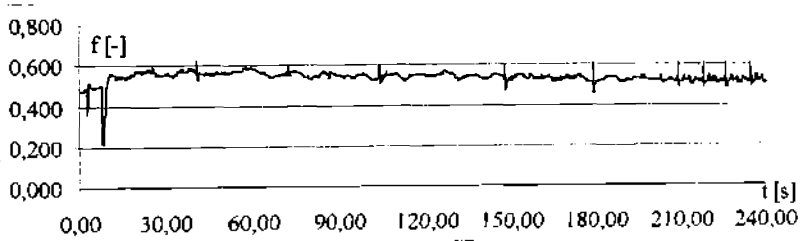
Olgal10



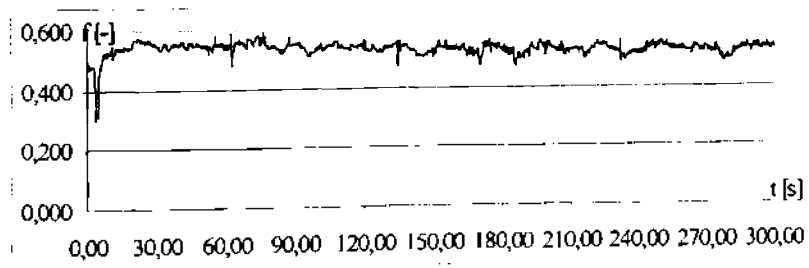
Olgpl10



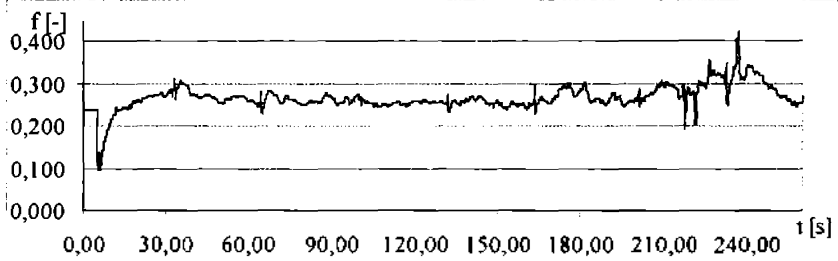
Olgol10



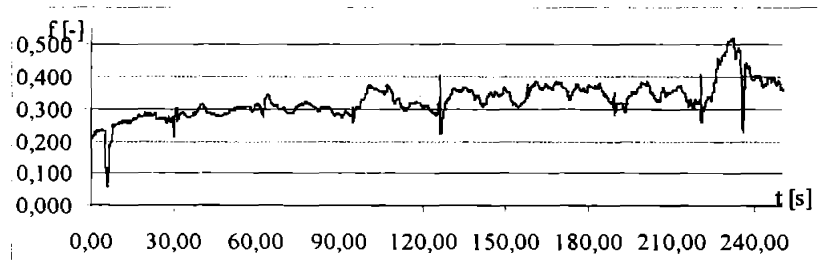
Olgolf10



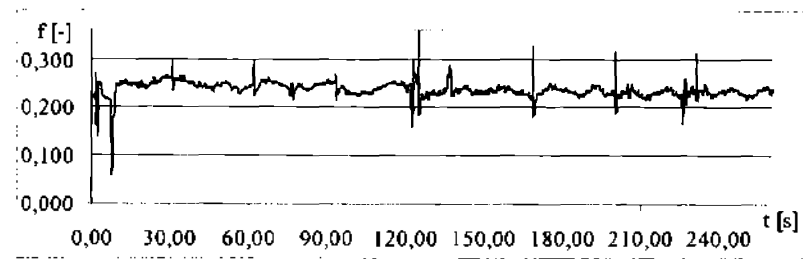
Olgbz10



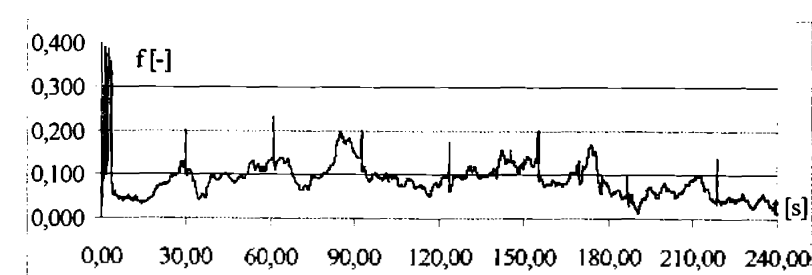
Olgbzf10



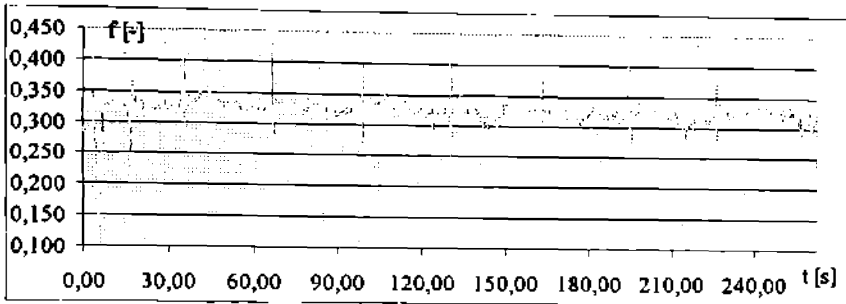
Olgcu10



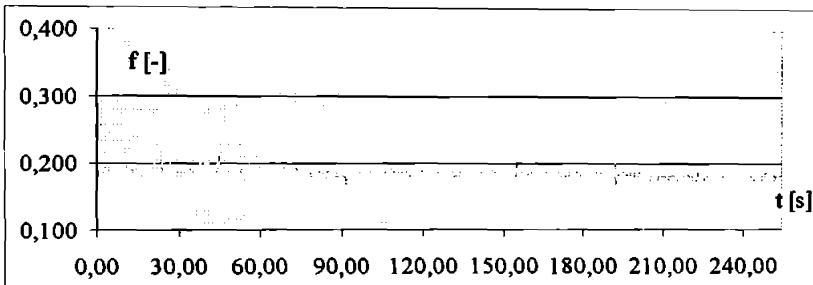
Olgcuf10



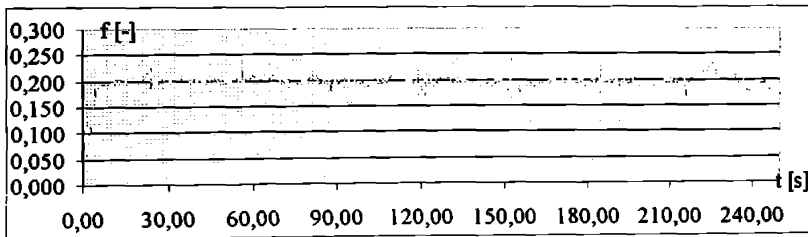
Uolgal10



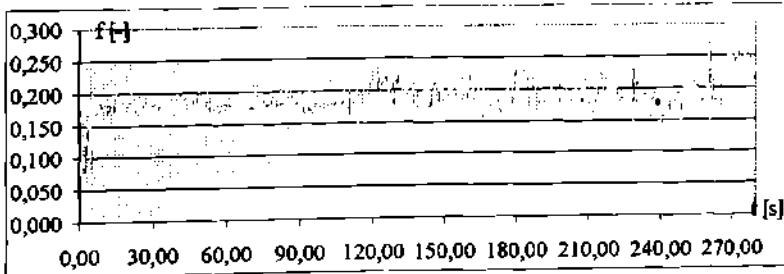
