

UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

Cu titlu de manuscris
CZU: 004.9/621.891

POȘTARU ANDREI

**MODELE ȘI ALGORITMI DE IDENTIFICARE ȘI
MONITORIZARE A EVOLUȚIEI DINAMICE ÎN
TRIBOSISTEME CU ALUNECARE**

232.02 – TEHNOLOGII, PRODUSE ȘI SISTEME INFORMAȚIONALE

Teză de doctor în științe ingineresti

Conducători științifici:

dr., prof. univ. Beșliu Victor

dr. hab., prof. univ. emer. Stoicev Petru

Autor:

Poștaru Andrei

CHIȘINĂU, 2025

© POȘTARU ANDREI, 2025

CUPRINS

ADNOTARE	5
ANNOTATION.....	6
АННОТАЦИЯ	7
LISTA ABREVIERILOR.....	8
INTRODUCERE	9
1. STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL IDENTIFICĂRII ȘI MONITORIZĂRII EVOLUȚIEI DINAMICE ÎN TRIBOSISTEME CU ALUNECARE	16
1.1. Fenomenul de frecare, tribosisteme și influența lor asupra sistemelor mecanice .	16
1.1.1. Fenomenul de frecare, considerente generale. Parametri și factori de influență asupra proceselor de frecare. Regimuri de frecare	16
1.1.2. Tribosisteme. Structura și caracterizarea tribosistemului.....	20
1.1.3. Efecte caracteristice fenomenului de frecare la alunecare. Modele ale procesului de frecare.....	22
1.1.4. Aspecte dinamice în comportamentul sistemului mecanic sub influența tribosistemului	25
1.2. Tehnologii și sisteme informatice utilizate în monitorizarea tribosistemelor	31
1.2.1. Tehnologii de achiziție și prelucrare a datelor experimentale	31
1.2.2. Sisteme informatice de monitorizare a tribosistemelor în condiții dinamice de funcționare	33
1.2.3. Provocări în integrarea tehnologiilor digitale în tribologie	40
1.3. Concluzii la capitolul 1	41
2. MODELUL MATEMATIC AL INTERACȚIUNII SISTEMULUI MECANIC CU TRIBOSISTEMUL DE ALUNECARE.....	43
2.1. Modelul sistemului mecanic cu mișcării variabile supus acțiunii forțelor de frecare	43
2.2. Modelul izolat al oscilatorului armonic cu elemente elastice.....	46
2.3. Modelul tribosistemului (sistemul disipativ).....	48
2.4. Modelarea sistemului oscilator-tribosistem	51
2.4.1. Considerente privind modelarea sistemului oscilator-tribosistem.....	51
2.4.2. Mișcarea sistemului în regim staționar aperiodic	52
2.4.3. Mișcarea periodică în regim nestaționar.....	54
2.4.4. Mișcarea în regim stick-slip	66
2.5. Concluzii la capitolul 2	72
3. MODELUL EXPERIMENTAL AL TRIBOSISTEMULUI DE ALUNECARE CU MIȘCĂRI RELATIVE VARIABLE.....	74
3.1. Conceptul modelului experimental al tribosistemului	74
3.2. Modelul tribosistemului de alunecare la mișcări cu viteză relativă variabilă. Cazul mișcării ciclice de translație.....	76

3.3. Instalația pentru cercetări experimentale (tribometrul)	80
3.3.1. Principii de funcționare și structura instalației	80
3.3.2. Aspecte constructive ale instalației pentru cercetări experimentale	81
3.4. Repere metodice de cercetare pe model a evoluției dinamice a tribosistemului cu alunecare	86
3.5. Concluzii la capitolul 3	93
4. SISTEM INFORMATIC PENTRU ANALIZA COMPORTAMENTULUI DINAMIC AL TRIBOSISTEMULUI	95
4.1. Modelarea sistemului informatic de achiziție și prelucrare a datelor experimentale	95
4.2. Achiziția datelor experimentale	98
4.2.1. Configurarea și calibrarea canalelor virtuale și ale Task-urilor	98
4.2.2. Elaborarea sistemului pentru achiziție și stocare a datelor experimentale	101
4.3. Prelucrarea datelor experimentale	106
4.3.1. Prelucrarea datelor experimentale. Regimul de autooscilare la frecare de alunecare	107
4.3.2. Sistemul software de prelucrare a datelor experimentale. Regimul stick-slip de autooscilare	119
4.4. Concluzii la capitolul 4	127
CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI	128
Direcții viitoare de cercetare	129
BIBLIOGRAFIE	130
ANEXE	141
Anexa 1. Interfețe grafice și diagrame bloc LabVIEW ale sistemului informatic	141
Anexa 2. Act de implementare	149
Declarația privind asumarea răspunderii	150
CURRICULUM VITAE	151

ADNOTARE

la teza „Modele și algoritmi de identificare și monitorizare a evoluției dinamice în tribosisteme cu alunecare” prezentată de către Poștaru Andrei pentru conferirea titlului științific de doctor în științe inginerești, Chișinău, 2025

Structura tezei: introducere, 4 capitole, concluzii, bibliografie – 114 titluri, două anexe, 128 de pagini text de bază, inclusiv 90 figuri și un tabel. Rezultatele sunt publicate în 12 lucrări științifice.

Cuvinte-cheie: modelare, sistem informatic, achiziție de date, prelucrarea datelor experimentale, LabVIEW, canale virtuale, tribologie, tribosistem, tribomodel, oscilator.

Domeniul de studiu: produse program, achiziție de date, prelucrarea datelor experimentale

Scopul tezei: Identificarea legilor și a modelelor de frecare specifice tribosistemelor cu alunecare, în condiții dinamice de funcționare, prin intermediul modelărilor experimentale, utilizând sisteme informatice avansate de achiziție și prelucrare a datelor.

Obiective: Dezvoltarea unui model matematic care să descrie influența reciprocă dintre sistemul oscilant (oscilatorul armonic) și tribosistem. Stabilirea relațiilor de echivalență energetică între tribosistem și oscilator pentru regimurile de alunecare și stick-slip. Elaborarea tribomodelului experimental al tribosistemului de alunecare, cu mișcare ciclică de translație. Proiectarea unui sistem informatic de achiziție și prelucrare a datelor experimentale. Adaptarea instalației de testare tribologică pentru tribomodel și echiparea acesteia cu traductori și senzori necesari sistemului informatic. Dezvoltarea unei aplicații software pentru achiziția și stocarea datelor experimentale în cadrul sistemului informatic. Dezvoltarea unor aplicații pentru prelucrarea datelor experimentale care să permită analiza regimului de alunecare și a regimului stick-slip, în cadrul sistemului informatic.

Noutatea și originalitatea științifică: A fost elaborat un sistem informatic original cu aplicații dezvoltate în mediul LabVIEW, care fiind adaptat la o instalație specială pentru testări tribometrice a permis realizarea unor cercetări detaliate privind comportamentul tribosistemului de alunecare în condiții dinamice de funcționare.

Rezultatul/rezultate care contribuie la soluționarea unei probleme științifice importante: stabilirea comportamentului tribologic al elementelor tribosistemului de alunecare în condiții dinamice de funcționare. Aceasta s-a realizat prin dezvoltarea unor mijloace noi de cercetare, ceea ce a permis evaluarea caracteristicilor de frecare în regimuri variabile de încărcare și a facilitat optimizarea performanței tribosistemelor în aplicațiile industriale.

Semnificația teoretică: În baza modelului echivalent sistemului oscilant al elementelor mecanismului real a fost stabilit modelul matematic de influență reciprocă dintre sistemul oscilant (oscilatorul armonic) și tribosistem. În baza modelului matematic a fost elaborat tribomodelul experimental al tribosistemului de alunecare cu mișcare ciclică de translație.

Valoarea aplicativă: Sistemul informatic elaborat oferă posibilitatea de a stabili legile de frecare în condiții de realizare a autooscilațiilor de fricțiune și permite executarea experimentelor pentru alegerea materialelor cuplelor de frecare și a lubrifianților pentru utilizarea în sisteme mecanice concrete. O altă aplicație practică se referă la compensarea influenței forței de frecare asupra stabilității și preciziei mișcării în sisteme mecanice (robotică, utilaje tehnologice).

Implementarea rezultatelor științifice Sistemul informatic elaborat a fost implementat în cadrul Centrului „Precesia” al UTM. Cercetări cu utilizarea acestui sistem au fost efectuate în cadrul proiectului de cercetare Program de Stat nr.160-PS (cifra proiectului 20.800097007.24, din 31.01.2020) și a subprogramului de cercetare în cadrul programului instituțional de cercetare al organizației (2024-2027, codul subprogramului 02.06.01). Coordonator de proiecte, academician Ion Bostan.

ANNOTATION

to thesis "Models and Algorithms for Identifying and Monitoring Dynamic Evolution in Sliding Tribosystems", presented by Poștaru Andrei for the conferring of the scientific title of Doctor of engineering sciences, Chișinău, 2025

The thesis structure: introduction, 4 chapters, conclusions, bibliography - 114 titles, two appendixes, 128 pages of basic text, including 90 figures and one table. The results are published in 12 scientific articles.

Keywords: modeling, information system, data acquisition, processing of experimental data, LabVIEW, virtual channels, tribology, tribosystem, tribomodel, oscillator.

The field of study: software products, data acquisition, processing of experimental data.

Purpose of the thesis: Identification of friction laws and models specific to sliding tribosystems under dynamic operating conditions through experimental modeling using advanced information systems for data acquisition and processing.

The objectives: Development of a mathematical model to describe the mutual influence between the oscillating system (harmonic oscillator) and the tribosystem. Establishing the energy equivalence relationships between the tribosystem and the oscillator for sliding and stick-slip regimes. Development of the experimental tribomodel of the sliding tribosystem with cyclic translational motion. Design of an information system for the acquisition and processing of experimental data. Adaptation of the tribological testing facility for the tribomodel and equipping it with necessary transducers and sensors for the information system. Development of an information system software application for data acquisition and storage. Development of information system applications for processing experimental data that allow the analysis of the sliding and stick-slip regimes.

Scientific novelty and originality: An original information system with applications developed in the LabVIEW environment was created. This system, when adapted to a special setup for tribometric testing, enabled detailed research on the behavior of the sliding tribosystem under dynamic operating conditions.

The result/results that contribute to solving an important scientific problem consists of determining the tribological behavior of the elements of the sliding tribosystem under dynamic operating conditions by extending the research method and developing research tools.

Theoretical significance: Based on the equivalent model of the oscillating system of the real mechanism's elements, the mathematical model for the mutual influence between the oscillating system (harmonic oscillator) and the tribosystem was established. Based on this mathematical model, the experimental tribomodel of the sliding tribosystem with cyclic translational motion was developed.

Practical value: The information system proposed in the thesis allows for the determination of friction laws in conditions of friction self-oscillations. This system enables the execution of experiments for selecting the materials for friction couples and lubricants to be used in specific mechanical systems. Another practical application refers to compensating the influence of the friction force on the stability and accuracy of movement in mechanical systems (robotics, technological equipment).

Implementation of scientific results: The developed information system was implemented within the Centrul "Precesia" of UTM. Research using this system was conducted within the State Program Research Project no.160-PS (project code 20.800097007.24, 31.01.2020) and the research subprogram within the organization's institutional research program (2024-2027, code 02.06.01). Project coordinator, academician Ion Bostan.

АННОТАЦИЯ

к диссертации «Модели и алгоритмы для определения и мониторинга динамического поведения трибосистем скольжения», представленной Поштару Андрей на соискание ученой степени доктора технических наук, Кишинев, 2025

Структура диссертации: введение, 4 главы, заключение, библиография – 114 названий, 2 приложения, 128 страниц основного текста, в том числе 90 рисунков и 1 таблица. Результаты опубликованы в 12 научных статьях.

Ключевые слова: моделирование, информационная система, сбор данных, обработка экспериментальных данных, LabVIEW, виртуальные каналы, трибология, трибосистема, трибомодель, осциллятор.

Область исследования: программные продукты, сбор данных, обработка экспериментальных данных.

Цель диссертации: Идентификация законов и моделей трения, специфичных для трибосистем со скольжением, в динамических рабочих условиях через экспериментальное моделирование с использованием передовых информационных систем для сбора и обработки данных.

Решенные задачи: Разработка математической модели, описывающей взаимное влияние между колебательной системой (гармоническим осциллятором) и трибосистемой. Установление энергетических эквивалентных отношений между трибосистемой и осциллятором для режимов скольжения и stick-slip. Разработка экспериментальной модели трибосистемы со скольжением, с циклическим поступательным движением. Проектирование информационной системы для сбора и обработки экспериментальных данных. Адаптация трибологической испытательной установки для трибомодели и оснащение ее датчиками, необходимыми для информационной системы. Разработка программного приложения для сбора и хранения экспериментальных данных в рамках информационной системы. Разработка приложений для обработки экспериментальных данных, позволяющих анализировать режимы скольжения и stick-slip в рамках информационной системы.

Научная новизна и оригинальность: Разработана оригинальная информационная система с приложениями, созданными в среде LabVIEW, которая, будучи адаптированной к специальной установке для трибометрических испытаний, позволила провести детальные исследования поведения трибосистемы со скольжением в динамических рабочих условиях.

Результат/результаты, которые способствуют решению важной научной проблемы состоит в установлении трибологического поведения элементов трибосистемы со скольжением в динамических рабочих условиях путем расширения метода и разработки средств для испытаний.

Теоретическая значимость: На основе эквивалентной модели колебательной системы элементов реального механизма была установлена математическая модель взаимного влияния между гармоническим осциллятором и трибосистемой. На основе математической модели была разработана экспериментальная модель трибосистемы со скольжением, с циклическим поступательным движением.

Прикладная ценность: Предложенная в диссертации информационная система позволяет устанавливать законы трения в условиях возникновения фрикционных автоколебаний. Эта система позволяет проводить эксперименты для выбора материалов пар трения и смазочных материалов, предназначенных для использования в конкретных механических системах. Другим практическим применением является компенсация влияния силы трения на стабильность и точность движения в механических системах (робототехника, технологическое оборудование).

Реализация научных результатов: Разработанная информационная система была внедрена в Centrul “Precesia” ТУМ. Исследования с использованием этой системы были проведены в рамках научно-исследовательского проекта Государственной программы №160-PS (код проекта 20.800097007.24, от 31.01.2020) и исследовательской подпрограммы в рамках институциональной исследовательской программы организации (2024–2027, код подпрограммы 02.06.01). Координатор проекта - академик Ион Бостан.

LISTA ABREVIERILOR

AI - Artificial Intelligence
AM - Acceleration Movement
DAQ - Data Acquisition
DAQmx - Data Acquisition Multifunction
DM –Deceleration Movement
DSM – Direct Sense Movement
GPIB - General Purpose Interface Bus
I/O – Input/Output
IoT - Internet of Things
IVI - Interchangeable Virtual Instrument
LabVIEW - Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench
LiDAR - Light Detection and Ranging
MAX - Measurement and Automation Explorer
MEMS - Micro Electronic Mechanical Systems
ML - Machine Learning
NI – National Instruments
OSM – Opposite Sense Movement
PMS – Point of Maximum Speed
PXI - PCI eXtensions for Instrumentation
RMS - Root Mean Square
RPN - Return Point Near
RPR - Return Point Remote
RTD - Resistance Temperature Detector
SCADA - Supervisory, Control and Data Acquisition
TDMS - Technical Data Management Systems
UI – User Interface
UML – Unified Modeling Language
USB - Universal Serial Bus
VI – Virtual Instrument
VISA - Virtual Instrument Software Architecture
ZRP – Zone of Return Point

INTRODUCERE

Procesul de frecare fiind unul complex, cuprinde o serie de fenomene și efecte de natură mecanică, termică, chimică, electrică și altele. Modul de manifestare a procesului de frecare într-o formă generalizată este prezentat în diagrama de tip Stribeck [1 - 3] care include tot spectrul de efecte ale frecării.

Procesele mecanice, având un impact semnificativ, generează fluctuații ale forțelor de frecare care conduc la regimuri dinamice în funcționarea tribosistemelor și implicit, a sistemelor mecanice. Fluctuațiile forței de frecare sunt cauzate de o multitudine de factori: structura discretă a ariei reale de contact; deformările elastice și plastice în zona de contact; variațiile coeficientului de frecare în funcție de viteza relativă; diferențele dintre caracteristicile fizico-mecanice ale materialelor triboelementelor; influența diferită a temperaturii și a gradientului de temperatură asupra caracteristicilor materialelor triboelementelor și ale lubrifiantului [4 -10]. Aceste fluctuații produc zgomote sub formă de oscilații (numite autooscilații de frecare) într-un spectru larg de frecvențe. Structura spectrului, amplitudinea și forma oscilațiilor sunt influențate de regimul de frecare, de parametrii de încărcare, de starea și proprietățile materialelor triboelementelor și ale lubrifiantului, precum și de originea și intensitatea proceselor ce au loc în zona de contact [11- 17].

Mijloacele tehnice moderne de cercetare, în special cele care folosesc *sistemele informatice*, au creat premisele necesare pentru studiul aprofundat al zgomotelor generate de tribosisteme. Prin aceste cercetări se urmăresc mai multe obiective, printre care: stabilirea legăturii dintre procesele oscilatorii și procesele de frecare; identificarea cauzelor apariției mișcărilor oscilatorii în diverse regimuri de frecare; determinarea valorilor critice ale parametrilor de stare pentru care tribosistemul își pierde stabilitatea. Pierderea stabilității tribosistemului se reflectă direct asupra stabilității funcționării sistemelor mecanice.

Pentru atingerea acestor obiective, se recurge atât la modelări matematice, cât și la cele experimentale. În cercetările bazate pe modele matematice, la formularea ecuațiilor de mișcare, se utilizează modele de frecare care includ mai multe efecte cu comportament dinamic, dintre care efectele Stribeck și de histerezis. Aceste efecte sunt modelate cu funcții care depind de coordonată, viteză și timp. O serie de modele ale legilor de frecare, care conține unul sau mai mulți factori, sunt prezentate și analizate din diferite aspecte de către autorii lucrării [18]. Datorită complexității acestei probleme, soluțiile ecuațiilor se caută prin metode numerice.

Deși metodele matematice de cercetare oferă numeroase avantaje, din cauza complexității fenomenului, nu întotdeauna este posibil să se stabilească un model adecvat al forței de frecare pentru a rezolva cazuri concrete de comportament dinamic al tribosistemului studiat. Problema

devine și mai complicată atunci când suprafețele de contact efectuează mișcări relative cu viteză variabilă și schimbare de sens. Aceste influențe pot conduce la regimuri de instabilitate în funcționarea sistemelor mecanice. În astfel de situații, modelările experimentale formalizate și realizate în cadrul ecuațiilor fundamentale ale dinamicii rămân o cale alternativă și sigură de cercetare a tribosistemelor.

Odată cu dezvoltarea sistemelor automatizate de comandă pentru mașinile tehnologice și robotică, a apărut necesitatea studierii mai aprofundate a fenomenului de frecare. Cunoașterea efectelor caracteristice ale fenomenului de frecare și a legilor de frecare în condiții concrete de funcționare ale sistemului mecanic este esențială pentru stabilirea precisă a poziției organului de lucru (în cazul utilajelor tehnologice) sau a manipulatorului (în cazul roboților).

Scopul lucrării: Identificarea legilor și a modelelor de frecare specifice tribosistemelor cu alunecare în condiții dinamice de funcționare, prin intermediul modelărilor experimentale, utilizând sisteme informatice avansate de achiziție și prelucrare a datelor. Acest scop este atins prin realizarea **următoarelor obiective:**

- Dezvoltarea unui model matematic care să descrie influența reciprocă dintre sistemul oscilant (oscilatorul armonic) și tribosistem;
- Stabilirea relațiilor de echivalență energetică între tribosistem și oscilator pentru regimurile de alunecare și stick-slip;
- Elaborarea tribomodelului experimental al tribosistemului de alunecare, cu mișcare ciclică de translație;
- Proiectarea unui sistem informatic de achiziție și prelucrare a datelor experimentale;
- Adaptarea instalației de testare tribologică pentru tribomodel și echiparea acesteia cu traductori și senzori necesari sistemului informatic;
- Dezvoltarea unei aplicații software pentru achiziția și stocarea datelor experimentale în cadrul sistemului informatic;
- Dezvoltarea unor aplicații pentru prelucrarea datelor experimentale care să permită analiza regimului de alunecare și a regimului stick-slip, în cadrul sistemului informatic.

Ipoteza de cercetare presupune echivalența dintre nivelul stării energetice a tribosistemului și cel al sistemului oscilant (oscilatorul mecanic armonic) la interacțiunea acestora. Astfel, sub acțiunea tribosistemului, lucrul mecanic produs de forțele de frecare se transformă în cantități echivalente de variație a energiei oscilatorului. Variația de energie a oscilatorului se transmite către tribosistem, unde se disipează în zona de contact și se transformă în căldură. În

acest mod, stabilirea stării tribosistemului este posibilă prin determinarea experimentală a variației energiei oscilatorului.

Sinteza metodologiei de cercetare și justificarea metodelor alese pentru cercetare. Pentru realizarea cercetărilor s-au utilizat metode de modelare matematică și experimentală bazate pe teoria sistemelor. Un rol esențial a fost atribuit aplicării metodelor de achiziție și prelucrare a datelor experimentale utilizate în sisteme informatice, adaptate la instalații tribometrice care funcționează în regim dinamic.

Noutatea științifică: A fost dezvoltat un sistem informatic inovativ, realizat în mediul LabVIEW integrat cu o instalație specializată pentru cercetări tribometrice. Acest sistem a permis realizarea unor investigații avansate privind comportamentul tribosistemului de alunecare în condiții dinamice de funcționare, contribuind astfel la analiza detaliată a parametrilor tribologici și la optimizarea metodologiilor de cercetare.

Problema științifică soluționată constă în stabilirea comportamentului tribologic al elementelor tribosistemului de alunecare în condiții dinamice de funcționare. Aceasta s-a realizat prin dezvoltarea unor mijloace noi de cercetare, ceea ce a permis evaluarea caracteristicilor de frecare în regimuri variabile de încărcare și a facilitat optimizarea performanței tribosistemelor în aplicațiile industriale.

Valoarea aplicativă a lucrării: Sistemul informatic propus în cadrul tezei oferă posibilitatea stabilirii legilor de frecare în condițiile realizării autooscilațiilor de fricțiune. Acesta permite efectuarea experimentelor necesare pentru alegerea materialelor de cuple de frecare și a lubrifianților, în vederea utilizării acestora în sisteme mecanice specifice. O altă aplicație practică importantă este compensarea influenței forței de frecare asupra stabilității și preciziei mișcărilor în sisteme mecanice, precum cele din domeniul roboticii și utilajelor tehnologice.

Implementarea rezultatelor științifice. Sistemul informatic elaborat este implementat în cadrul Centrului „Precesia” al UTM, proiecte de cercetare: Program de Stat (2020-2023), nr. 160 – PS (cifru proiectului 20.80009.5007.24, din 31.01.2020) „Majorarea competitivității transmisiilor precesionale prin elaborarea și valorificarea angrenajului cu contact conform al dinților și extinderea ariei lor de aplicație”; Subprogramul de cercetare în cadrul programului instituțional de cercetare al organizației (2024-2027) „Dezvoltarea performanțelor mecanismelor de acționare a mașinilor în baza transmisiilor precesionale, sisteme mecanice și transmisii magnetice” (Codul subprogramului 02.06.01). Coordonator proiect, academician Ion Bostan. Astfel, tema și textul tezei sunt corelate cu direcțiile prioritare de cercetare-dezvoltare ale Republicii Moldova și cu tendințele științei mondiale. Toate cercetările efectuate în teză, precum

și rezultatele științifice obținute, se încadrează în Prioritatea Strategică V. Tehnologii inovative, energie sustenabilă, digitalizare.

Rezultatele științifice înaintate spre susținere:

- Modelul matematic al tribosistemului de alunecare la mișcare relativă de translație cu viteză variabilă;
- Modelul experimental al tribosistemului pentru implementarea modelului matematic propus;
- Aplicația de achiziție și stocare a datelor experimentale ale sistemului informatic;
- Aplicația de prelucrare a datelor experimentale ale sistemului informatic pentru determinarea legilor de frecare ale tribosistemului în regim de alunecare;
- Aplicația de prelucrare a datelor experimentale ale sistemului informatic pentru determinarea legilor de frecare ale tribosistemului în regim stick-slip.

Aprobarea rezultatelor cercetărilor. Conceptul, metodele și rezultatele principale prezentate în lucrare au fost publicate în reviste internaționale și naționale, precum și în lucrările conferințelor naționale și internaționale:

- The 11th International Conference on Tribology ROTRIB'10, IAȘI, ROMANIA, November 4 - 6, 2010;
- ModTech International Conference - New face of TMCR, Modern Technologies, Quality and Innovation - New face of TMCR, 25-27th May 2011, Vadul lui Voda-Chisinau, Republic of Moldova;
- The 2nd International Conference on Diagnosis and Prediction in Mechanical Engineering Systems DIPRE'12, 31 mai – 01 iunie 2012 Galați, Romania;
- Conferința Tehnico-Științifică a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților, Universitatea Tehnică a Moldovei, 16 – 18 noiembrie 2017, Chișinău, Republica Moldova
- ModTech 2023 International Conference, Modern Technologies in Industrial Engineering, June 14-17, 2023, Bucharest, Romania;
- Postaru, A.G. Experimental Method and Software Instruments for Sliding Tribosystem Dynamic Behavior Research. Surface Engineering and Applied Electrochemistry 60, 706–716 (2024). <https://doi.org/10.3103/S1068375524700297>.

Publicații la tema tezei. La tema tezei au fost publicate 12 lucrări științifice: 8 articole în reviste (5 în reviste internaționale), dintre care 2 de unic autor și 4 articole în culegeri științifice, dintre care 1 de unic autor.

Structura și volumul lucrării. Teza este structurată în introducere, patru capitole, concluzii generale și recomandări, bibliografie (114 titluri) și două anexe. Conținutul principal al tezei este expus pe 128 pagini, incluzând 90 figuri și un tabel.

Cuvinte-cheie: modelare, sistem informatic, achiziție de date, prelucrarea datelor experimentale, LabVIEW, canale virtuale, tribologie, tribosistem, tribomodel, oscilator.

Sumarul capitolelor tezei:

În *Introducere* se argumentează și se prezintă actualitatea cercetării referitoare la comportamentul tribosistemelor de alunecare în condiții dinamice de funcționare. Se subliniază necesitatea stabilirii legii de frecare în contextul autooscilațiilor de frecțiune, un fenomen complex care influențează performanțele tribosistemelor în regimuri dinamice.

În *Capitolul 1*, este realizată analiza fenomenului de frecare, privit ca un proces fizic în care se opune rezistență la mișcarea relativă a corpurilor aflate în contact. Frecarea este un proces complex, influențat de mai mulți factori, în special în zona de contact dintre triboelemente. Acest capitol detaliază efectele specifice ale frecării, cum ar fi cele identificate de Stribeck și Dahl, inclusiv histerezisul micro-deplasamentelor și al mișcării cu viteză variabilă. Aceste efecte generează stări dinamice care influențează comportamentul tribosistemului. În acest context, a fost introdusă noțiunea de *tribosistem*, definită ca un sistem distinct în cadrul unui sistem mecanic, compus din două triboelemente solide aflate în mișcare relativă, lubrifiant și mediul de lucru. Tribologia este știința care studiază aceste sisteme și interacțiunile dintre triboelemente.

Pentru rezolvarea problemelor legate de dinamică, se examinează interacțiunea dintre elementele sistemului mecanic și tribosistem. Soluțiile obținute pentru diverse probleme de dinamică, în care elementul sistemului mecanic este modelat ca un oscilator armonic, se bazează pe utilizarea unor modele neliniare de frecare, care conduc la generarea de autooscilații, denumite și autooscilații de frecțiune. Studiul acestui fenomen prin metode matematice se dovedește a fi complicat din cauza absenței unor modele adecvate pentru forțele de frecare. O abordare mai sigură pentru stabilirea legilor de frecare în condiții dinamice este cea experimentală. Însă, și cercetările experimentale sunt complicate și necesită utilaje specializate, modele precise de tribosisteme și un flux mare de date. În acest sens, tehnologiile informatice sunt indispensabile, iar pentru achiziția datelor se folosesc canale de măsurare a parametrilor tribomodelului care includ traductori, dispozitive de condiționare a semnalelor, convertori de semnal și calculatoare.

În *Capitolul 2* este prezentat modelul matematic al interacțiunii dintre oscilatorul mecanic și tribosistem, abordând diverse aspecte ale stării de contact, cum ar fi mișcarea de alunecare cu viteză relativă variabilă și mișcarea cu întreruperi succesive de tip stick-slip, în condiții de stabilitate și instabilitate dinamică. Modelul studiat (descriș prin ecuația Lagrange) abordează

problema inversă, adică determinarea forțelor de frecare necunoscute pe baza traiectoriilor de mișcare (stării mecanice) a oscilatorului stabilite experimental. Soluțiile ecuației Lagrange sunt analizate pe traiectorii de mișcare în spațiul fazelor, ceea ce evidențiază ipoteza echivalării cantității de energie variabilă a oscilatorului cu lucrul mecanic produs de forțele de frecare. Această ipoteză este utilizată pentru determinarea forțelor de frecare și a puterii de disipare a energiei în zona de contact. Variația energiei oscilatorului este influențată de regimul de frecare, iar în acest capitol sunt examinate două regimuri: frecare cu mișcare de alunecare continuă și mișcarea cu întreruperi de tip stick-slip. Fiecare dintre aceste regimuri are un comportament specific, iar pentru fiecare caz au fost stabilite relațiile de calcul și metodele de determinare a forțelor de frecare.

Capitolul 3 prezintă conceptul și principiile modelării experimentale a tribosistemelor de alunecare cu comportament dinamic. Modelarea se bazează pe conceptul de tribosistem-tribomodel. Conform acestui concept, procesele tribologice de frecare și uzură se desfășoară într-un strat, numit *tribostrat*, care cuprinde suprafețele de contact ale triboelementelor și un element intermediar în zona de contact. Tribostratul se modifică continuu în funcție de coordonate și timp, iar starea acestuia este evaluată pe baza rugozității și a caracteristicilor mecanice superficiale ale materialelor triboelementelor (duritate, microduritate). La modelare sunt luate în considerare dimensiunile și forma suprafețelor de contact, precum și tipul mișcării relative. În cadrul lucrării a fost supus modelării tribosistemul de alunecare cu mișcare ciclică de translație, în care se realizează regimuri dinamice de funcționare. Experimentele s-au efectuat folosind instalația de cercetări tribometrice din dotarea Centrului „Precesia” al UTM. Pentru a îndeplini cerințele specifice impuse de tribomodel, instalația de cercetare a fost supusă unei modernizări constructive și echipată cu traductori și dispozitive pentru achiziția datelor experimentale. În acest capitol sunt prezentate și unele reperele necesare elaborării metodei de cercetare a tribosistemelor cu comportament dinamic.

În *Capitolul 4*, este descris sistemul informatic elaborat în cadrul tezei și utilizat pentru aprecierea caracteristicilor tribosistemelor de alunecare (legii forței de frecare și puterii de disipare) în condiții dinamice de funcționare și, în mod special, pentru cazul autooscilațiilor de fricțiune. Sistemul informatic este compus din două componente: hardware și software. Componenta hardware include canalele de măsurare a mărimilor fizice de stare ale tribosistemului și oscilatorului, alcătuite din traductori, module de condiționare a semnalelor, plăci de achiziție DAQ și calculator. Componenta software, dezvoltată utilizând LabVIEW, include trei aplicații cu funcții distincte. Prima aplicație se integrează cu componenta hardware de achiziție a datelor și are rolul de a citi semnalele electrice din canalele mărimilor fizice, de a le converti în semnale digitale și de a stoca datele în fișiere de tip TDMS. A doua și a treia aplicație se folosesc pentru prelucrarea

datelor experimentale brute. Cu ajutorul lor se calculează energia oscilatorului și variația acesteia pe coordonată, timp și pe calea de frecare. Rezultatele prelucrării permit determinarea legilor de frecare pentru fiecare ciclu de oscilare a oscilatorului, iar aceste legi sunt prezentate grafic, tabelar și approximate cu modele matematice. În particular, pentru aproximare, a fost folosită funcția polinomială de diferit ordin.

1. STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL IDENTIFICĂRII ȘI MONITORIZĂRII EVOLUȚIEI DINAMICE ÎN TRIBOSISTEME CU ALUNECARE

1.1. Fenomenul de frecare, tribosisteme și influența lor asupra sistemelor mecanice

1.1.1. Fenomenul de frecare, considerente generale. Parametri și factori de influență asupra proceselor de frecare. Regimuri de frecare

Frecarea reprezintă un fenomen complex, caracterizat de o multitudine de factori (de diferită natură - mecanică, moleculară, termodinamică, energetică) care apare în contact (la interacțiunea a două corpuri solide) sau între straturi (în mediile vâscoase) și între particulele învecinate (componente ale mediilor continue) care *se manifestă prin opunerea de rezistență la mișcare relativă*. Reieșind din această noțiune, convențional, se disting două tipuri a proceselor de frecare: 1 – frecare externă, care apare pe suprafața de contact al corpurilor solide; 2 – frecare internă, care apare în mediile vâscoase și la deformarea mediului continuu. Caracteristica de bază a frecării este *forța de frecare*, care reprezintă nivelul de opunere a rezistenței la tendința de punere în mișcare relativă a corpurilor.

Un rol important în funcționarea elementelor interacționate ale mașinilor și mecanismelor îl are frecarea externă. Pentru acest tip de frecare contactul dintre corpurile interacționate, în științele ingineresti, poartă denumirea de *cuplă de frecare*. Cupla de frecare se definește ca un ansamblu format din două sau mai multe corpuri, cu funcția de a prelua forțele transmise prin intermediul elementelor mecanismului. Clasificarea cuplelor de frecare se face din condiția complexității structurale și funcționale:

- În dependență de forma contactului, cuplele de frecare se împart în: 1 – cu contact pe *suprafață* (plană sau curbă); 2 – pe *linie*; 3 – *punctiform*;
- După starea de mișcare a suprafețelor corpurilor interacționate aflate în contact, frecarea externă poate fi *statică* (în stare de lipire a suprafețelor – faza *stick*) sau *cinetică* numită și *dinamică* (care apare între suprafețele aflate în mișcare relativă – faza *slip*);
- Conform tipului mișcării relative se disting două tipuri: 1 – de *alunecare*; 2 – de *rostogolire*;
- În dependență de prezența lubrifiantului (al treilea corp): 1 – fără lubrifiere (cu *frecare uscată*); 2 – cu prezența lubrifiantului (cu *ungere*). În calitate de lubrifianți pot fi utilizate substanțe solide, consistente (unsori), lichide (uleiuri), gaze – din mediul de lucru.

Frecarea, ca fenomen al naturii, a preocupat omenirea din cele mai vechi timpuri. Însă baza științifică de cercetare asupra frecării a fost pusă în evul mediu (sec. XV-XVI) de către Leonardo da Vinci. Într-o serie de lucrări ale lui Leonardo da Vinci care nu au fost publicate (prezentate în

sinteză [19]), s-au descoperit rezultatele experimentale asupra frecării, pentru o serie de materiale, la încărcarea contactului cu diferite greutatea (*forțe normale*). El a studiat mai multe aspecte ale frecării, dintre care: alunecarea corpurilor pe suprafață orizontală și pe plan înclinat; frecarea la rotirea osiilor; frecarea la rostogolirea roților. În cea mai mare parte rezultatele cercetărilor le-a folosit pentru rezolvarea problemelor practice. Leonardo da Vinci a fost primul care a formulat cele două legi ale frecării, descoperite ulterior de mai mulți cercetători: 1 – aria suprafeței de contact nu are efect asupra frecării; 2 - forța de frecare este proporțională cu forța de încărcare a corpurilor. Această proporționalitate este caracterizată de un coeficient, numit *coeficient de frecare*. În calculele sale, el a operat, în majoritatea cazurilor, cu o valoare a coeficientului de frecare de 1/4, cu toate că a înregistrat și alte valori (de 1/2, 1/3, și chiar 1/8) și a concluzionat că această valoare depinde de natura suprafețelor și de starea de lubrifiere.

Legile de frecare au fost redescoperite peste cca 200 ani de către Amontons. În memoriile sale din 1699 Amontons formulează următoarele patru „legi ale frecării”:

1. rezistența cauzată de frecare este proporțională cu presiunea;
2. rezistența cauzată de frecare este aceeași pentru fier, cupru, plumb și lemn atâta timp cât sunt lubrificate cu unsoare;
3. această rezistență este aproximativ egală cu o treime de presiune;
4. această rezistență nu depinde de viteză și alte condiții.

Proportionalitatea dintre forța de frecare și forța normală este numită „legea lui Amontons”. Coeficientul de frecare μ reprezintă caracteristica de bază a frecării. Amontons a explicat frecarea ca rezultat al interacțiunii rugozităților suprafețelor de contact, ce corespunde aspectului mecanic al fenomenului. Meritul lui Amontons este că a prezentat legea de frecare sub formă matematică ca funcție de un singur factor [20]

$$F_f = \mu N, \quad (1.1)$$

unde: N – forța de reacțiune pe direcția normală a suprafeței de contact; μ – coeficientul de frecare. După cum a remarcat Amontons, coeficientul de frecare pentru suprafețe slab unse își păstrează valoarea constantă doar în cazul menținerii unei presiuni constante în contact. La încălcarea acestei condiții el a admis o dependență mai complicată a coeficientului de frecare de presiune, timp și viteza de alunecare. Odată cu formularea matematică a legii de frecare au apărut premise pentru calculele ingineresti.

Un aport deosebit în studiul frecării a fost adus de renumitul savant francez Charles Augustin de Coulomb, care a devenit o personalitate centrală în istoria tribologiei [21, 22]. Bazat pe o mulțime de date experimentale, Coulomb a confirmat la general legea lui Amontons, dar a indicat și unele limite de utilizare a acestei legi. Acesta a studiat două aspecte ale frecării: frecarea

statică; frecarea cinetică. Pentru frecarea statică, el a introdus noțiunea de forță și coeficient de frecare statică (F_s și μ_s), care corespunde celei mai mari valori (în momentul ruperii contactului). În rezultatul cercetărilor a stabilit că forța de frecare statică F_s este întotdeauna mai mare decât forța de frecare cinetică F_c și depinde de perioada de timp a aflării suprafețelor în contact. Forța F_s crește până la o valoare limită, pentru perioade mari de timp. El a studiat sistematic dependențele coeficientului de frecare de forța normală F_n , viteza de alunecare V , dimensiunea contactului L , precum și de condițiile atmosferice. Acesta a arătat că fenomenul de frecare este prea complicat pentru a fi descris de o ecuație cu un singur termen. Pentru unele game limitate ale parametrilor externi, a reușit să descrie frecarea cu ecuații care conțin doi termeni, dintre care primul termen este un coeficient de frecare de valoare constantă μ_0 , iar al doilea - un coeficient de frecare cu dependență relativ slabă (mai frecvent logaritmică) de parametrul examinat. Structural, legea de aproximare poate fi prezentată sub forma:

$$\mu = \mu_0 + a \ln F_n + b \ln V + c \ln L \dots \quad (1.2)$$

Relația (2) poate fi redusă la forma

$$\mu = \mu_0 + \ln (F_n^a V^b L^c). \quad (1.3)$$

Astfel, coeficientul de frecare depinde doar de o singură variabilă de forma $F_n^a V^b L^c$.

Mai multe probleme ridicate de Coulomb au rămas și în prezent nerezolvate, însă prin cercetările sale, el a pus bazele pentru noi cercetări, în special în domeniul dinamicii frecării, influențând profund dezvoltarea teoretică și practică a acestui domeniu esențial în inginerie și știință. Unele cercetări ale frecării, legate de influența forței normale, de forma și dimensiunea contactului, de timp și în special de influența vitezei, inițiate de Coulomb au rămas să fie studiate și rezolvate ulterior. Multe dintre aceste probleme au rămas nerezolvate și până în prezent, și își așteaptă soluțiile. Aceasta se referă la stabilirea unor structuri de „legi generalizate ale frecării” similare cu forma legii (1.3).