Uolgp110



Uolgol10

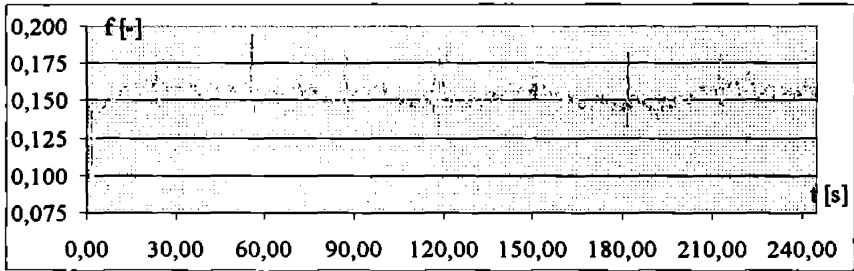


Uolgolf10

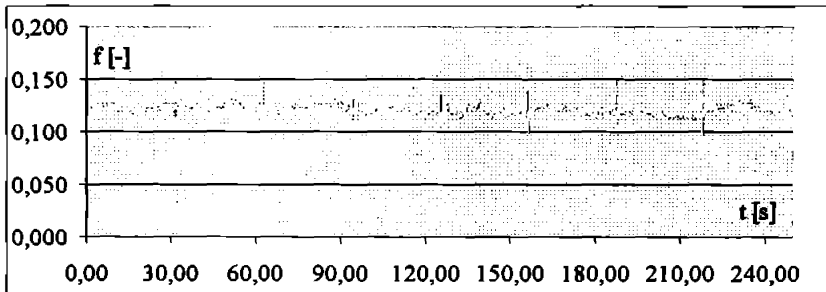




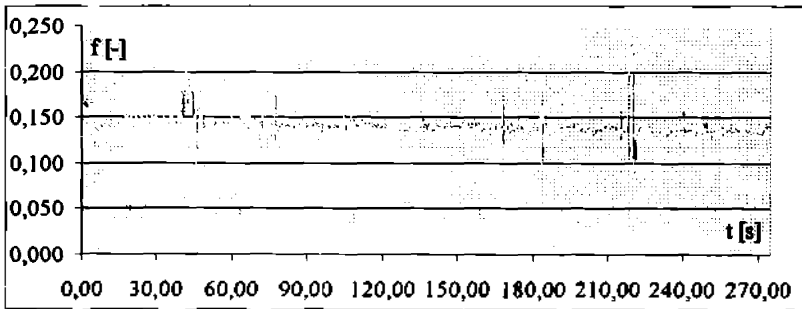
Uolbz10



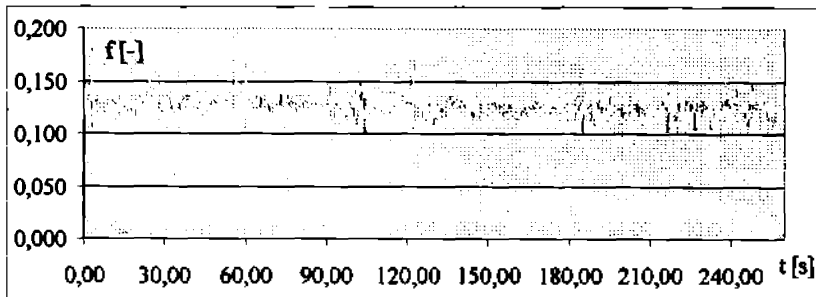
Uolbzf10



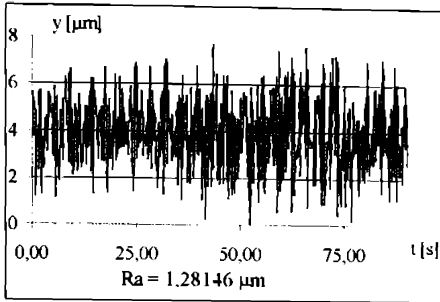
Uolcu10



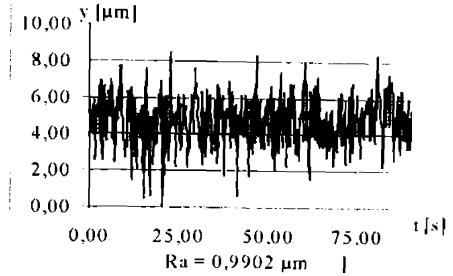
Uolcuf10



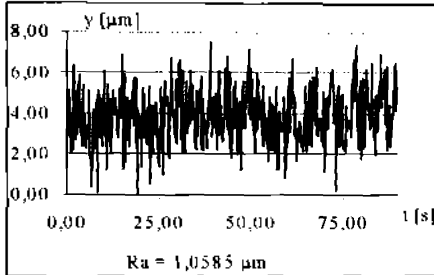
Rbz inițial



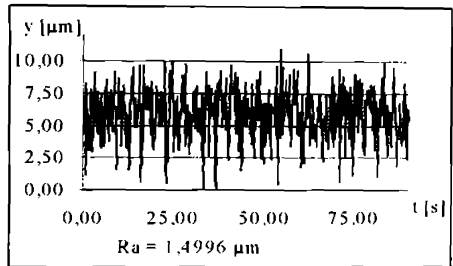
Rbz final



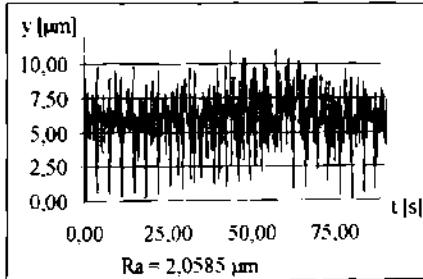
Rbzf inițial



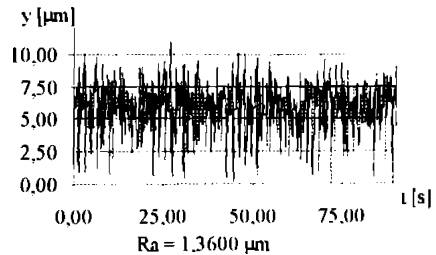
Rbzf final



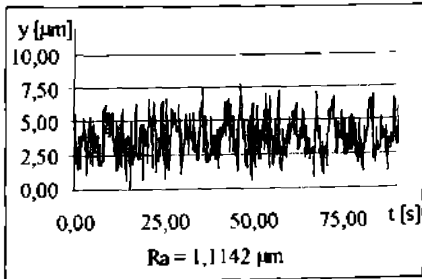
Rcu inițial



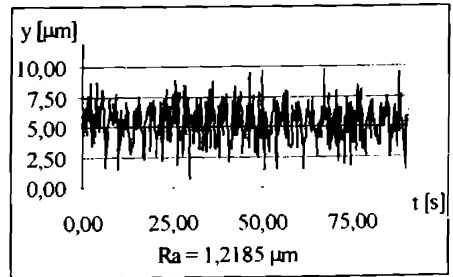
Rcu final



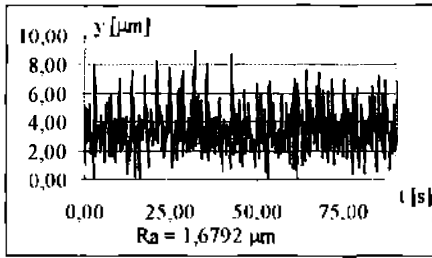
Rcuf inițial



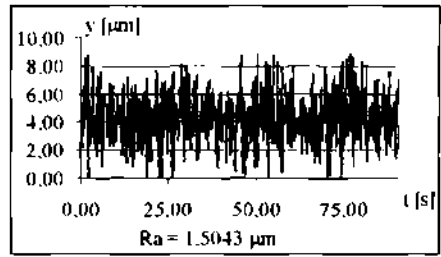
Rcuf final



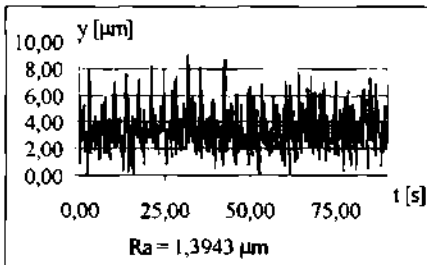
Rol inițial



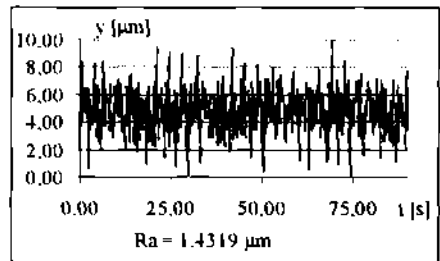
Rol final



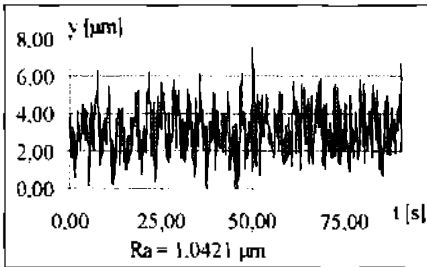
Rolf inițial



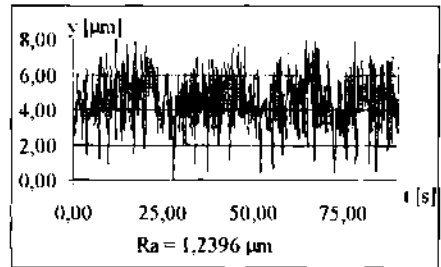