Unul dintre efectele fundamentale ale frecării uscate descoperit ulterior (a. 1903) a fost efectul Stribeck (Fig. 1.1) legat de tranziția de la frecarea statică la frecarea cinetică de alunecare. Acest efect constă în scăderea valorii forței de frecare de la valoarea F_s statică (pornind de la viteza relativă $V = 0$ în momentul ruperii contactului) până la atingerea unei valori F_c constante a forței de frecare de alunecare la o valoare a vitezei $V = V_0$. Viteza V_0 a fost numită viteză Stribeck, iar legea de variație a forței în raport cu viteza poate lua diferite forme (mai frecvent exponențială).

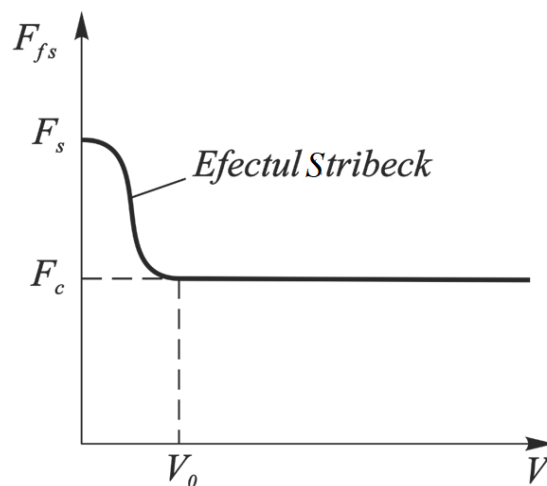


Fig. 1.1. Efectul Stribeck la frecare uscată

Tendința de generalizare a expresiei de prezentare a procesului de frecare din toate aspectele de comportament a continuat după Coulomb și continuă până în prezent. Astfel Stribeck, în baza unor cercetări experimentale de amploare și precizie a reușit să prezinte procesul de frecare sub formă de diagramă în care coeficientul de frecare μ este pus în dependență de factorul $\eta v/p$, unde: η – vâscozitatea lubrifiantului; v – viteza de alunecare; p – presiunea în contact.

Diagrama (Fig. 1.2) numită Stribeck [1, 2, 3, 7] cuprinde toate regimurile de frecare fără lubrifiere și cu lubrifiere a contactului.

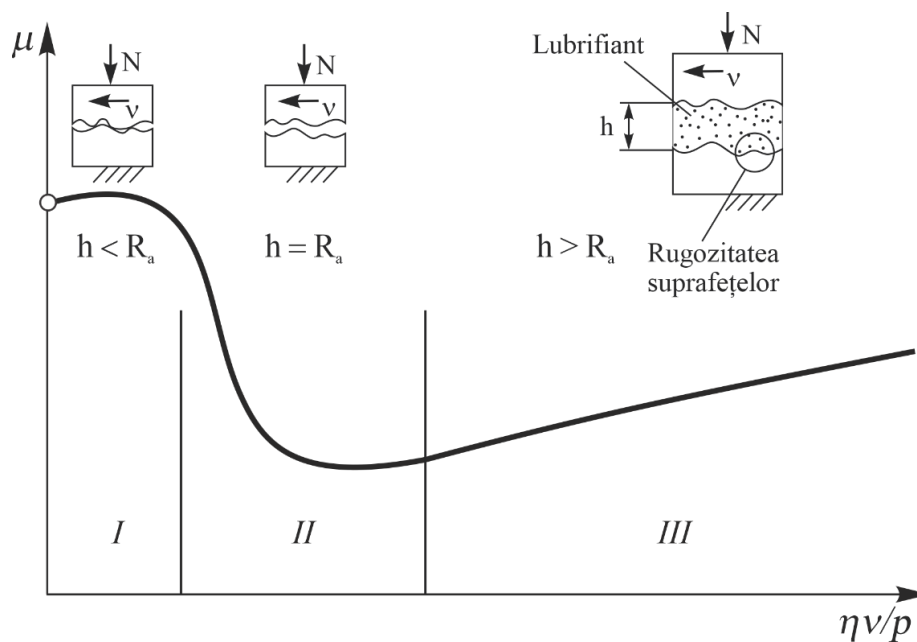


Fig. 1.2. Diagrama Stribeck: I – regimul de frecare limită; II – regimul de frecare mixtă; III – regimul hidrodinamic de frecare

În *regim limită* de frecare (I) suprafețele de contact, sub acțiunea forței normale N de încărcare, interacționează direct pe vârfurile rugozităților în prezența unui strat de lubrifiant de o grosime mai mică decât înălțimea rugozităților. La mișcarea relativă a suprafețelor în contact se produc diverse procese de origine mecanică (deformații elastice și plastice, formarea și ruperea legăturilor între microneregularitățile suprafețelor în contact, uzare), chimică (transformări structurale și de materiale), termice (disipare de energie cu ridicarea temperaturii în zona contactului) și alte fenomene. Acest regim se caracterizează prin valori ridicate ale coeficientului de frecare μ .

În cadrul *regimului mixt* (II) de frecare, suprafețele de contact sunt despărțite de un strat de lubrifiant de grosime comensurabilă cu înălțimea rugozităților. Forța normală N este preluată de suprafețele elementare de contact formate la interacțiunea microneregularităților, iar parțial de lubrifiantul interpus între suprafețe. În dependență de nivelul de încărcare și condițiile de lucru a contactului, μ variază într-un diapazon larg de valori.

În regimul fluid (III), realizat datorită efectului hidrodinamic sau hidrostatic, suprafețele de contact sunt despărțite complet de stratul de lubrifiant. Grosimea stratului de lubrifiant este cu mult mai mare decât înălțimea R_a a rugozităților. Frecarea se datorează vâscozității η a lubrifiantului și se caracterizează cu stabilitate și valori scăzute ale coeficientului de frecare. În acest regim de funcționare se produc pierderi minimale de energie la învingerea forțelor de frecare și, din acest motiv, acesta este preferat în funcționarea mașinilor și mecanismelor.

Ca urmare, cercetările pe domeniul frecării s-au axat pe căutarea cauzelor apariției fenomenului, stabilirea originii proceselor în zona contactului și a intensității lor de evoluție. În rezultat a apărut o nouă direcție multidisciplinară științifico-inginerească – tribologia.

1.1.2. Tribosisteme. Structura și caracterizarea tribosistemului

Tribologia studiază fenomenele de frecare, lubrifiere și uzură pentru suprafețele care interacționează în mișcare relativă. Aceasta se bazează pe mai multe științe, inclusiv *fizică, chimie, știința materialelor, matematică, biologie și inginerie*. Obiectele fundamentale de studiu în tribologie sunt *tribosistemele*. Subdomeniile acestora includ biotribologia, nanotribologia și tribologia spațială.

După cum s-a constatat pe întreaga perioadă a cercetărilor în domeniul tribologiei, caracteristicile tribotehnice sunt funcții dependente de: originea și proprietățile materialelor; procesele care decurg în zona contactului la mișcarea relativă a suprafețelor; aspectele geometrice și constructive; condițiile de lucru și regimurile de funcționare a sistemului mecanic, în special

cele dinamice. În această situație mai eficientă s-a dovedit abordarea sistemică asupra tribocuplei, care din punct de vedere sistemic se examinează în calitate de *tribosistem* [23, 24, 25]. Conform conceptului de sistem, tribosistemul se caracterizează prin structură S , intrări X , ieșiri Y influențe externe Z . O schemă simplificată a tribosistemului este prezentată în Fig. 1.3.

Structura tribosistemului se află în relație de forma

$$S = \{A, P, R\}, \quad (1.4)$$

unde: A – setul de elemente; P – proprietățile relevante ale elementelor; R – legăturile, care specifică relațiile dintre elemente.

La general, în calitate de elemente componente (numite triboelemente) din structura unui tribosistem fac parte (Fig. 1.3) două corpuri solide (1) și (2) care se află în mișcare relativă, mediul (3) de interpunere dintre suprafețele în contact (lubrifianțul) și mediul (4) de lucru. Fiecare element se caracterizează cu proprietățile P și face schimb mecanic R cu celelalte elemente. În calitate de intrări X și ieșiri Y pot fi fluxurile de energie și materiale. Într-un sistem mecanic tribosistemul are funcția de a transforma intrările în ieșiri utile.

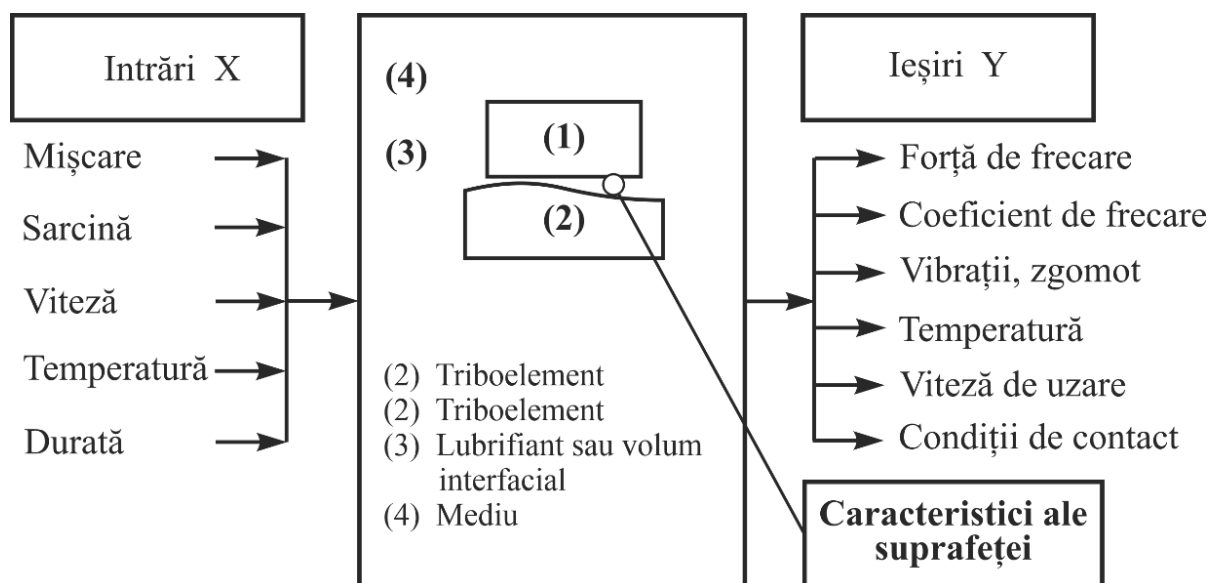


Fig. 1.3. Schema tribosistemului

Caracteristicile de operare cu intrările în tribosistem sunt: mișcarea mecanică (tipul mișcării); sarcina (forța) de încărcare a contactului; viteza relativă; temperatura în zona contactului, durata de transmitere a fluxului la intrare. La ieșire, reacția tribosistemului la executarea funcției se caracterizează cu caracteristicile tribometrice: producerea de autooscilații sub formă de vibrații și zgomote acustice; temperatură generată din procesul de frecare; uzură;

condiții de contact - caracteristici ale suprafețelor de contact (microgeometrice, microstructură, proprietăți ale materialelor).

1.1.3. Efecte caracteristice fenomenului de frecare la alunecare. Modele ale procesului de frecare

Amontons și Coulomb din cercetările efectuate au constatat că forța de frecare are un comportament diferit în diferite stări ale contactului (în statică și în mișcare relativă - alunecare). În baza acelor cercetări a fost stabilit primul model al frecării, denumit legea Coulomb-Amontons la frecare uscată, care se produce în două faze: lipire – *stick*; alunecare - *sliding*. Coulomb a înaintat și ipoteza dependenței forței de frecare de timp pentru faza stick și de viteză pentru fază sliding.

Forța de *frecare statică* depinde de perioada de timp în care corpurile se află în repaos relativ. Cu mărirea acestei perioade, forța de *frecare* crește până la o valoare limită (fig. 1.4.a). Efectul dat a fost denumit *efect de reținere*. În stare statică (la *lipirea* suprafețelor de contact) sub acțiunea forței exterioare aplicată pe sensuri opuse, contactul la nivel de microdeplasări X se manifestă prin comportament cu *efect de histerezis* (fig. 1.4.b). Deoarece în această stare nu se încalcă condiția de echilibru relativ a suprafețelor, efectul dat a fost numit și efect de *pre-alunecare* sau *pre-sliding*.

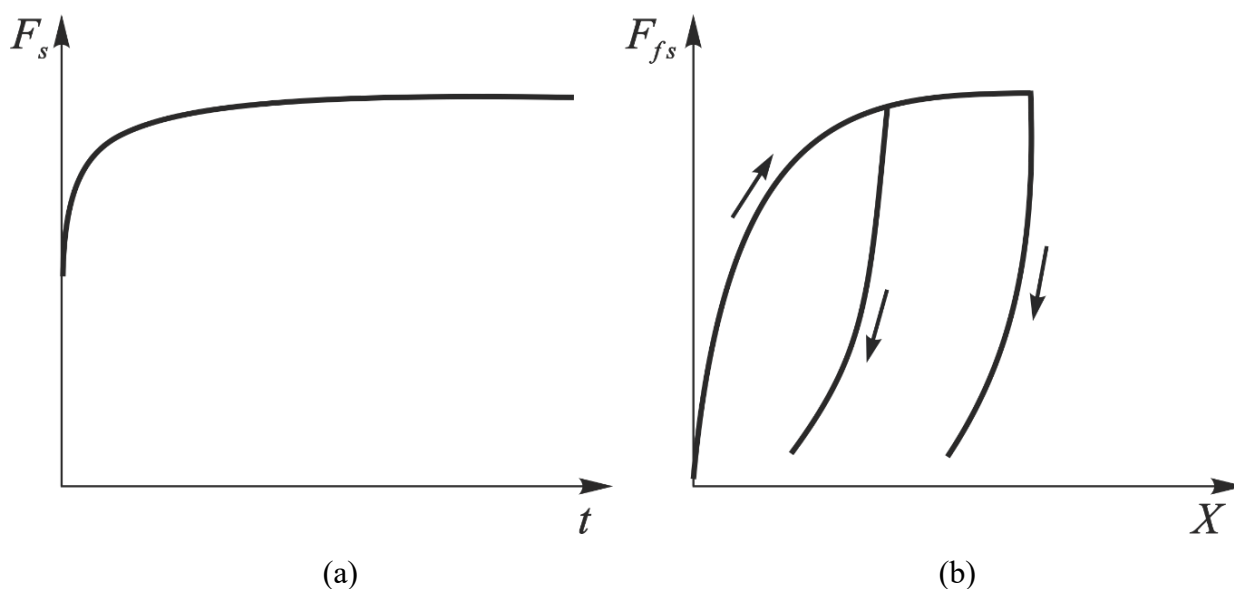


Fig. 1.4. Reprezentarea grafică a modelului efectului perioadei de reținere (a) și a efectului de presliding (b)

În cazul în care condiția de echilibru relativ nu este îndeplinită (ruperea contactului și trecerea pe faza de alunecare - sliding), se produce efectul *Stribeck* (Fig. 1.1). Efectul Stribeck s-a confirmat pentru mai multe situații și condiții concrete de funcționare a tribosistemelor.

Efectul Stribeck este unul dintre cele mai răspândite efecte ale fenomenului de frecare. Se manifestă în mod diferit la variația vitezei relative. Forma curbei frecare-viteză (Fig. 1.1) depinde de gradul de lubrifiere la limită. Pentru a explica acest tip de curbă, a fost dezvoltate modele exponențiale. Expresia matematică a modelului forței de frecare cu efectul Stribeck, modelat cu funcție exponențială, capătă forma

$$F = [F_c + (F_s - F_c)e^{-\left(\frac{V}{V_0}\right)}]sign(V), \quad (1.5)$$

unde: F_c – forța de frecare cinetică (de tip Coulumb); F_s – forța de frecare statică; V – viteza de alunecare; V_0 – viteza Stribeck.

În lucrările [26, 27] au fost făcute studii asupra potrivirii corecte a indicelui exponențial pentru aceste modele.

În stare de *pre-alunecare* frecarea statică se manifestă prin efectul de reacție elastică a contactului la acțiunea exterioară, care este cunoscut sub denumirea de efect Dahl. Forța de frecare atinge mărimea de rupere înainte de începerea alunecării. Această valoare a forței este acceptată în calitate de forța de frecare statică F_s . Efectul Dahl apare în următoarele cazuri: când sistemul este în tranziție de la repaos la mișcare; la mișcare cu schimbare de sens a vitezei; când viteza de operare oscilează în jurul valorii zero.

O variantă a modelului efectului Dahl prezentat în [28, 29] are forma

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} signV\right)^\alpha, \quad (1.6)$$

unde: σ – rigiditatea; α – exponentul.

În formă diferențială

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx} V = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} signV\right)^\alpha V. \quad (1.7)$$

Când $\alpha = 1$

$$\frac{dF}{dt} = \sigma V - \sigma \frac{F}{F_c} |V|. \quad (1.8)$$

Înlocuind $F = \sigma z$ se obține

$$\frac{dz}{dt} = V - \frac{\sigma |V|}{F_c} z, \quad (1.9)$$

unde, variabila z reprezintă coordonata de deformare a asperităților suprafeței în contact sub acțiunea forței exterioare.

În condiții dinamice de funcționare a sistemului mecanic (cu variație în timp a vitezei după valoare și sens, și cu porțiuni de creștere și descreștere a vitezei relative) se produc noi forme de manifestare a efectului de histerezis. În rezultatul unui studiu autorii lucrării [6] au specificat efectele de histerezis care apar în următoarele situații (Fig. 1.5): a – în stare de prealunecare la variații a mișcării în vecinătatea punctului de repaos relativ a suprafețelor de contact; b – la creșterea și descreșterea vitezei relative, fără schimbare de sens; c - la schimbarea de sens a vitezei în zonele punctelor de întoarcere.

Efectele de histerezis au caracter dinamic de manifestare. Modelele legilor de frecare în care se includ aceste efecte sunt caracterizate ca fiind modele dinamice.

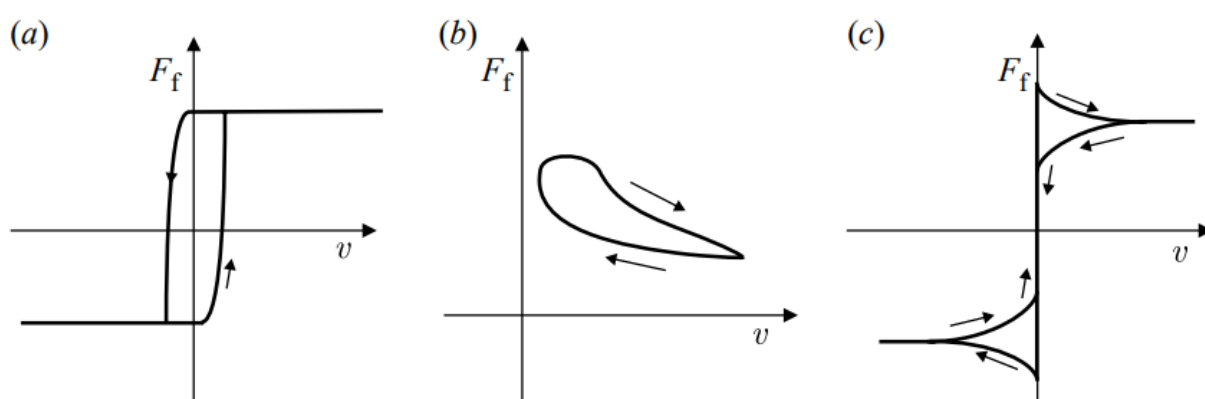


Fig. 1.5. Aspectul grafic al efectelor de histerezis în procesul de frecare [6]

În rezultatul cercetărilor, care în mare parte s-au bazat pe experimente, diferiți cercetători au prezentat modele de frecare simple și complexe în care se abordează aspectul static sau dinamic al procesului de frecare.

În structura modelelor legilor forței de frecare sunt incluse acele efecte, care reprezintă mai adecvat situația concretă de funcționare a tribosistemului. Pentru formularea matematică a modelului legii de frecare au fost folosite diferite funcții (liniare, de putere, exponențiale) cu unul, doi sau mai mulți factori. La alegerea funcției fiecărui factor s-a ținut cont de evoluția proceselor din zona contactului sub acțiunea parametrilor de lucru a tribosistemului. Fiecare funcție de reprezentare a factorilor modelului conține variabile (care reprezintă parametrii de lucru), coeficienți (legați de intensitatea de evoluție a procesului) și constante ale fenomenului de frecare. Autorii lucrării [18] au realizat o analiză amplă asupra modelelor existente ale legilor de frecare, unde prezintă o clasificare conform structurii:

- formulate matematic în baza unui singur factor;
- formulate în baza a doi factori;

- în care se conțin mai mulți factori.

În cazul modelelor cu un singur factor se iau în considerație acele efecte care reprezintă rezistența la deplasarea relativă a suprafețelor în contact. În modelele cu doi și mai mulți factori se include efecte și fenomene de altă natură. În aceste clase de modele mai frecvent se întâlnesc factorii care reprezintă fenomene legate de deformații, adeziune, diferite efecte ale frecării, influența lubrifiantului, a vitezei relative ș. a.

La utilizarea practică a modelelor se caută compatibilitatea cu particularitățile și condițiile de funcționare a tribosistemului. La alegerea factorilor apare problema stabilirii valorilor coeficienților modelului pentru variabilele alese. Această problemă poate fi rezolvată prin simulări pe modele dinamice sau din experimente pe tribomodele reprezentative tribosistemelor reale.

1.1.4. Aspecte dinamice în comportamentul sistemului mecanic sub influența tribosistemului

Procesul de frecare, ca formă de manifestare cuprinde fenomene de natură mecanică, termică, chimică, electrică ș. a. Având o influență preponderentă, procesele mecanice produc fluctuații ale forțelor de frecare care provoacă regimuri cu caracter dinamic în funcționarea tribosistemelor și a elementelor sistemelor mecanice la interacțiunea lor cu tribosistemele. Fluctuațiile forței de frecare se produc datorită unei multitudini de factori de influență: variația coeficientului de frecare la variația vitezei relative; structură discretă a ariei reale de contact; deformații elastice și plastice în zona de contact; diferența dintre caracteristicile fizico-mecanice ale materialelor triboelementelor; influența diferită a temperaturii asupra caracteristicilor materialelor triboelementelor și a lubrifiantului ș.a. [4, 5, 8 - 10, 30 - 32]. Fluctuațiile forței de frecare generează în triboelemente și în elementele sistemului mecanic zgomote sub formă de oscilații mecanice (numite *autooscilații de fricțiune*), vibrații și zgomote sonore într-un spectru larg de frecvențe [33 - 40].

În cazul studierii problemei legate de posibilitățile de declanșare a autooscilațiilor de fricțiune, în mare parte cercetătorii acceptă în calitate de model al sistemului mecanic oscilatorul armonic (Fig. 1.6), care reprezintă un corp sub formă de bloc (cu masa m), legat prin intermediul unui arc (cu rigiditatea c) de o carcasă rigidă fixă. Oscilatorul se caracterizează cu frecvența oscilațiilor naturale ω și execută mișcare liberă periodică conform legii $X = A \cos(\omega t + \varphi)$, unde: A – amplitudinea oscilației; X – coordonata centrului maselor blocului; φ – faza inițială a mișcării; t – timpul.

În calitate de cuplă de frecare (tribosistem) se folosește contactul dintre suprafața inferioară a blocului și suprafața unei benzi de transportor pe care este așezat blocul și care efectuează mișcare de translație cu viteza V . La punerea în mișcare a benzii în contact va apărea forța de frecare F_f .

Cu ajutorul acestui model s-au studiat și rămâne de cercetat o serie de fenomene dinamice cu mișcări oscilatorii care decurg în sistemele mecanice sub influența tribosistemelor. La interacțiunea tribosistemului cu oscilatorul armonic se obține un nou sistem oscilant complex cu noi proprietăți dinamice, dependente de procesele de contact la mișcarea relativă a suprafețelor. În așa fel, oscilatorul armonic devine un element sensibil (senzor) al stărilor și evoluției tribosistemului și, în primul rând, al evoluției forței de frecare.

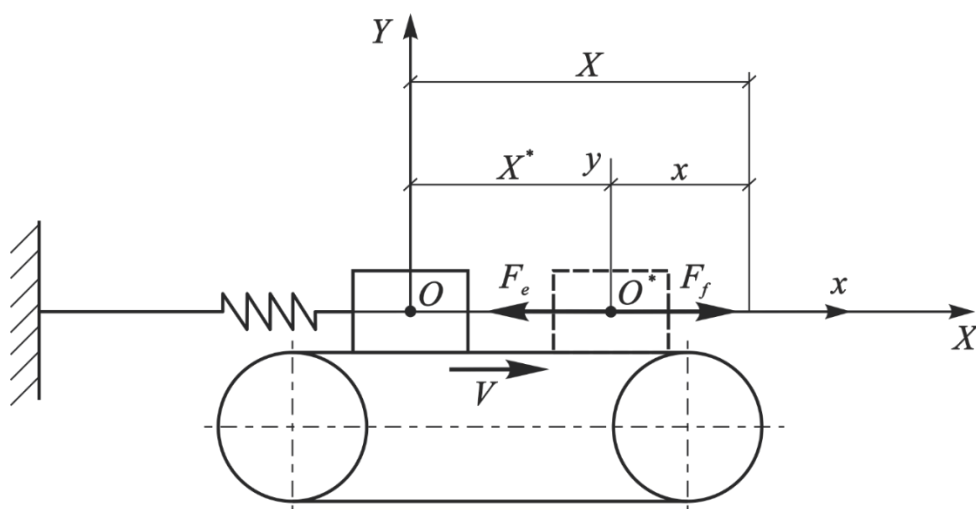


Fig. 1.6. Modelului cu oscilator armonic pentru studierea influenței tribosistemului asupra evoluției dinamice ale sistemelor mecanice [36]

La baza modelării s-au pus următoarele premise:

1. La staționarea benzii, poziția inițială a contactului și, corespunzător, a centrului de greutate a blocului se află în zona învecinată punctului de echilibru stabil al oscilatorului, în care se plasează originea coordonatei X , ($X = 0$);
2. La punerea benzii în mișcare cu viteza V , asupra blocului acționează sistemul de forțe: ($F_e = -cX$) – forța de elasticitate a arcului; ($F_d = b\dot{X}$) – forța de amortizare proprie a oscilatorului; F_f – forța de frecare în contact dintre bloc și banda transportorului; Încărcarea contactului se face cu forța F_n , egală cu forța de greutate a blocului – ($F_n = G = mg$);
3. Sub influența forței de frecare blocul se deplasează pe coordonata X cu viteza $\dot{X}$.

Ecuția de mișcare a blocului pe direcția X sub influența forței de frecare [13, 35, 36]

$$m\ddot{X} + b\dot{X} + cX = F_f. \quad (1.10)$$

Conform legii Coulomb forța de frecare $F_f = \mu F_n$, unde: μ – coeficientul de frecare.

Evoluția dinamică a oscilatorului depinde de evoluția proceselor din contact și implicit de modul de variație a forței de frecare F_f în dependență de viteza V a benzii, a vitezei relative de alunecare $(V - \dot{X})$ și a modului de încărcare a contactului cu forța normală F_n . Conform cercetărilor efectuate, s-a constatat că forța de frecare are o sensibilitate înaltă și caracter neliniar la viteza relativă de alunecare. Anume caracteristica de neliniaritate a forței de frecare determină comportamentul dinamic al oscilatorului în fiecare caz concret luat aparte. Punând forța de frecare în dependența funcțională de viteză $F_f = F(\dot{X} - V)$, ecuația (1.10) capătă forma

$$m\ddot{X} + b\dot{X} + cX = F(\dot{X} - V). \quad (1.11)$$

La căutarea soluțiilor ecuației (1.11) [36] s-a acceptat condițiile: viteza benzii $V(t) = V_0 = \text{const}$; încărcarea contactului cu forță normală $F_n = \text{const}$; suprafețele de contact rigide și rugoase. Respectând condițiile date s-a stabilit, că traiectoria de mișcare a oscilatorului pe perioade mari de timp ($t \rightarrow \infty$), tinde asimptotic către un nou punct $X^*(t) = X^*$ de echilibru relativ instabil (Fig. 1.6). Viteza de alunecare a blocului față de bandă în vecinătatea punctului X^* tinde să ia valori $v_r = -V$. La o mică perturbație întâmplătoare oscilatorul își poate pierde starea de echilibru, mișcarea lui fiind definită de coordonatele $X(t) = X^* + x(t)$, unde $x(t)$ – variația coordonatei față de punctul de echilibru X^* . Viteza blocului în noua coordonată $x(t)$ va fi $\dot{x} = \dot{X}$, iar viteza relativă de alunecare $v_r = (\dot{x} - V)$.

Ecuația de mișcare (1.11) față de punctul X^* ia forma

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(\dot{x} - V). \quad (1.12)$$

Ca regulă, caracteristica forței de frecare de viteza de alunecare $F_f = F(\dot{x} - V)$ este neliniară, iar în multe cazuri concrete această caracteristică este necunoscută. Din această cauză apar dificultăți la cercetarea ecuației neliniare de tipul (1.12).

Interes metodologic pentru studierea evoluției dinamice a oscilatorului prezintă cazul când funcția forței de frecare poate fi definită analitic, recurgând la procedura de dezvoltare în serie exponențială. Respectând unele condiții cum sunt deplasări mici $x(t)$ ale oscilatorului, viteza relativă $v_r = (\dot{x} - V) \leq 0$, ($\dot{x} \ll V_0$ sau $v_r \approx V_0$), se admite limitarea dezvoltării funcției forței de frecare la termenii liniari $F_f = F(\dot{x} - V_0) = F(V_0) - F'(V_0)\dot{x}$.

În așa fel, ecuația (1.12) se prezintă sub forma

$$m\ddot{x} + (F'(V_0) + b)\dot{x} + cx = F(V_0), \quad (1.13)$$

unde: termenul $F(V_0)$ determină coordonata $X^* = F(V_0)/c$ a noului punct de echilibru al blocului; $F'(V_0) = (dF(v_r)/dv_r)_{v_r=V_0}$ - reprezintă unghiul de înclinare a caracteristicii de frecare în punctul cu viteza V_0 .

Ținând cont de expresiile termenilor ecuației (1.13) și a regrupării lor, s-a trecut la forma autonomă

$$m\ddot{x} + (F'(V_0) + b)\dot{x} + c(X^* + x) = 0. \quad (1.14)$$

Examinând mișcarea în raport cu punctul X^* se obține

$$m\ddot{x} + (F'(V_0) + b)\dot{x} + cx = 0. \quad (1.15)$$

Pentru varianta liniarizată a ecuației (1.15) apar trei situații de comportament dinamic:

1. când factorul $(F'(V_0) + b) > 0$ sistemul este disipativ iar oscilatorul pe perioade mari de timp amortizează asimptotic în punctul de echilibru X^* și poate rămâne în stare de stabilitate la perturbații mici ale forței de frecare;
2. pentru valori ale factorului $(F'(V_0) + b) < 0$ sistemul, datorită efectului dinamic de „frecare cu caracteristică negativă”, se autoexcită producându-se oscilații cu amplitudine crescândă, întreținute și alimentate cu energie de la mișcarea benzii;
3. la viteza V_0 pentru cazul în care factorul $(F'(V_0) + b) = 0$ sistemul devine „aparent” conservativ unde se pot realiza oscilații armonice „neamortizate”.

Oscilațiile se produc doar la mișcarea benzii și datorită caracteristicii neliniare a forței de frecare. Prin modelul dinamic liniarizat s-a demonstrat posibilitatea realizării fenomenului de producere a autooscilațiilor de fricțiune în sistemele mecanice.

Acceptând și alți termeni de ordin superior la dezvoltarea funcției de frecare $F_f = F(V - \dot{x})$ în seria Taylor ecuația de mișcare a fost prezentată sub forma

$$m\ddot{x} - b_1\dot{x} + b_3\dot{x}^3 + cx = 0. \quad (1.16)$$

Soluționarea analitică a ecuației (1.16) este deosebit de dificilă, iar în unele situații imposibilă. Substituind variabilele ($\tau = \omega_0 t$; $y = \omega_0 \sqrt{\frac{b_3}{b_1}} x$; $\mu = \frac{b_1}{m\omega_0}$; $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$) ecuației 1.16 și derivând după τ se ajunge la ecuația (oscilatorul) Rayleigh pentru sisteme în care se conțin elemente disipative.

$$\frac{d^2y}{d\tau^2} - \mu \left[1 - \left(\frac{dy}{d\tau} \right)^2 \right] \frac{dy}{d\tau} + y = 0, \quad (1.17)$$

unde: y – noua variabilă a sistemului dinamic; τ – timpul adimensional; ω_0 – frecvența oscilațiilor proprii; μ – factorul de neliniaritate.

Ecuția Rayleigh este generală și cu ajutorul ei se modelează comportamentul dinamic cu soluții periodice ale unei serii de sisteme din diferite domenii (fizică, chimie, termodinamică, acustică, ș. a., inclusiv și în mecanică.) [36].

Ecuția de forma (1.17) a fost amănunțit studiată prin metode numerice unde a fost demonstrată existența soluțiilor periodice stabile sub formă de cicluri limită în spațiul fazelor. Forma oscilației depinde de valoarea factorului de neliniaritate μ . Pentru valori mici ale factorului μ , oscilațiile sunt apropiate de cele armonice (cvasiarmonice) și pot fi approximate cu cele sinusoidale. Însă, la valori mari ale factorului μ , forma oscilației (ciclului limită) se schimbă esențial, iar sistemul trece la un nou tip de mișcare – oscilații cu relaxare (în sistemele mecanice aceste mișcări apar sub forma „stick-slip”). Sistemul mecanic reprezentat de ecuația Rayleigh intră în regim de autooscilare doar în cazul unei dependențe neliniare a forței de frecare de viteza de alunecare. Factorul μ apare ca o caracteristică fundamentală a sistemului mecanic la general și a tribosistemului cu alunecare în particular.

După cum s-a menționat, mișcarea oscilatorie poate apărea și în cazul particular, când factorul $(F'(V_0) + b) = 0$, pentru care relația (1.15) capătă implicit forma ecuației de mișcare a oscilatorului armonic ($m\ddot{x} + cx = 0$), însă deosebindu-se esențial prin structura sistemului. Substituind $c/m = \omega^2$ se obține cunoscuta ecuație diferențială

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0. \quad (1.18)$$

pentru care soluțiile sunt cunoscute.

La ecuația (1.18) se ajunge și atunci când sunt neglijate neliniaritățile forței de frecare și pierderile interne proprii de energie a oscilatorului (factorii $F'(V_0) = b = 0$).

Conform formei ecuației diferențiale (1.18), sistemul examinat devine „aparent” conservativ în care se pot realiza oscilații armonice „neamortizate”. Aici trebuie de menționat că termenii „aparent” și „neamortizate” specifică esența acestei mișcări oscilatorii care se produce: 1- față de punctul X^* de echilibru instabil; 2- sub influența forței de frecare la mișcarea benzii. La oprirea benzii, sistemul se transformă într-un oscilator armonic autonom cu disipare prin frecare.

La general, comportamentul dinamic al oscilatorului depinde de expresia concretă a legii de frecare și a condițiilor de lucru. Actualmente, doar pentru frecare uscată este formulată o serie de legi simple (statice) și complexe (dinamice). Luând în considerare și ungerea (cu efectul Stribeck), șirul legilor de frecare se diversifică. La soluționarea ecuațiilor de mișcare, variantele de forme ale traiectoriei în spațiul fazelor se diversifică în tot spectrul posibil (de la mișcări armonice până la mișcări stick-slip). Aici apar două tipuri de probleme: 1 – de determinare a

condițiilor de realizare al unui sau altui tip de mișcare pentru legea concretă de frecare; 2 – de păstrare sau de pierdere a stabilității mișcării sistemului mecanic sub influența tribosistemului.

Acceptând [36, 38] la modelarea sistemului legea de frecare Amontons-Coulomb (forța și coeficientul de frecare având valori constante, $F_f, \mu = \text{const}$), s-a ajuns la ecuația de mișcare de forma (1.18). La căutarea soluțiilor s-au impus condițiile: forța normală de încărcare $F_n = mg = \text{const}$; viteză relativă de alunecare $v_r = (\dot{x} - V) \leq 0$; viteza benzii $V = \text{const}$; suprafețele de contact – plane și rugoase.

Prin metode numerice de rezolvare s-a demonstrat existența soluțiilor periodice. În concluzie s-a constatat că oscilațiile armonice se pot realiza doar în cazul în care se îndeplinește condiția $v_r = (\dot{x} - V) = A\omega \cos(\omega t + \varphi) - V \leq 0$, de unde se stabilește raportul

$$\frac{V}{A} \geq \omega \cos(\omega t + \varphi), \quad (1.19)$$

unde: amplitudinea $A = \sqrt{x^2(0) + \left(\frac{\dot{x}(0)}{\omega}\right)^2}$ și faza inițială $\varphi = \arctg\left(\frac{x(0)\omega}{\dot{x}(0)}\right)$; $x(0), \dot{x}(0)$ – deplasarea și viteza inițială a oscilatorului.

Inegalitatea (1.19) se îndeplinește dacă $V/\omega A \geq 1$, sau $A \leq V/\omega$. În așa fel sistemul va efectua oscilații armonice pentru valori ale amplitudinii

$$A = \sqrt{x^2(0) + \left(\frac{\dot{x}(0)}{\omega}\right)^2} \leq V/\omega. \quad (1.20)$$

În cazul unor condiții inițiale arbitrare, când inegalitatea (1.19) nu se îndeplinește, conform calculelor, mișcările se produc în două etape: 1 - cu o perioadă scurtă și mișcare nestaționară cu traiectorie deschisă în planul fazelor, unde forța de frecare își poate schimba și sensul pe direcția de alunecare; 2 - perioadă cu mișcare staționară armonică cu traiectorie închisă în planul fazelor (ciclu limită) în formă de elipsă. La etapa a doua valoarea limită a amplitudinii ($A_{lim} = V/\omega$) depinde doar de viteza benzii și frecvența oscilațiilor proprii, însă nu depinde de condițiile inițiale. Autorii însă nu arată sursa de perturbație inițială și nu aduc confirmări experimentale.

Stabilirea sursei de perturbații și a condițiilor de realizare a mișcării oscilatorii prezintă interes deosebit atât pentru proiectanți, cât și pentru cercetători. În acest context, utilizând [37] același model fizic cu aceleași condiții de lucru, ca și în cazul precedent (cu excepția stării suprafețelor de contact), se examinează la nivel fundamental influența factorilor de rugozitate a suprafețelor asupra posibilității de excitație în sistem a autooscilațiilor de fricțiune. La modelare, blocul și banda sunt considerate corpuri absolut rigide, iar suprafețele de contact - plane și acoperite cu rugozități elastice în formă de arcuri cu rigiditate constantă, modelate de funcții armonice. Datorită elasticității rugozităților se admit mișcări ale blocului pe două direcții,

orizontală și verticală. Mișcările relative se examinează în două sisteme de coordonate: una absolută și alta locală relativă legată de bloc în care se examinează deformațiile elastice ale rugozităților. Mișcările pe direcțiile orizontală și verticală se descriu cu sistemul de ecuații

$$\ddot{x}(t) = F_f(F_y; \dot{x} - V) - F_{elx}(x - \alpha_0), \quad (1.21)$$

$$\ddot{y}(t) = F_{ely} - g; \quad g = 9,81 \cdot 10^3, \quad (1.22)$$

unde: F_f, F_{elx}, F_{ely} - rezultantele integrate pe aria suprafeței de contact la interferența și deformațiile elastice ale rugozităților, corespunzător: forței de frecare, de elasticitate pe direcția orizontală x și de elasticitate pe direcția verticală y . Masa blocului s-a acceptat de o valoare unitară. În rezultatul rezolvării numerice a sistemului de ecuații (1.21) și (1.22) s-a ajuns la concluzia că autooscilațiile de fricțiune apar ca și consecință a oscilațiilor mici (excitate de forța de elasticitate a rugozităților integrată pe aria de contact) pe direcție verticală (y) a blocului și când viteza benzii (V) atinge anumite valori. În caz contrar, oscilațiile se amortizează într-o perioadă mai mică sau mai mare de timp. Modelul dinamic dat este compatibil și cu alte modele de rugozități.