Rolf final



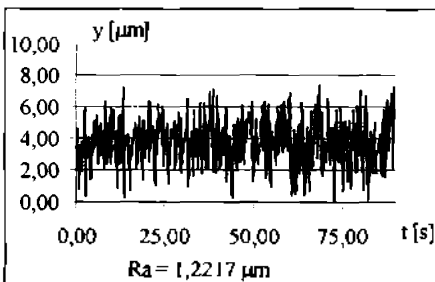
Rpl inițial



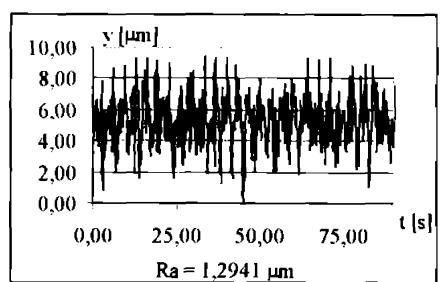
Rpl final



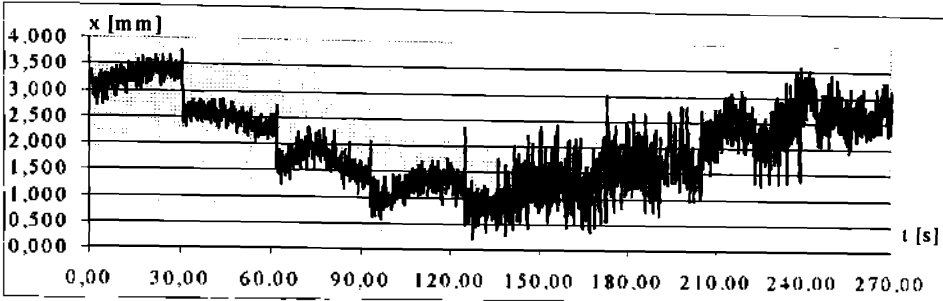
Ral inițial



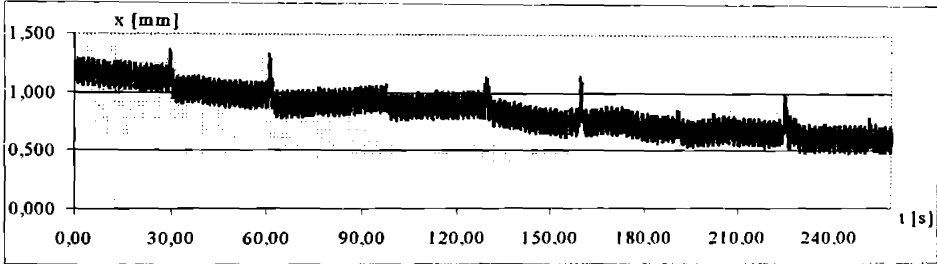
Ral final



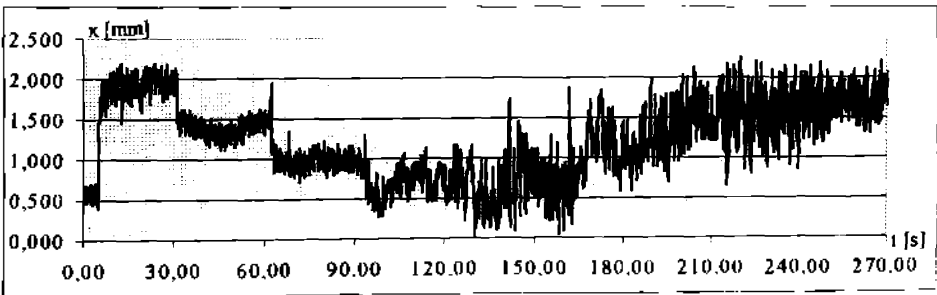
Ala10



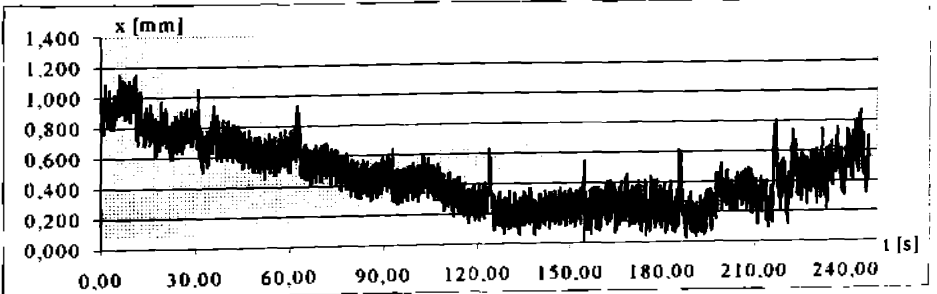
Ala15



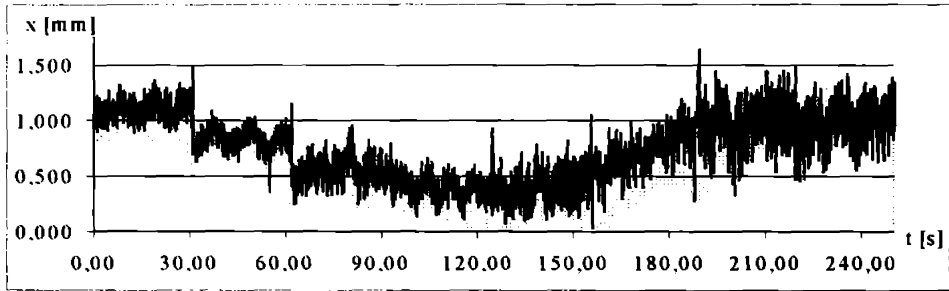
Alp10



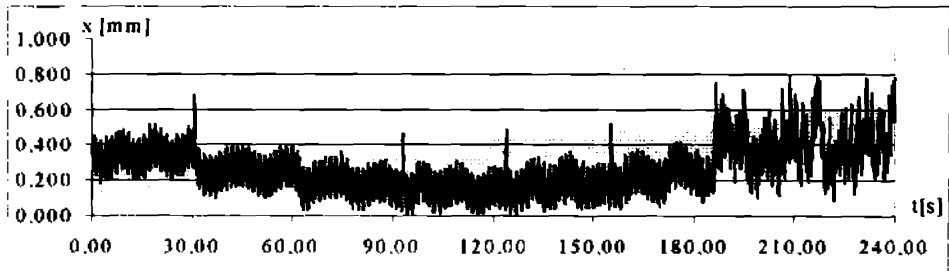
Alp15



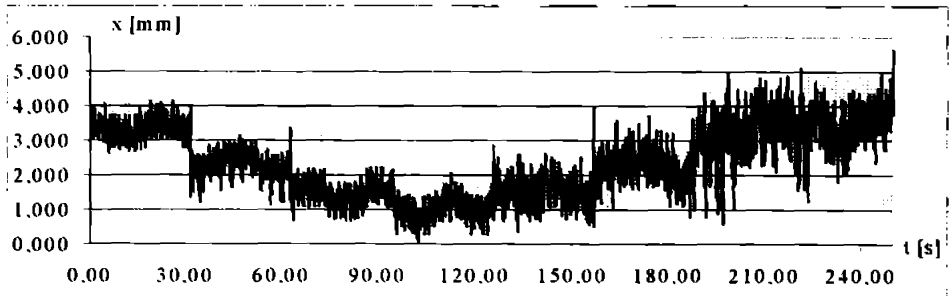
Albz10



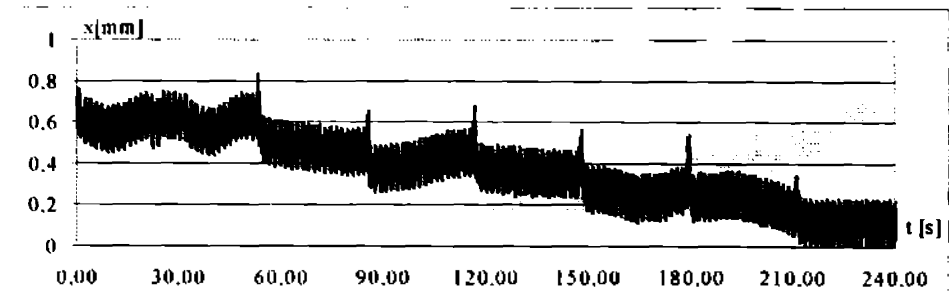