1.2. Tehnologii și sisteme informatice utilizate în monitorizarea tribosistemelor

1.2.1. Tehnologii de achiziție și prelucrare a datelor experimentale

Tehnologiile digitale de achiziție a datelor experimentale se dezvoltă în permanență deoarece problema corelării modelelor și a proceselor fizice care au loc este una fundamentală atunci când vorbim despre validarea modelelor [41]. Aceste tehnologii includ o gamă largă de echipamente și software utilizat pentru colectarea datelor experimentale. Ele pot fi clasificate astfel:

1. Senzori și traductoare. Aceste dispozitive convertesc mărimile fizice în semnale electrice, de exemplu:
 - Senzori de temperatură (termocupluri, RTD, senzori infraroșu)
 - Senzori de presiune (piezoelectrice, capacitiv, strain-gauge)
 - Senzori de vibrații și accelerometre (piezoelectrice, MEMS)
 - Senzori de lumină și imagine (fotodetectori, camere termice, LiDAR)
2. Blocuri de condiționare a semnalelor. Acestea sunt utilizate pentru a pregăti semnalele provenite de la senzori astfel încât să poată fi măsurate cu precizie înaltă, de exemplu:
 - Blocuri de amplificare a semnalului
 - Blocuri de filtrare a semnalului
 - Blocuri de izolare a semnalului

- Blocuri de conversie a semnalului
 - Blocuri de liniarizare a semnalului
 - Blocuri de comutare și multiplexare a semnalului
 - Blocuri de compensare și calibrare a semnalului
3. Dispozitive de achiziție a datelor (DAQ - Data Acquisition Systems). Acestea sunt echipamente hardware care colectează semnalele de la senzori și le convertesc în date digitale pentru prelucrare, de exemplu:
- Plăci de achiziție a datelor (NI DAQ, Advantech, Omega)
 - Osciloscopie digitale (Tektronix, Keysight)
 - Multimetre digitale cu funcții de înregistrare
 - Sisteme de achiziție bazate pe FPGA sau microcontrolere (Arduino, Raspberry Pi, STM32)
4. Interfețe de comunicație. Acestea sunt folosite pentru transmiterea și integrarea datelor în sisteme digitale, de exemplu:
- USB, Ethernet, Wi-Fi, Bluetooth (pentru conectivitate standard)
 - IoT și Cloud computing (pentru stocare la distanță)

Pentru procesarea datelor achiziționate se folosesc sisteme software care permit vizualizarea, prelucrarea, și stocarea acestora. Printre cele mai populare sisteme și instrumente de acest tip se enumeră LabVIEW (National Instruments) [42, 43, 44], MATLAB + Simulink, Python (NumPy, Pandas, SciPy, TensorFlow) și SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition). Datele experimentale pot fi stocate în fișiere, baze de date relaționale sau non-relaționale, sau cloud-storage, care facilitează accesul și partajarea lor cu mai mulți utilizatori. Aceste tehnologii pot fi utilizate în diverse domenii ca de exemplu ingineria mecanică, ingineria electrică și electronica, automatizări și robotică, medicină și biotehnologie [45 - 50].

Deoarece utilizatorii țină ai acestor sisteme sunt cercetătorii domeniului de profil (tribologii), ar fi binevenit ca aceștia să poată personaliza sistemul de prelucrare a datelor experimentale prin ajustarea interfețelor grafice de vizualizare a datelor și, chiar să ajusteze anumiți parametri folosiți la calcule. Deci, este important ca tehnologia aleasă pentru un asemenea sistem să ofere cercetătorilor documentație și suport pentru o familiarizare și învățare cât mai rapidă. În acest context, este important ca interfețele de utilizare și personalizare să fie grafice.

Unul dintre domeniile recente de dezvoltare a triboinformaticii este AI (inteligința artificială) și, în special ML (Machine Learning) [51 - 57]. Aceasta oferă soluții inovatoare pentru optimizarea proceselor de frecare, uzură și lubrifiere. Una dintre direcțiile principale în care este utilizată AI este modelarea și simularea avansată care permite crearea modelelor predictive [58,

59, 60] capabile să estimeze comportamentul tribologic al materialelor și lubrifianților. Un alt domeniu important este mentenanța predictivă, unde algoritmi ML analizează datele achiziționate de la senzori pentru a identifica modelele de uzură. Acest lucru permite intervenții rapide și previne defecțiunile critice, prelungind durata de viață a echipamentelor și reducând costurile de întreținere. Utilizarea acestor tehnologii permite analiza volumelor mari de date experimentale și facilitează descoperirea unor noi corelații între parametrii tribologici și performanța materialelor. Este important de menționat că utilizarea AI este posibilă atunci când există volume mari de date ca rezultat al efectuării experimentelor pe perioade lungi și în diferite regimuri de funcționare.

1.2.2. Sisteme informatice de monitorizare a tribosistemelor în condiții dinamice de funcționare

Un sistem informatic din domeniul tribometriei, conform lucrărilor analizate [61 - 67], structural este alcătuit dintr-un set de canale de transformare a mărimilor fizice de stare a sistemului mecanic și a tribosistemului, în semnale electrice pentru a putea fi citite de calculator. În componența fiecărui canal intră: traductorul sau senzorul mărimii fizice; adaptor de nivel al semnalului electric; convertor de semnale (analog în digital). Pentru tribosisteme și mediu se folosesc traductoare de forță și de moment de forță, traductoare sau senzori de temperatură, de umiditate, iar pentru sistemul mecanic – traductoare de deplasare, viteză și accelerație.

În regim dinamic de funcționare a tribosistemului nu întotdeauna este posibilă măsurarea directă a forței de frecare. În asemenea cazuri, valorile și evoluția forței de frecare se stabilesc indirect, în baza ecuațiilor fundamentale ale dinamicii. În cea mai mare parte, autorii sistemelor informatice de testare, definesc ecuațiile dinamicii în baza formalismului Newtonian. Această abordare necesită resurse *hardware* și *software*.

Autorii lucrării [62] au elaborat o instanță originală (numită TRIBAL) de cercetare a tribosistemelor în condiții dinamice de funcționare (Fig. 1.7) în care triboelementele-model 5 și 6, sub formă de plăci, se fixează pe platforma inferioară 4 și cea superioară 7. Platforma inferioară 4 este pusă în mișcare pe ghidajul 2 de mecanismul de acționare 8 de la motorul 19 și execută mișcare ciclică de translație împreună cu triboelementul 5. Platforma superioară 7, legată de elementul fix prin intermediul a două arcuri, împreună cu triboelementul superior 6, sub acțiunea forței de frecare, va executa mișcări oscilante pe ghidajul 10. Instalația este echipată cu traductorul 16 al forței normale de încărcare a contactului și cu traductori de deplasare 11 a platformei inferioare, și 12 a platformei superioare. Instalația este dotată cu aparataj pentru înregistrarea semnalelor electrice de la traductori și transmiterea lor la calculator.

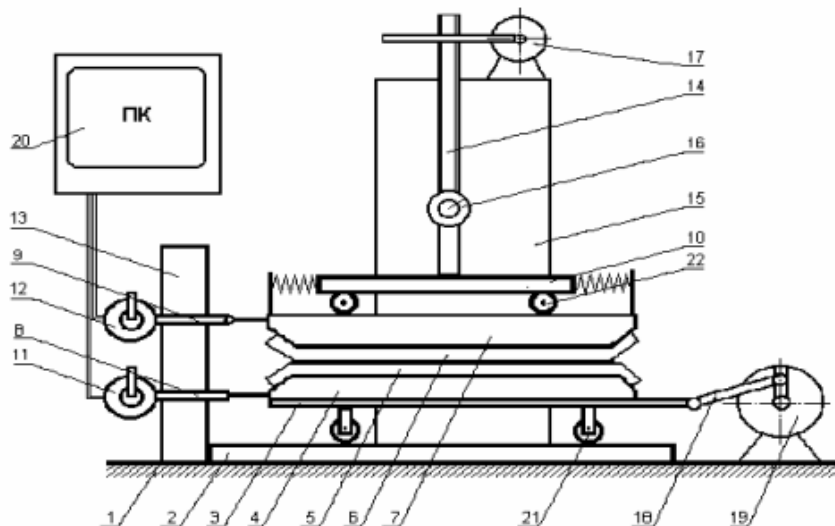
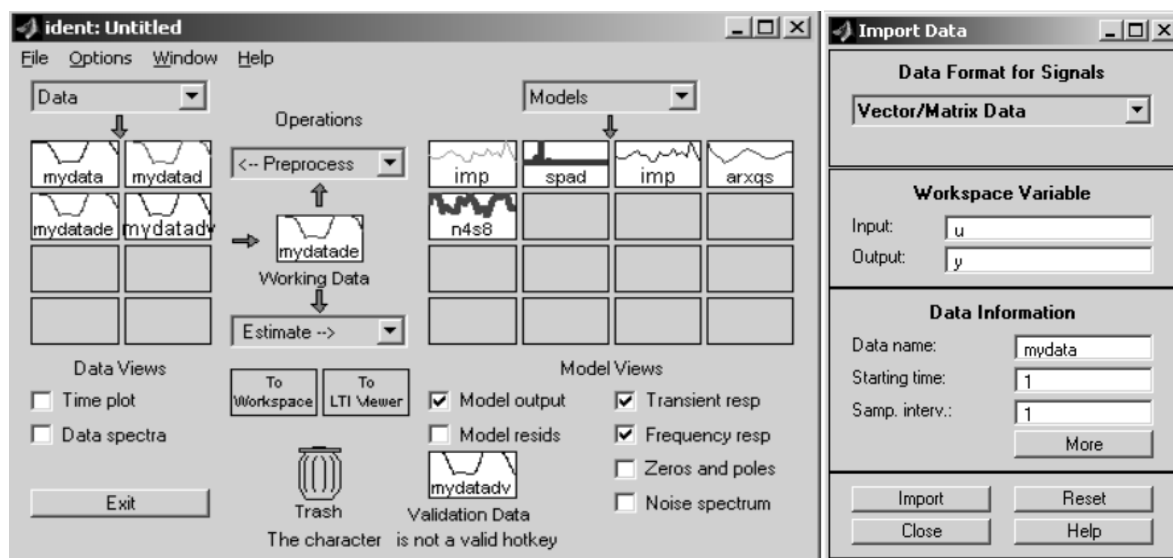


Fig. 1.7. Instalația TRIBAL pentru cercetarea caracteristicilor dinamice ale tribosistemului [62]

Modelarea funcționării tribosistemului s-a făcut în baza ecuațiilor diferențiale ale mișcării, exprimate în diferențe finite. Pentru prelucrarea datelor experimentale s-a utilizat pachetul System Identification Toolbox MATLAB. Utilizând Excel și MATLAB a fost elaborată o aplicație de operare cu datele experimentale, cu structură modulară, de la stocare (în Excel) și până la obținerea datelor finale ce țin de comportamentul tribosistemului.



(a)

(b)

Fig. 1.8. Interfața System Identification Toolbox
a – interfața grafică principală; b –import de date [62]

Pentru operarea acestei aplicații se utilizează interfețe grafice. Exemple de interfețe se prezintă în Fig. 1.8. Algoritmul de prelucrare a datelor experimentale, utilizând System

Identification Toolbox, permite determinarea setului de caracteristici referitoare la regimul de funcționare a tribosistemului, însă este destul de complicat pentru cercetătorul care nu este inițiat mai profund în tehnologiile informatice. În lucrarea dată, prin posibilitățile noi pe care le-au adus tehnologiile informatice, s-a propus un alt nivel metodic de cercetare a tribosistemelor în comparație cu metodele tradiționale.

Un tribometru, denumit USUT-2-UL, care se folosește la cercetarea comportamentului dinamic al tribosistemului este prezentat în lucrarea [63]. Acesta este o mașină de frecare cu mișcare alternativă de translație utilizată pentru determinarea proprietăților tribologice ale materialelor în condiții de tranziție de la frecare statică (*starea stick*) la cea dinamică (*starea slip*) utilizând triboelemente-model (probe din materialele supuse testării) de construcție și dimensiuni similare cu cele ale tribosistemului real. Vederea generală a standului este prezentată în (Fig. 1.9).



Fig. 1.9. Tribometru expres USUT-2-UL. Vedere generală [63]

Tribometrul include următoarele componente principale:

- mecanism de încărcare, ce reprezintă un sistem de pârghii care multiplică sarcina aplicată de un set de greutăți și o transferă la probă pentru a asigura presiunile specifice necesare în zona de frecare;
- o unitate de rulare - constând dintr-un cărucior mobil cu un contracorp montat în el și un suport cu o probă staționară din materiale testate;
- mecanism de acționare cu comandă automată care asigură mișcarea alternativă a unității de rulare;
- sistem de monitorizare tribotest;

- Calculator cu sistem software de achiziție și prelucrare a datelor experimentale.

Sistemul software este realizat utilizând HMI-DataRate. Interfețele grafice sunt prezentate în (Fig. 1.10 și 1.11).

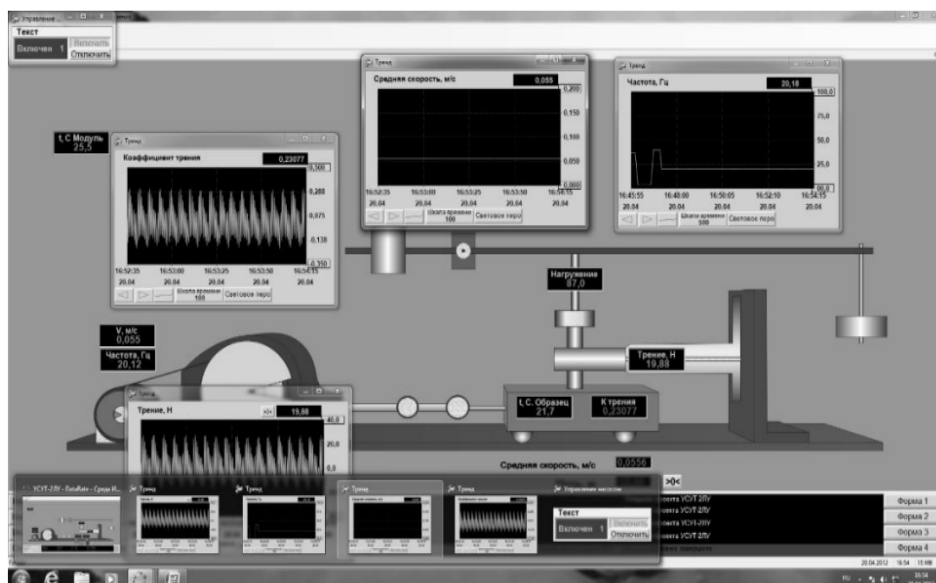


Fig. 1.10. Interfața grafică a tribometruului USUT-2-UL [63]

Software-ul HMI-DataRate utilizat în USUT-2-UL oferă o gamă largă de operare cu informația rezultată din procesul de testare și de prezentare sub formă de tabele, grafice și diagrame volumetrice.

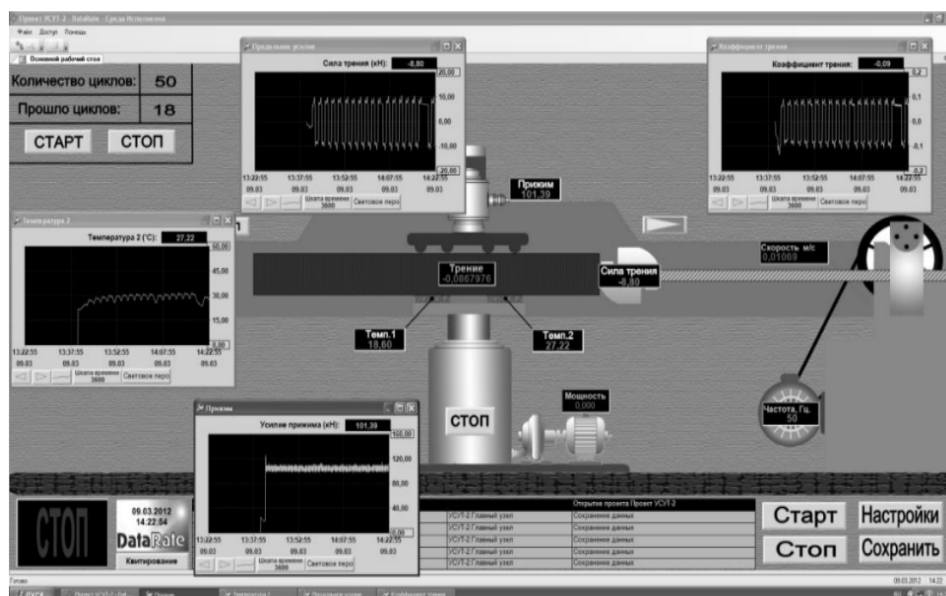


Fig. 1.11. Fragment de experiment prezentat în interfața grafică [63]

Autorii lucrării [64] au elaborat un stand original, pentru cercetări experimentale privind comportamentul dinamic la frecare uscată de tip non-coulombiană.

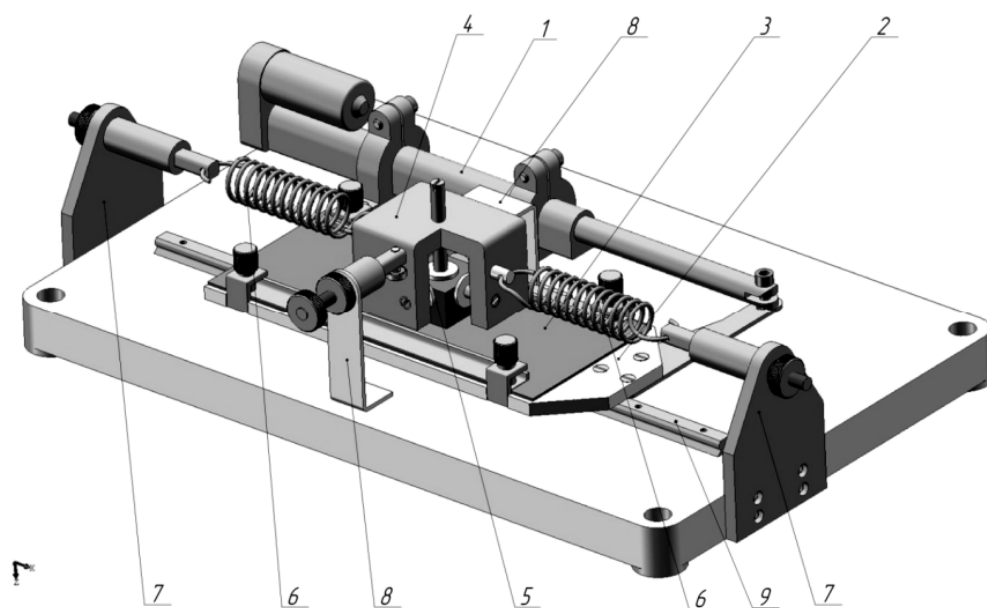


Fig. 1.12. Standul pentru studierea autooscilațiilor de fricțiune [64]

Standul (Fig. 1.12) constă dintr-un mecanism cu mișcare liniară 1, o masă mobilă 2, un suport 4, arcurile 6, suporturi 7, limitatoare transversale 8 și ghidajul 9. Masa mobilă 2, pe care se fixează proba inferioară 3, este antrenată în mișcare liniară de mecanismul 1. Suportul 4, pe care se fixează proba superioară 5, este legat de batiu între flanșele 7 prin intermediul a două arcuri 6. Aceasta îi permite să efectueze autooscilații de fricțiune. Pe flanșele 7 sunt șuruburi cu ghidaje pentru reglarea tensiunii arcurilor 6.

Standul este echipat cu traductori și senzori: de accelerație a suportului 4; de viteză lineară a mesei 2; de nivel; de temperatură în zona contactului și a mediului ambiant.

Comanda cu parametrii de lucru ai standului se execută cu un modul programabil de model Freeduino Through Hole. Cu acest modul se stabilește regimul de lucru al mesei mobile 2: valoarea vitezei, sensul mișcării, regimul de comandă (manual sau automat).

Achiziția semnalelor de la traductorul de accelerație și de la senzorii de temperatură se face cu un modul care conține un amplificator de semnale analogice (de model ZET 411) și un convertor de semnale analogice în semnale digitale. Vederea generală a standului cu echipamentele de achiziție a datelor experimentale este prezentată în (Fig. 1.13).

Pentru operare cu datele experimentale măsurate s-a realizat un sistem software cu funcțiile de achiziție, stocare, procesare. Semnalele înregistrate și procesate prealabil sunt utilizate în pachetele matematice „MATLAB” și „MathCAD” unde sunt procesate în continuare. Prelucrarea finală a datelor experimentale se realizează cu pachetul Simulink/MATLAB. Rezultatele cercetării sunt prezentate sub formă accesibilă pentru analiză.



Fig. 1.13. Vederea generală a standului de testare și a complexului hardware și software pentru colectarea și preprocesarea informațiilor [64]

O fereastră a interfeței programului cu date obținute în rezultatul prelucrării este prezentată în (Fig. 1.14)

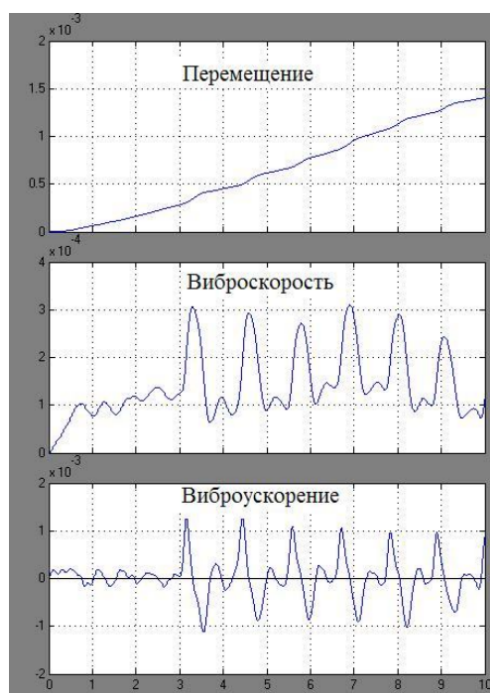


Fig. 1.14. Fereastra interfeței programului cu rezultate a datelor prelucrate [64]

În lucrarea [67] s-a pus scopul studierii influenței vibrațiilor tangențiale și longitudinale asupra fenomenului de stick-slip. Pentru realizarea scopului, autorii au elaborat un stand special. Schema acestui stand este prezentată în Fig. 1.15, unde: 1 - proba de sus; 2 - proba inferioară; 3 -

fenomenului stick-slip. Analizele experimentale efectuate au arătat că vibrațiile tangențiale și longitudinale pot contribui la reducerea sau chiar eliminarea completă a fenomenului de stick-slip. Aceste rezultate demonstrează suplimentar complexitatea comportamentului tribosistemului în condiții dinamice de funcționare și că efectele create de forțele de frecare în aceste condiții pot fi studiate în detaliu doar utilizând tehnologiile informatice.

1.2.3. Provocări în integrarea tehnologiilor digitale în tribologie

Integrarea tehnologiilor digitale în tribologie [68, 69] oferă oportunități semnificative pentru îmbunătățirea preciziei și eficienței măsurărilor, dar și pentru reducerea timpului de procesare și analiză a datelor ce țin de experiment. Totuși, există și unele provocări legate de aspecte tehnice, costuri, calificare a cercetătorilor în privința utilizării tehnologiilor digitale, etc. Ca să fie depășite, aceste provocări trebuie identificate și analizate pentru a găsi soluțiile potrivite.

Măsurătorile tribologice implică frecvent condiții severe de funcționare, cum ar fi temperaturi ridicate, presiuni mari, viteze înalte și/sau medii corozive. Aceste aspecte pot influența performanța senzorilor și acuratețea datelor achiziționate. Senzorii și traductorii utilizați pentru măsurarea uzurii, proceselor de frecare trebuie să aibă precizie înaltă și să ofere rezultate reproductibile. Cu toate acestea, expunerea continuă la condiții de operare severe poate duce la devieri ale măsurărilor. De asemenea, senzorii trebuie să aibă o durată de viață lungă, deoarece înlocuirea lor frecventă poate fi costisitoare și poate întrerupe procesele de monitorizare. Din acest motiv, calibrarea regulată și implementarea unor tehnici de autocalibrare sunt necesare pentru a menține fiabilitatea sistemelor de achiziție a datelor. Multe procese tribologice pot fi afectate de zgomot și interferențe. Acestea complică analiza datelor și necesită tehnici avansate de filtrare a semnalelor.

Plasarea senzorilor pe suprafețele fără a afecta funcționalitatea sistemului este o provocare majoră. Miniaturizarea senzorilor este necesară pentru a nu altera contactul dintre suprafețe, dar aceasta poate limita capacitatea lor de măsurare. Utilizarea senzorilor integrați direct în materiale și dezvoltarea tehnologiilor fără fir pentru achiziția datelor sunt soluții potențiale pentru această problemă.

Experimentele tribologice generează cantități mari de date, incluzând măsurători ale forțelor, temperaturilor, vitezelor, vibrațiilor și altor parametri. Acest volum mare de informații necesită sisteme avansate de stocare și procesare, iar infrastructurile IT trebuie să fie îndeajuns de performante încât să proceseze rapid și eficient aceste date.

Achiziția de senzori, software de analiză și infrastructura digitală necesită de regulă investiții financiare considerabile și efort de implementare semnificativ. De asemenea, costurile de mentenanță și actualizare a acestor sisteme pot fi ridicate, ceea ce limitează accesibilitatea tehnologiilor digitale pentru unele laboratoare de cercetare.

Integrarea senzorilor, sistemelor de achiziție a datelor (DAQ) și a software-ului de procesare a datelor într-un sistem unitar poate întâmpina dificultăți din cauza incompatibilității de hardware și software. Este necesară adoptarea unor politici, standarde și protocoale care să permită interoperabilitatea între diferite tehnologii digitale utilizate.

Utilizarea eficientă a tehnologiilor digitale în tribologie necesită personal bine pregătit atât pe domeniul de studiu, cât și în utilizarea sistemelor informatice. Formarea continuă a cercetătorilor și inginerilor este esențială pentru a ține pasul cu dezvoltarea rapidă a tehnologiilor digitale.

Pentru a identifica soluții la aceste impedimente este necesară colaborarea între experți din tribologie, inginerie, informatică și alte domenii conexe, precum și investiții în cercetare și dezvoltare. Prin depășirea acestor obstacole, tehnologiile digitale pot contribui semnificativ la avansarea tribologiei și la optimizarea aplicațiilor industriale și științifice.

1.3. Concluzii la capitolul 1

În rezultatul analizei efectuate în capitolul 1 referitoare la comportamentul tribosistemelor cu alunecare în condiții dinamice de funcționare, au fost stabilite următoarele concluzii:

1. În condiții dinamice de funcționare, tribosistemele pot provoca autooscilații de fricțiune care apar datorită variației forței de frecare. Au fost stabilite două tipuri de autooscilații: la alunecare relativă a suprafețelor de contact; stick – slip care se realizează în două stări ale contactului (lipire – stick și alunecare – slip).
2. Cercetarea autooscilațiilor de fricțiune se efectuează atât prin metode matematice, cât și experimentale. Modelele matematice sunt definite în baza ecuațiilor fundamentale ale mecanicii, unde modelul forței de frecare se stabilește în baza efectelor de frecare luate în studiu. În cele mai frecvente cazuri de modelări matematice și experimentale, în calitate de element sensibil la variația forței de frecare, se utilizează modelul oscilatorului mecanic cu elemente elastice.
3. Cercetările asupra regimului de autooscilație s-au intensificat în ultimii ani datorită dezvoltării sistemelor cu comandă automatizată și a roboticii. În cea mai mare parte aceste

cercetări se efectuează pe modele matematice. Însă, rezultatele acestor cercetări trebuie confirmate prin experimente.

4. Cercetările prin metode experimentale se efectuează pe tribomodele, cu utilizarea unor instalații speciale. Datorită fluxului mare de date experimentale aceste cercetări se pot efectua doar folosind sisteme informatice pentru achiziția, prelucrarea și prezentarea datelor experimentale. În cadrul cercetărilor pe acest domeniu sunt utilizate sisteme hardware de achiziție și aplicații software de prelucrarea datelor, specifice pentru fiecare caz concret.

În baza acestor concluzii, s-au formulat scopul și obiectivele lucrării:

Scopul lucrării: Identificarea legilor și a modelelor de frecare specifice tribosistemelor cu alunecare, în condiții dinamice de funcționare, prin intermediul modelărilor experimentale, utilizând sisteme informatice avansate de achiziție și prelucrare a datelor, scop atins prin ***următoarele obiective:***

1. Dezvoltarea unui model matematic care să descrie influența reciprocă dintre sistemul oscilant (oscilatorul armonic) și tribosistem;
2. Stabilirea relațiilor de echivalență energetică între tribosistem și oscilator pentru regimurile de alunecare și stick-slip;
3. Elaborarea tribomodelului experimental al tribosistemului de alunecare, cu mișcare ciclică de translație;
4. Proiectarea unui sistem informatic de achiziție și prelucrare a datelor experimentale.
5. Adaptarea instalației de testare tribologică pentru tribomodel și echiparea acesteia cu traductori și senzori, necesari sistemului informatic;
6. Dezvoltarea unei aplicații software pentru achiziția și stocarea datelor experimentale în cadrul sistemului informatic;
7. Dezvoltarea unor aplicații software pentru prelucrarea datelor experimentale care să permită analiza regimului de alunecare și a regimului stick-slip, în cadrul sistemului informatic.

2. MODELUL MATEMATIC AL INTERACȚIUNII SISTEMULUI MECANIC CU TRIBOSISTEMUL DE ALUNECARE

2.1. Modelul sistemului mecanic cu mișcări variabile supus acțiunii forțelor de frecare

La variația vitezei relative dintre suprafețele de contact, legile de frecare se complică prin apariția unor factori neliniari de diferit ordin. Acești factori pot fi cauza generării în elementele sistemului mecanic a *autooscilațiilor de fricțiune*. Comportamentul tribosistemului și a sistemului mecanic se complică și mai mult în cazul mișcărilor ciclice, cu schimbarea sensului vitezei relative. Suplimentar, în zonele de întoarcere a contactului pe curse apar condiții de producere a efectului *stick-slip*. Pentru elucidarea problemei de producere a mișcărilor oscilatorii sub acțiunea forțelor de frecare, au fost formulate mai multe legi [6, 29, 35, 67, 70 - 79] unde se specifică influența unor factori de bază cum ar fi: perioada de repaos relativ al suprafețelor de contact; viteza de trecere prin punctul de întoarcere; rugozitatea suprafețelor; viteza de deformare elastică și plastică în zona contactului; viteza de creștere a forței de frecare; prezența sau absența lubrifiantului; regimul de frecare. O parte dintre acești factori depind de proprietățile și caracteristicile tribologice ale materialelor triboelementelor, și de parametrii de lucru și de comandă ai tribosistemului.

Schimbarea de sens a vitezei relative (întâlnită în sistemele mecanice cu mișcări ciclice de translație) intensifică procesele în zona de contact a tribosistemului. Procesele date, la rândul lor, influențează forțele de frecare care, luând amploare, pot modifica impredictibil și necontrolat comportamentul dinamic al sistemului mecanic. De aceea, pentru prognozarea acestor situații este necesar de studiat și de stabilit, în dependență de factorii concreți de influență, legile de frecare pentru diferite zone și porțiuni de poziție a contactului pe cursele S și modul lor de evoluție pe întreg parcursul ciclului de mișcare.

În limitele fiecărei curse S ale ciclului de mișcare (Fig. 2.1) pe sens direct (DSM) și opus (OSM) se disting următoarele zone și porțiuni cu caracteristici cinematice diferite [80]: zone (ZRP) ale punctelor de întoarcere a contactului pe cursă (punctul de întoarcere apropiat (RPN – Return point near) și punctul de întoarcere îndepărtat (RPR – Return Point Remote); zone (PMS) ale punctelor de viteză maximală; porțiuni (AM) cu accelerație și (DM) cu decelerație a mișcării; Entry RPN - intrarea contactului în zona punctului de întoarcere apropiat al cursei; Exit RPN - ieșirea contactului din zona punctului de întoarcere apropiat al cursei; Entry RPR - intrarea contactului în zona punctului de întoarcere îndepărtat al cursei; Exit RPR - ieșirea contactului din zona punctului de întoarcere îndepărtat al cursei.

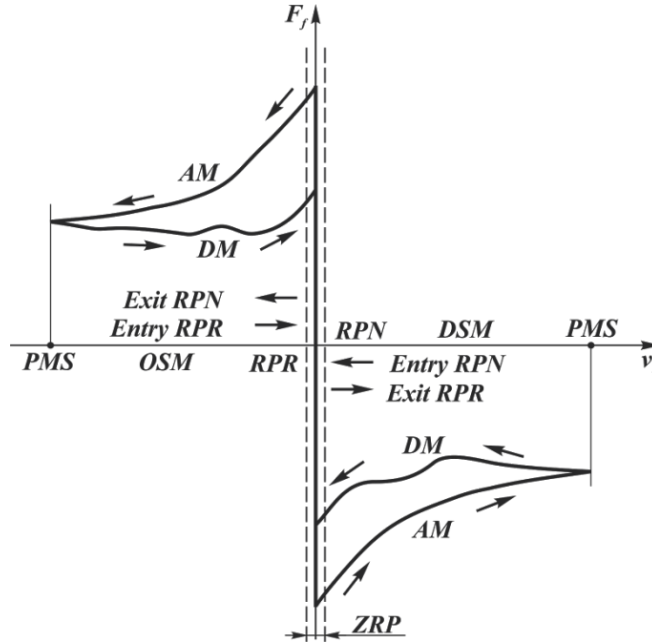


Fig. 2.1. Zone și porțiuni în legea de frecare pentru cazul mișcării ciclice de translație [80]

Împărțirea cursei pe zone și porțiuni distincte complică esențial modelul matematic al sistemului examinat. Soluționarea problemei este practic imposibilă prin metode analitice și devine deosebit de dificilă prin metode numerice de rezolvare. Pentru probleme de complexitatea dată (când în sistemul mecanic acționează forțe neconservative de frecare) o cale sigură de cercetare rămâne cea experimentală. Însă, modelările experimentale trebuie formalizate și executate în cadrul principiilor și a ecuațiilor fundamentale ale dinamicii, alcătuite în baza formalismului Newtonian [10, 80, 81, 82]

$$m\ddot{X} + b\dot{X} + cX = F_f(v_r, t) \quad (2.1)$$

sau a celui Lagrangian

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = Q_n, \quad (2.2)$$

unde: $X, \dot{X}, \ddot{X}$ – coordonata, viteza și accelerația în sistem cartezian; v_r – viteza relativă a suprafețelor de contact; F_f – forța de frecare; $q, \dot{q}$ – coordonata și viteza generalizată în spațiul configurațiilor; $(L = T - \Pi)$ – funcția Lagrange (potențialul cinetic); T, Π – energia cinetica și potențială; Q_n – forțele generalizate neconservative - de frecare.

Sensul fizic și modelul matematic al forței generalizate neconservative Q_n depinde de regimul de mișcare relativă a suprafețelor în contact (valoarea vitezei relative v_r) care poate fi cu alunecare – *slip* (pentru $v_r \neq 0$) sau *lipire – stick* (pentru $v_r = 0$).

$$Q_n = \begin{cases} Q_d(q, \dot{q}, v_r), & v_r \neq 0 \\ Q_s(q, \dot{q}), & v_r = 0 \end{cases} \quad (2.3)$$

În regim de alunecare *slip* tribosistemul devine unul *disipativ*, conform condițiilor (2.3), caracterizat de forța Q_d (unde mișcarea mecanică se transformă în alte forme de mișcare – cea mai mare parte în căldură). În regim de lipire – *stick*, caracterizat de forța Q_s , în zona contactului se produc procese *mecanice* (deformații elastice și plastice). Datorită efectelor *stick - slip* și a neliniarităților cu caracteristică negativă la mișcare pe faza *slip* în legea forței de frecare, în sistemul mecanic se produc autooscilații de fricțiune sub formă de vibrații și zgomote într-un spectru larg de frecvențe [6, 29, 35].

Pentru elucidarea problemei de studiere a comportamentului dinamic al tribosistemului este necesar de stabilit „*instrumente-model*” capabile să reacționeze în mod adecvat la orice perturbații ale forței de frecare. Un asemenea „instrument” frecvent folosit la descrierea și studierea proceselor oscilatorii din diferite sisteme este *oscilatorul armonic* [81, 83 - 86], pentru care mișcarea periodică este definită de relația $x = A \cos(\omega t + \varphi)$, unde: A – amplitudinea oscilației; x – variabila dinamică a sistemului; ω – frecvența naturală; φ – faza inițială a mișcării; t – variabila independentă (timpul). Oscilatorul se pune la baza elaborării atât a modelelor matematice, cât și a dispozitivelor tehnice necesare pentru verificări și cercetări experimentale ale sistemelor studiate.

Pentru cercetări experimentale sistemul mecanic se reduce la modelul *oscilatorului armonic*, care interacționează cu tribosistemul și care se influențează reciproc. În rezultat s-a obținut modelul unui sistem complex, ulterior numit sistem *oscilator-tribosistem* [87], prezentat în Fig. 2.2. Masa sistemului mecanic se reduce la masa m a blocului 1, iar rigiditatea elementelor la rigiditatea c a arcurilor 2 care leagă blocul de carcasa 4 pe ambele părți. Platforma 3 (modelul elementului aflat în mișcare) efectuează mișcare ciclică de translație cu viteza V pe ghidajul 5

, în limitele cursei S stabilită de poziția punctelor de întoarcere (RPN și RPR). Viteza V a platformei își schimbă periodic sensul în limitele fiecărui ciclu de mișcare.

Mișcarea platformei 3 se realizează cu un mecanism de acționare. La modelarea mișcării ciclice de translație, în particular, se poate utiliza un mecanism de tip bielă-manivelă.

Mișcarea blocului: inițial (în stare liberă) blocul 1, sub acțiunea forțelor de elasticitate F_e ale arcurilor 2 se va afla în poziția „ O ” a punctului de echilibru stabil. La punerea în mișcare a platformei 5, blocul 1 (sub acțiunea forței de frecare F_f) se va deplasa spre vecinătatea unui punct O^* de echilibru instabil [87, 88], determinat de coordonata X^* în raport cu punctul de echilibru stabil O . În cazul producerii autooscilațiilor de fricțiune, variația deplasării blocului 1 în raport cu punctul O^* se va determina cu coordonata $x(t)$. Coordonata de poziție al centrului de greutate a blocului va fi: $X(t) = X^* + x(t)$. Blocul va executa, în raport cu poziția X^* mișcări oscilatorii.

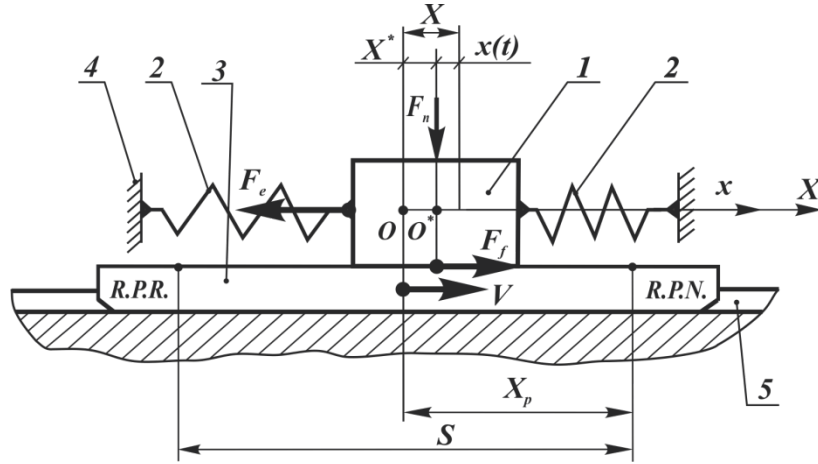


Fig. 2.2. Schema interacțiunii oscilatorului armonic cu tribosistemul [87]

Dat fiind faptul că procesul de frecare este unul disipativ, o modelare matematică mai adecvată a evoluției dinamice a sistemului *oscilator-tribosistem* poate fi realizată în cadrul formalismului *Lagrangian*.

Pentru elucidarea problemei de influență reciprocă dintre oscilator și tribosistem este necesar să se examineze starea și comportamentul fiecărui sistem în mod separat, prin recurgere la izolare.

2.2. Modelul izolat al oscilatorului armonic cu elemente elastice

Prin izolarea de tribosistem, oscilatorul devine un sistem mecanic autonom pentru care ecuația Lagrange capătă forma [89]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = 0. \quad (2.4)$$

Pentru oscilatorul cu un grad de libertate, unde coordonata generalizată este carteziană, coordonata și viteza din relația (2.4) se înlocuiesc corespunzător: $q = X$; $\dot{q} = \dot{X}$. Ecuația Lagrange în noile coordonate capătă forma (2.5).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}} \right) - \frac{\partial L}{\partial X} = 0. \quad (2.5)$$

În cazul modelului examinat, starea oscilatorului se apreciază în baza integralei prime - *integrala energiei* (pe care o admite funcția Lagrange L) care reprezintă legea conservării energiei totale. Energia totală E a oscilatorului izolat ia valori constante de nivel (h)

$$\dot{X} \frac{\partial L}{\partial \dot{X}} - L = E = T + \Pi = m \frac{\dot{X}^2}{2} + c \frac{X^2}{2} = h = \text{const}, \quad (2.6)$$

unde: $L = m \frac{\dot{X}^2}{2} - c \frac{X^2}{2}$ – potențialul cinetic (funcția Lagrange) exprimat în caracteristicile oscilatorului; $X, \dot{X}$ – coordonata și viteza centrului maselor blocului oscilatorului; m – masa blocului oscilatorului; c – rigiditatea elementelor elastice ale oscilatorului.

Pentru analiza stării mecanice și comportamentul oscilatorului, soluțiile ecuației (2.5) se examinează în spațiul (planul) fazelor, reprezentat de coordonatele fazice X și Y . Coordonata fazică a vitezei $Y = \dot{X}/\omega$, unde $\omega = \sqrt{c/m}$ – frecvența ciclică naturală a oscilatorului.

În coordonatele fazice $X - Y$ structura relației (2.6) capătă forma

$$E = \frac{1}{2}c(X^2 + Y^2) = \frac{1}{2}cR^2 = h = \text{const.} \quad (2.7)$$

Starea mecanică a oscilatorului în coordonatele fazice $X - Y$, respectând condiția specificată de relația (2.7), este reprezentată de traiectorii orbitale de formă circulară plasate concentric de la centru (cu originea $X = 0 ; Y = 0$). Poziția fiecărei orbite se stabilește cu raza $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$, corespunzătoare nivelului dat al energiei totale ($E = h$) a oscilatorului. Mișcarea pe orbita curentă de nivel energetic h este determinată de poziția în fiecare moment de timp a punctului reprezentativ M_h (stabilită de coordonatele X_h și $Y_h = \frac{\dot{X}_h}{\omega}$) care se deplasează cu viteza fazică $V_\phi = \sqrt{\dot{X}^2 + \dot{Y}^2} = \sqrt{\dot{X}^2 + \left(\frac{\ddot{X}}{\omega}\right)^2}$ îndreptată pe direcția tangentei la traiectorie (Fig. 2.3).

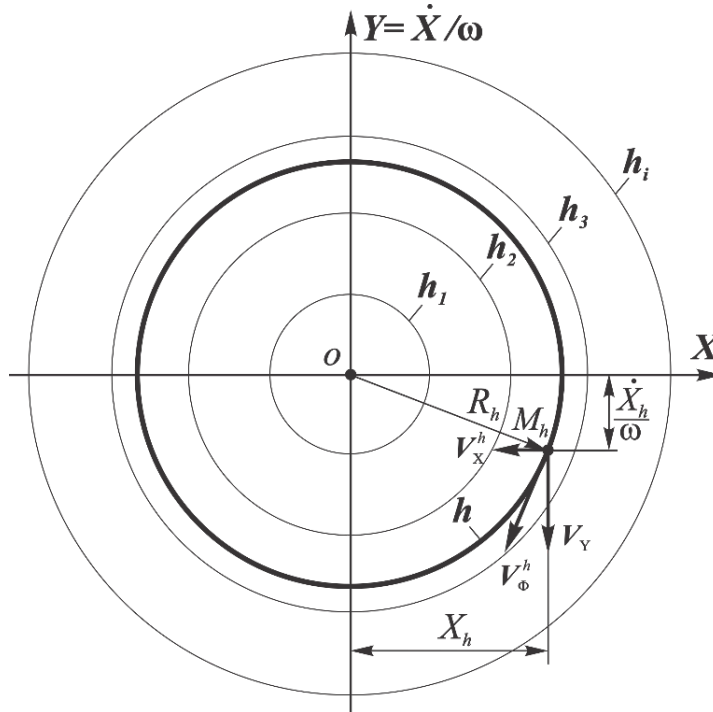


Fig. 2.3. Mișcarea oscilatorului conservativ reprezentată în spațiul fazelor $X - Y$: $h_1 \dots h_i$ - orbitele traiectoriilor de nivel energetic i , care pot fi parcurse de punctul reprezentativ M

2.3. Modelul tribosistemului (sistemul disipativ)

Din punct de vedere a tribosistematicii [25] un tribosistem este alcătuit structural (Fig. 1.3) din două triboelemente solide, mediul de interpunere între suprafețele de contact și mediul de lucru. În cadrul modelului examinat (Fig. 2.2), triboelementul (1) se fixează de blocul oscilatorului și efectuează împreună mișcare cu deplasări și viteze generalizate $q = X$ și $\dot{q} = \dot{X}$. Triboelementul solid (2) se fixează pe platforma 3 care se mișcă pe ghidajul 5 cu viteza de translație V .

În calitate de parametri de comandă cu tribosistemul se utilizează: tipul mișcării; forța normală de încărcare a contactului; temperatura în zona contactului; durata de funcționare. Controlul comportamentului tribosistemului la interacțiunea suprafețelor de contact se face cu parametrii de stare cu care se apreciază fenomenul de frecare-uzare și de disipare a energiei. Dintre parametrii de control se specifică: forța de frecare; coeficientul de frecare; lucrul mecanic produs de forțele de frecare; puterea de producere a lucrului forțelor de frecare (disipative).

Datorită neregularităților geometrice și microgeometrice (rugozității) suprafața reală de contact dintre triboelemente se realizează pe zone elementare, distribuite în limitele suprafeței nominale de contact. Numărul de zone elementare, poziția, dimensiunile și stabilitatea lor la mișcare relativă se află în permanentă modificare, depinde de mai mulți factori și poartă un caracter dinamic.

În rezultatul producerii lucrului forțelor de frecare și al disipării de energie, în zona de contact se produc fenomene și procese de diferită natură: mecanice (însoțite de deformări elastice și plastice [89, 90], cu acumulări și cedări de energie), acustice, termice, electrice, chimice, modificări structurale ale materialelor, etc. Un rol principal la realizarea acestor fenomene și procese concrete îl joacă proprietățile și caracteristicile materialelor triboelementelor. Pentru elucidarea problemelor legate de procesul de frecare este necesar, ca pentru fiecare caz concret de configurare a tribosistemului și a condițiilor de lucru, să se stabilească legea forței de frecare, nivelul pierderilor energetice, intensitatea de disipare a energiei în zona contactului.

Reieșind din structura discretă a suprafeței reale de contact, componenta elementară F_i a forței de frecare (Fig. 2.4) pe spațiul unei zone elementare locale dintre suprafețele triboelementelor 1 și 2, în vecinătatea punctului M_i , poate fi reprezentată de următoarea relație funcțională [89]:

$$F_i = -k_i f_i(v_i) \frac{v_i}{v_i}, \quad (2.8)$$

unde: v_i și v_i – vectorul și modulul vitezei relative de alunecare pe zona suprafeței elementare reale de contact redusă la punctul M_i ; k_i și $f_i(v_i)$ – funcții pozitive dependente de coordonatele generalizate, de viteza v_i și de parametrii interni și externi ai tribosistemului. În cazul *fixării*

platformei, drept coordonată generalizată q_r pentru mișcarea relativă a suprafețelor de contact al triboelementelor 1 și 2 se acceptă coordonata generalizată a centrului maselor blocului oscilatorului. În rezultat, coordonata și viteza generalizată relativă va fi: $q_r = q$; $\dot{q}_r = \dot{q}$.

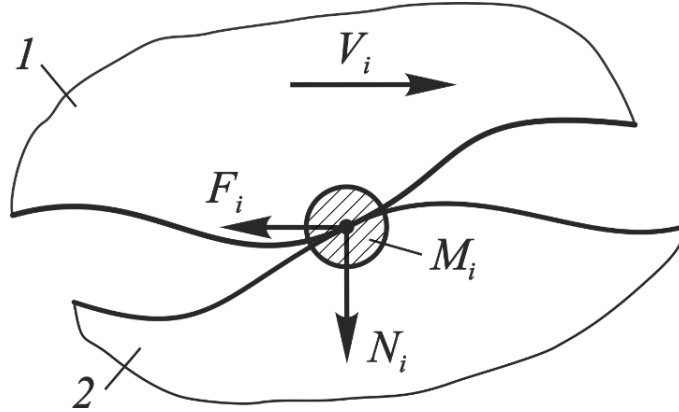


Fig. 2.4 Interacțiunea în spațiul unei zone elementare de contact

Luând în considerare (2.8), forța disipativă generalizată în raport cu coordonata și viteza generalizată q și $\dot{q}$, determinată în limitele ariei nominale a suprafeței de contact este

$$Q_d = - \sum_{i=1}^N k_i f_i(v_i) \frac{v_i}{v_i} \frac{\partial v_i}{\partial \dot{q}} = - \frac{\partial}{\partial \dot{q}} \sum_{i=1}^N k_i \int_0^{v_i} f_i(u) du = - \frac{\partial \Phi_d}{\partial \dot{q}}, \quad (2.9)$$

unde: N – numărul ariilor elementare locale pe suprafața nominală de contact. În cadrul formalismului Lagrangian forța disipativă generalizată Q_d rezultă dintr-o funcție numită funcție disipativă [82, 89] de tip Rayleigh, definită de relația

$$\Phi_d = \sum_{i=1}^N k_i \int_0^{v_i} f_i(u) du, \quad (2.10)$$

unde: k_i și $f_i(u)$ – funcții pozitive definite pe spațiile i ale ariilor elementare reale de contact dependente de coordonata q și viteza generalizată $\dot{q}$ a oscilatorului, de viteza V a platformei, de parametrii interni și externi ai tribosistemului; v_i – viteza relativă locală a suprafețelor pe spațiile ariilor elementare reale de contact; N – numărul ariilor elementare reale în limitele ariei nominale de contact.

În cazul tribosistemului cu un grad de libertate a mișcării relative a suprafețelor de contact (pe direcția coordonatei carteziene X), coordonata și viteza relativă generalizată se exprimă prin coordonatele oscilatorului ($q_r = X$, $\dot{q}_r = \dot{X}$). În coordonate carteziene forța disipativă generalizată Q_d se reprezintă prin forța totală reală de frecare F_f ($Q_d = F_f$), de unde $F_f = - \frac{\partial \Phi_d}{\partial \dot{X}}$.

La punerea în mișcare a platformei cu viteza absolută V pe direcția coordonatei X , viteza relativă v_r a suprafețelor de contact se determină din diferența $v_r = \dot{X} - V$. În raport cu această situație cinematică a mișcării relative, relația de determinare a forței de frecare capătă forma

$$F_f = -\frac{\partial}{\partial (\dot{X}-V)} \sum_{i=1}^N k_j \int_0^{v_j} f_i(u) du = -\frac{\partial \Phi_d}{\partial v_r}, \quad (2.11)$$

unde v_r – viteza relativă a suprafețelor la mișcarea concomitentă a platformei și a blocului oscilatorului.

Funcția disipativă Φ_d caracterizează *intensitatea de disipare a energiei* rezultată din lucrul mecanic produs de forțele disipative (de frecare).

În cazul celor mai simple modele de frecare (referitor la tribosisteme de alunecare cu un grad de libertate) pentru funcția $f_i(u)$ a fost admisă o structură de tip monom, cu dependență exponențială de viteză de forma $f_i(u) = v_i^m$. Însușind integrala acestei funcții pe spațiul suprafeței nominale de contact se obține [89] $\sum_{i=1}^N \int_0^{v_i} f_i(u) du = \frac{1}{m+1} v_r^{(m+1)}$. În rezultat, funcția disipativă Φ_d capătă forma

$$\Phi_d = \frac{1}{m+1} k v_r^{(m+1)}. \quad (2.12)$$

În cadrul acestor de modele de frecare, factorul $k = \sum_{i=1}^N k_i$ poate avea diferite semnificații, iar exponentul m poate lua diferite valori. În particular, pentru cazul legii lui Coulomb la frecare uscată exponentul $m = 0$, iar factorul $k = F_c$ reprezintă forța de frecare cinetică. La frecare liniară în mediu fluid vâscos $m = 1$, iar factorul $k = b$ - coeficientul de proporționalitate care stabilește intensitatea de rezistență la mișcarea corpului în mediul fluid.

Funcția disipativă a fost introdusă pentru determinarea intensității de disipare a energiei din sistemele tehnice (în particular din tribosisteme) și se află într-o proporționalitate directă cu puterea P_d a forțelor disipative (de frecare)

$$P_d = -(m+1) \Phi_d. \quad (2.13)$$

La general forțele de frecare, având caracter disipativ, au dependență diferită și complicată de viteza relativă v_r pentru diferite configurații ale tribosistemelor. Aceasta complică stabilirea modelului forței de frecare atât prin metode teoretice, cât și experimentale. Una dintre căile posibile de stabilire a modelului forței de frecare pentru condiții dinamice de funcționare a sistemului mecanic, unde variația vitezei relative reprezintă un factor principal de influență, este cea de *similitudine structurală* (conform 2.13) dintre expresiile puterii P_d a forțelor disipative și a funcției disipative Φ_d . *Structurile relaționale* ale acestor funcții pot fi obținute prin aproximarea legii de variație a puterii P_d prin funcții algebrice, în baza datelor experimentale. Una dintre funcțiile pe

larg utilizate în analiza proceselor fizice și a celor din sistemele ingineresti este funcția polinomială de forma:

$$y = f(a, x) = \sum_{i=0}^{n-1} a_i f_i(x) = a_0 f_0(x) + a_1 f_1(x) + \dots + a_{n-1} f_{n-1}(x), \quad (2.14)$$

unde: x – variabila independentă; n – numărul de puncte pe eșantion; $a_i = \{a_0, a_1, a_2, \dots, a_{n-1}\}$ – coeficienții polinomului diferiți de zero ($a_i \neq 0$); s – gradul polinomului. Valoarea gradului polinomial trebuie să respecte următoarea condiție: $0 \leq s \leq n - 1$;

Reprezentând funcțiile $f_i(x)$ prin funcții de forma $f_i(v_r) = v_{ri}^m$ (unde exponentul $m = s - 1$), se ajunge la structura unei funcții disipative Φ_d generalizate. Prin intermediul acestei funcții se stabilește modelul forței de frecare pentru configurații concrete ale tribosistemului și în condiții strict determinate de funcționare.

2.4. Modelarea sistemului oscilator-tribosistem

2.4.1. Considerente privind modelarea sistemului oscilator-tribosistem

Mișcarea oscilatorului sub acțiunea tribosistemului se produce în două faze. Pe prima fază (de la o sursă exterioară – mecanismul de acționare a platformei) în masa blocului și în elementul elastic se acumulează o cantitate de energie E , echivalentă lucrului mecanic W efectuat de forțele de frecare F_f la deplasarea relativă l a suprafețelor în contact ($E = W = F_f l$). În punctul de echilibru al forței elastice F_e cu forța de frecare F_f se începe faza a doua – cedarea energiei acumulate în oscilator, tribosistemului. Astfel, la fiecare ciclu de mișcare fazele se repetă, cu acumulare și cedare de energie în cantități echivalente cu lucrul mecanic efectuat de forțele de frecare.

La studierea interacțiunii dintre tribosistem și oscilator apar *două probleme* care se soluționează în baza principiilor și a ecuațiilor fundamentale ale dinamicii. În cadrul *primei probleme*, se caută traiectoriile de mișcare ale sistemului oscilant (oscilatorului) din condiția cunoașterii modelului de frecare. Însă în condiții reale de funcționare a tribosistemelor comportamentul forțelor de frecare este diferit de la caz la caz. Până în prezent au fost formulate o serie de legi de frecare care se referă doar la regimuri specifice de lucru: frecare uscată (fără lubrifiere); frecare cu ungere în regim hidrodinamic și hidrostatic. În cazul altor situații, cum este frecarea limită sau mixtă, apar o multitudine de factori de influență care diversifică și complică comportamentul forțelor de frecare. În aceste situații legile de frecare se stabilesc prin metode experimentale. Aici apare *a doua problemă* care se referă la stabilirea modelelor de frecare din condiția cunoașterii stării mecanice a oscilatorului pentru cazuri concrete de funcționare a

tribosistemului. La rezolvarea acestei probleme, starea mecanică a oscilatorului se examinează prin metoda planului fazelor, construit în baza datelor experimentale.

Sub acțiunea forțelor de frecare se pot realiza două regimuri de stare mecanică a oscilatorului: 1 – staționar; 2 – nestaționar. Regimul staționar apare în cazul mișcării aperiodice când, poziția blocului oscilatorului tinde spre punctul de echilibru instabil O^* (Fig. 2.2) și va rămâne acolo o perioadă nedeterminată de timp. Regimul nestaționar se produce sub două forme: 1 – autooscilații periodice susținute de forța de frecare la mișcare relativă de alunecare; 2 – autooscilații produse de efectul *stick-slip* (lipire-alunecare). Starea contactului la realizarea acestor regimuri de funcționare a sistemului oscilator–tribosistem depinde de valoarea vitezei relative a suprafețelor conjugate ($v_r = \dot{X} - V$), unde: $\dot{X}$ – viteza centrului maselor blocului oscilatorului în raport cu punctul fix „O” (Fig. 2.2) de echilibru stabil; V – viteza platformei. În dependență de coraportul dintre vitezele suprafețelor conjugate ($v_r, \dot{X}, V$) se realizează următoarele situații (2.19).

$$\begin{aligned} \text{În stare de alunecare (slip)} \quad v_r &= \begin{cases} -V, & \dot{X} = 0 \text{ regim staționar} \\ \dot{X} - V, & \dot{X} \neq V \text{ regim nestaționar} \end{cases} \\ \text{În stare stick} \quad v_r &= \{0, \quad \dot{X} = V \text{ mișcare pe faza stick} \end{aligned} \quad (2.19)$$

În conformitate cu condițiile (2.19) forțele generalizate din (2.2 și 2.3) au următoarele valori: pe faza *slip* - forța $Q_d = F_f$; forța $Q_s = 0$; pe faza *stick* – forța $Q_d = 0$, forța $Q_s = F_s$.

La general, în cazul realizării autooscilațiilor cvasiarmonice, forța de frecare constă din două componente: una cinetică F_c de tip Coulomb-Amontons – cu valori independente de viteza relativă în contact; a doua variabilă F_{din} (dinamică) – cu valori dependente de viteză și implicit de timp.

$$F_f = F_c + F_{din} \quad (2.20)$$

La realizarea mișcării *stick – slip* va apărea câte o componentă pe fiecare fază

$$F_f = \begin{cases} F_s & \text{pe faza stick} \\ F_{din} & \text{pe faza slip} \end{cases}, \quad (2.21)$$

unde: F_s – forța statică, pentru valori ale vitezei relative $v_r = 0$; F_{din} – forță variabilă (dinamică), dependentă de viteza relativă v_r și de forța F_s .

2.4.2. Mișcarea sistemului în regim staționar aperiodic

Mișcarea sistemului în regim staționar aperiodic se realizează sub acțiunea forței de frecare la un nivel înalt de disipare a energiei în zona contactului. Datorită disipării intense, oscilatorul tinde să-și stabilizeze asimptotic poziția în vecinătatea punctului de echilibru instabil O^* cu

coordonata $X = X^*$ (Fig. 2.2). Viteza oscilatorului $\dot{X} \rightarrow 0$, iar viteza relativă ia valori apropiate de viteza platformei, $v_r \rightarrow (V)$. La valori constante ale parametrilor de încărcare a contactului mișcarea oscilantă amortizează complet (viteza $\dot{X} = \dot{X}^* = 0$), iar poziția punctului reprezentativ M (cu coordonatele $X^* \neq 0$ și $Y^* = 0$) în spațiul fazelor (Fig. 2.5) devine una *staționară*.

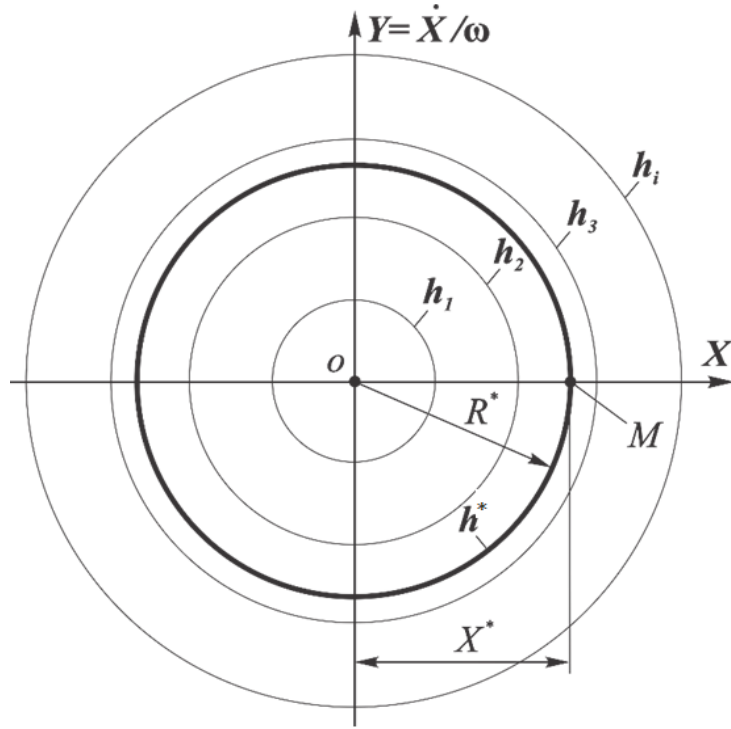


Fig. 2.5. Poziția punctului reprezentativ M în planul fazelor cu coordonatele $X = X^*$ și $Y^* = 0$, în cazul realizării regimului staționar de funcționare a sistemului oscilator-tribosistem

În această stare forța F_c de frecare (independentă de variația vitezei relative v_r) se încadrează în modelul Coulomb-Amontons. Acceptând exponenta $m = 0$ în relația (2.13), forța generalizată neconservativă Q_n din ecuația (2.2), conform condițiilor (2.3), devine disipativă Q_d .

$$Q_d = -\frac{\partial \Phi_d}{\partial v_r} = -\frac{\partial}{\partial v_r} \left(\frac{1}{0+1} k v_r^{(0+1)} \right) = -\frac{\partial}{\partial v_r} (k v_r) = -k = -F_c = \text{const} .$$

Ecuția Lagrange (2.2) a sistemului oscilator-tribosistem capătă forma

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}^*} \right) - \frac{\partial L}{\partial X^*} = -F_c . \quad (2.22)$$

În rezultatul derivării părții stângi a ecuației (2.22) $-\frac{1}{2} c \frac{\partial}{\partial X^*} (X^*)^2 = -c X^*$ se obține

$$c X^* = F_c . \quad (2.23)$$

Sub acțiunea forței F_c energia totală E^* a oscilatorului capătă valori relativ stabile, rămânând la nivelul $h^* \rightarrow \text{const}$ al orbitei reprezentative cu raza $R^* = X^*$ o perioadă nedeterminată de timp (Fig. 2.5).

$$E^* = \frac{1}{2}c(R^*)^2 = \frac{1}{2}c(X^*)^2 = h^* \rightarrow const \quad (2.24)$$

Variația energiei la o variație elementară a timpului

$$\frac{dE^*}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2}cR^2 \right) = cR^* \frac{dR^*}{dt} = cR^* V_n^* = cX^* \dot{X}^* \rightarrow 0, \quad (2.25)$$

unde, $V_n^* = \frac{dR^*}{dt} = \frac{dX^*}{dt} = \dot{X}^*$ reprezintă viteza de variație a poziției punctului reprezentativ M în momentul intersecției orbitei traiectoriei de nivel h^* pe direcția normalei, trasată prin punctul cu coordonata $X^* = R^*$. Valoarea nulă a vitezei $V_n^* = \dot{X}^* = 0$ indică că componenta variabilă F_{din} (dinamică) a forței de frecare este nulă ($F_{din} = 0$).

Puterea de disipare a energiei și funcția disipativă se află în următoarea relație:

$$P_d^* = F_c v_r = cX^* V. \quad (2.26)$$

2.4.3. Mișcarea periodică în regim nestaționar

În realitate, din cauza unor instabilități interne care persistă în zona contactului (datorită caracteristicii neliniare a forței de frecare) se produc zgomote de forță care supun oscilatorul unor perturbații de coordonată ΔX cu viteză absolută $\dot{X}$. Aceste perturbații conduc la pierderea echilibrului și tranziția la un regim nestaționar cu apariția unor mișcări oscilatorii periodice a sub formă de autooscilații de frecvență apropiată frecvenței naturale ω . În consecință ecuația (2.2) căpătă forma:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}} \right) - \frac{\partial L}{\partial X} = F_f \text{sign } v_r. \quad (2.27)$$

Pentru examinarea mișcării oscilatorului (Fig. 2.2) se acceptă suplimentar un sistem relativ de referință cu originea o^* legată de punctul X^* în raport cu care variația de coordonată $\Delta X = x$.

În rezultat coordonata și viteza oscilatorului vor fi stabilite cu expresiile:

$$X = X^* + x; \quad \dot{X} = \dot{X}^* + \dot{x}. \quad (2.28)$$

În noile coordonate ecuația (2.27) degenerază într-un sistem echivalent de două ecuații

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}^*} \right) - \frac{\partial L}{\partial X^*} = F_f^* \text{sign } V \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} = F_{din}(v_r) \text{sign } v_r \end{cases}. \quad (2.29)$$

Starea mecanică a oscilatorului la mișcarea relativă a suprafețelor este definită de două componente ale forței de frecare (F_f^* și $F_{din}(v_r)$) cu caracter particular de variație, care se influențează reciproc. În cazul dat forța totală de frecare $F_f(v_r)$ care acționează oscilatorul

$$F_f = F_f^* + F_{din}(v_r). \quad (2.30)$$

În dependență de modul de variație a componentelor forței de frecare pe perioade limitate de timp, oscilatorul poate trece în regim *asimptotic stabil* sau în regim *instabil* de autooscilare. Pentru fiecare regim nestaționar de funcționare (stabil sau instabil), la rezolvarea sistemului (2.29) se caută modelul forței de frecare F_f și în special a componentei dinamice $F_{din}(v_r)$.

Regimul stabil de mișcare oscilatorie

În cazul realizării regimului stabil de mișcare, valoarea medie a ciclului reprezentată de punctul X^* capătă o poziție cvasistaționară, iar viteza $\dot{X}^*$ de variație a coordonatei tinde asimptotic spre valoarea „0” pe porțiuni relativ mari ale cursei platformei. Coordonata X^* se determină prin utilizarea ferestrelor temporale (Fig. 2.6.) pe porțiunile respective ale cursei

$$X^* = X_m = \frac{1}{n-s} \sum_{i=s}^n \frac{X_i^{max} + X_i^{min}}{2}, \quad (2.31)$$

unde: X_m – valoare medie a coordonatei; X_i^{max} , X_i^{min} – valoarea maximală și minimală a coordonatei ciclului i ; s – numărul primului ciclu și n – numărul ultimului ciclu ale ferestrei examinate.

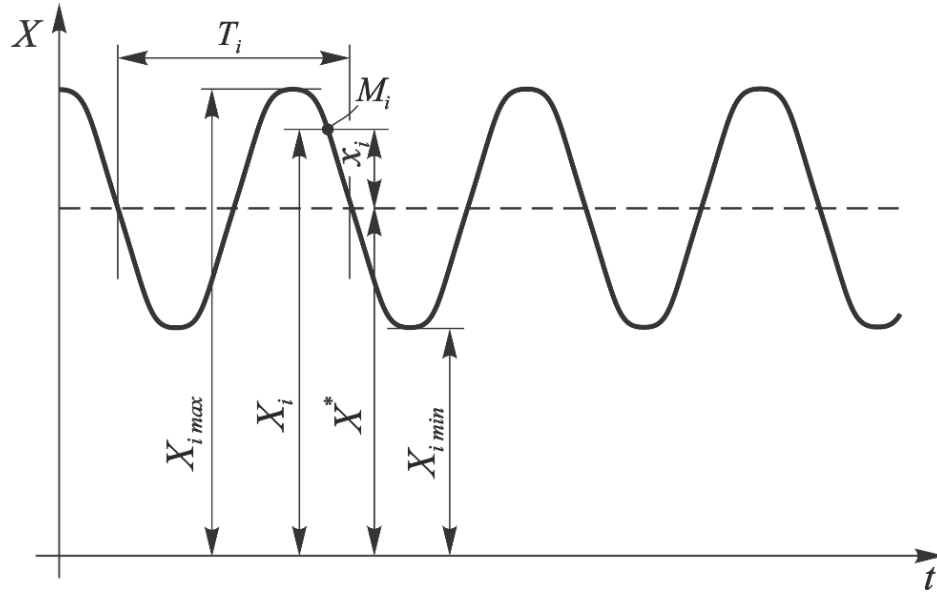


Fig. 2.6. Mișcarea oscilatorului în spațiul timpului în regim nestaționar stabil de autooscilare

În limitele ciclului i coordonata X_i , viteza oscilatorului $\dot{X}_i$ și viteza relativă de alunecare v_r^i se determină conform relațiilor

$$\begin{cases} X_i = X^* + x_i \\ \dot{X}_i = \dot{x}_i \\ v_r^i = \dot{x}_i - V_i \end{cases}, \quad (2.32)$$

unde: V_i – viteza platformei în limitele perioadei T_i a ciclului i .

Sistemul rămâne stabil când în limitele perioadei T_i a fiecărui ciclu se respectă condiția $\int_0^{T_i} \dot{x}_i dt = 0$.

În planul fazelor starea mecanică a oscilatorului se examinează cu mișcarea pe traiectorie a punctului reprezentativ M_i (Fig. 2.7). Traectoria fazică, în cazul regimului stabil de mișcare, reprezintă o curbă care tinde spre un ciclu limită. Forma ciclului depinde de *regimul de frecare și de procesele neliniare* care se produc în zona contactului. În caz particular, cu mișcări periodice cvasiarmonice, traiectoria fazică tinde spre un ciclu cu formă *aproximativ circulară*, cu centrul plasat în punctul O^* , al cărui poziție este determinată de coordonata cvasistaționară X^* .

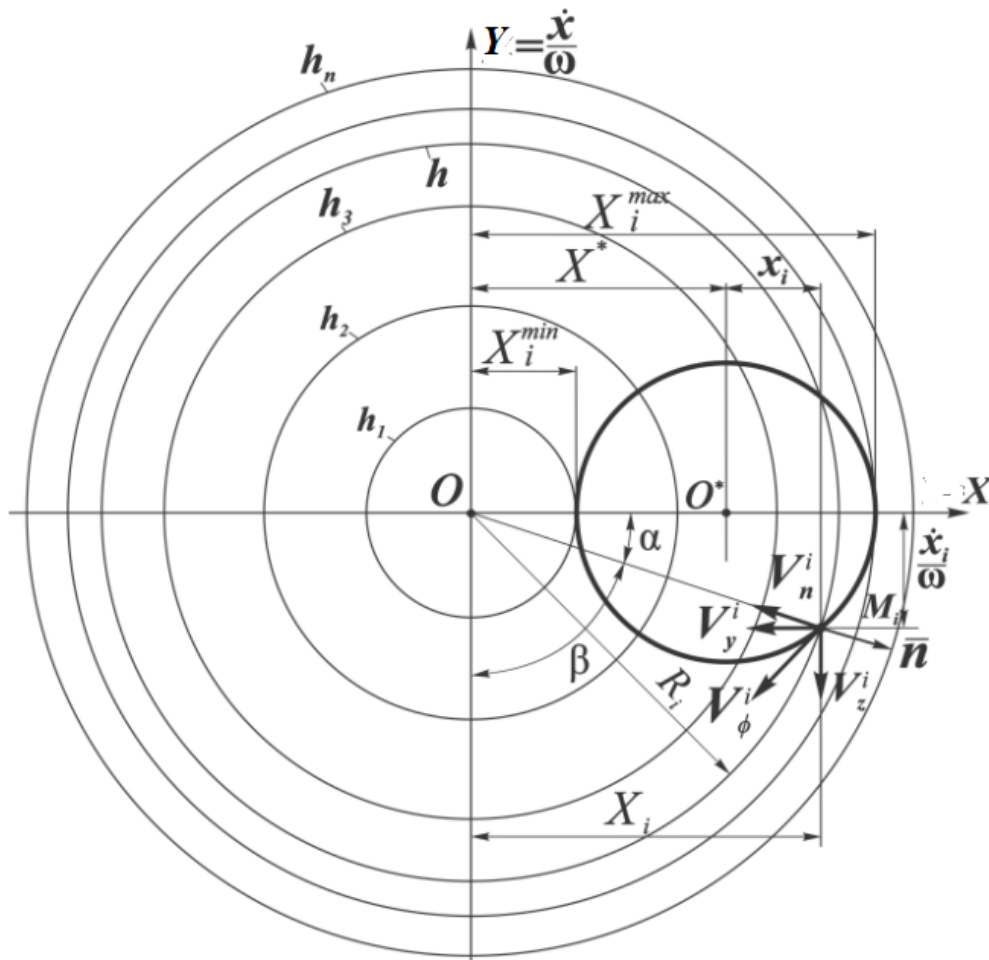


Fig. 2.7. Traectoria ciclului de mișcare a punctului reprezentativ „M” în spațiul fazelor

Punctul reprezentativ M_i , la mișcare pe traiectoria fazică a ciclului limită, intersectează orbitele de nivel energetic h_i cu viteza normală V_n^i , îndreptată spre punctul „O” de echilibru stabil al oscilatorului. Componenta normală V_n^i a vitezei fazice caracterizează *intensitatea de variație a*

energiei oscilatorului. La valori pozitive ale vitezei V_n^i oscilatorul se află în mișcare pe faza de acumulare a energiei de la sursa exterioară prin intermediul tribosistemului. Când viteza V_n^i ia valori negative se trece pe faza de cedare a energiei acumulate, efectuând lucru mecanic asupra tribosistemului. Astfel, o parte din energia transmisă oscilatorului se disipează în rezultatul producerii de lucru mecanic de către forțele de frecare la alunecarea relativă a suprafețelor în contact.

Comportamentul dinamic al sistemului oscilator-tribosistem se examinează în baza stării energetice [91, 92], caracterizată de:

- lucrul mecanic W și puterea P_f de disipare a energiei (pentru tribosistem);
- energia E și variația ei în timp dE/dt (pentru oscilator).

Expresia energiei totale E_i a oscilatorului pe perioadă T_i a ciclului, redusă la coordonatele fazice a punctului reprezentativ M_i (Fig. 2.7) are forma:

$$E_i = \frac{1}{2} c \left[(X^* + x_i)^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} c (X^*)^2 + c X^* x_i + \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right]. \quad (2.33)$$

În relația (2.33) apar trei factori:

1. $\frac{1}{2} c (X^*)^2$ - factorul energetic cvasistaționar;
2. $\frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right]$ - factorul nestatăionar;
3. $c X^* x_i$ - factorul de influență reciprocă dintre factorii cvasistaționar și nestatăionar.

Punctul O^* de echilibru instabil legat de coordonata X^* , rămânând în poziția cvasistaționară pe perioade relativ mari de timp, confirmă stabilizarea valorii componentei F_f^* a forței de frecare. În acest caz se admite echivalarea forței F_f^* cu modelul de tip Coulomb-Amontons.

$$F_f^* = F_c^* = c X^* = c X_m \quad (2.34)$$

Componenta variabilă (dinamică) F_{din} , conform factorilor 2 și 3 din relația (2.33) dependentă de viteza relativă de alunecare (v_r), constă din două subcomponente $F_{din}^{X^*x}(v_r)$ și $F_{din}^x(v_r)$:

$$F_{din} = F_{din}^{X^*x}(v_r) + F_{din}^x(v_r). \quad (2.35)$$

Pe porțiunile cursei (Fig. 2.2), la mișcare de alunecare cu viteza relativă (v_r), în contact predomină procesele cu disipare a energiei [92]. Puterea totală P_f de disipare constă din două componente $P_f = P_c^* + P_d$. Valoarea componentei P_c^* se determină în raport cu viteza V a platformei: $P_c^* = F_c^* \cdot V = c X^* \cdot V$. Componenta P_d a puterii de disipare a energiei, cantitativ se determină în raport cu variația în timp $\frac{dE}{dt}$ a energiei oscilatorului.

$$\begin{cases} P_d = \frac{dW}{dt} = F_{din} v_r = \frac{dE}{dt} \\ \frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt}(cX^*x) + \frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[x^2 + \left(\frac{\dot{x}}{\omega}\right)^2\right]\right\} \end{cases} \quad (2.36)$$

În baza relațiilor (2.33) și (2.36), valoarea instantanee a componentei forței de frecare în cadrul ciclului i pe porțiunile examinate a cursei se determină conform relației

$$F_{din} = \frac{\frac{d}{dt}(cX^*x_i) + \frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega}\right)^2\right]\right\}}{v_r}, \quad (2.37)$$

unde: $F_{din}^{X^*x}(v_r) = \frac{d}{dt}(cX^*x_i)/v_r$,

$$F_{din}^x(v_r) = \frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega}\right)^2\right]\right\}/v_r.$$

În baza analizei stării energetice a modelului sistemului *oscilator-tribosistem* s-au stabilit trei componente a forței de frecare care caracterizează comportamentul dinamic al tribosistemului: una cinetică cvasistaționară de tip Coulomb și două componente variabile (dinamice).

$$\begin{cases} F_c = cX^* \\ F_{din}^{X^*x}(v_r) = \frac{d}{dt}(cX^*x)/v_r \\ F_{din}^x(v_r) = \frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[x^2 + \left(\frac{\dot{x}}{\omega}\right)^2\right]\right\}/v_r \end{cases} \quad (2.38)$$

Componentele forței de frecare (2.38) reprezintă:

- F_c – componenta cinematică cvasistaționară (de tip Coulomb) care determină nivelul de disipare a energiei în zona contactului la mișcarea relativă a suprafețelor;
- $F_{din}^x(v_r)$ – componenta variabilă neliniară a forței de frecare definită de efectele dinamice din zona contactului;
- $F_{din}^{X^*x}(v_r)$ – componenta forței de frecare de influență reciprocă dintre componenta cvasistaționară și cea variabilă.

Componenta cvasistaționară F_c a forței de frecare este întotdeauna îndreptată pe sens opus vitezei V de mișcare a platformei. Componentele variabile $F_{din}^x(v_r)$ și $F_{din}^{X^*x}(v_r)$, în dependență de semnul vitezelor V_n^i își pot schimba sensul în limitele aceluiași ciclu de oscilație. Pe sens negativ energia acumulată anterior în elementele oscilatorului se disipează în zona contactului la mișcarea relativă a suprafețelor, iar pe sensul pozitiv, prin intermediul tribosistemului, în oscilator se introduce o nouă porție de energie de la sursa exterioară. Acest comportament este legat de ordinul diferitelor neliniarități în caracteristica de frecare în vecinătatea punctului X^* la viteza V a platformei, din care cauză se realizează efectul dinamic de disipare variabilă pe sens.

Regimul instabil de mișcare oscilatorie.

Un rol important în asigurarea stabilității mișcării îl are raportul dintre componentele variabile ale forței de frecare caracterizat de factorii destabilizatori și cei stabilizatori. Atunci când sub influența reciprocă acești factori conduc la încălcarea condiției de stabilitate ($\int_0^T \dot{x} dt \neq 0$), oscilatorul trece în regim instabil de mișcare. În această situație soluțiile sistemului de ecuații (2.29) se caută între fiecare două cicluri consecutive (precedent și curent) de oscilație ($i, i + 1$). Fereastra temporară a perechii de cicluri ($i, i + 1$) este prezentată în Fig. 2.8.