Albz5



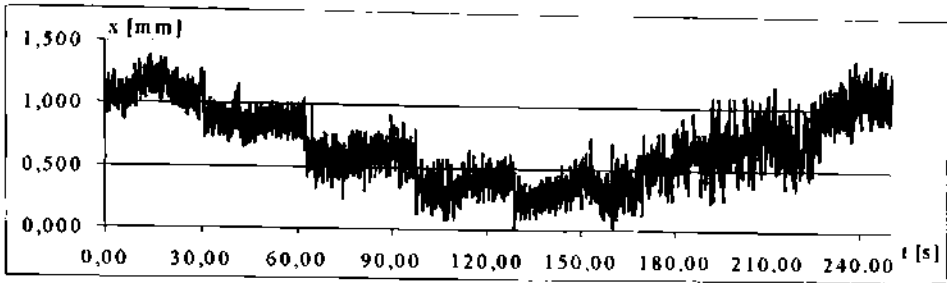
Albzf10



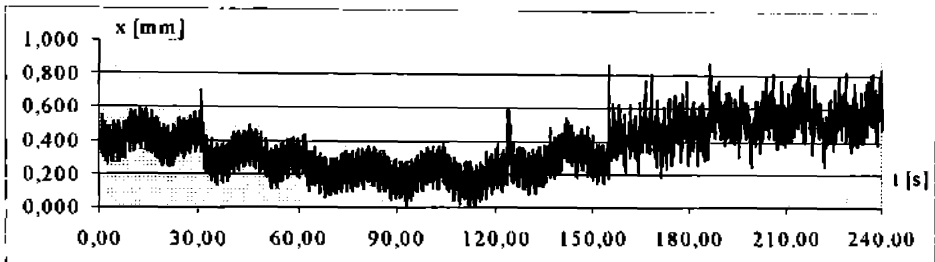
Albzf5



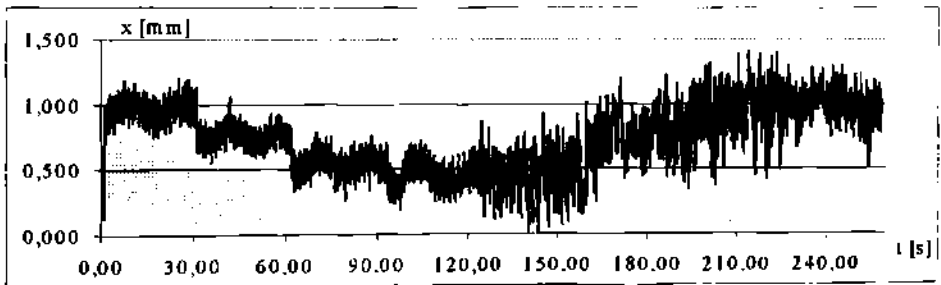
Alcu10



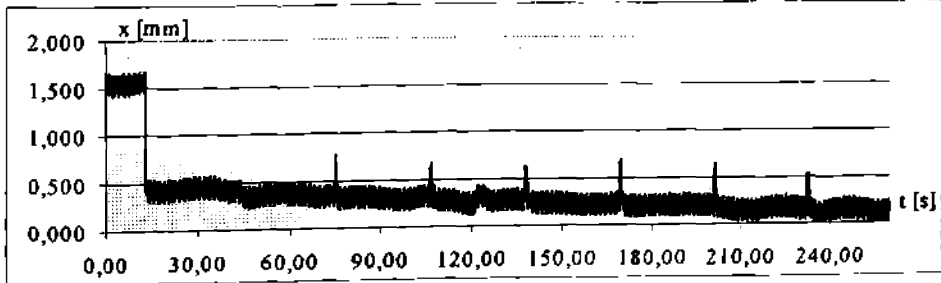
Alcu5



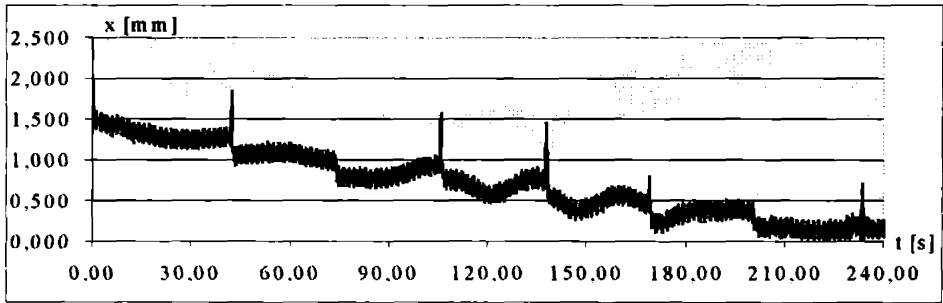
Alcuf10



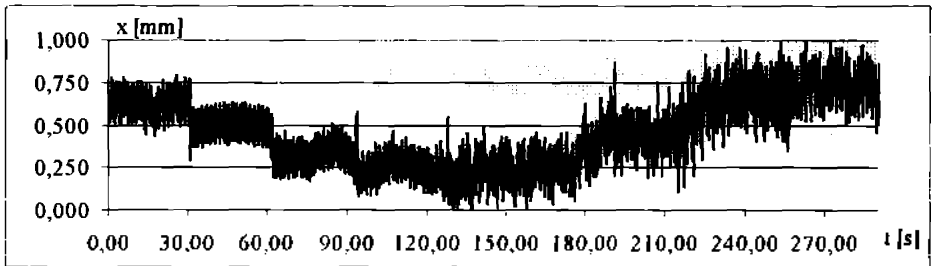
Alcuf5



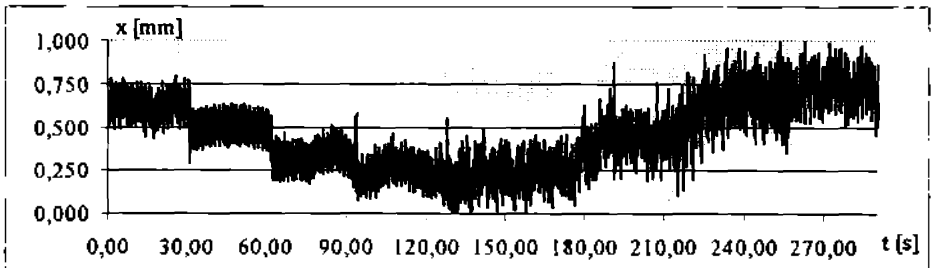
Alof10



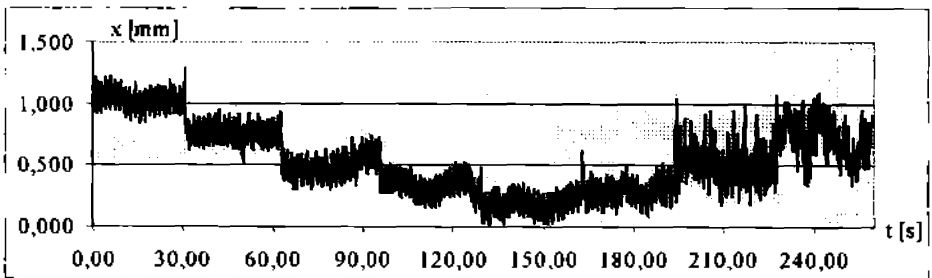
Alof5



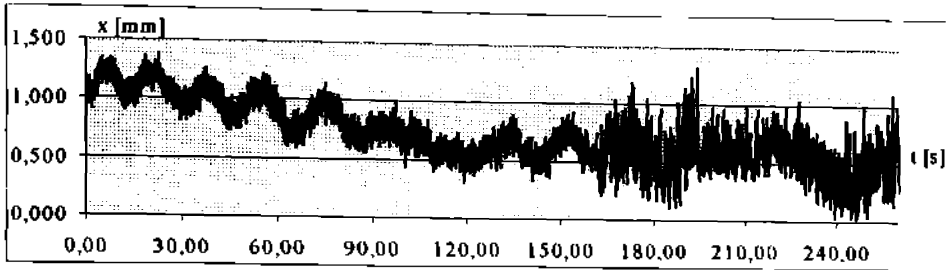
Alof5



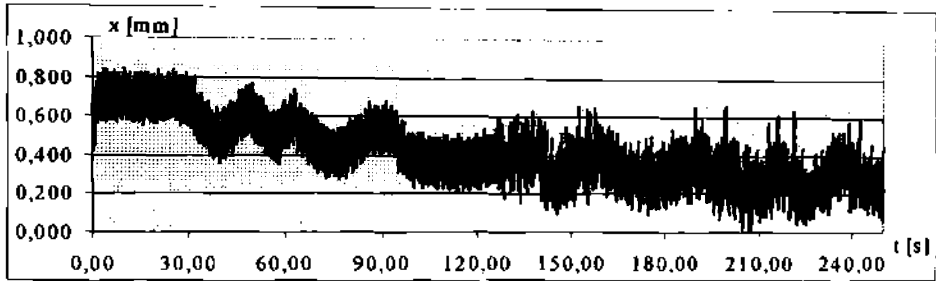
Alof5



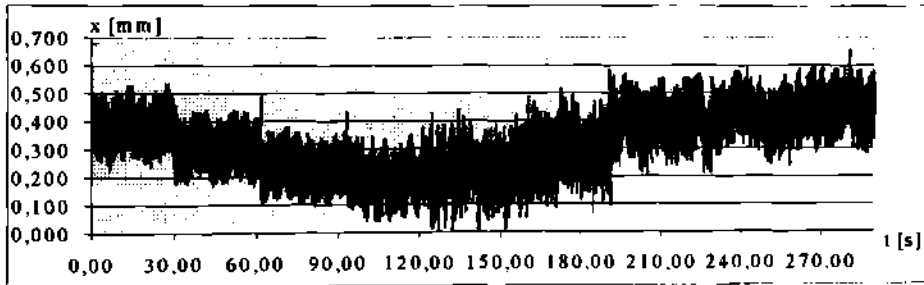
Olal10



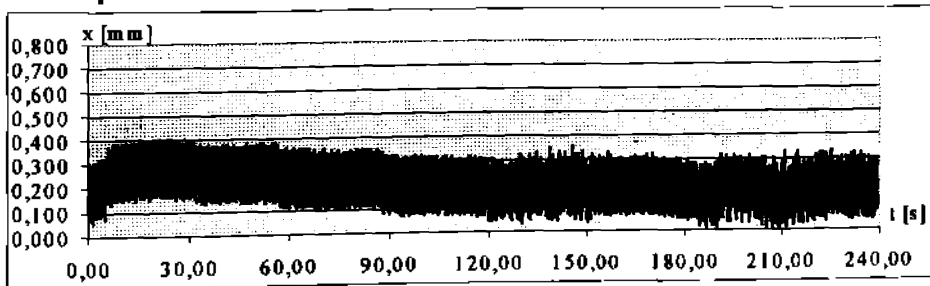
Olal5



Olpl10

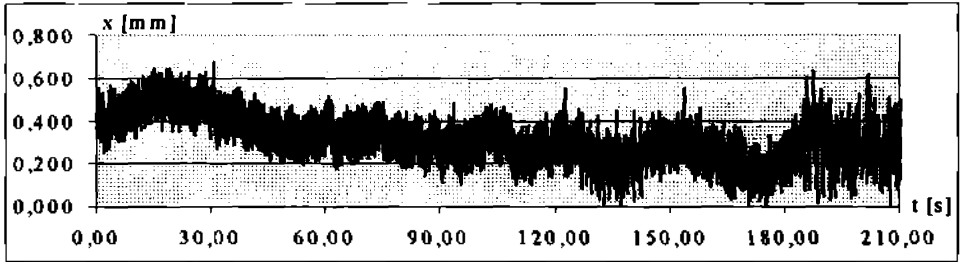


Olpl5

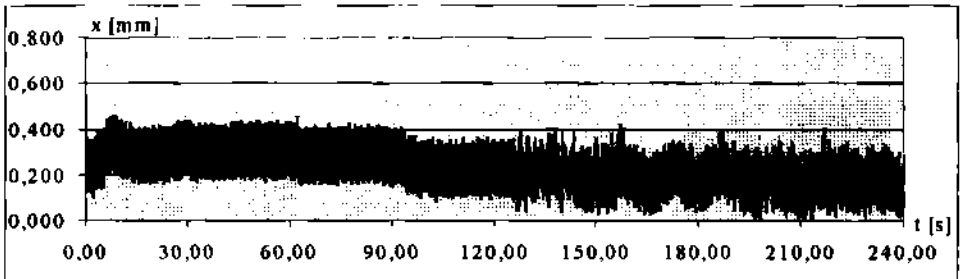




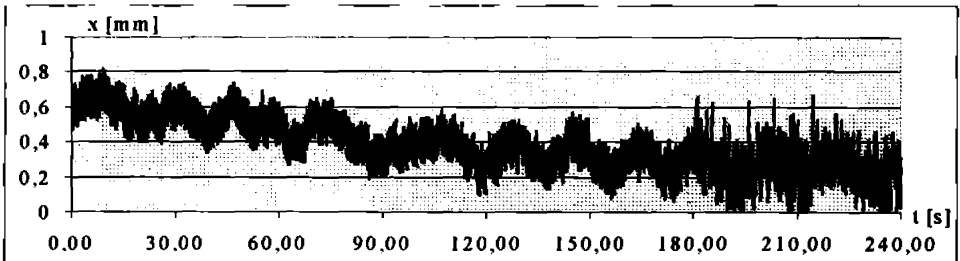
Olbz10



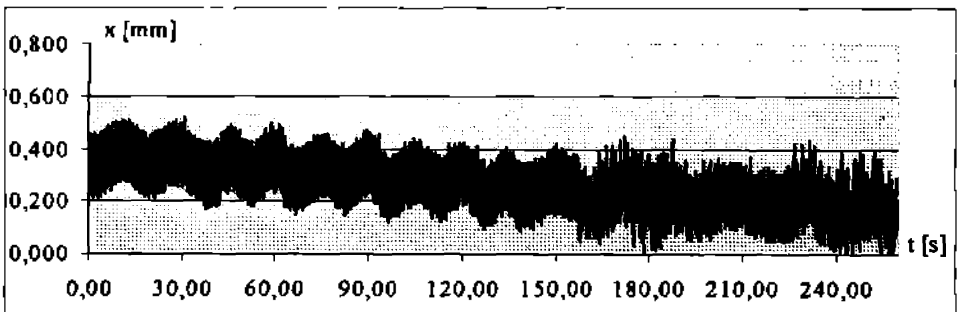
Olbz5



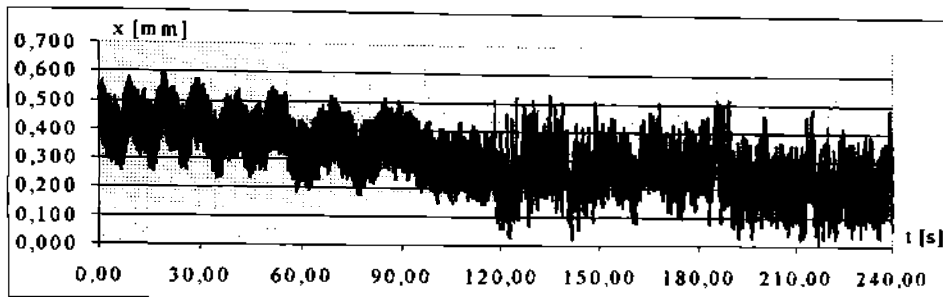
Olbz10



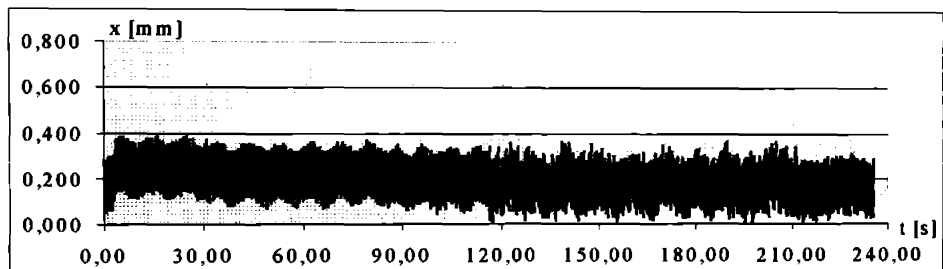
Olbz5



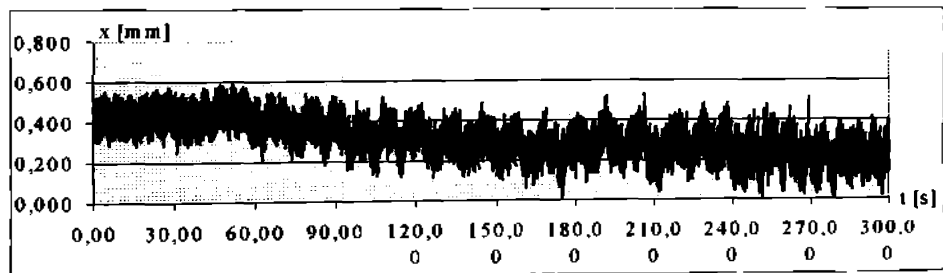
Olcu10