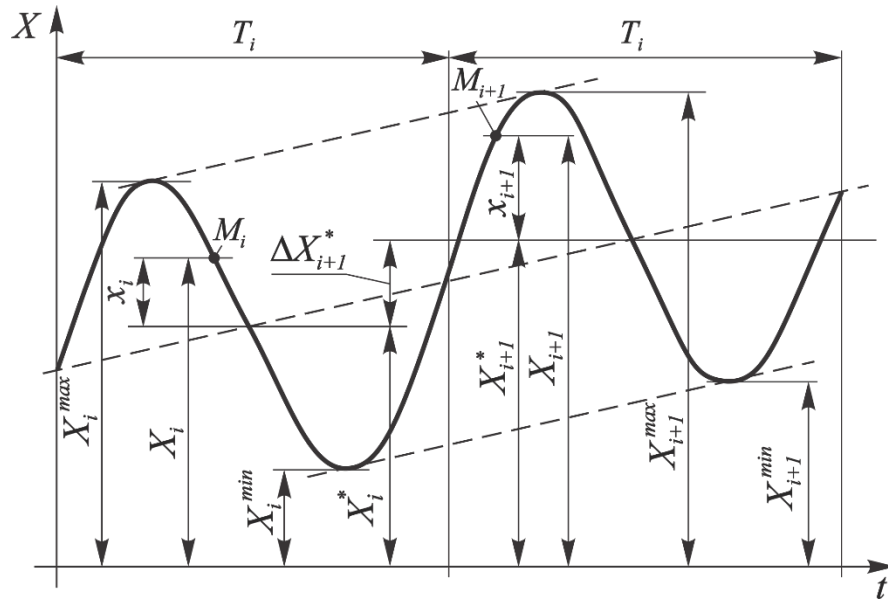


Fig. 2.8. Mișcarea oscilatorului în spațiul timpului în regim nestăionar instabil de autooscilare

Considerând ciclul precedent (i) drept ciclu *reper*, iar punctul X_i^* fixat temporar pe perioada T_i , punctul cu coordonata $X_{(i+1)}^*$ a ciclului curent capătă o deplasare suplimentară de tranziție (de la ciclul reper i la ciclul curent $i + 1$) $\Delta X_{(i+1)}^*$ cu viteza $\dot{X}_{(i+1)}^*$ în raport cu coordonata X_i^* .

Introducând coordonatele relative x_i și $x_{(i+1)}$ (Fig. 2.8) se obține:

- pentru ciclul reper (i) coordonata X_i , viteza absolută $\dot{X}_i$ și viteza relativă v_r^i

$$\begin{cases} X_i = X_i^* + x_i \\ \dot{X}_i = \dot{x}_i \\ v_r^i = \dot{x}_i - V_i \end{cases} ; \quad (2.39)$$

- pentru ciclul curent ($i + 1$) coordonata $X_{(i+1)}^*$, viteza absolută $\dot{X}_{(i+1)}$ și viteza relativă $v_r^{(i+1)}$

$$\begin{cases} X_{(i+1)} = (X_i^* + \Delta X_{i+1}^* + x_{(i+1)}) = (X_{(i+1)}^* + x_{(i+1)}) \\ \dot{X}_{(i+1)} = (\dot{X}_{(i+1)}^* + \dot{x}_{(i+1)}) \\ v_r^{(i+1)} = (\dot{X}_{(i+1)} - V_{(i+1)}) \end{cases} \quad (2.40)$$

Valorile medii ale deplasărilor (X_i^* , $X_{(i+1)}^*$), deplasarea de tranziție ($\Delta X_{(i+1)}^*$) și viteza de variație a deplasării de coordonată ($\dot{X}_{(i+1)}^*$) de la ciclul (i) la ciclul ($i + 1$) se determină cu relațiile (2.41):

$$\begin{cases} X_i^* = X_i^m = \frac{X_i^{max} + X_i^{min}}{2} \\ X_{(i+1)}^* = X_{(i+1)}^m = \frac{X_{(i+1)}^{max} + X_{(i+1)}^{min}}{2} \\ \Delta X_{(i+1)}^* = X_{(i+1)}^* - X_i^* \\ \dot{X}_{(i+1)}^* = \Delta X_{(i+1)}^* \omega \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.41)$$

La analiza regimului instabil de mișcare se ține cont că, valorile caracteristicilor specificate în relațiile (2.39), (2.40) și (2.41) se stabilesc pentru fiecare ciclu examinat.

Soluțiile ecuațiilor (2.29) se caută prin *metoda planului fazelor*. Portretul fazic pentru cele două cicluri consecutive i și ($i + 1$), în regim instabil de funcționare a oscilatorului, se prezintă în (Fig. 2.9).

În conformitate cu portretul fazic (Fig. 2.9) și relațiile (2.39), expresia energiei totale a oscilatorului pe perioada ciclului reper i capătă forma:

$$E_i = \frac{1}{2} c \left[(X_i^* + x_i)^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} c (X_i^*)^2 + c X_i^* x_i + \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] \quad (2.42)$$

structurată pe trei factori:

1. $\frac{1}{2} c (X_i^*)^2$ - factorul energetic temporar cvasistaționar;
2. $\frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right]$ - factorul nestaționar instabil;
3. $c X_i^* x_i$ - factorul de influență reciprocă dintre factorii temporar cvasistaționar și nestaționar instabil.

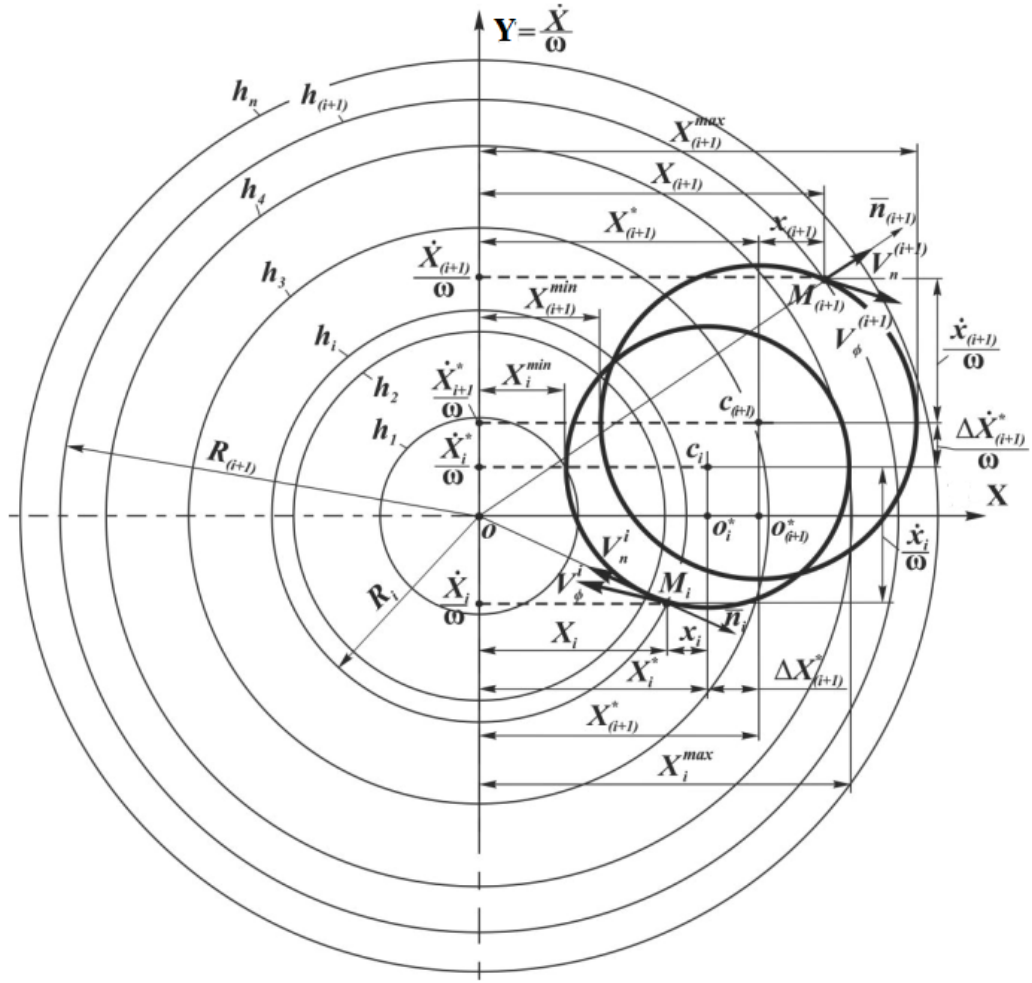


Fig. 2.9. Portretul fazic al regimului nestaționar instabil al fenomenului de autooscilare pentru două cicluri consecutive

Luând în considerare factorul de tranziție (viteza de variație a coordonatei medii $\dot{X}_{(i+1)}^*$) de la ciclul reper i la cel curent, expresia energiei totale a oscilatorului în limitele ciclului $(i + 1)$ capătă următoarea formă:

$$E_{(i+1)} = \frac{1}{2}c \left[(X_{(i+1)}^*)^2 + \left(\frac{\dot{X}_{(i+1)}^*}{\omega} \right)^2 \right] + c \left[X_{(i+1)}^* x_{(i+1)} + \frac{\dot{X}_{(i+1)}^* \dot{x}_{(i+1)}}{\omega^2} \right] + \frac{1}{2}c \left[x_{(i+1)}^2 + \left(\frac{\dot{x}_{(i+1)}}{\omega} \right)^2 \right], \quad (2.43)$$

unde cei trei factori au următoarea structură:

1. $\frac{1}{2}c \left[(X_{i+1}^*)^2 + \left(\frac{\dot{X}_{i+1}^*}{\omega} \right)^2 \right]$ – factorul de tranziție de la starea cvasistaționară a ciclului i la starea cvasistaționară în limitele perioadei ciclului $(i + 1)$;

2. $\frac{1}{2} c \left[x_{(i+1)}^2 + \left(\frac{\dot{x}_{(i+1)}}{\omega} \right)^2 \right]$ - factorul nestaționar instabil de variație a energiei oscilatorului în limitele ciclului $(i + 1)$;
3. $c \left[X_{(i+1)}^* x_{(i+1)} + \frac{\dot{X}_{(i+1)}^* \dot{x}_{(i+1)}}{\omega^2} \right]$ - factorului de influență reciprocă dintre starea cvasistaționară și starea instabilă de mișcare a oscilatorului.

Acceptând condiția de fixare temporară a valorilor medii X_i^* și $X_{(i+1)}^*$ ale coordonatelor deplasărilor în limitele fiecărui ciclu de oscilație i și $(i + 1)$, se admite echivalarea modelului componentelor forței de frecare F_{fi}^* și $F_{f(i+1)}^*$ cu modelul de tip Coulomb-Amontons

$$\begin{cases} F_{fi}^* = F_{ci}^* = cX_i^* \\ F_{f(i+1)}^* = F_{c(i+1)}^* = cX_{(i+1)}^* \end{cases} \quad (2.44)$$

Componentele dinamice F_{din} din relația (2.30) se determină din echivalarea efectelor energetice (puterii de disipare și variației stării energetice) produse de tribosistem și oscilator:

- Pentru tribosistem, puterea de disipare a componentei dinamice a forței de frecare la deplasarea relativă a suprafețelor de contact în limitele ciclurilor i și $(i + 1)$

$$\begin{cases} P_{di} = \frac{dW_i}{dt} = F_{din}^i v_r^i \\ P_{d(i+1)} = \frac{dW_{(i+1)}}{dt} = F_{din}^{(i+1)} v_r^{(i+1)} \end{cases} \quad (2.45)$$

- Pentru oscilator, variația nivelului energiei sub acțiunea forțelor de frecare în limitele ciclurilor i și $(i + 1)$

$$\begin{cases} \frac{dE_i}{dt} = \frac{d}{dt} (cX_i^* x_i) + \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\} \\ \frac{dE_{(i+1)}}{dt} = \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[\left(\frac{\dot{x}_{(i+1)}^*}{\omega} \right)^2 \right] \right\} + \frac{d}{dt} \left\{ c \left[X_{(i+1)}^* x_{(i+1)} + \frac{\dot{X}_{(i+1)}^* \dot{x}_{(i+1)}}{\omega^2} \right] \right\} + \\ + \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x_{(i+1)}^2 + \left(\frac{\dot{x}_{(i+1)}}{\omega} \right)^2 \right] \right\} \end{cases} \quad (2.46)$$

În conformitate cu relațiile (2.45) și (2.46) se stabilesc expresiile componentelor dinamice ale forțelor de frecare pentru ciclurile i și $(i + 1)$ în condiții instabile de funcționare a sistemului mecanic:

- Pentru ciclul reper i

$$F_{din}^i(v_r) = \frac{\frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\}}{v_r^i} + \frac{\frac{d}{dt} (cX_i^* x_i)}{v_r^i} \quad (2.47)$$

Expresia (2.47) conține doi factori:

1. $\frac{\frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega}\right)^2\right]\right\}}{v_r^i}$ - factorul perturbator al autooscilațiilor de fricțiune;
2. $\frac{\frac{d}{dt}(cX_i^*x_i)}{v_r^i}$ - factorul de interinfluențare dintre nivelul valorii medii a ciclului și cel perturbator.

- Pentru ciclul curent $(i + 1)$

$$F_{din}^{(i+1)}(v_r) = \frac{\frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[x_{(i+1)}^2 + \left(\frac{\dot{x}_{(i+1)}}{\omega}\right)^2\right]\right\}}{v_r^{(i+1)}} + \frac{\frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[\left(\frac{\dot{X}_{i+1}^*}{\omega}\right)^2\right]\right\}}{v_r^{(i+1)}} + \frac{\frac{d}{dt}\left\{c\left[X_{(i+1)}^*x_{(i+1)} + \frac{\dot{X}_{(i+1)}^*\dot{x}_{(i+1)}}{\omega^2}\right]\right\}}{v_r^{(i+1)}}. \quad (2.48)$$

În expresia (2.48) de determinare a componentei dinamice a forței de frecare pe ciclul $(i + 1)$ apar următorii factori:

1. $\frac{\frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[x_{(i+1)}^2 + \left(\frac{\dot{x}_{(i+1)}}{\omega}\right)^2\right]\right\}}{v_r^{(i+1)}}$ - factorul perturbator de instabilități;
2. $\frac{\frac{d}{dt}\left\{\frac{1}{2}c\left[\left(\frac{\dot{X}_{i+1}^*}{\omega}\right)^2\right]\right\}}{v_r^{(i+1)}}$ - factorul de tranziție de la ciclul reper la cel curent supus examinării;
3. $\frac{\frac{d}{dt}\left\{c\left[X_{(i+1)}^*x_{(i+1)} + \frac{\dot{X}_{(i+1)}^*\dot{x}_{(i+1)}}{\omega^2}\right]\right\}}{v_r^{(i+1)}}$ - factorul de interinfluențare la tranziția de la ciclul reper la cel curent.

Coeficientul de frecare în condiții de mișcare cu autooscilații constă din două componente: componenta cinetică μ_c (de model Coulomb-Amontons și componenta dinamică μ_{din})

$$\mu_f = \mu_c + \mu_{din} = \left(\frac{F_c^*}{F_n}\right) + \left(\frac{F_{din}}{F_n}\right). \quad (2.49)$$

Componenta dinamică μ_{din} reprezintă valoarea locală (instantanee) a coeficientului de frecare în limitele fiecărui ciclu i de mișcare și poate avea semn pozitiv sau negativ. În cazul semnelui pozitiv în legea forței (coeficientului) de frecare apar segmente cu caracteristică crescătoare pentru care oscilatorul, prin intermediul tribosistemului, acumulează energie de la sursa exterioară. Când semnul se schimbă în negativ, apar segmente cu caracteristică descrescătoare (oscilatorul cedează energia acumulată tribosistemului).

În calitate de criteriu de apreciere a regimului de funcționare a oscilatorului, supus acțiunii forțelor de frecare, se utilizează abaterile deplasărilor de coordonată $\Delta X_{(i+1)}^*$ și $\Delta x_{(i+1)}$ dintre fiecare pereche de cicluri consecutive (i) și ($i + 1$):

$$\begin{cases} \Delta X_{(i+1)}^* = X_{(i+1)}^* - X_i^* \\ \Delta x_{(i+1)} = (x_{(i+1)}^{max} - x_{(i+1)}^{min}) - (x_i^{max} - x_i^{min}) \end{cases} \quad (2.50)$$

În regim nestaționar stabil: $\Delta X_{(i+1)}^* = 0$; $\Delta x_{(i+1)} = 0$;

În regim instabil de funcționare: $\Delta X_{(i+1)}^* \neq 0$; $\Delta x_{(i+1)} \neq 0$

Implementarea modelului matematic pentru regimul de alunecare

Modelul matematic elaborat a fost folosit în calitate de bază pentru calculul forțelor de frecare în sistemul informatic propus. Pentru implementare a fost ales mediul de programare LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) [93 - 95] care utilizează limbajul „G”. Acest limbaj grafic de programare este bazat pe reprezentări grafice și oferă numeroase avantaje în domeniul automatizării și procesării de date. Deoarece G folosește un model de programare *bazat pe flux de date*, acesta îl face mai intuitiv și mai accesibil pentru implementări ale modelelor matematice. Programatorii creează *diagrame bloc* care definesc logica de implementare, eliminând necesitatea de a scrie cod, ceea ce reduce posibilitatea apariției erorilor de sintaxă. De asemenea, LabVIEW și limbajul G permit integrarea cu C/C++, Python, MATLAB și alte limbaje de programare, oferind astfel flexibilitate în dezvoltarea aplicațiilor hibride. Această compatibilitate facilitează reutilizarea algoritmilor existenți și combinarea avantajelor programării grafice cu cele ale limbajelor textuale.

În figurile de mai jos sunt prezentate diagramele bloc de implementare a modelului matematic elaborat. În Fig. 2.10 este prezentată diagrama bloc pentru calculul valorilor medii în limitele ciclului de oscilație ale următorilor parametri: deplasarea medie, forța de frecare medie, energia medie. Deplasarea medie este calculată conform relației 2.31, forța medie pe ciclu se calculează conform relației 2.34, iar pentru energia medie pe ciclu din relația 2.33.

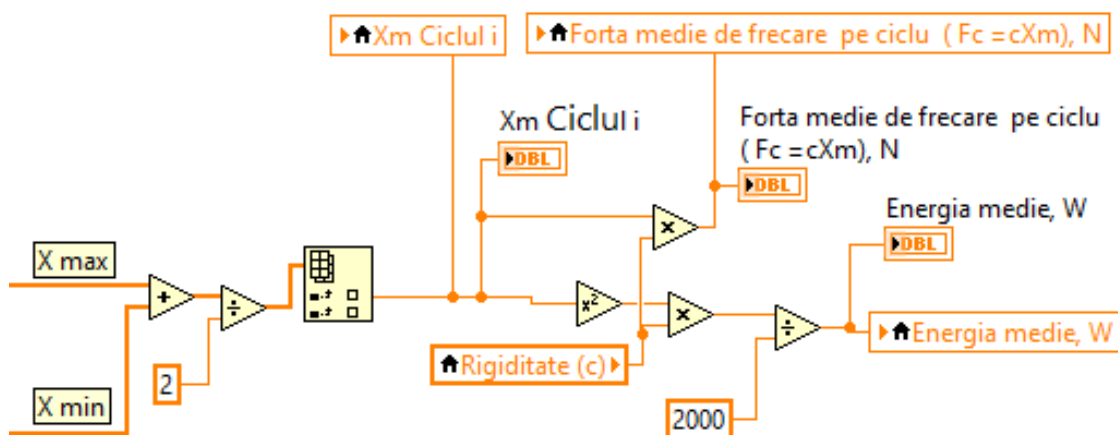


Fig. 2.10. Calculul valorilor medii pe ciclului oscilatorului (deplasarea medie, forța de frecare medie, energia medie)

În Fig. 2.11 este prezentată diagrama bloc pentru calculul componentelor energiei. Calculul se efectuează conform factorilor nestăționar și de influență reciprocă din relația 2.33.

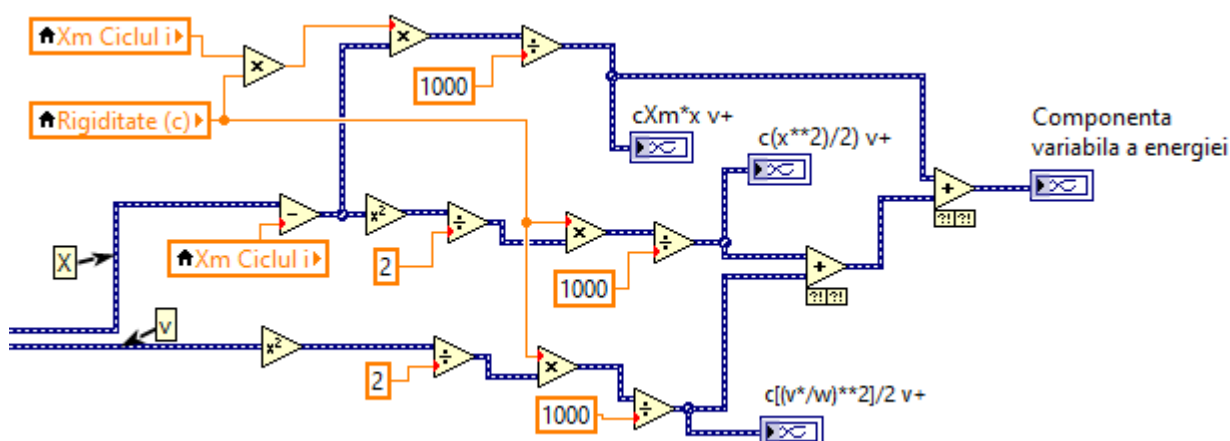


Fig. 2.11. Calculul componentelor energiei

Diagrama bloc pentru calculul puterii de disipare și a forțelor de frecare este prezentată în Fig. 2.12. Calculul componentelor variabile ale puterii de disipare a energiei se efectuează conform relației 2.36, iar pentru puterea forțelor de frecare medii (cvasistacionare) pe ciclu – relația 2.26. Modelul de calcul al forței de frecare este prezentat în relația 2.37.

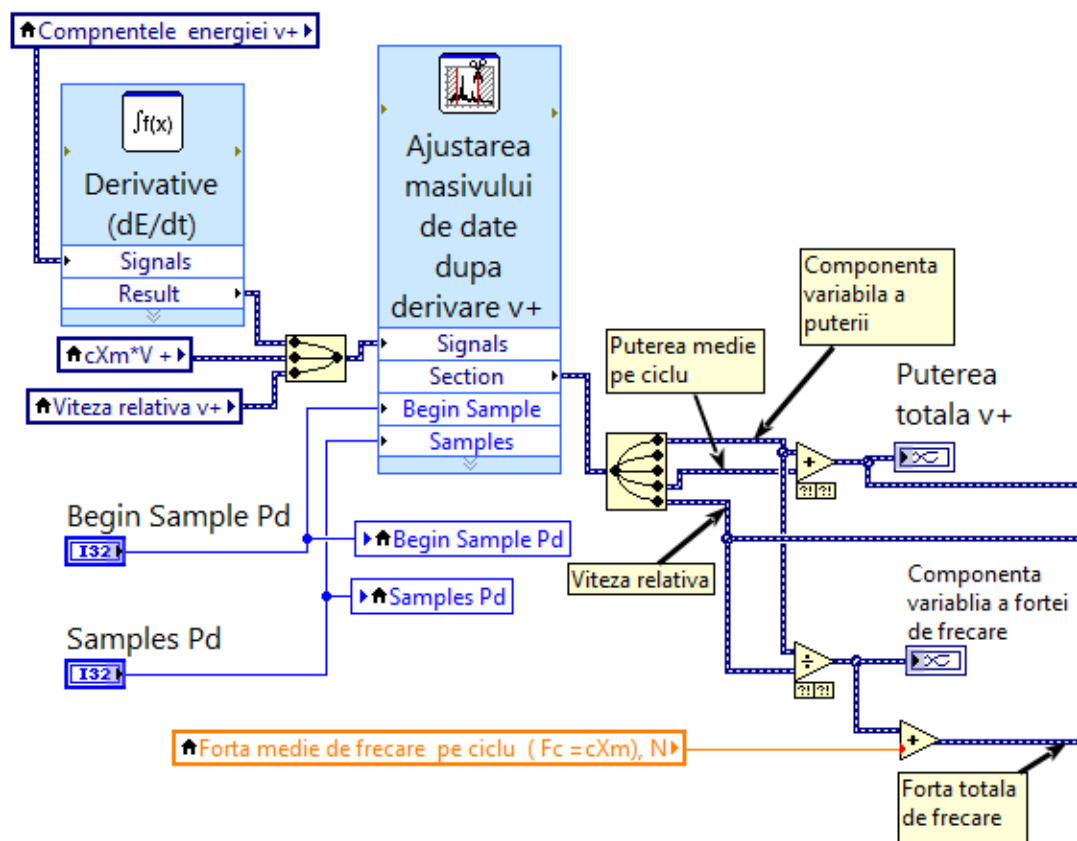


Fig. 2.12. Calculul puterii de disipare si al forțelor de frecare

2.4.4. Mișcarea în regim stick-slip

Mișcarea în regim stick-slip este una dintre cele mai periculoase mișcări în funcționarea mașinilor. Ciclul de mișcare stick-slip se produce în două faze separate, 1- lipire (*stick*) și 2- alunecare (*slip*), care se succed periodic. Perioada ciclului i de mișcare

$$T_i = t_1^i + t_2^i, \quad (2.52)$$

unde: t_1^i – durata fazei *stick*; t_2^i – durata fazei *slip*.

Traectoria fazică a punctului reprezentativ M_i în regimul de mișcare *stick – slip* este prezentată în Fig. 2.13.

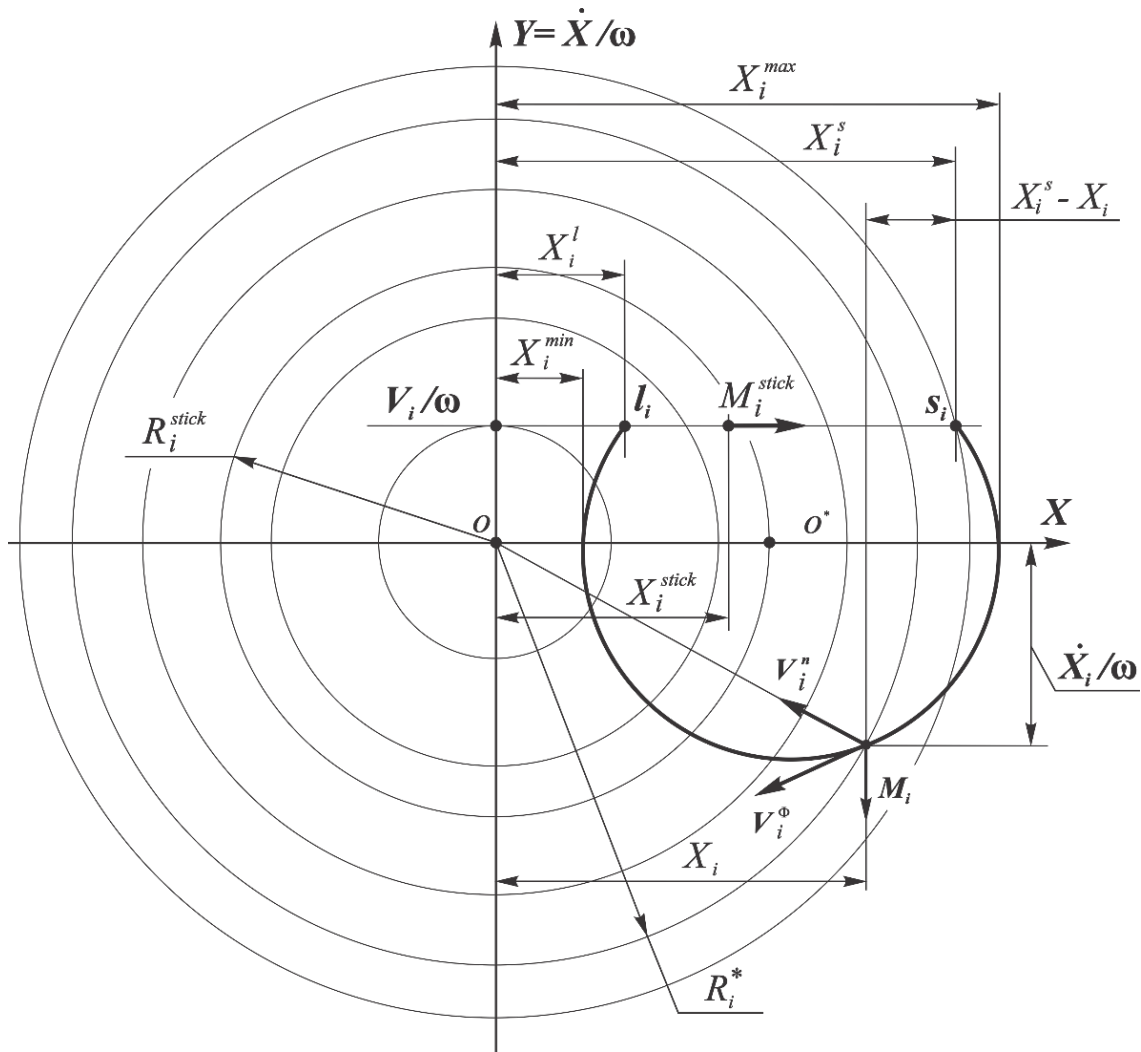


Fig. 2.13. Traiectoria fazică a ciclului i de mișcare a oscilatorului în regim *stick – slip*; M_i - poziția punctului reprezentativ pe traiectorie. M_i^{stick} - poziția punctului reprezentativ pe porțiunea *stick*

Mișcarea pe faza stick

La intrarea pe faza *stick* în punctul l_i al traiectoriei ciclului (Fig. 2.13), se produce egalarea vitezelor oscilatorului și a platformei ($\dot{X}_i = V_i$), viteza relativă devenind $v_r^i = \dot{X}_i - V_i = 0$. Din acest moment se trece la starea *stick* a suprafețelor de contact, iar în ecuația (2.2) forța generalizată Q_n se substituie cu forța F_{fs} de frecare statică. Luând în considerare (2.3), ecuația Lagrange în cazul mișcării pe faza *stick* capătă forma

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}} \right) - \frac{\partial L}{\partial X} = F_{fs} . \quad (2.53)$$

Din momentul trecerii pe faza *stick*, valoarea și modul de variație a forței F_{fs} depinde de dinamica internă din zona contactului, care este influențată direct de acțiunea oscilatorului și de

mișcarea platformei ($F_{fs} = F_{fs}(X, V, t)$), unde: X - variația deplasării oscilatorului; V - viteza a platformei; t - durata perioadei de aflare a suprafețelor de contact în stare de repaos relativ.

Procesele dinamice în zona contactului se manifestă prin deformații elastice și plastice, formare și rupere a tribolegăturilor elementare la nivel local, acumulări de energie în straturile superficiale, modificări de structură și de proprietăți ale materialelor, ș.a.

Pe porțiunea stick a traiectoriei fazice, forța F_{fs} va lua valori în limitele

$$F_{fs}^{min} \leq F_{fs} \leq F_{fs}^{max}, \quad (2.54)$$

unde: $F_{fs}^{min} = F_l$ – forța de frecare statică în momentul lipirii suprafețelor (punctul de lipire l_i) de contact; $F_{fs}^{max} = F_s = \mu_s F_n$; F_s și μ_s – forța și coeficientul de frecare statică în zona punctului s_i (la limita de „rupere” a contactului; F_n – forța normală de încărcare a contactului.

Diversitatea factorilor de influență complică comportamentul tribologic al contactului, iar legea de frecare poate căpăta forme specifice în fiecare caz concret de funcționare a tribosistemului. Căutarea modelului forței de frecare se face în baza ecuației (2.53). Soluțiile ecuației sunt reprezentate de traiectoria fazică (Fig. 2.13) pe porțiunea $l_i s_i$.

Deoarece în condiții dinamice de funcționare este imposibilă măsurarea directă a forței de frecare, căutarea modelului se face în baza analizei stării energetice a oscilatorului. Expresia energiei oscilatorului la mișcarea punctului reprezentativ M_i pe porțiunea stick a traiectoriei fazice a ciclului i , are forma

$$E_i = \frac{1}{2} c \left[X_i^2 + \left(\frac{\dot{X}_i}{\omega} \right)^2 \right], \quad (2.55)$$

unde: X_i și $\dot{X}_i$ - corespunzător, coordonata deplasării centrului masei oscilatorului și viteza de variație a coordonatei ($\dot{X}_i = dX_i/dt$).

La o variație elementară a energiei oscilatorului δE_i pe porțiunea fazei *stick* a traiectoriei se produce o cantitate elementară echivalentă δW_i de lucru mecanic al forței de frecare F_{fs}

$$\delta E_i = \delta \left\{ \frac{1}{2} c \left[X_i^2 + \left(\frac{\dot{X}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\} = \delta W_i = F_{fs} \delta X_i, \quad (2.56)$$

unde: δX_i - variația elementară a coordonatei fazice (deplasării oscilatorului), F_{fs} – forța de frecare statică.

Conform expresiei (2.56) valoarea instantanee (locală) a forței de frecare F_{fs} la fiecare variație elementară a energiei se stabilește cu relația (2.57).

$$F_{fs} = \delta E_i / \delta X_i \quad (2.57)$$

sau

$$F_{fs} = \delta \left\{ \frac{1}{2} c \left[X_i^2 + \left(\frac{\dot{X}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\} / \delta X_i \quad (2.58)$$

În vecinătatea punctului $\mathbf{s}$ (Fig. 2.13) se produce ruperea contactului și tranziția la faza *slip*. Forță de frecare atinge valoare maximală $F_{fs} = F_{fs}^{max} = F_s$ – forța de frecare statică.

Coeficientul de frecare statică μ_s în momentul tranziției de pe faza *stick* la faza *slip*

$$\mu_s = F_s / F_n \quad (2.59)$$

Mișcarea pe faza slip

În vecinătatea punctului $\mathbf{s}_i$ (Fig. 2.13) cu coordonata X_i^s a traiectoriei fazice punctul reprezentativ M_i^s atinge o poziție instantanee de echilibru instabil. La ruperea contactului, care reprezintă pragul de tranziție de la faza *stick* la faza *slip*, în legea forței de frecare apare o neliniaritate cu caracteristică negativă dependentă de viteza relativă de alunecare $v_r = \dot{X}_i - V_i \neq 0$. În situația dată ecuația (2.2) capătă forma

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}} \right) - \frac{\partial L}{\partial X} = F_v(v_r) \text{sign } v_r, \quad (2.60)$$

unde: forța generalizată $Q_d(X, \dot{X}, v_r)$ este substituită cu forța de frecare la alunecare $F_v(v_r)$, dependentă de viteza relativă v_r a suprafețelor de contact. Forța $F_v(v_r)$ reprezintă componenta variabilă a forței de frecare pe faza *slip*.

Forța de frecare pe faza *slip* se determină în raport cu valoarea reper reprezentată de forța de frecare statică F_s în zona punctului $\mathbf{s}$, unde se produce ruperea contactului de pe faza *stick*. Rezultanta forței de frecare se determină conform relației

$$F_f = F_s + F_v(v_r). \quad (2.61)$$

La soluționarea ecuației (2.60) se caută componenta variabilă a forței de frecare examinând starea energetică a oscilatorului. Conform (Fig. 2.13), expresia energiei totale E_i la mișcarea punctului reprezentativ M_i pe porțiunea *slip* a traiectoriei fizice a ciclului $\mathbf{i}$ este

$$E_i = \frac{1}{2} c \left[X_i^2 + \left(\frac{\dot{X}_i}{\omega} \right)^2 \right]. \quad (2.62)$$

Din momentul trecerii pe faza *slip*, energia acumulată în elementele oscilatorului sub acțiunea forței statice de frecare se va consuma pentru producerea lucrului mecanic la învingerea

forței $F_v(v_r)$ de frecare cu alunecare. Variația elementară δE_i a energiei oscilatorului este cantitativ echivalentă cu lucrul mecanic elementar δW_i produs de forțele de frecare

$$\delta E_i = \delta \left\{ \frac{1}{2} c \left[X_i^2 + \left(\frac{\dot{X}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\} = \delta W_i = F_v^i(v_r^i) \delta l, \quad (2.63)$$

unde: $\delta l = v_r^i dt$ – deplasarea relativă elementară a suprafețelor în contact.

Conform relației (2.63) componenta variabilă (dinamică) a forței de frecare pe faza slip a ciclului i se stabilește din relațiile

$$F_v^i(v_r^i) = \left(\delta E_i / \delta l \right) \quad (2.64)$$

sau

$$F_v^i(v_r^i) = \left(\delta \left\{ \frac{1}{2} c \left[X_i^2 + \left(\frac{\dot{X}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\} / \delta l \right). \quad (2.65)$$

Coeficientul de frecare pe faza *slip* μ_f se determină conform relației

$$\mu_f = \mu_s - \mu_v = \left(F_s^i / F_n \right) - F_v^i(v_r^i) / F_n, \quad (2.66)$$

unde: μ_v – componenta dinamică a coeficientului de frecare.

Din punct de vedere dinamic, componenta μ_v reprezintă valoarea locală (instantanee) și legea de variație a coeficientului de frecare. Pe faza slip componenta μ_v are valori negative (oscilatorul cedează energie tribosistemului).

Aspectele teoretice examinate au creat premise pentru elaborarea unei metode originale de cercetări experimentale a comportamentului tribosistemului cu alunecare în diferite regimuri de funcționare a sistemului mecanic: staționar sau nestaționar, stabil și instabil. Metoda s-a elaborat în cadrul conceptului de tribosistem-tribomodel și a principiilor dezvoltate în [91, 92]. Realizarea metodei este posibilă prin elaborarea modelului experimental al sistemului oscilator-tribosistem, dezvoltarea algoritmilor și a instrumentelor software pentru achiziția și prelucrarea semnalelor parametrilor de lucru ai sistemului și prezentarea datelor experimentale sub formă accesibilă pentru utilizare.

Implementarea modelului matematic pentru regimul stick-slip

Ca și în cazul implementării modelului matematic pentru regimul de alunecare, implementarea modelului matematic pentru regimul stick-slip este efectuat utilizând limbajul G și

mediul de programare LabVIEW. În Fig. 2.14 este prezentat calculul componentelor energiei oscilatorului conform relației 2.55.

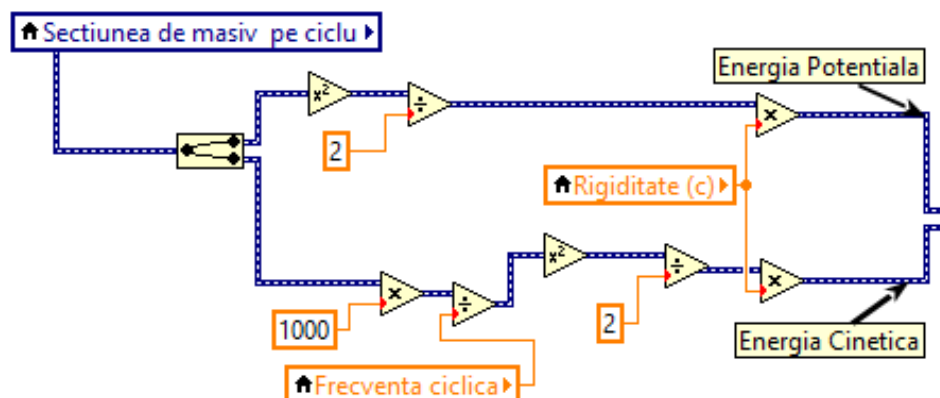


Fig. 2.14. Calculul componentelor energiei oscilatorului

Diagrama bloc pentru calculul valorilor în diferențe finite ale energiei E , deplasării oscilatorului X și căii de frecare l este prezentată în Fig. 2.15. Valoarea energiei este calculată conform relației 2.63, iar pentru calea de frecare $\delta l = v_r^i dt$, unde v_r este diferența dintre viteza platformei și cea a oscilatorului.

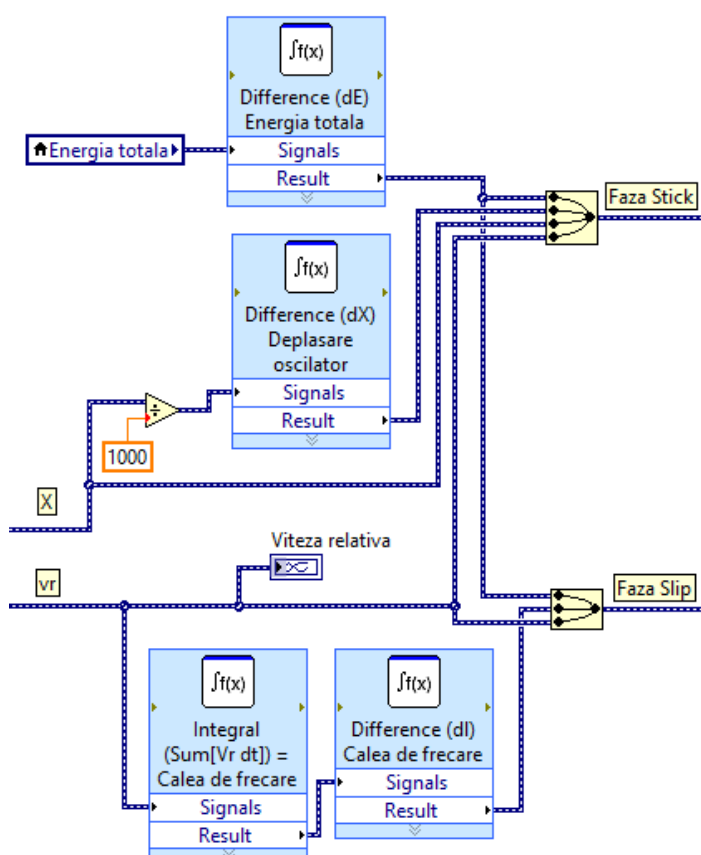


Fig. 2.15. Stabilirea valorilor în diferențe finite a energiei E , a deplasării oscilatorului X și a căii de frecare l

În Fig. 2.16 este prezentată diagrama bloc pentru calculul forțelor de frecare pe faza stick conform relației 2.57. Forța de frecare maximală pe faza stick la ruperea contactului se stabilește utilizând instrumentul virtual „Amplitude and Level Measurements”. Această forță este folosită ca reper pentru calculul forței de frecare pe faza slip.

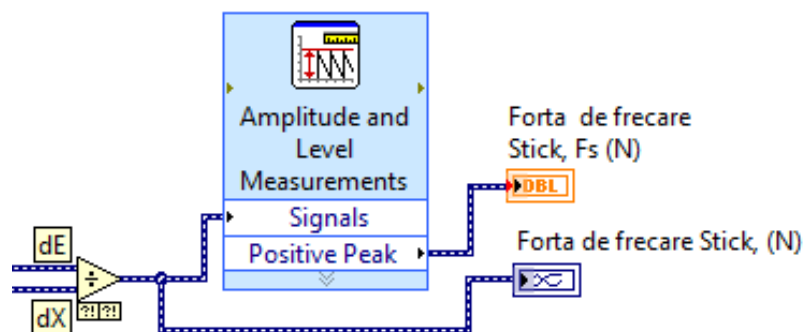


Fig. 2.16. Calculul forțelor de frecare pe faza stick

Calculul forțelor de frecare pe faza slip prezentat în Fig. 2.17 se efectuează conform relațiilor 2.61 și 2.64.

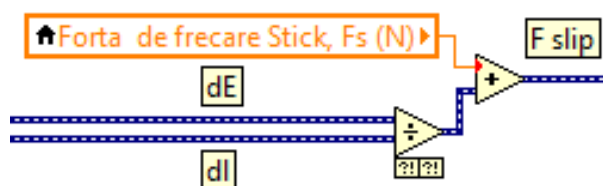


Fig. 2.17. Calculul forțelor de frecare pe faza slip pe porțiunea de descreștere și creștere a vitezei relative

Implementarea acestor modele matematice este utilizată în sistemul informatic propus și prezentat în capitolul 4.

2.5. Concluzii la capitolul 2

În rezultatul studiului efectuat în cadrul capitolului dat au fost formulate următoarele concluzii:

1. Comportamentul dinamic al tribosistemului de alunecare se examinează cu modelul oscilatorului armonic cu elemente elastice, capabil să reacționeze la variațiile forței de frecare. Deoarece oscilatorul interacționează cu tribosistemul prin intermediul contactului, putem defini sistemul complex „oscilator-tribosistem”. Mișcarea oscilatorului sub

influența tribosistemului se examinează în baza ecuațiilor fundamentale ale mecanicii, în particular, a ecuației Lagrange.

2. Starea energetică a sistemului „oscilator-tribosistem” se calculează în baza parametrilor de stare mecanică a oscilatorului (deplasarea și viteza). Acești parametri se determină pe cale experimentală.
3. Modelarea matematică a sistemului s-a realizat în baza echivalenței energetice dintre tribosistem și oscilator (variația lucrului mecanic produs de forța de frecare este echivalentă cu variația energiei oscilatorului).
4. Au fost elaborate modele matematice separate pentru regimul de autooscilații la frecare cu alunecare și pentru regimul de autooscilații de tip stick-slip. În baza acestor modele au fost stabilite relațiile de calcul al forțelor de frecare în condiții dinamice de funcționare a tribosistemului.
5. În cazul modelului de frecare cu alunecare au fost examinate regimurile de funcționare staționar și nestaționar (dinamic). În regim staționar forța de frecare se echivalează cu o forță de tip Coulomb. În regim nestaționar au fost identificate trei componente ale forței de frecare: cvasistaționară de tip Coulomb - legată de media ciclului de oscilație, dinamică - de variație în raport cu componenta cvasistaționară, de influență reciprocă dintre componenta cvasistaționară și cea dinamică.
6. Regimul stick-slip de funcționare se realizează în două faze de stare a contactului: stick și slip. Modelarea se face separat pentru fiecare fază.

3. MODELUL EXPERIMENTAL AL TRIBOSISTEMULUI DE ALUNECARE CU MIȘCĂRI RELATIVE VARIABLE

3.1. Conceptul modelului experimental al tribosistemului

Sistemele mecanice în care se conțin tribosisteme de alunecare cu viteză variabilă a mișcării relative se caracterizează prin regimuri dinamice de funcționare. Aceasta complică modelarea atât teoretică, cât și experimentală. La modelare intervin o serie de dificultăți care se referă, în primul rând, la alegerea structurii și tipului ecuațiilor de mișcare (pentru modelul teoretic) sau structurii, construcției și condițiilor de lucru (pentru modelul experimental). Dificultățile date sunt legate de faptul că tribosistemul, este un sistem neliniar unde în caracteristica de frecare se conțin segmente cu neliniarități de diferit ordin și coeficienți cu semn pozitiv și negativ. În cazul schimbării de sens a vitezei relative apar și puncte cu neliniaritate de tip salt în legea de frecare care complică atât modelul, cât și modalitatea de căutare a soluțiilor. Din acest motiv, metodele experimentale de cercetare a comportamentului tribosistemului în condiții dinamice de funcționare a sistemului mecanic au o prioritate față de cele teoretice. Însă, și la modelările experimentale apar unele dificultăți legate de: imposibilitatea măsurării directe a forțelor de frecare (datorită dinamicii în funcționare); măsurărilor în timp real ale unor caracteristici de bază ale tribosistemului; respectării în totalitate pe model a condițiilor de funcționare a sistemului real. Totodată, *triboelementele model* trebuie să asigure direct sau prin similitudine caracteristicile geometrice ale *triboelementelor reale* și o maximă conformitate a zonei de contact. De asemenea, tribomodelul trebuie să asigure respectarea tipului de mișcare relativă și regimurile de lucru apropiate de cele ale tribosistemelor reale. Este necesar ca rezultatele obținute pe model direct sau prin metodele teoriei similitudinii, să fie transferabile pe tribosistemul real.

Pentru a lua în considerare complexul factorilor de influență din tribosistemele reale, modelarea s-a efectuat în baza conceptului generalizat de tribosistem-tribomodel elaborat de profesorul Ioan Crudu [96]. La modelare se urmăresc mai multe scopuri, dintre care:

- studiul fenomenelor și proceselor tribologice pentru evaluarea cuplurilor de materiale cu caracteristici optime;
- prognozarea cuplului ales din punct de vedere a fiabilității maxime;
- stabilirea dependenței dintre parametrii de bază a tribosistemului luat în studiu.

În cadrul acestui concept (Fig. 3.1) în structura unui tribosistem se întâlnesc următoarele părți: triboelemente solide 1 și 2 aflate în contact cu mișcare relativă; mediul de interpunere 3 dintre suprafețele de contact care poate fi lichid, unsori consistente, solid sau gazos; mediul de lucru 4 (ca regulă gazos sau lichid).

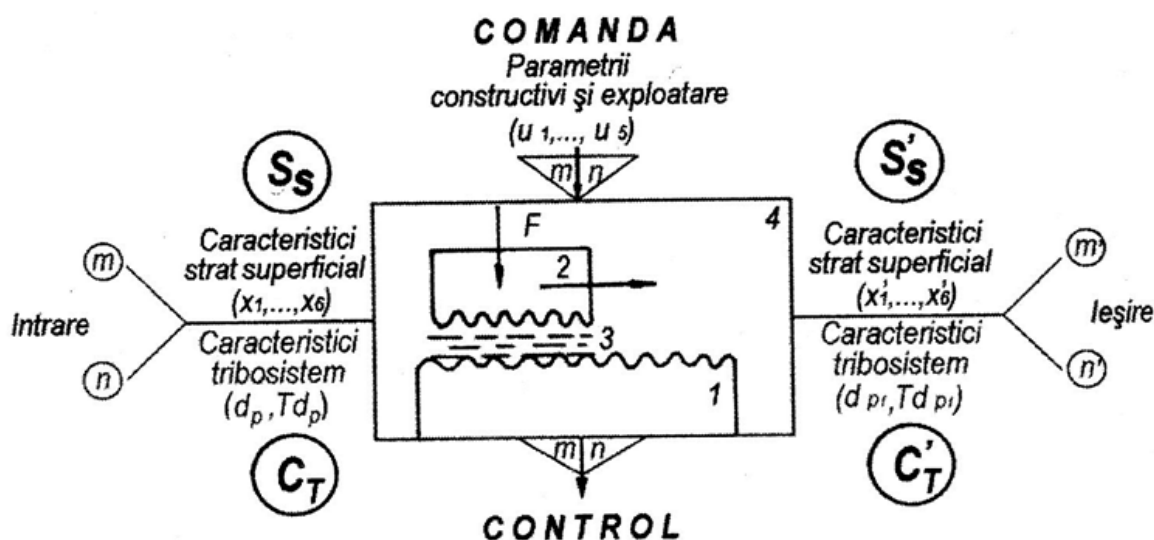


Fig. 3.1. Structura generală a tribomodelului [96]: 1-triboelementul fix; 2-triboelementul mobil; 3-mediul de interpunere; 4-mediul de lucru

Evoluția tribosistemului se apreciază cu o serie de caracteristici de stare (măsurabile m și nemăsurabile n):

- *Caracteristicile tribostratului* la începutul S_{s0} și sfârșitul S_{s1} perioadei de testare (stabilesc modificările parametrilor microgeometrici, mecanici, de structură și compoziție chimică);
- *Parametrii tribomodelului* la începutul C_{T0} și sfârșitul C_{T1} perioadei de testare (se definesc pentru durata de încercare și sunt specifici pentru tipurile concrete de tribomodele și tribosisteme);
- *Mărimile de comandă* (U) (Cuprind două grupe, cu valori care se stabilesc la începutul încercării. Prima grupă se referă la modelarea constructivă a contactului: formă, dimensiuni, materiale. Din a doua grupă fac parte parametrii de modelare a condițiilor de încercare: sarcini de încărcare a contactului, viteza relativă, temperatura mediului, prezența și tipul lubrifiantului ș.a.);
- *Mărimi de control* (C) (Caracterizează evoluțiile: forței de frecare (F_c); zgomotelor de forță (F_v); puterii de disipare a energiei în zona contactului (P_d); lucrului mecanic al forțelor de frecare (W); temperaturii în zona contactului (θ)).

3.2. Modelul tribosistemului de alunecare la mișcări cu viteză relativă variabilă.

Cazul mișcării ciclice de translație

Parametrii geometrici (constructivi). Forma și dimensiunile contactului. Construcția triboelementelor-model

Din punct de vedere constructiv, tribomodelul trebuie să asigure, în raport natural sau prin similitudine, condițiile de contact ale suprafețelor conjugate ale tribosistemului. Aceasta se obține prin alegerea adecvată a formei și dimensiunilor suprafețelor de contact ale triboelementelor-model. La executarea triboelementelor este necesar să se țină cont de condițiile tehnologice și de metodele de obținere a tribomaterialelor.

Schema constructivă a tribomodelului experimental, prezentată în Fig. 3.2, constă din triboelementul superior 1 de lungimea l și triboelementul inferior 2 sub formă de platformă. În stare de funcționare contactul se deplasează ciclic pe cursa S (limitată la capete de zonele de întoarcere) cu viteză V de alunecare (variabilă după valoare și sens) și cu viteza ciclică n_c . Între suprafețele de contact se poate introduce mediu de interpunere (lubrifianțul) 3. Contactul întotdeauna funcționează într-un mediu de lucru 4.

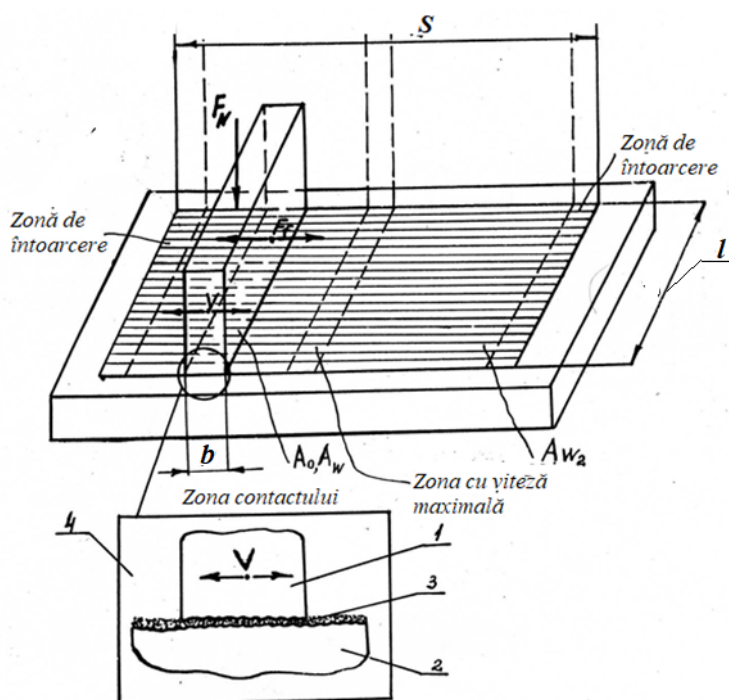


Fig. 3.2. Schema constructivă a tribomodelului

În dependență de forma profilului suprafeței de contact a triboelementului superior 1 se pot modela contacte pe suprafață plană cu lățimea b și contacte pe linie cu raza locală R a profilului. Lungimea L a triboelementului inferior (platformă) se stabilește din condiția de acoperire a cursei

S , iar lățimea B din condiția acoperirii lungimii l a contactului (lungimea triboelementului superior).

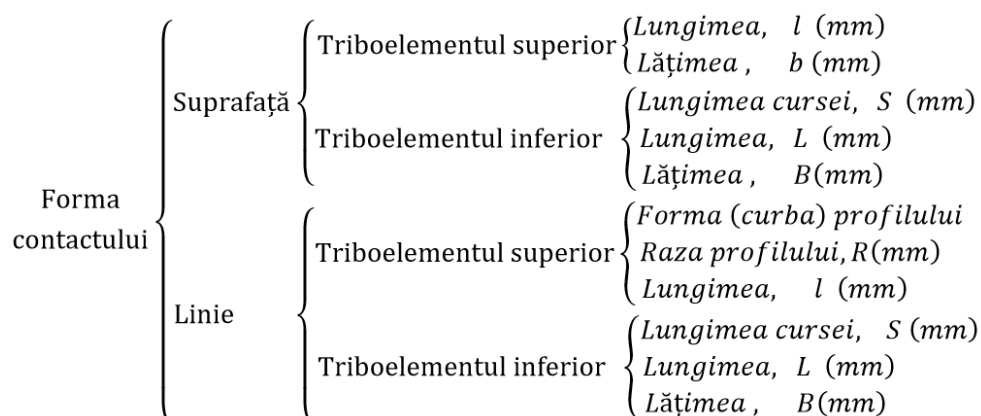


Fig. 3.3. Caracteristicile constructive de bază ale triboelementelor-model

Forma și dimensiunile suprafețelor de contact ale triboelementelor model se stabilesc în concordanță cu forma și dimensiunile contactului tribosistemului real (Fig. 3.3) care poate fi pe suprafață sau pe linie.

Materialele triboelementelor și lubrifianți

Alegerea materialelor triboelementelor și a lubrifianților constituie o problemă cheie la proiectarea tribosistemelor. Pe întreaga perioadă de funcționare a tribosistemului materialele, în zona straturilor superficiale ale suprafețelor de frecare, sunt permanent supuse unor modificări de structură, compoziție chimică, microgeometrie, a caracteristicilor mecanice ș.a. Modificările date au un caracter dinamic și pot produce influențe de diferit ordin asupra comportamentului tribosistemului. Studiarea acestor influențe în timpul funcționării tribosistemului este imposibil de realizat din cauza limitării accesului pentru efectuarea măsurătorilor. Aceasta impune efectuarea măsurătorilor la faza inițială și cea finală a experimentului.

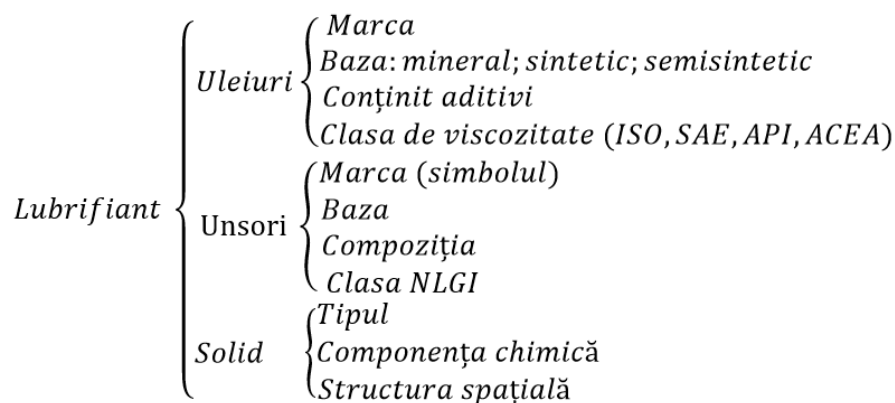


Fig. 3.4. Caracteristicile lubrifiantului

Pentru fiecare fază de măsurare se înregistrează informația referitoare la caracteristicile materialelor triboelementelor și a lubrifiantului. Caracteristicile materialelor și a lubrifiantilor sunt prezentate în (Fig. 3.4 și Fig. 3.5).

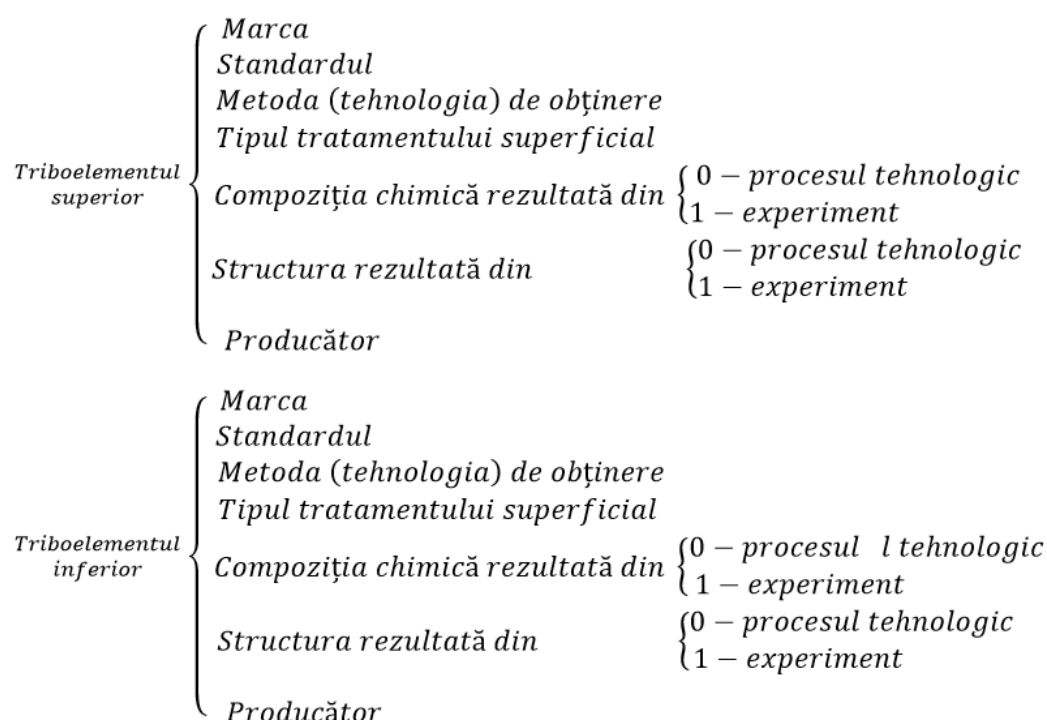


Fig. 3.5. Caracteristicile materialelor triboelementelor

Similitudinea dintre condițiile de funcționare a tribomodelului și tribosistemului se realizează cu parametrii lucru (Fig. 3.6):

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \text{Limitele de variație a forței normale de încărcare a contactului, } F_n \\
 \text{Legea de variație a forței normale, } F_n(t) \\
 \text{Limitele de variație a vitezei contactului pe cursă, } V \\
 \text{Legea de variație a vitezei contactului pe cursă, } V(t) \\
 \text{Frecvența ciclică de mișcare a contactului, } n_c \\
 \text{Legea de variație a frecvenței ciclice de mișcare a contactului, } n_c(t)
 \end{array} \right.$$

Fig. 3.6. Parametrii de lucru (funcționali) ai tribomodelului

Caracteristici S_s ale tribostraturilor suprafețelor de contact

Evoluția tribostraturii suprafețelor de contact, sub influența parametrilor de lucru, se apreciază cu parametrii de stare microgeometrică și mecanică (Fig. 3.7). Măsurările se efectuează înainte de începerea experimentului și la final, iar în caz de necesitate se fac și pe parcurs (secvențial) - prin întreruperea periodică a experimentului. Măsurările efectuate înainte de

începerea experimentului se indexează cu indicele „0”, iar după finisarea experimentului - cu indicele „1”. Măsurările secvențiale sunt indexate cu indici „0;1;2; 3;n”).

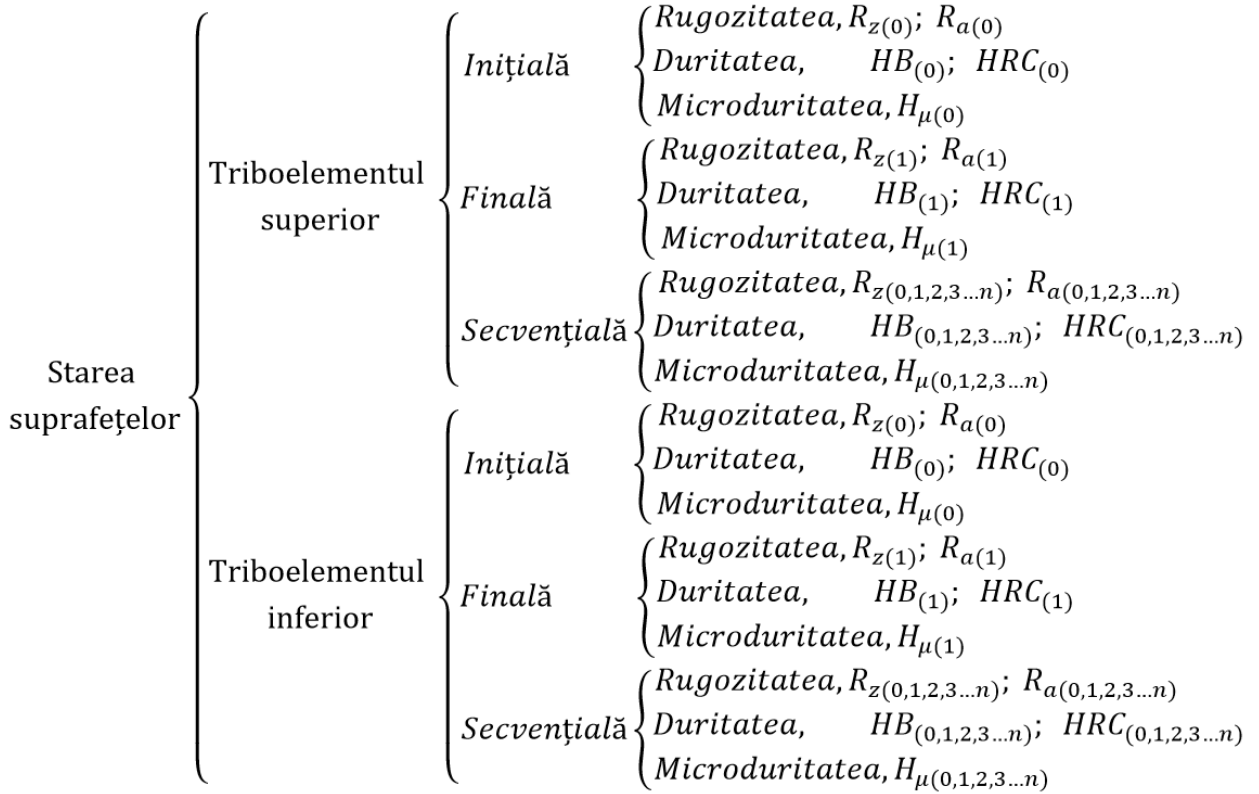


Fig. 3.7. Starea suprafețelor de contact

Parametrii de control ai tribomodelului

Sistemele mecanice în care se conțin tribosisteme de alunecare cu mișcări ciclice se caracterizează prin variație continuă a parametrilor de lucru, ceea ce conduce la regimuri dinamice de funcționare (dependente atât de timp, cât și de coordonată). În regim dinamic se complică abordările metodice de apreciere a comportamentului tribosistemului și în special în cazul generării *autooscilațiilor de fricțiune*. În situația dată starea tribosistemului se apreciază cu grupe de factori pe două nivele: 1 - global; 2 - local. Factorii *globali (factori reper)* se stabilesc pentru aprecierea comportamentului tribosistemului pe *perioada ciclului de oscilație*, iar cu cei locali reflectă comportamentul în momente de timp și coordonate concrete în limitele acestui ciclu.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Global} \\ \text{Local} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \text{Valoarea reper a forței de frecare, } F_c; F_s(N) \\ \text{Valoarea reper a coeficientului de frecare, } \mu_c; \mu_s \\ \text{Componenta dinamică a forței de frecare, } F_d(N) \\ \text{Componenta dinamică a coeficientului de frecare, } \mu_d \end{array} \right.$$

Fig. 3.8. Procesul de frecare

Astfel, în calitate de parametrii C de control ai procesului de frecare și de disipare a energiei mecanice în zona contactului, în condiții dinamice de funcționare a tribosistemului, se specifică grupele de factori din Fig. 3.8. și 3.9.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Global} \left\{ \begin{array}{l} \text{Lucrul mecanic efectuat de forțele de frecare,} \quad W \text{ (J)} \\ \text{Puterea medie de disipare a energiei la frecare,} \quad P_m \text{ (W)} \end{array} \right. \\ \text{Local} \left\{ \begin{array}{l} \text{Lucrul mecanic elementar efectuat de forțele de frecare,} \quad \delta W \text{ (J)} \\ \text{Puterea instantanee de disipare a energiei,} \quad P_d \text{ (W)} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

Fig. 3.9. Procesul disipativ

unde: F_c – forța de frecare reper, de model Coulomb-Amontons; F_s – forța de frecare statică pe faza stick, în cazul autooscilațiilor de tip stick-slip.

Controlul stării termice a tribomodelului se apreciază cu:

- *temperatura experimentală în zona de contact, θ (°C);*
- *temperatura mediului în camera de testare, Θ (°C).*

3.3. Instalația pentru cercetări experimentale (tribometrul)

3.3.1. Principii de funcționare și structura instalației

Actualmente cercetările experimentale, în mare măsură, se execută pe tribometre și instalații specializate sau universale multifuncționale de cercetare, cu utilizarea unor metode speciale, inclusiv și cele standardizate. O mare parte dintre aceste tribometre au sensibilitate redusă la *fluctuațiile* proceselor în contact. În situația dată se impune problema modernizării constructive sau elaborarea de noi tipuri de tribometre, care în cuplu cu metodele specifice de cercetare, trebuie să asigure:

- sensibilitate adecvată la diverse fluctuații ale proceselor de contact;
- monitorizarea „pas cu pas” a evoluției stării contactului;
- automatizarea achiziției datelor experimentale;
- identificarea regimului de evoluție;
- alegerea metodei și a algoritmilor de prelucrare a semnalelor variabilelor sistemului în corespundere cu regimul de evoluție stabilit pe fiecare porțiune a traiectoriei;
- prezentarea datelor experimentale în format accesibil pentru interpretare.

Pornind de la aceste cerințe, pentru reproducerea experimentală a diverselor regimuri posibile de funcționare a sistemului mecanic la interacțiune cu tribosistemul, s-a elaborat o construcție a camerei de testare de concept original. În calitate de *organ* sensibil la fluctuațiile

forțelor de frecare, conform modelului (Fig. 2.2), s-a utilizat oscilatorul armonic cu elemente elastice. Schema cinematică a instalației de testare în varianta originală [88] este prezentată în (Fig. 3.10).

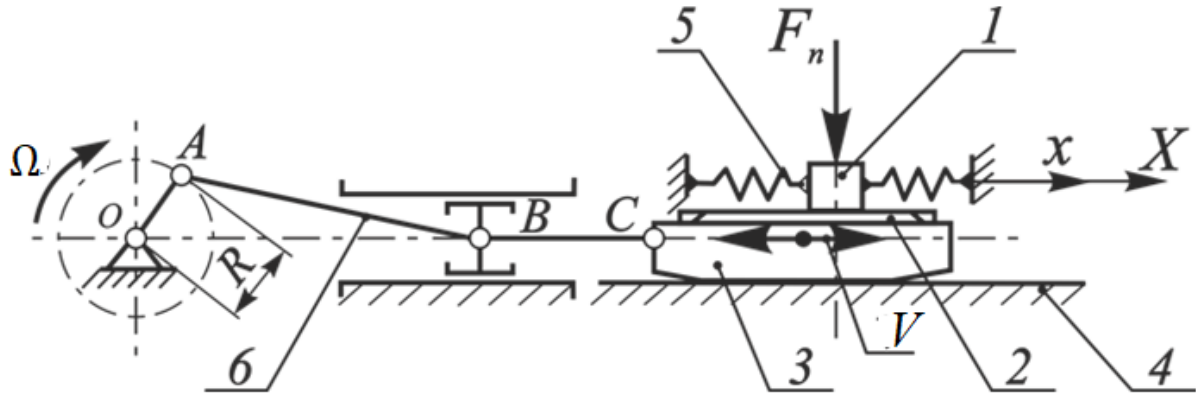


Fig. 3.10. Schema cinematică a instalației de testare [88]

Structural, camera de testare constă din blocul 1 (pe care se fixează triboelementul superior), legat de carcasa instalației prin intermediul elementelor elastice 5 (sub formă de arcuri-spirală) și platforma 3 pe care se fixează triboelementul inferior 2. Blocul constituie partea oscilantă a camerei de testare. Platforma 3, fiind pusă în mișcare de un mecanism de acționare, prin intermediul articulațiilor sferice **B** și **C**, efectuează mișcări ciclice de translație pe ghidajul 4 cu viteza **V**. În cazul utilizării mecanismului de tip bielă-manivelă platforma se va mișca cu viteza

$$V = r\Omega \left(\sin\varphi_m + \frac{\lambda}{2}(1 - \sin 2\varphi_m) \right), \quad (3.1)$$

unde: $\lambda = \frac{r}{l}$, r – raza manivelei, l – lungimea bielei, φ_m – unghiul de rotație a manivelei, Ω – viteza unghiulară a manivelei, $\Omega = \pi n_c/30$; n_c – frecvența ciclică a platformei.

Articulațiile sferice **B** și **C** asigură autoreglarea poziției reciproce a suprafețelor și conformitatea contactului pe direcție transversală mișcării relative.

3.3.2. Aspecte constructive ale instalației pentru cercetări experimentale

Componenta principală a instalației este *camera de testare* construită în baza oscilatorului mecanic. O variantă a construcției camerei [91, 92] s-a elaborat și realizat conform schemei prezentate în (Fig. 3.11). În calitate de suport al triboelementul superior 1, se utilizează o ramă verticală sub formă de paralelogram, cu laturi orizontale rigide 6 și laturi verticale 7 (de formă lamelară) cu flexibilitate laterală. Triboelementul 1 se leagă rigid de rama verticală prin intermediul laturii inferioare 6. Construcția acestei laturi, împreună cu epruveta triboelementului

1 formează *blocul oscilatorului*. Această construcție asigură păstrarea poziției relative a triboelementului 1 și conformitatea contactului cu suprafața conjugată a triboelementului inferior 2. Blocul oscilatorului este legat de carcasa instalației prin intermediul a două elemente elastice 5 sub formă de arc-spirală. Axele arcurilor sunt plasate pe linia de mișcare a centrului maselor blocului. Pentru asigurarea unui grad suplimentar de libertate, rama verticală se leagă de carcasa instalației prin intermediul altei rame de construcție similară, formată din laturile verticale rigide 8 și laturile orizontale flexibile 9. Microdeplasările posibile pe direcție verticală ale triboelementului 1, la mișcarea platformei, se compensează cu elementele flexibile 9 ale ramei orizontale.

Oscilatorul se caracterizează cu rigiditatea redusă c a elementelor elastice 5, masa totală m redusă la centrul de greutate al blocului, frecvența oscilațiilor naturale ω și coeficientul n de disipare.

Pe platforma 3 se fixează triboelementul inferior 2. La punerea în mișcare a platformei cu viteza de translație V , forța de frecare dintre suprafețele de contact ale triboelementelor 1 și 2, deformând elementele elastice 5 și 7, pune în mișcare de translație blocul m al oscilatorului pe direcția axei X cu viteza v .

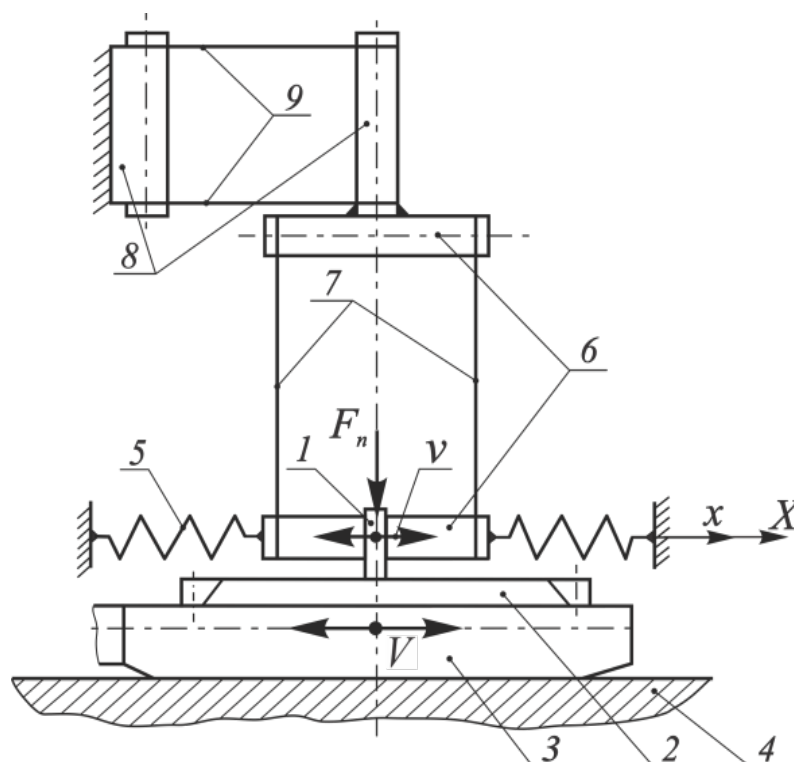


Fig. 3.11. Schema structurală a camerei de testare

Construcția oscilatorului (cu triboelementul superior) și a platformei (cu triboelementul inferior) sunt prezentate în (Fig. 3.12)

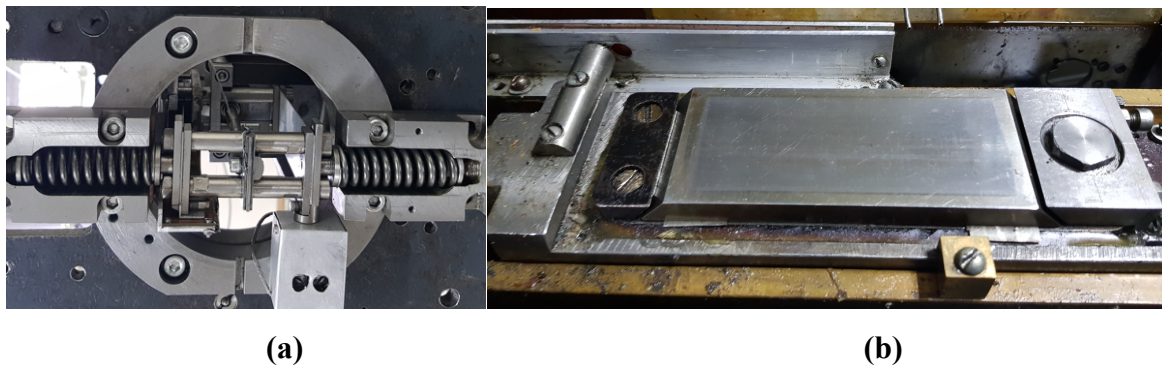


Fig. 3.12. Oscilatorul cu triboelementul superior (a) și platforma cu triboelementul inferior (b)

O variantă constructivă a triboelementului-model superior (a) în cazul contactului cu dimensiunile ($l=40mm$; $b=2mm$) și inferior (b) pentru lungimea cursei $S=100mm$ este prezentată în (Fig. 3.13).

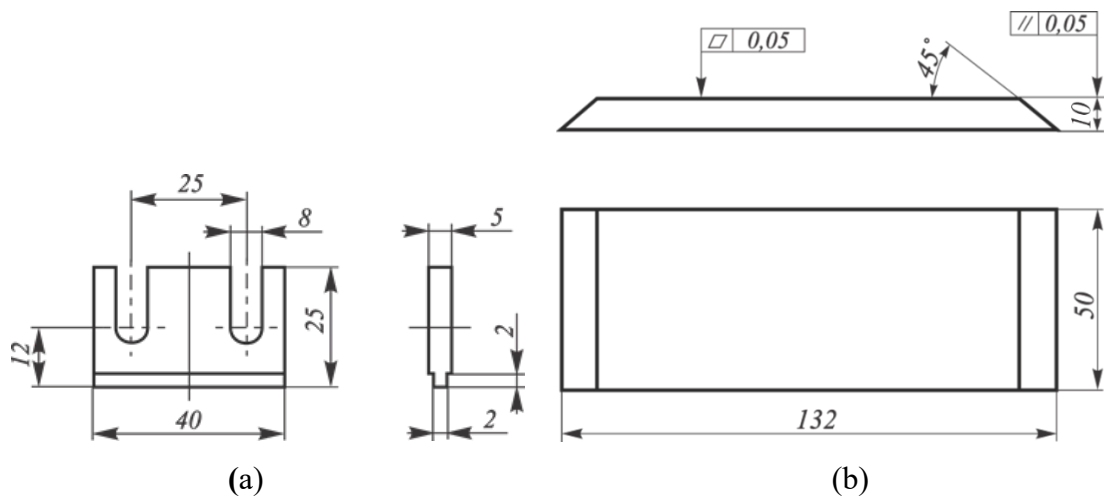


Fig. 3.13. Variantă constructivă a triboelementelor-model: a – superior; b – inferior

În Fig. 3.14 este prezentată vederea generală a instalației pentru încercări tribometrice la alunecare cu mișcare ciclică de translație.