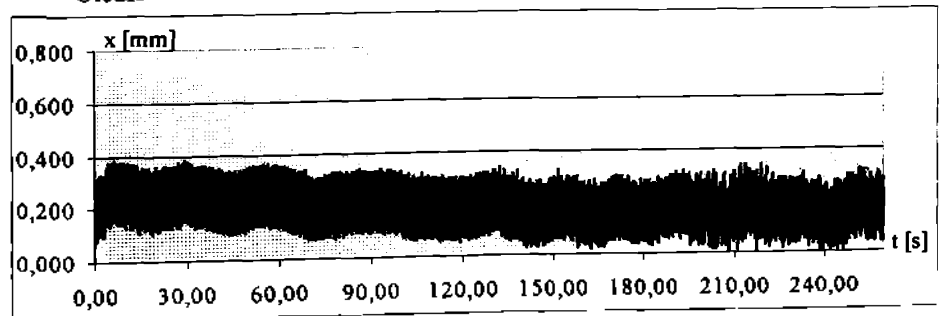
Olcu5



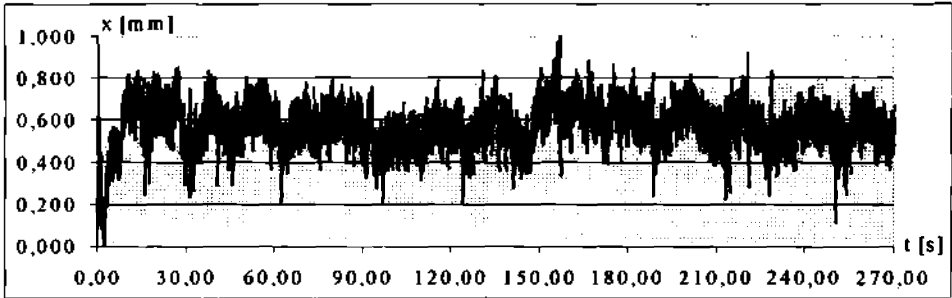
Olcuf10



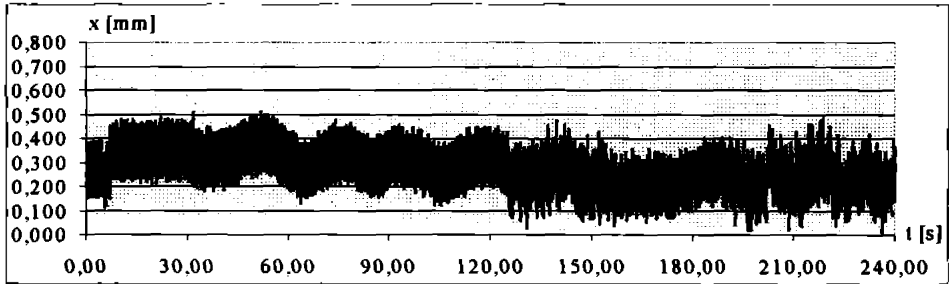
Olcuf5



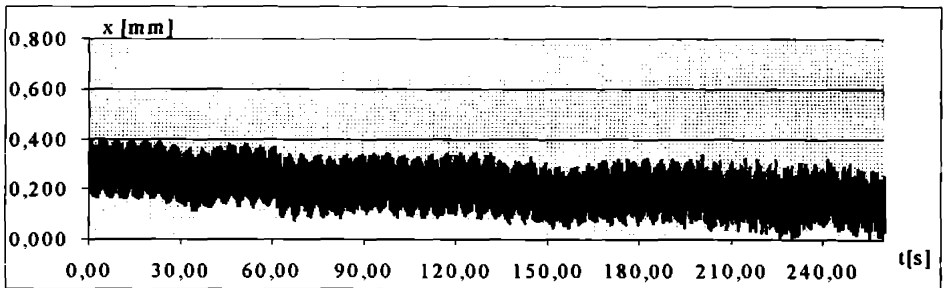
Olo10



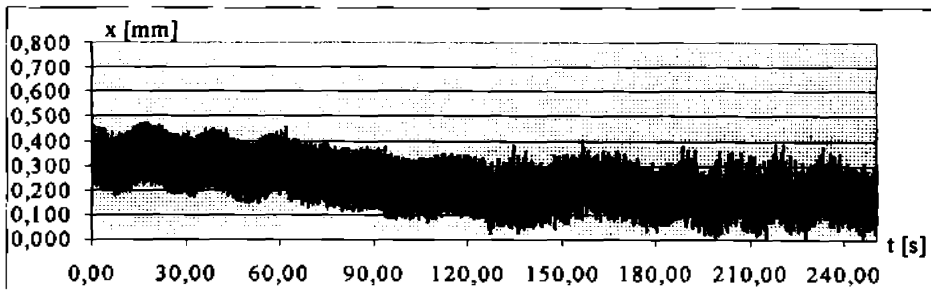
Olo15



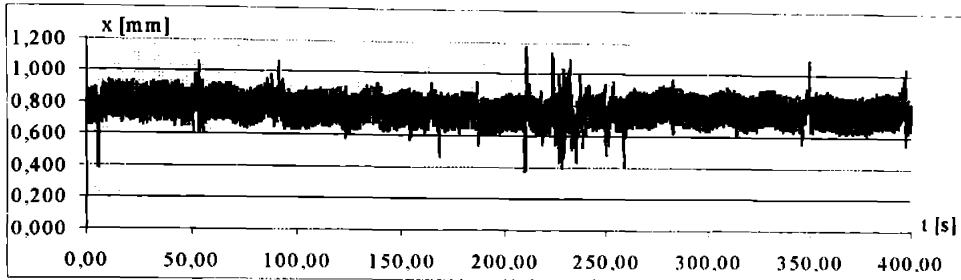
Olo1f10



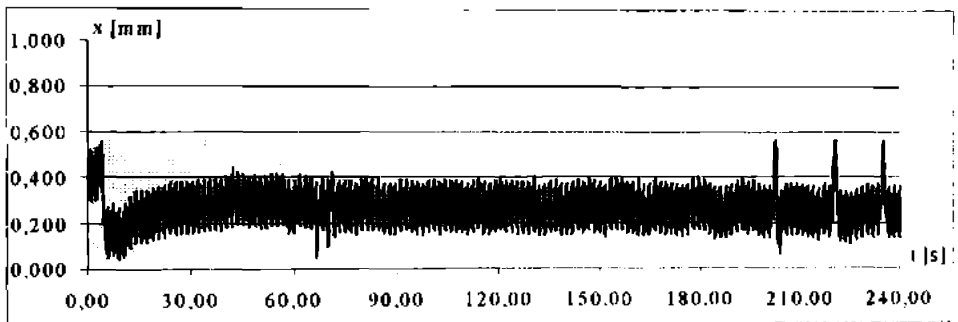
Olo1f5



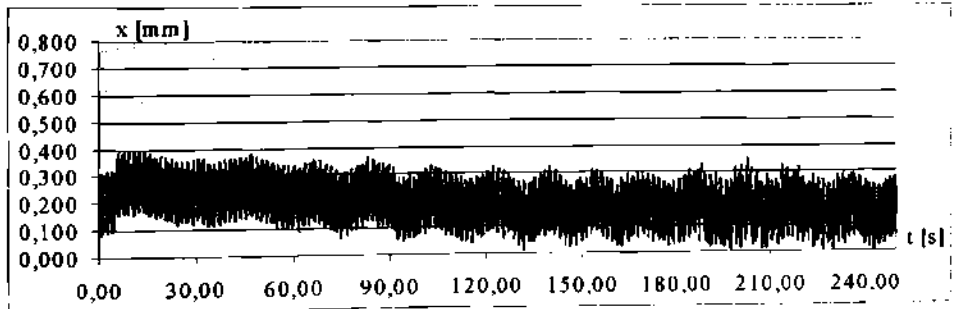
Plmal10



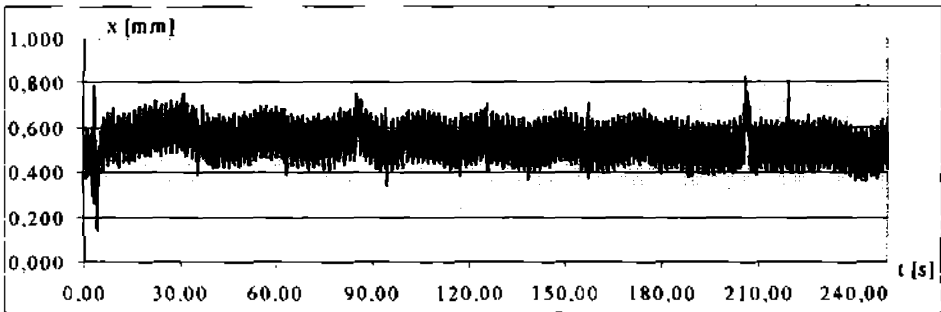
Plmal5



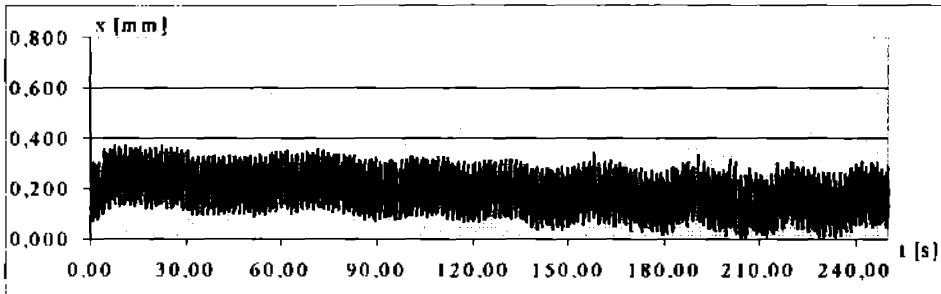
Plmpl5