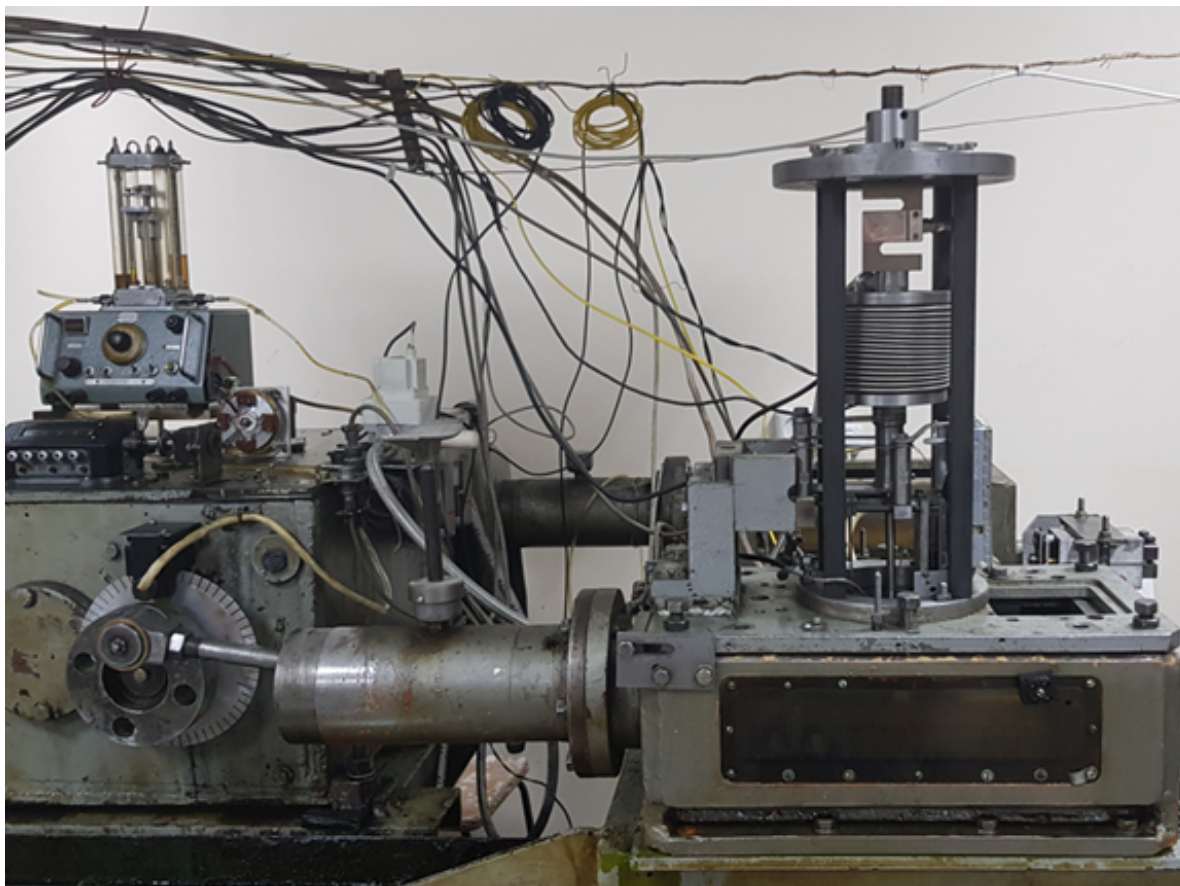


Fig. 3.14. Instalația pentru încercări tribologice la alunecare cu mișcare ciclică de translație

Parametrii de comandă a instalației

Regimul de funcționare a tribosistemului se stabilește cu parametrii de lucru. În cazul tribosistemului de alunecare ciclică importanți sunt parametrii:

1. *Forță normală F_n de încărcare a contactului.* Încărcarea se efectuează cu o cameră pneumatică de tip silfon (Fig. 3.14.) pusă în acțiune de la o sursă de aer comprimat cu presiunea $p = 1,0 \text{ MPa}$. Presiunea în camera pneumatică se reglează cu un sistem electronic de comandă de tip ITV 3050-21F4N-Q (produs al companiei SMC).
2. *Frecvența ciclică n_c de mișcare a platformei.* Platforma se pune în mișcare de la mecanismul de acționare (Fig. 3.14) de tip bielă-manivelă. Frecvența ciclică de mișcare a platformei se stabilește cu un sistem electronic de reglare a turației arborelui manivelei, acționat de un motor electric de curent continuu. Pentru stabilizarea mișcării sistemul este prevăzut cu legătură inversă.
3. *Viteza V de translație a platformei* (Fig. 3.11). *Legea de variație a vitezei platformei,* conform relației (3.1), depinde de alegerea factorului $\lambda = \frac{r}{l}$ al mecanismului bielă-manivelă, iar *amplitudinea* – de frecvența ciclică n_c a platformei.

Comanda cu parametrii de lucru F_n și n_c poate fi efectuată în regim manual sau automat, de la calculator, conform unor legi *tipice* dependente de timp (Fig. 3.15). Legea și valorile limită ale parametrilor de lucru se aleg în conformitate cu programul experimentului stabilit de cercetător.

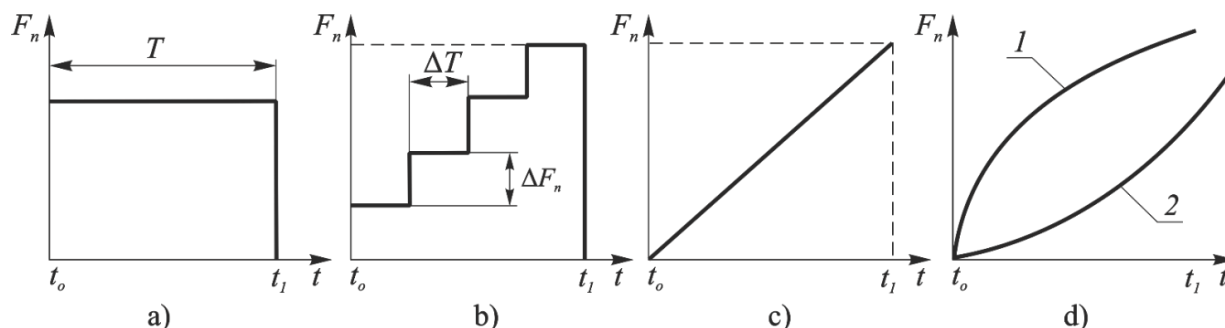


Fig. 3.15. Legi de încărcare a contactului: a – cu valoare constantă pe perioada de testare; b – cu variație în trepte; c - cu variație liniară; d - cu variație exponențială

Pentru înregistrarea forței F_n de încărcare a contactului se utilizează un traductor de forță (Fig. 3.14) de tip EMS 100. Înregistrarea frecvenței ciclice n_c a platformei se face cu un traductor digital optoelectronic, iar viteza $V(m/s)$ de translație a platformei se înregistrează de la un traductor de tip electromagnetic.

Parametrii de control al instalației

Pe perioada experimentului *parametrii de control* sunt monitorizați și înregistrați. Controlul stării tribologice a contactului se efectuează indirect, prin răspunsul oscilatorului la condițiile de lucru ale tribosistemului. Starea mecanică a oscilatorului se stabilește cu: 1 - deplasarea $X (mm)$ a centrului maselor blocului în raport cu punctul „O” de echilibru stabil al oscilatorului; 2 - viteza liniară instantanee $v = \dot{X} (m/s)$ a centrului maselor blocului (Fig. 3.16).

În rezultatul disipării energiei din procesul de frecare se modifică starea termică a contactului. Temperatura experimentală $\theta (^{\circ}C)$ în zona de contact se înregistrează cu un pirometru digital de tip IMPAC IN 500 cu senzor miniatural în infraroșu.

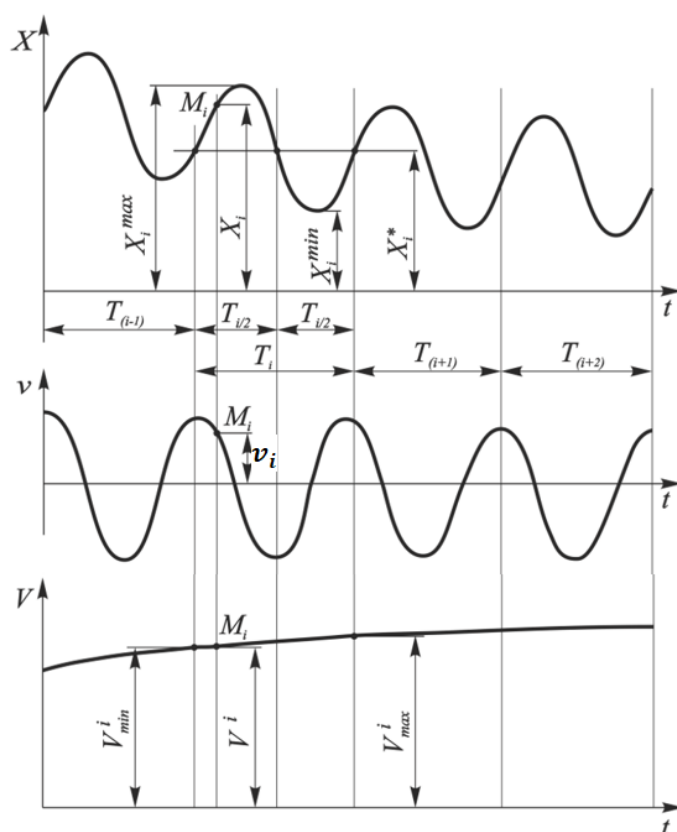


Fig. 3.16. Secvență a variației parametrilor de stare ai sistemului: X - deplasarea centrului maselor oscilatorului; v - viteza oscilatorului; V - viteza platformei

3.4. Repere metodice de cercetare pe model a evoluției dinamice a tribosistemului cu alunecare

La bază metodei de cercetări experimentale este pusă *legătura dintre starea și comportamentul tribosistemului în procesul de frecare și starea mecanică a oscilatorului* [91, 92].

Procesul de frecare și de disipare a energiei mecanice în zona contactului sub acțiunea parametrilor de comandă (F_n , n_c , V) se apreciază cu *caracteristicile de stare*:

- forța de frecare, F_f (N), coeficientul de frecare μ_f ;
- lucrul mecanic efectuat de forțele de frecare, W (J);
- puterea de disipare a energiei în zona contactului, P_f (W).

Intensitatea de disipare a energiei influențează în mod direct starea termodinamică a tribosistemului, care se supune controlului prin intermediul temperaturii θ ($^{\circ}\text{C}$) în zona contactului, *rezultată din procesul de frecare*.

Nivelul și modul de variație a forței de frecare și intensitatea de disipare a energiei mecanice se reflectă în *caracteristicile de stare ale oscilatorului*:

- coordonata deplasării $X = X(t)$;
- viteza $v = v(t)$;
- energia totală ($E = E_c + E_p$) acumulată în elementele oscilatorului exprimată în coordonate fazice, unde:
 1. energia cinetică $E_c = c \frac{v^2}{\omega^2}$
 2. energia potențială $E_p = cX^2/2$;
- variația în timp a energiei (dE/dt).

Caracteristicile de stare a tribosistemului și a oscilatorului se acceptă în calitate de variabile dinamice înregistrate în experiment sub formă de serii temporale. Informația referitoare la evoluția tribosistemului cu mișcări ciclice se conține în semnalele variabilelor dinamice examinate în raport cu perioade de timp de diferită durată. Stabilind în calitate de *durată de bază (fundamentală)* - perioada T_{cp} a unui ciclu de mișcare a platformei, comportamentul dinamic al tribosistemului se va încadra în *două domenii* temporale distincte (fiecare având semnificație specifică), *global* și *local*.

Urmărind modul de variație a temperaturii θ pe perioade de timp $T \gg T_{cp}$ se determină direcția și intensitatea evoluției dinamice *globale* a tribosistemului [80, 97], care se poate manifesta prin mișcări pe traiectorii *stabile* sau *instabile*. Starea de stabilitate sau instabilitate depinde de evoluțiile particulare ale proceselor de contact în zona straturilor superficiale (numite și *tribostraturi* [96]), care pot fi de natură: mecanică, termică, fizică, chimică, modificări structurale ș.a. Varietăți structurale de organizare spațială și temporală ale straturilor superficiale la diferite niveluri de scară (mezoscopică, microscopică, nanoscopică) au fost stabilite într-o serie de cercetări experimentale [8, 30, 31, 32, 98]. Dinamica acestor structuri ale tribostraturilor S_s (Fig. 3.17), prin capacitatea lor de modificare și transformare la disiparea energiei mecanice, definesc proprietățile tribologice ale materialelor triboelementelor și în consecință, procesele dinamice din zona contactului la macronivel.

La general, procesele dinamice din zona contactului (Fig. 3.17) depind de capacitatea de modificare a tribostratului $S_s \rightarrow S_s^*$, caracterizată de variația parametrilor de stare X_i sub acțiunea parametrilor de comandă (de lucru) U_j

$$\frac{dX_i}{dt} = f(t, X_i, X_i^*, U_j), \quad (3.2)$$

unde X_i, X_i^* - parametrii de stare a tribostratului în momentul precedent și curent al evoluției dinamice.

În fiecare moment de timp, starea curentă a tribostratului S_s^* pe traiectoria de evoluție este influențată de starea S_s din momentul precedent prin legătura inversă $P = f(U_j, X_i, X_i^*)$, care poate fi pozitivă (cu intensificarea proceselor de contact) sau negativă (cu diminuarea intensității de decurgere a proceselor).

Pentru stabilirea modalității și a traiectoriei de evoluție a tribosistemului, informația despre starea tribologică a contactului [99 - 101], conținută în semnalele parametrilor de control C_k , se transmite la un sistem informatic pentru prelucrare și prezentare sub formă grafică, tabelară sau funcție.

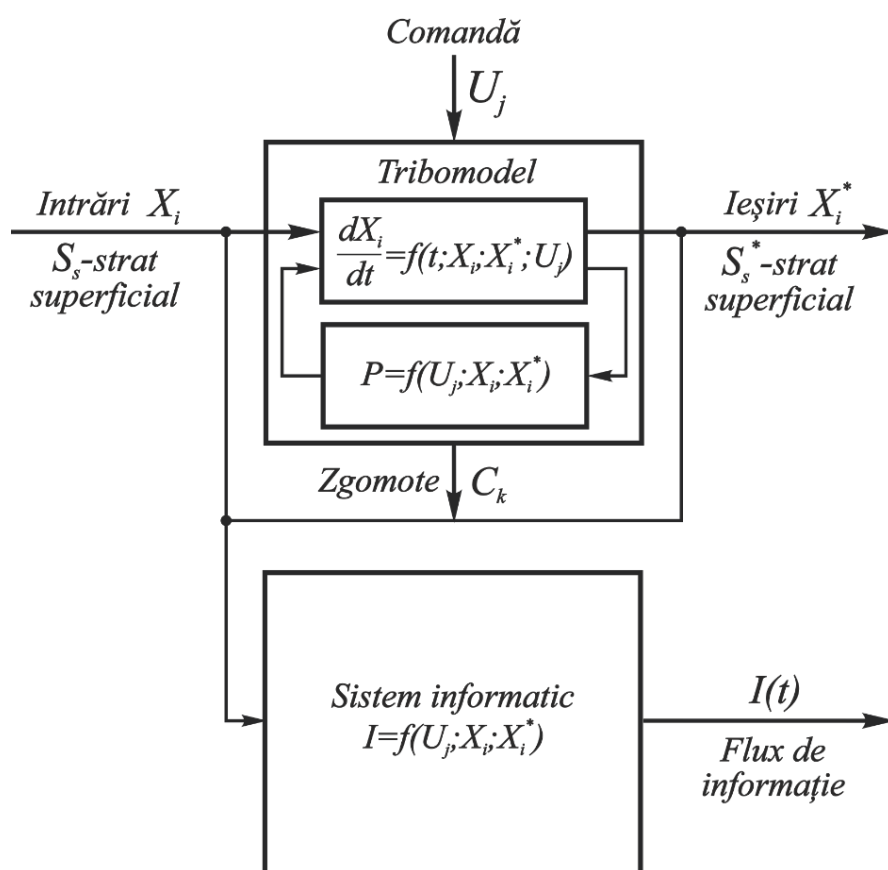


Fig. 3.17. Modelul dinamic al tribosistemului

Comportamentul dinamic al tribosistemului, în cea mai mare măsură, depinde de proprietățile tribologice ale materialelor triboelementelor. În dependență de modul de a reacționa și de capacitatea de a se adapta la acțiunea parametrilor de comandă U_j , materialele „în cupla de frecare” pot fi convențional grupate în două clase, „tribostabile” și „triboinstabile”. Instabilitatea tribologică se desfășoară pe două căi evolutive:

1. atunci când, în condiții critice de încărcare, materialele în zona tribostratului se supun unor procese de degradare și distrugere până la atingerea unei stări catastrofale (de pierdere totală a capacității portante);

2. prin demararea unor procese de activare, care în rezultat conduce la transformări structurale ale tribostratului în zona contactului, cu obținerea unor proprietăți tribologice mai performante.

Materialele care în rezultatul destabilizării proceselor de contact capătă noi structuri cu proprietăți tribologice noi sunt numite *triboactive*.

În baza datelor experimentale obținute pentru materiale de origine diferită și în diverse condiții de testare, s-a stabilit o evoluție diferită pentru materiale din clasele cu proprietăți tribostabile și triboactive [102, 103]. *Tribostabilitatea* și *triboactivitatea* sunt două aspecte de comportament care trebuie luate în calitate de *reper* la concretizarea metodei de cercetare pe domeniul *evoluției globale* a tribosistemului.

Tribostabilitatea materialelor (Fig. 3.18, curba 1), analizată în experiment prin evoluția temperaturii θ (rezultată din procesul de frecare) în zona contactului, se manifestă prin răspuns de intensitate relativ redusă (fără salturi) a tribosistemului la variații în limite largi ale parametrilor de comandă (de lucru) U_j . În acest caz temperatura θ evoluează pe traiectorie spre punctul de stabilitate a domeniului de echilibru dinamic cu fluctuații lente pentru fiecare nivel al forței normale F_n de încărcare a contactului. Tendința de stabilitate se menține până la atingerea stării limită a capacității de încărcare (de gripare) a materialelor cuplei de frecare.

În cazul utilizării materialelor *triboactive*, variantele de răspuns ale tribosistemului în raport cu variația parametrilor de lucru se diversifică (Fig. 3.18, curba 2). Evoluția în timp se produce prin *succedarea* unor perioade de stabilitate (staționare) cu instabile (nestaționare). Perioada de instabilitate se caracterizează prin *fluctuații* de diferită durată și intensitate ale variabilei dinamice (temperaturii θ). Fiecare fluctuație decurge în două faze: - de *activare* (sub acțiunea parametrilor de comandă) a straturilor suprafețelor de contact ale triboelementelor; - de *relaxare*, la menținerea parametrilor de comandă la un nivel constant.

La destabilizarea tribosistemului fluctuațiile se produc cu o *perioadă și amplitudine de bază* în care se încadrează o serie de fluctuații cu perioade neregulate de durată mai mică și amplitudini comparativi mai mici. În rezultatul tranziției prin perioada cu comportament instabil, tribosistemul capătă ulterior proprietăți tribologice mai performante și revine la o stabilitate deosebit de înaltă pe următoarea porțiune a traiectoriei de evoluție [102, 103].

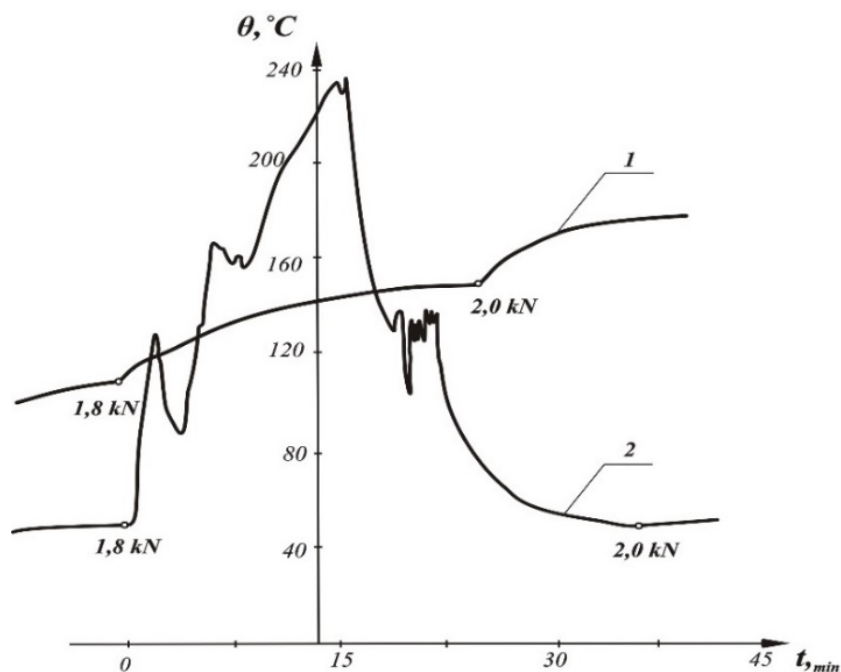


Fig. 3.18. Traectoriile de evoluție a temperaturii θ °C în zona contactului pentru materialele cu proprietăți tribostabile (1) și triboactive (2)

Un alt aspect al metodei de cercetare se referă la studierea comportamentului tribosistemului de *nivel local*, cuprins în limitele perioadei T_{cp} a ciclului de mișcare a platformei. Informația despre *starea tribologică locală* a contactului se conține în semnalele variabilelor dinamice ale oscilatorului (deplasarea $X = X(t)$ și viteza $v = v(t)$). O oscilogramă tipică a semnalului variabilei X în limitele perioadei T_{cp} , la mișcarea contactului pe cursele S ale ciclului platformei este prezentată în Fig. 3.19.

Factorii de apreciere a stării tribologice a contactului, la mișcare pe cursele S , în limitele perioadei T_{cp} a ciclului sunt:

- fluctuațiile semnalului variabilei dinamice X desfășurate pe diferite scări temporare;
- punctele extreme cu valori maxime și minime ale fluctuațiilor semnalului și anvergurile lor ($a_{(max)}$, $a_{(min)}$), punctele de inflexiune;
- porțiunile traiectoriei cu pantă crescătoare și descrescătoare, neliniaritățile de tip *salt*.
- anvergura valorilor medii $\langle a \rangle$ ale semnalelor, pe cursa directă și de întoarcere a platformei.

Anvergura valorii medii a semnalului se determină conform relației (3.3).

$$\langle a \rangle = \frac{1}{S} \int_0^{2S} |X(s)| ds. \quad (3.3)$$

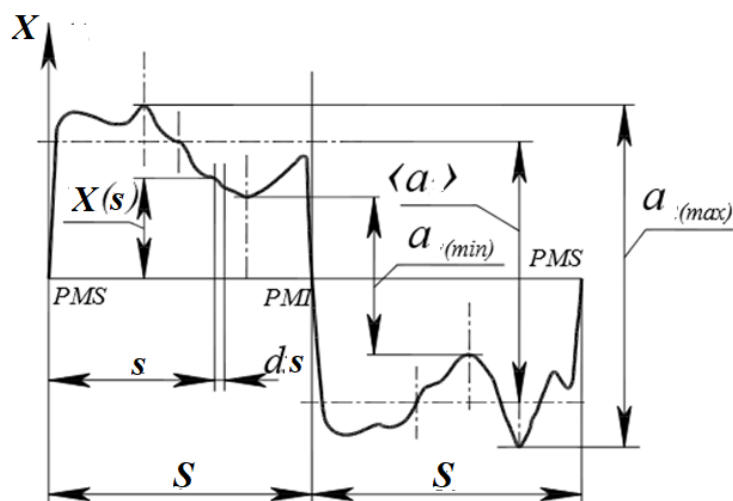


Fig. 3.19. Oscilograma variabilei X a oscilatorului la mișcarea contactului pe cursele S ale ciclului platformei

Valoarea acestei mărimi depinde de nivelul și modul de variație a variabilei X pe cursele S ale ciclului. Anvergura $\langle a \rangle$ reprezintă *analogul proporțional* al lucrului mecanic (*cantității de energie disipată*) produs de forțele de frecare în limitele unei perioade T_{cp} a ciclului platformei. Cu mărimea $\langle a \rangle$ se stabilește nivelul relativ de influență a stării tribologice locale asupra evoluției globale a tribosistemului pe perioade $T \gg T_{cp}$.

Un exemplu de evoluție fluctuantă tipică a tribosistemului [103], reprezentată de variabila globală (temperatura θ în zona contactului) și variabila locală (oscilogramele deplasării X a oscilatorului) ridicate experimental în vecinătatea unor puncte concrete ale traiectoriei de evoluție, se prezintă în Fig. 3.20. În experimentul dat au fost supuse testării materialele: triboelementul superior - crom electrolitic depus pe suprafață din oțel; triboelementul inferior - oțel 38 KH2MYUA (analog 41CrAlMo7) plastifiat superficial pe suprafața de frecare cu Cu; lubrifianț - ulei pentru motoare VNIINP 50-1-4U (TU 38. 401-58-12-91). Pe perioada experimentului s-au înregistrat pas cu pas variabilele dinamice ale oscilatorului (coordonata X și viteza v) și temperatura θ în zona contactului. Încărcarea contactului s-a efectuat până la atingerea stării limită (de gripare a suprafețelor de contact) la frecvență cicliă $n_c = 300$ (cicluri/min).

Pe porțiunile fazei de activare (panta ascendentă a variației temperaturii) se produc procese de acumulare a energiei în spațiile tribostraurilor până la atingerea unor valori locale critice (punctul extrem pentru $\theta = 180^\circ C$). La trecerea pe faza de relaxare (panta descendentă) se *amorsează* procese de restructurare a materialului prin formarea de *structuri disipative* [103, 104]. În rezultat, la finalul procesului de relaxare, materialele capătă noi proprietăți tribologice mai performante și stabile.

Procesul de activare energetică și de relaxare poate fi urmărit și detaliat prin intermediul oscilogramelor semnalului variabilei X a oscilatorului (Fig. 3.20). Variația și fluctuațiile semnalului oscilatorului sunt determinate de nivelul, durata, intensitatea și coordonata de producere a impulsului forței de frecare. Din comportamentul oscilatorului pe perioada T_{cp} a ciclului s-a constatat caracterul fluctuant și divers al interacțiunilor în contact. În condiții de instabilitate fluctuațiile își modifică caracteristicile (de la ciclu la ciclu) la variația temperaturii în zona contactului. Variația semnalului oscilatorului este complicată și diferită pe fazele de activare și de relaxare.

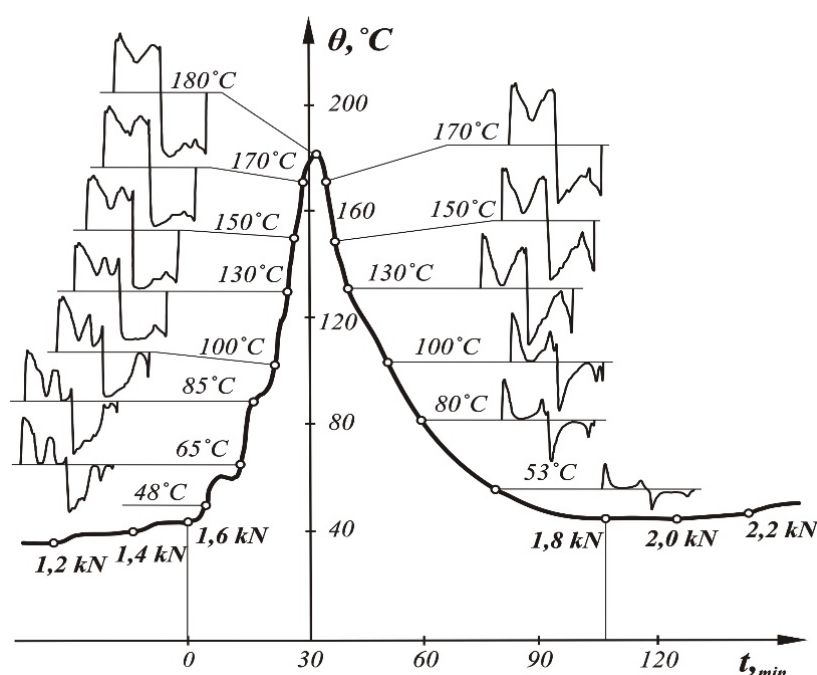


Fig. 3.20. Evoluția temperaturii θ °C în zona contactului și oscilogramele elongației X pentru materiale cu proprietăți triboactive, amorstate la o sarcină $F_n=1,6$ kN

Examinarea în complex a stării globale și locale (care sunt legate reciproc și se interinfluențează) completează tabloul comportamentului dinamic al tribosistemului pe traiectoria de evoluție (caracterizată de intensitate și trend) cu comportamentul la nivel de ciclu (caracterizat de procesele concrete care se realizează *instantaneu* în zona contactului).

Starea locală a tribosistemului se complică esențial la declanșarea *autooscilațiilor de frecțiune* care apar datorită *fluctuațiilor forței de frecare*. În rezultat, pe interiorul perioadelor T_{cp} ale ciclului de mișcare a platformei, se vor produce oscilații de diferite forme, începând cu cele cvasiarmonice și până la stick-slip. Frecvența, amplitudinile și modul de variație a acestui tip de oscilații depind de parametrii sistemului oscilant și de starea tribologică a contactului.

La baza metodei de cercetări experimentale, în cazul producerii autooscilațiilor de fricțiune, este pusă *echivalența dintre starea energetică* a tribosistemului și a oscilatorului. Pentru simplificarea metodologiei de prelucrare a datelor experimentale, informația referitoare la starea mecanică a oscilatorului se transferă din spațiul timpului (Fig. 2.6, Fig. 2.8) în spațiul fazic (Fig. 2.7, Fig. 2.9, Fig. 2.13). *Portretul fazic* reprezintă un element metodic important din care se stabilesc: forma și domeniul cuprins de traiectoriile punctului reprezentativ; regimul de autooscilație; poziția punctelor caracteristice (de tranziție de la faza stick la faza slip, de la regim staționar la nestaționar, de la regim stabil la instabil ș.a.); relațiile de calcul a energiei pe porțiunile ciclului. În rezultatul prelucrării datelor experimentale, reduse la parametrii de stare a oscilatorului și extrase din portretul fazic, se determină valorile parametrilor de stare a tribosistemului (forța F_f și coeficientul μ_f de frecare, lucrul mecanic W efectuat de forțele de frecare, puterea P_f de disipare a energiei în zona contactului).

Autooscilațiile de fricțiune distorsionează starea de funcționare normală a sistemului mecanic prin producerea de vibrații și zgomote sonore. Vibrațiile influențează direct atât caracteristicile de siguranță și fiabilitate ale mecanismelor, cât și cele funcționale (de transmitere a mișcării, de precizie a poziționării organului de lucru ș.a.). Cunoașterea condițiilor de producere și de susținere a autooscilațiilor de fricțiune și predispunerea materialelor triboelementelor de a genera fluctuații locale ale forței de frecare, cunoașterea legilor de variație a forței de frecare în condiții dinamice de funcționare a sistemului mecanic sunt probleme cheie ridicate la proiectarea tribosistemelor. În cazul pericolelor de producere a autooscilațiilor de fricțiune, metoda de cercetare a comportamentului tribosistemului trebuie să fie orientată spre rezolvarea acestor probleme.

3.5. Concluzii la capitolul 3

1. În baza conceptului de tribosistem-tribomodel a fost elaborat un model experimental al tribosistemului de alunecare cu mișcare variabilă ciclică de translație. Tribomodelul permite realizarea contactului pe suprafață plană și pe linie.
2. A fost elaborat și realizat oscilatorul mecanic cu elemente elastice pentru cercetări tribometrice care a fost adaptat la instalația de testare din dotarea laboratorului de tribologie din cadrul centrului „Precesia” al UTM.
3. În calitate de parametri de comandă au fost stabilite mărimile: forța normală de încărcare a contactului; frecvența ciclică de mișcare a platformei; viteza de translație a platformei.

Controlul se efectuează cu parametri de stare a oscilatorului: deplasarea și viteza centrului maselor blocului în raport cu punctul de echilibru stabil al oscilatorului.

4. La bază metodei de cercetări experimentale este legătura dintre starea tribosistemului în procesul de frecare și starea mecanică a oscilatorului. Procesul de frecare și de disipare a energiei mecanice în zona contactului se apreciază cu caracteristicile: forța de frecare; lucrul mecanic efectuat de forțele de frecare; puterea de disipare a energiei în zona contactului.
5. Metoda de cercetare este axată pe studiul autooscilațiilor de frecare și a pierderilor energetice în zona contactului, ceea ce conduce la stabilirea legilor de frecare pentru condiții dinamice de funcționare a tribosistemului.

4. SISTEM INFORMATIC PENTRU ANALIZA COMPORTAMENTULUI DINAMIC AL TRIBOSISTEMULUI

4.1. Modelarea sistemului informatic de achiziție și prelucrare a datelor experimentale

Sistemul de achiziție și prelucrare a datelor este compus din două componente, una - hardware și a doua - software, cele două fiind în strânsă legătură. Componenta hardware cuprinde canalele de achiziție a mărimilor fizice (luate în studiu) alcătuite din traductori, module de condiționare a semnalelor, plăci de achiziție DAQ și calculator (Fig. 4.1).

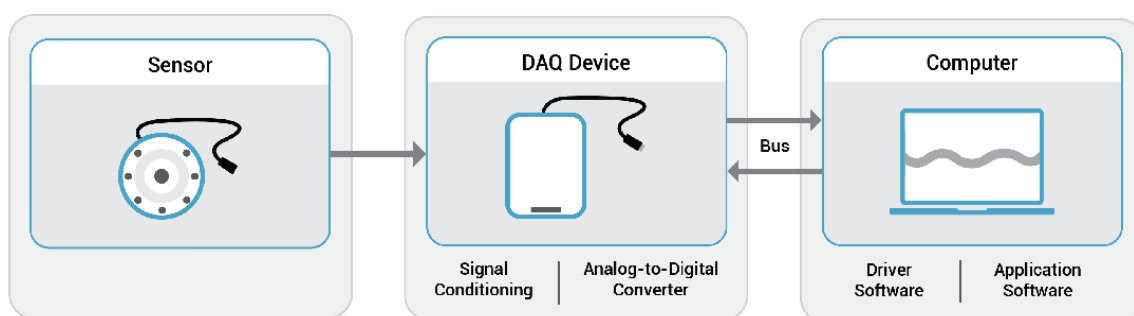


Fig. 4.1. Componentele hardware ale sistemului de achiziție de date [105]

Centrul „Precesia” al UTM are echipamentul necesar pentru achiziție de date care este produs al companiei National Instruments. Această companie propune o platformă completă ce conține atât hardware cât și instrumente software de suport pentru dezvoltarea aplicațiilor. Acest suport se manifestă prin oferirea unui set de aplicații, drivere și librării cu funcționalități necesare dezvoltatorilor de software.

În trecut, programatorii obișnuiau să controleze sistemele cu instrumente de achiziție a datelor folosind instrucțiuni I/O de bază în aplicațiile lor. Ei erau responsabili de cunoașterea fiecărui set de comenzi și de scrierea programului de control. Acum însă, programatorii utilizează rutine de nivel înalt care ascund comenzile de nivel jos. De asemenea, prin utilizarea unor rutine generice și modulare, acestea pot fi refolosite în alte aplicații care utilizează același instrument. Aceste rutine reutilizabile sunt cunoscute sub denumirea de drivere de instrumente. Un driver de instrument (Fig. 4.2) este o bibliotecă de funcții de nivel înalt utilizată pentru controlul unui anumit instrument. Cu ajutorul unui asemenea driver, programatorul poate controla un instrument fără a fi necesară cunoașterea sintaxei comenzilor de nivel jos sau a protocolului de I/O [106].

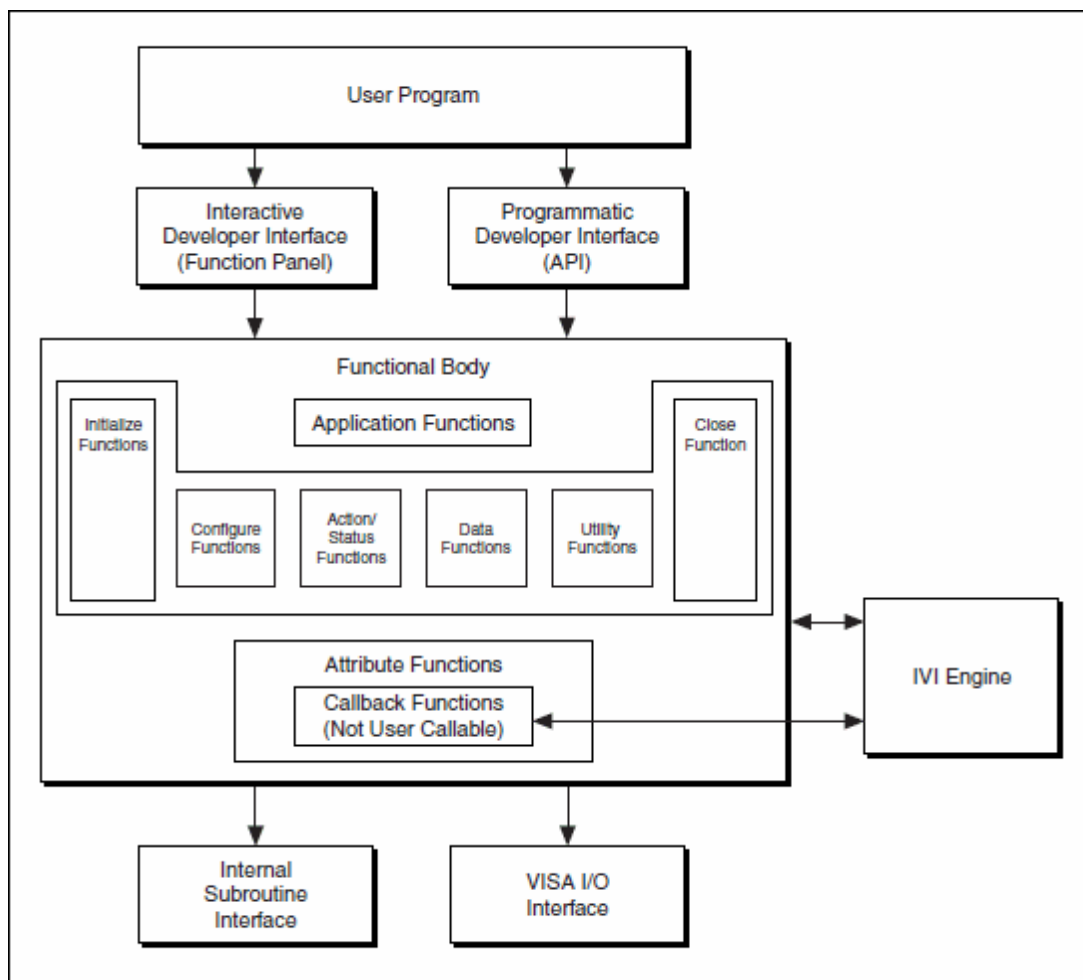


Fig. 4.2. Arhitectura NI Instrument Driver [107]

Sistemul software implementat în cadrul Centrului „Precesia” al UTM folosește LabVIEW și kit-ul de instrumente pentru configurarea și gestionarea canalelor de achiziție și comandă.