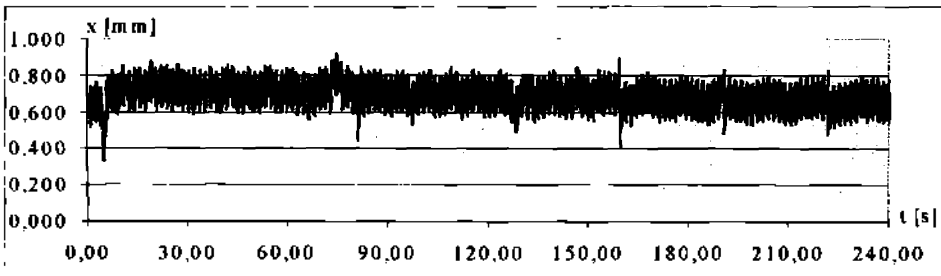
Plmbz10



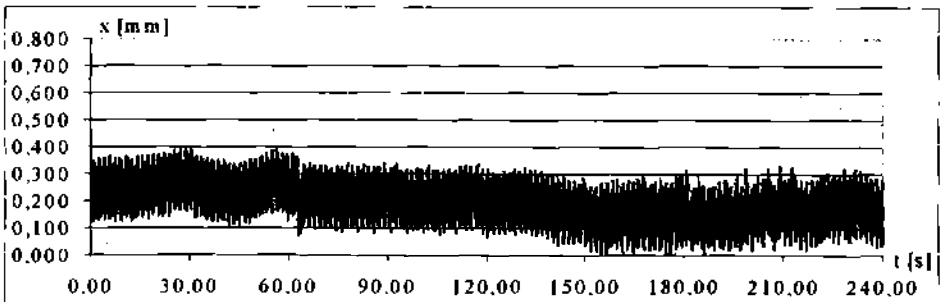
Plmbz5



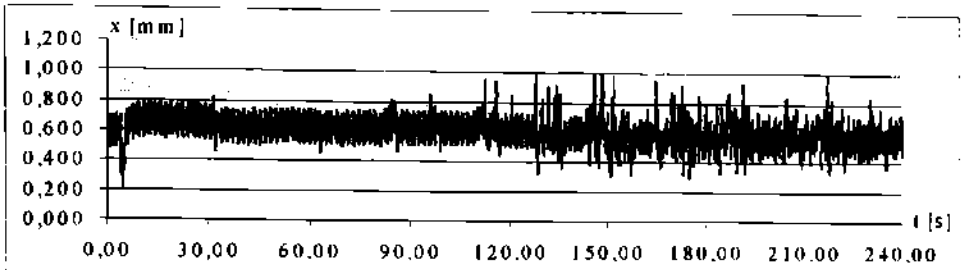
Plmbzf10



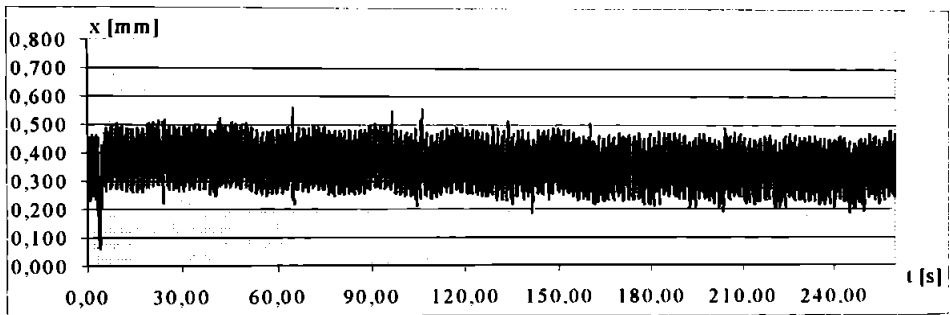
Plmbzf5



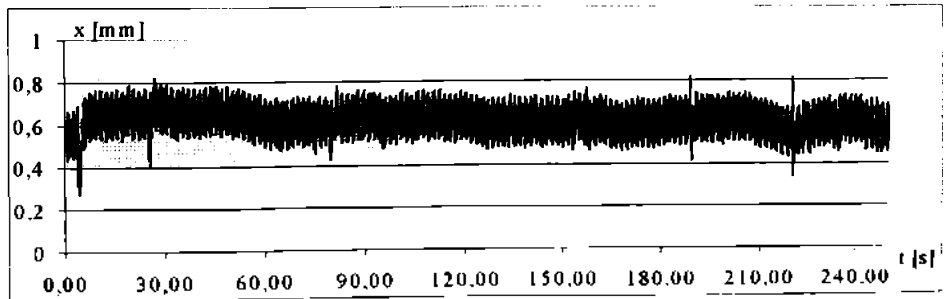
Plmcul0



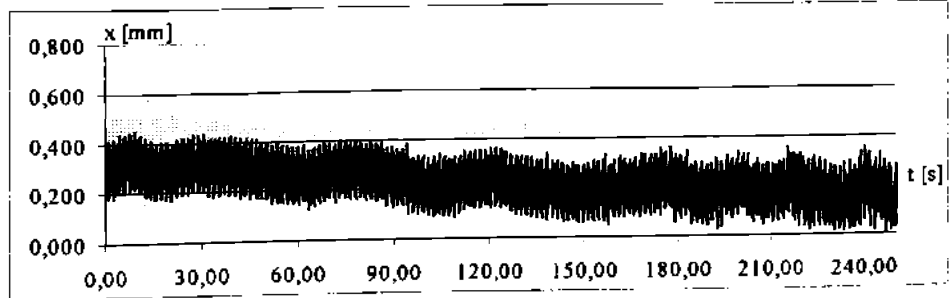
Plmcul5



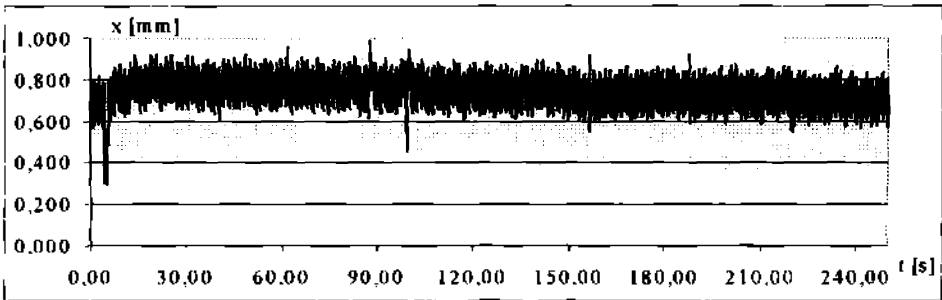
Plmcul10



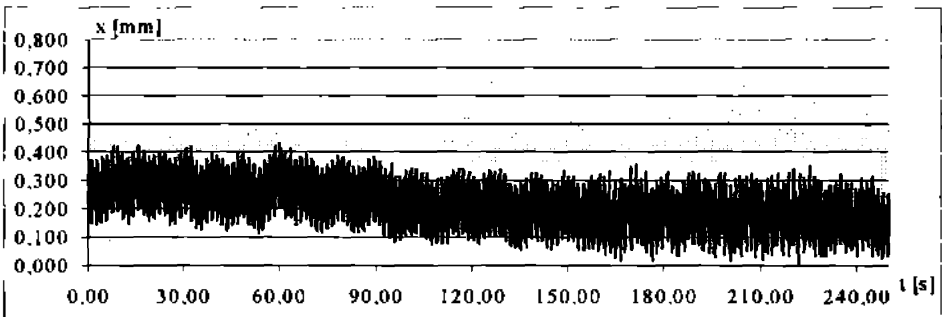
Plmcul5



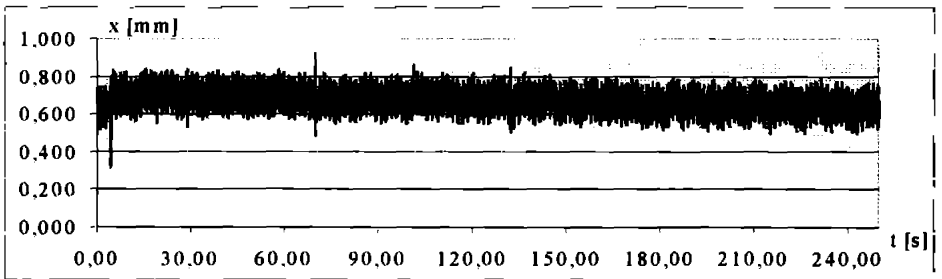
P1molf10



P1molf5



P1molf10



P1molf5