LabVIEW este un mediu de dezvoltare grafică creat de National Instruments (NI), utilizat pentru achiziția și procesarea datelor și controlul instrumentelor și automatizare [91, 92, 108 - 113]. Programarea în LabVIEW este bazată pe diagrame bloc, folosind un limbaj grafic, ceea ce îl face intuitiv și eficient pentru inginerii și cercetătorii care doresc să dezvolte aplicații rapid. Deoarece LabVIEW permite dezvoltatorilor să personalizeze ușor aplicațiile și suportă diverse standarde precum GPIB, USB, Ethernet, PXI și altele, acesta este un instrument eficient în cercetările științifice și aplicative. LabVIEW este utilizat pe scară largă în domenii precum electronică, automatizări industriale, robotică, aeronautică, biomedicină și cercetare științifică, fiind un instrument esențial pentru proiectarea și implementarea sistemelor complexe.

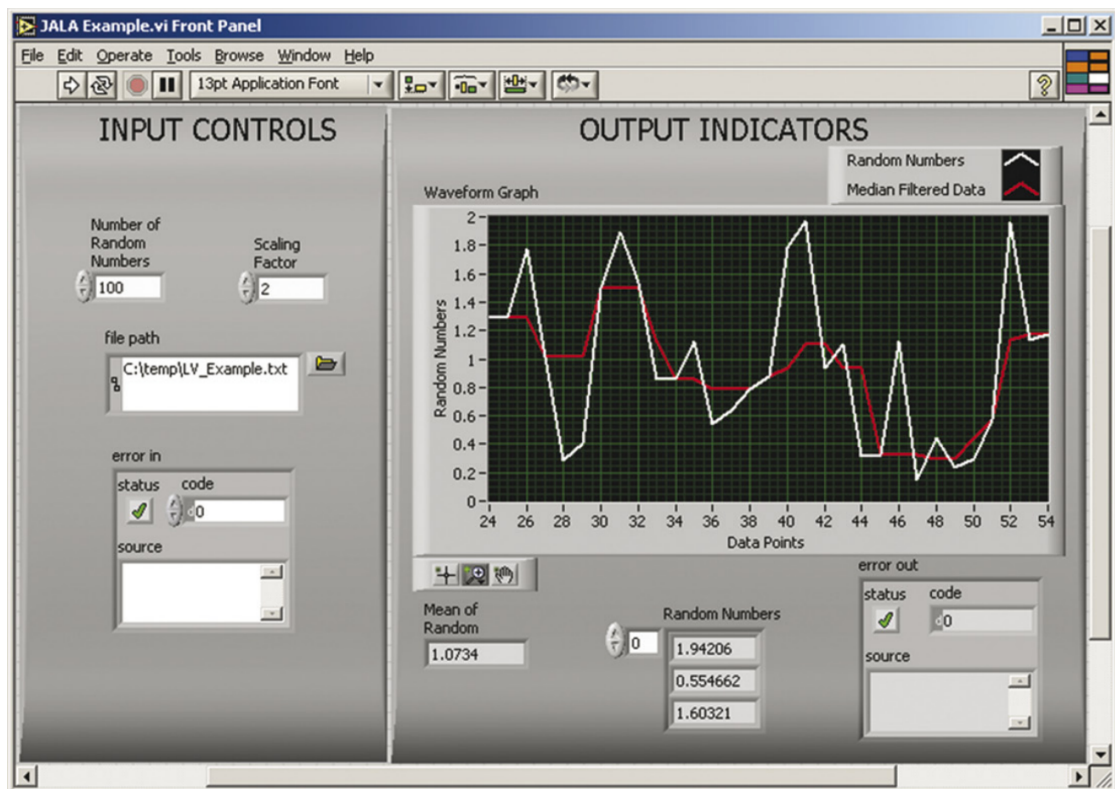


Fig. 4.3. Exemplu de interfață grafică în LabVIEW [114]

Acesta oferă dezvoltatorilor interfețe grafice care pot fi populate cu diferite elemente UI (butoane, text area, oscilografe, etc.) cum ar fi cele prezentate în exemplul din Fig. 4.3. LabVIEW permite specificarea logicii de lucru a aplicației în diagrame bloc, cum ar fi exemplul din Fig. 4.4.

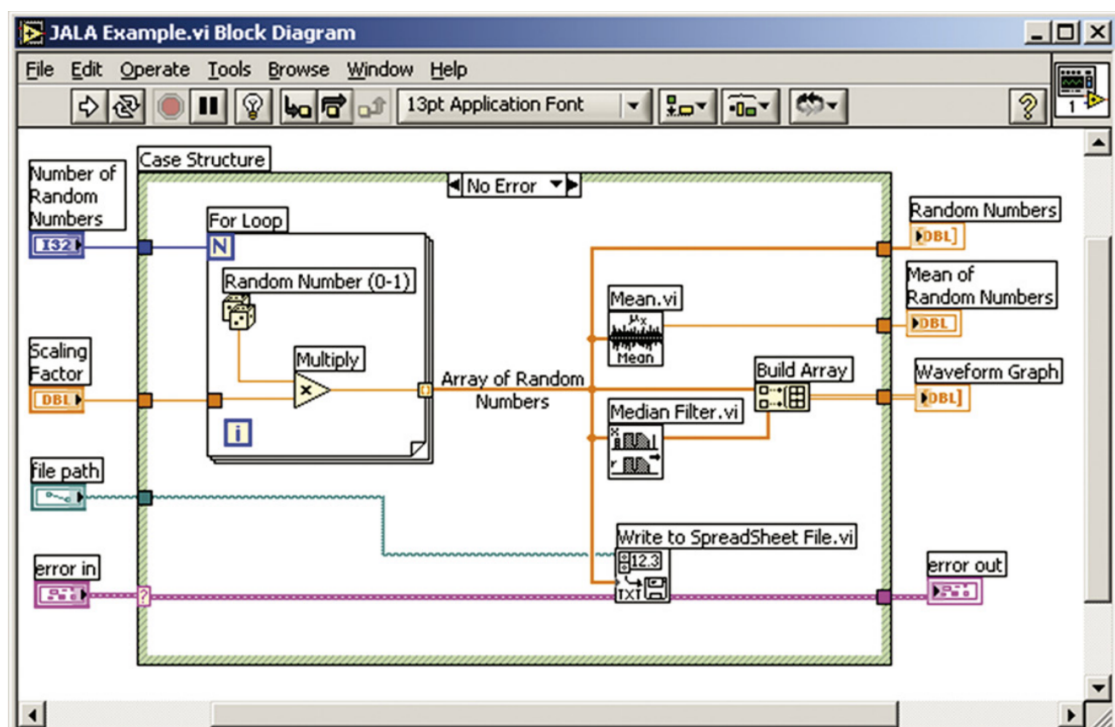


Fig. 4.4. Exemplu de diagramă bloc în LabVIEW [114]

Sarcinile de bază ale sistemului informatic dezvoltat pentru cercetări tribologice sunt achiziția datelor, calibrarea canalelor de citire a datelor experimentale, vizualizarea datelor brute și a celor prelucrate, secționarea fluxurilor de date pentru analiză, și aproximarea legii de frecare pe aceste secțiuni cu o funcție polinomială. O diagramă (UML) generală a arhitecturii sistemului este prezentată în Fig. 4.5. Relațiile de dependență dintre aplicații și driverul NI DAQmx, sistemul de fișiere denotă faptul că aplicațiile inițiază comunicarea, iar fluxul de date dintre acestea este bidirecțional.

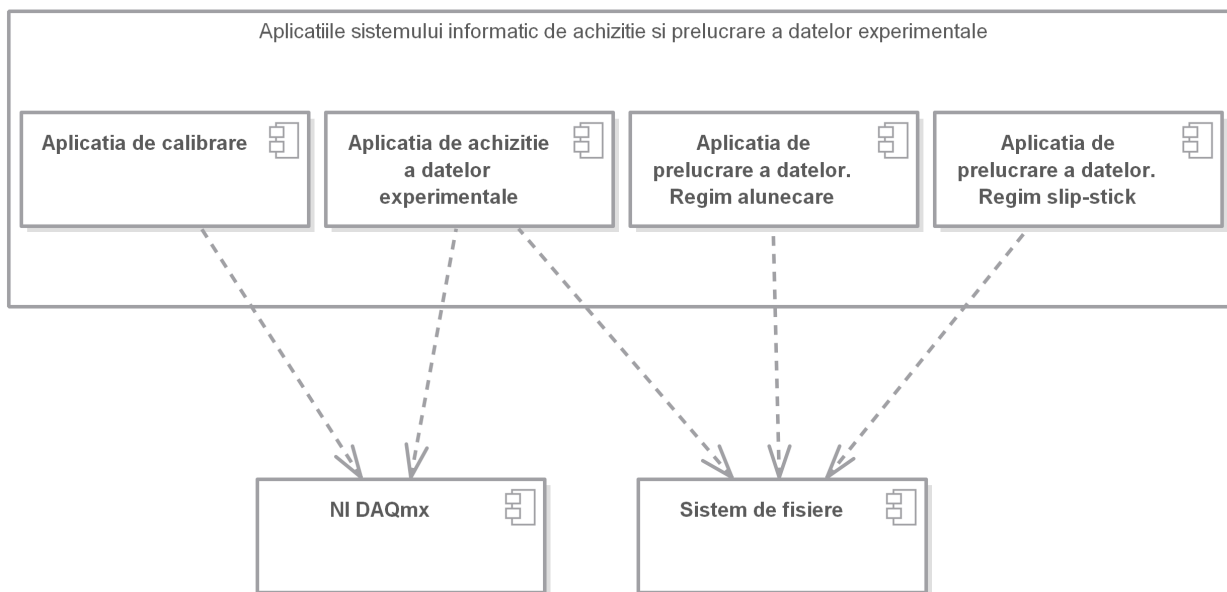


Fig. 4.5. Arhitectura sistemului de achiziție și prelucrare a datelor experimentale

4.2. Achiziția datelor experimentale

4.2.1. Configurarea și calibrarea canalelor virtuale și ale Task-urilor

Legătura dintre dispozitivul fizic de măsurare și placa de achiziție (DAQ) se realizează cu driver-ele NI-DAQmx, care se instalează împreună cu mediul LabVIEW. Informația extrasă din canalele fizice sub formă de semnale electrice este transmisă aplicațiilor LabVIEW prin intermediul canalelor virtuale (Virtual Channels). Configurarea canalelor virtuale se face cu ajutorul NI MAX (Measurement and Automation Explorer) - o aplicație care face legătura dintre DAQmx și LabVIEW.

Pe parcursul experimentelor se supun monitorizării și înregistrării în timp real următoarele mărimi fizice de stare ale tribomodelului și a oscilatorului:

1. Forța normală F_n de încărcare a contactului, viteza V a platformei, temperatura T în zona contactului (pentru tribomodel);

2. Deplasarea X și viteza $v = \dot{X}$ a centrului maselor blocului (pentru oscilator).

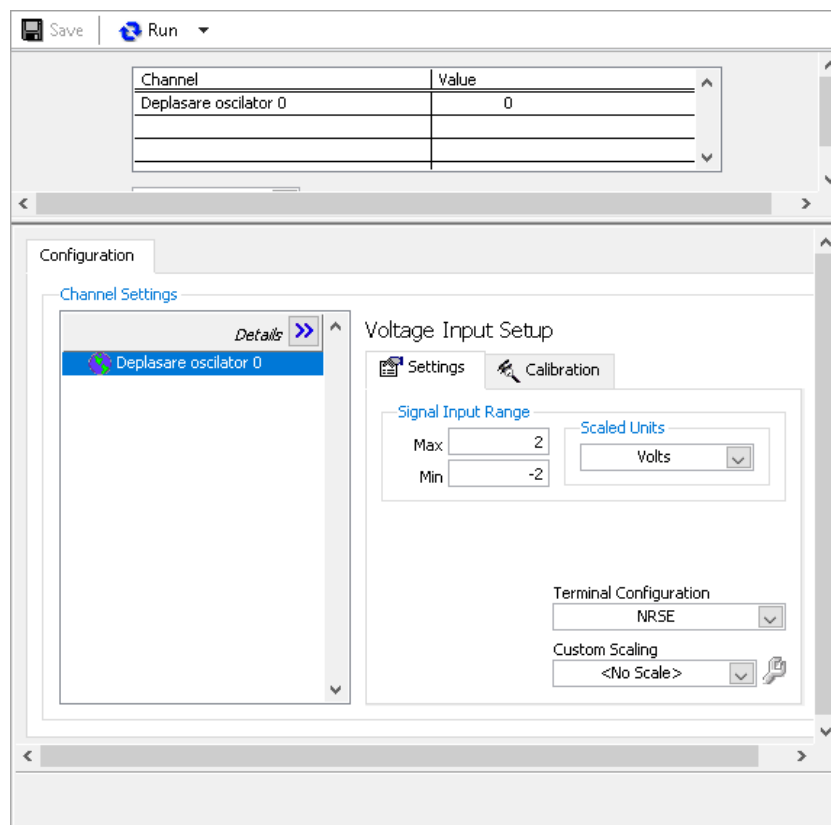
Pentru achiziții de date experimentale a fost realizat sistemul hardware, utilizând plăci **NI PCI DAQ 6024E** și module de condiționare a semnalelor de tip **SCC** și **5b** din dotarea Centrului „Precesia” din cadrul UTM. Pentru fiecare mărime de stare s-au creat canale fizice, în componența cărora intră: traductorul (care realizează transferul valorii mărimii supuse măsurării în semnal electric), modulul de condiționare a semnalului, canalul corespunzător din DAQ.

Algoritmul de achiziție a datelor experimentale se efectuează conform următorilor pași:

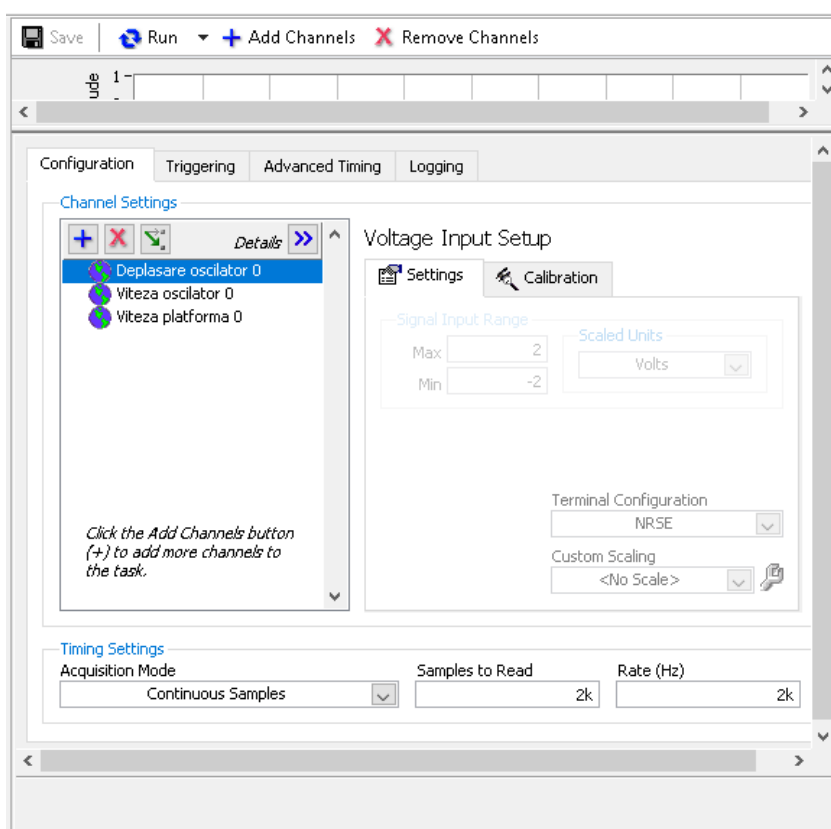
1. Crearea **canalelor virtuale** și **TASK**-urilor pentru canalele fizice cu ajutorul **NI MAX** (Measurement and Automation Explorer) și **NI-DAQmx**;
2. Configurarea canalelor de citire a semnalelor din dispozitivele hardware pentru a fi consumate de aplicațiile LabVIEW;
3. Calibrarea canalelor mărimilor fizice;
4. Citirea în LabVIEW a semnalelor din fiecare canal și transferul în unități de mărimi fizice reale;
5. Pregătirea informației conținută în semnalele mărimilor fizice de stare pentru stocarea în fișiere;
6. Stocarea informației în fișiere.

Mărimile fizice supuse măsurărilor pot fi reprezentate de semnale electrice de tip *analogic* sau *digital*. Pentru sistemul de achiziție a datelor elaborat în cadrul lucrării, mărimile de stare supuse măsurărilor sunt reprezentate de semnale analogice, pentru care în NI MAX au fost configurate canalele virtuale. În Fig. 4.6a este prezentată fereastra de configurare a canalului virtual pentru mărimea „X – Deplasare oscilator”. În cazul în care cerințele de prelucrare ulterioară a datelor impun sincronizarea achiziției a mai multor semnale, canalele virtuale ale acestor mărimi se grupează și configurează în Task (Fig. 4.6b).

Configurarea canalelor de citire a semnalelor din dispozitivele hardware și de citire în LabVIEW s-a efectuat în baza VI-urilor DAQmx, aflate în paleta „Measurement I/O”, subpaleta „DAQmx - Data Acquisition”. La configurare pot fi folosite instrumente virtuale cu diferite funcții. De exemplu, în cazul citirii informației din Task-ul „MA MyVoltaj Task”, care conține trei canale virtuale a apărut necesitatea stabilirii tactării semnalelor și utilizarea unui buffer – funcții îndeplinite de VI „DAQmx Timing”. Pentru acest task au fost utilizate și VI-urile „DAQmx Start Task” (care pornesc procesul de citire), „DAQmx Read” (pentru citirea continuă a semnalelor); „DAQmx Stop Task”; „DAQmx Clear Task”.



(a)



(b)

Fig. 4.6. Interfața canalului virtual analogic al unei mărimi (deplasare oscilator) supuse măsurării (a) și Task-ul pentru o serie de mărimi analogice (b)

4.2.2. Elaborarea sistemului pentru achiziție și stocare a datelor experimentale

Aplicația de achiziție a datelor captează și stochează datele brute generate pe parcursul experimentelor tribologice. Informația despre fiecare mărime de stare a tribosistemului exprimată în valori reale cu unitățile de măsură corespunzătoare se afișează și se monitorizează pe parcursul experimentului cu ajutorul indicatoarelor de tip „osciloscop” și „numeric”, plasate pe interfața grafică (Fig. 4.7).

Această aplicație conține două cicluri while. Primul ciclu este utilizat pentru citire cu frecvență înaltă a semnalelor din Task-ul „MA MyVoltaj Task”. Cu al doilea ciclu se citesc semnale cu frecvență mică din Task-ul „MA MyVoltaj Fn Tir Task”, în care sunt grupate canalele virtuale ale forței normale F_n de încărcare a contactului și a temperaturii T în zona de contact. Diagrama Bloc a primului ciclu este prezentată în Fig. 4.8. Una dintre cerințele pentru această aplicație este maparea semnalelor mărimilor de stare a tribosistemului (deplasării (X) și vitezei (v) a oscilatorului, vitezei V a platformei) achiziționate la valori reale cu unități de măsură corespunzătoare fiecărei mărimi. Maparea se realizează cu ajutorul coeficienților de calibrare.

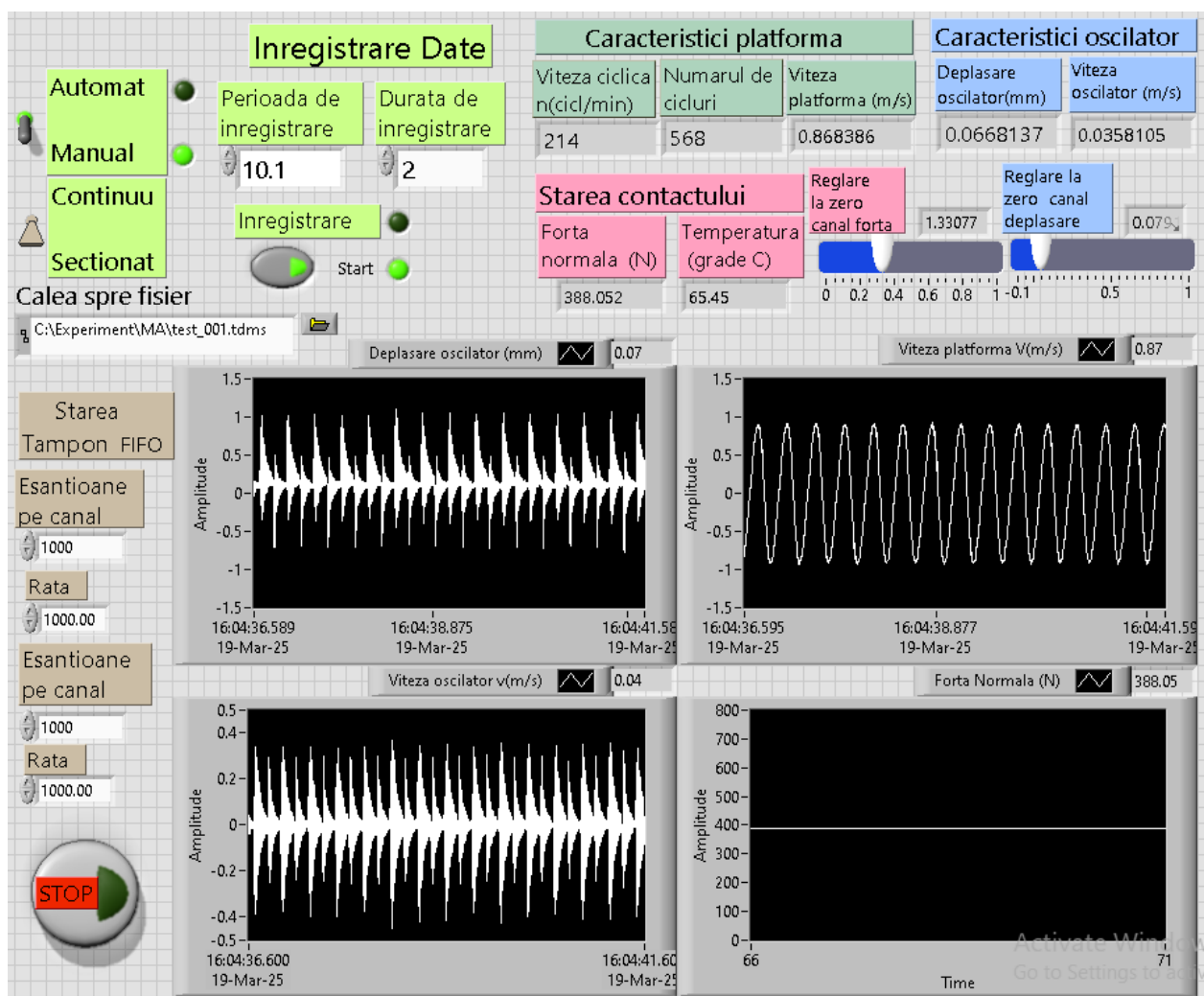


Fig. 4.7. Interfața aplicației pentru achiziția și salvarea datelor brute

În diagrama bloc (Fig. 4.8) este prezentată preprocesarea și stocarea propriu-zisă a datelor achiziționate. Stocarea datelor se poate efectua în mod automat sau manual. Pentru stocarea automată se stabilește perioada și durata porțiunii de experiment care trebuie salvat.

Datele sunt salvate în fișiere TDMS (Technical Data Management Streaming). Acest tip de fișiere are o serie de avantaje: viteză mare de stocare și transfer de date; structură organizată arborescent, unde datele se stochează pe canale, iar canalele sunt grupate, conform unor criterii stabilite după necesitate. Pentru fiecare grup de canale, la fiecare nivel al ierarhiei se pot stoca proprietăți și comentarii care permit o organizare mai eficientă pentru căutare, prelucrare și analiză a datelor experimentale. La dezvoltarea aplicațiilor, pentru gestionarea fișierelor TDMS au fost folosite următoarele instrumente virtuale: „TDMS Write”; „TDMS Read”; „TDMS Set Properties”; „TDMS Open”; „TDMS Close”.

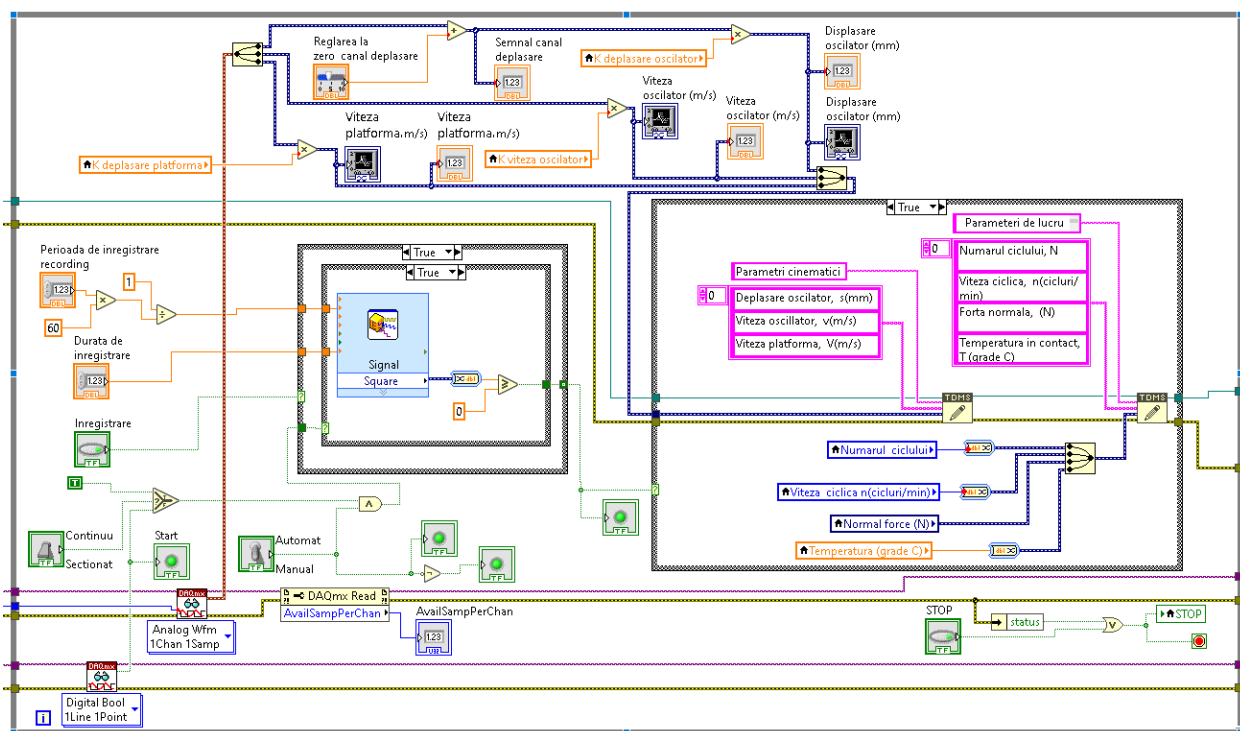


Fig. 4.8. Măsurarea deplasării X și vitezei $v = \dot{X}$, vitezei V a platformei

În cadrul procesului de pregătire a sistemului pentru efectuarea experimentelor sunt necesari următorii pași:

1. calibrarea canalelor de măsurare;
2. stabilirea frecvenței naturale (oscilațiilor proprii) a oscilatorului;
3. stabilirea coeficientului de rigiditate a oscilatorului.

Calibrarea se efectuează prin acționarea asupra oscilatorului și corespunzător, a traductorului de semnal electric al canalului mărimii fizice măsurate, cu măsuri de precizie aplicate

Conform procedurii, datele deplasării oscilatorului variază de la valoarea „zero” până la maximală. În cazul oscilatorului supus calibrării, valoarea maximală a deplasării este de 1,5 mm. Valoarea „zero” se află în punctul de echilibru stabil (în stare liberă a oscilatorului). Valoarea semnalului în această stare se reglează la zero pe interfața aplicației utilizând elementul de control „reglarea zero semnal deplasare oscilator”.

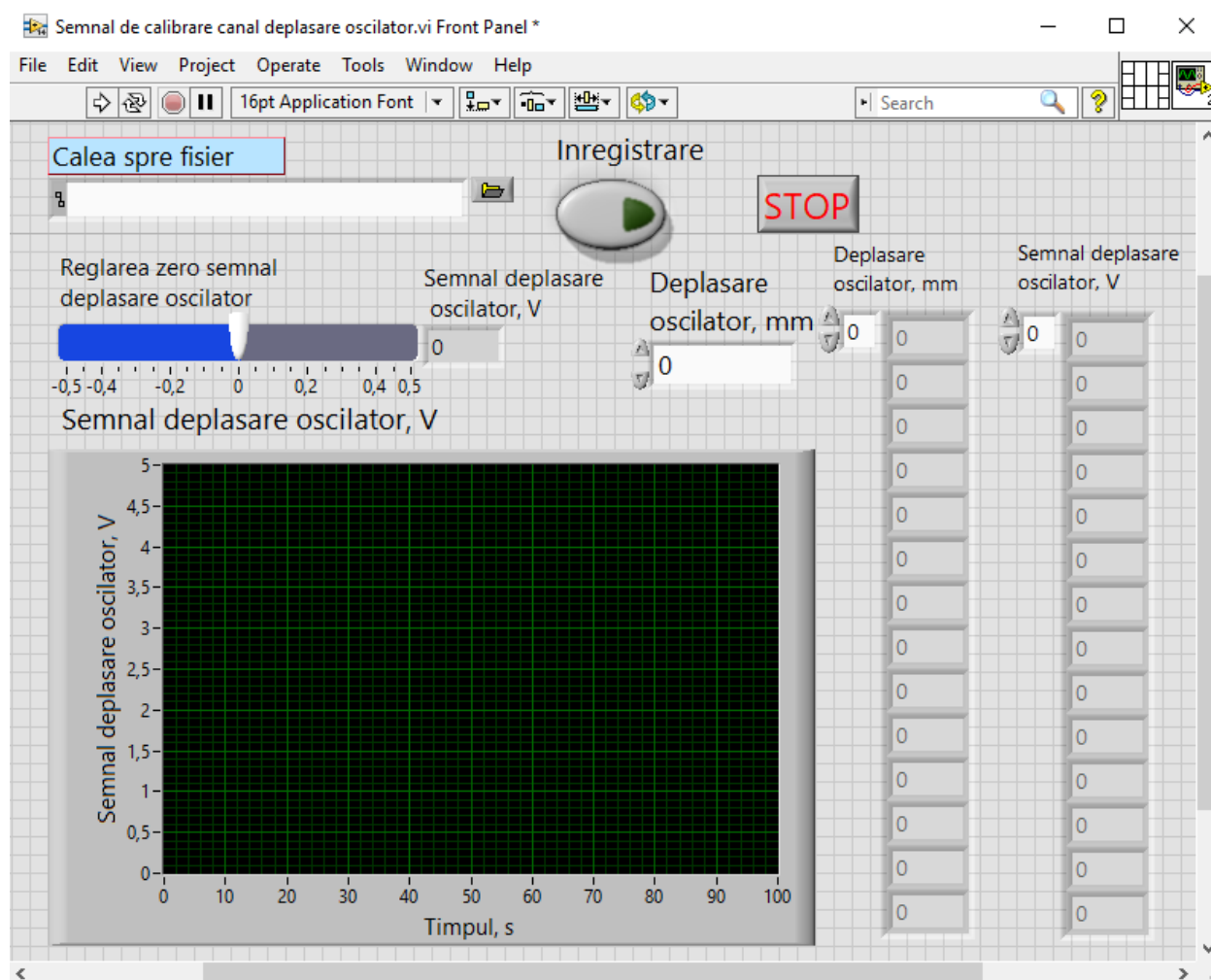


Fig. 4.10. Interfața aplicației de citire și stocare a datelor de calibrare a canalului deplasării oscilatorului

În timpul executării procedurii de calibrare, pentru fiecare pas valoarea deplasării se introduce manual, iar valoarea semnalului se citește din canalul virtual *deplasare oscilator*. Cu instrumentul virtual „TDMS Write Function” datele de calibrare se stochează în fișier TDMS. Numărul de eșantioane de calibrare se stabilește de către cercetător. Din literatura de prelucrare a datelor experimentale se recomandă minimum trei eșantioane. Pentru o precizie mai mare sunt recomandate între 5 – 10 eșantioane.

Citirea și prelucrarea datelor de calibrare se efectuează cu o aplicație separată, interfața căreia este prezentată în Fig. 4.11. Citirea și prelucrarea datelor de calibrare din fișierul TDMS este prezentată în Fig. 4.12. Datele extrase din fișier se sunt prelucrare conform relației (4.1). Rezultatele calculelor sunt transmise la instrumentul virtual „Statistics Express” care calculează valoarea medie pătratică a coeficientului de calibrare. Acest instrument virtual întoarce și deviația (abaterea) standard.

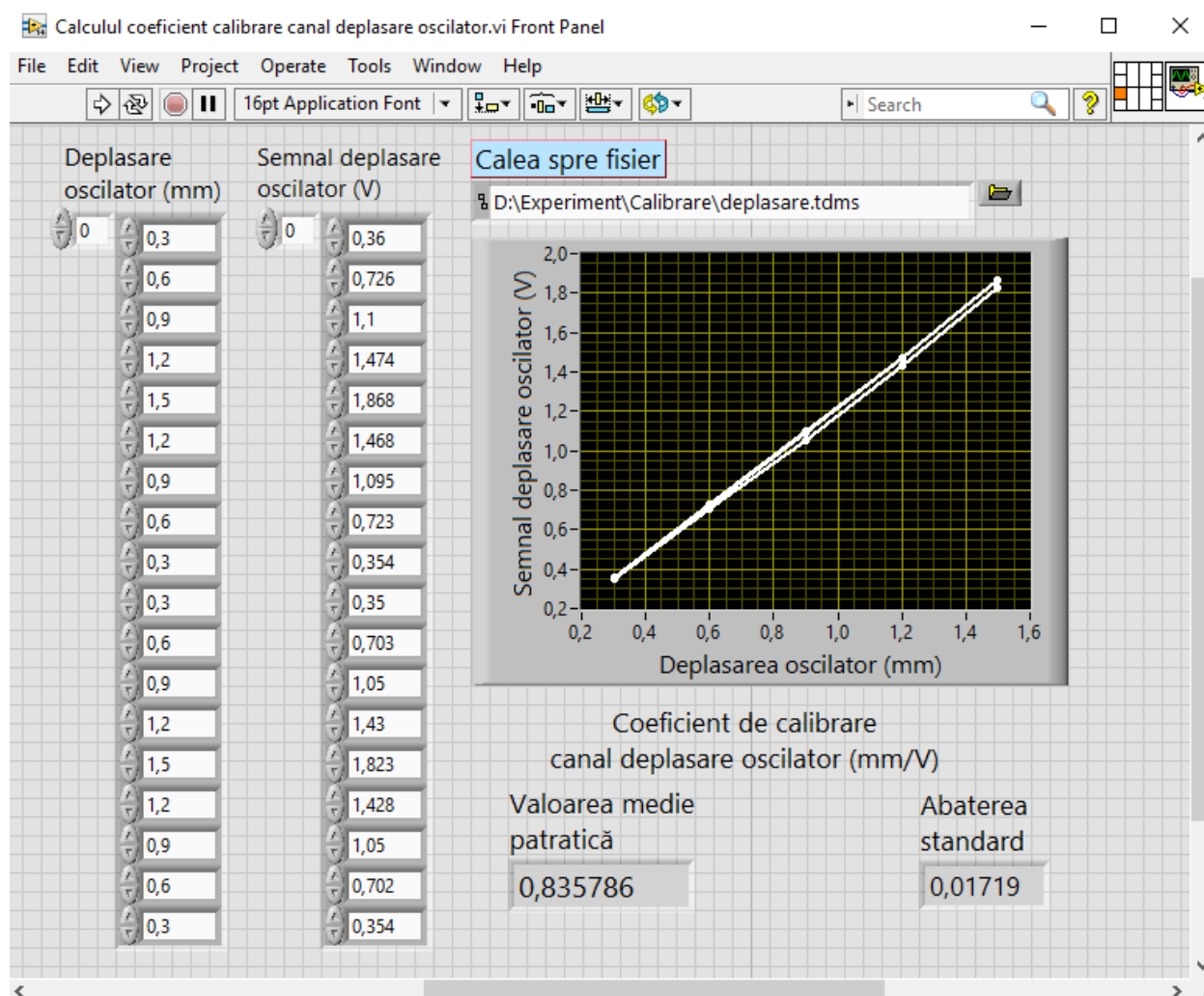


Fig. 4.11. Interfața aplicației de citire și de prelucrare a datelor de calibrare a canalului de deplasare a oscilatorului

Conform rezultatului prelucrării statistice a datelor (Fig. 4.12) s-au obținut următoarele valori pentru coeficientului de calibrare a canalului „Deplasare Oscilator”: valoarea medie pătratică $RMS = 0,8357$; abaterea standard $Standard\ Deviation = 0,0171$.

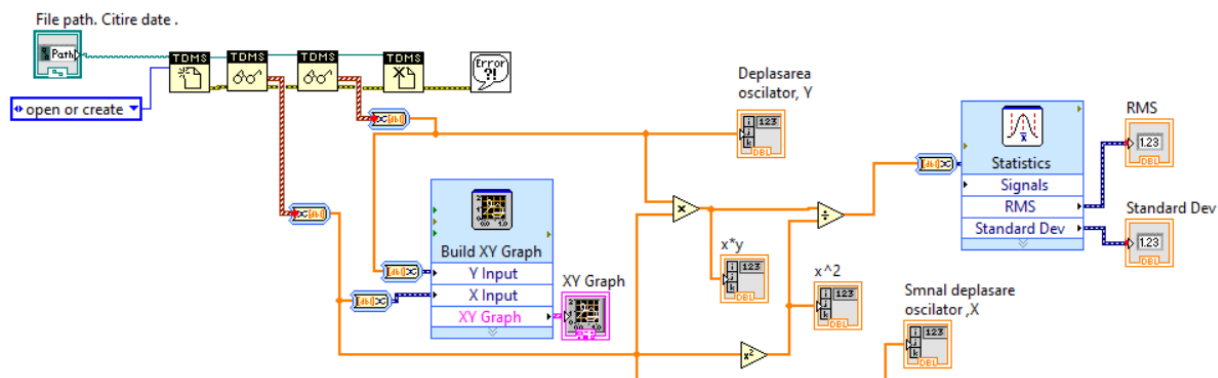


Fig. 4.12. Citire și prelucrare a datelor de calibrare a canalului de deplasare a oscilatorului

În mod similar se efectuează procedura de calibrare și pentru canalele de achiziție a semnalelor vitezei oscilatorului, vitezei platformei și a forței normale de încărcare a contactului.

În tabelul 4.1 sunt prezentate valorile coeficienților de calibrare a canalelor de măsurare pentru instalația de cercetări tribometrice din dotarea Centrului „Precesia” al UTM.

Tabelul 4.1. Valorile coeficienților de calibrare a canalelor de măsurare realizate în baza echipamentelor instalației de cercetări tribometrice din cadrul Centrului „Precesia” UTM

Canalul mărimii fizice	Coeficientul de calibrare	Abatere
Deplasarea oscilator (mm)	0.836 (mm/V)	0.017 (mm/V)
Viteza oscilator (m/s)	0.772 (m/s/V)	0,009 (m/s/V)
Viteza platformă (m/s)	0.343 (m/s/V)	0,002 (m/s/V)
Forța normală (N)	291.590 (N/V)	0.269 (N/V)
Rigiditatea sistemului elastic	92.860 (N/mm)	1.122 (N/mm)
Frecvența oscilator	$f = 90,205$ (Hz)	0.082 (Hz)

4.3. Prelucrarea datelor experimentale

Tribosistemele de alunecare pot provoca în sistemele mecanice două tipuri de autooscilații de fricțiune:

1. Autooscilații susținute de forțele de frecare în regim de alunecare, care pot varia ca formă, de la cvasiarmonice (la disipare redusă a energiei în zona contactului) până la forme mai specifice, dependente de regimul de frecare și de intensitatea de disipare a energiei. La regimuri cu disipare intensă a energiei, oscilațiile pot trece în regim aperiodic;
2. Autooscilații cu relaxare, numite și autooscilații de tip stick-slip (lipire-alunecare).

Aceste două tipuri de comportament impun abordări diferite asupra modului de prelucrare a datelor experimentale brute stocate în fișiere TDMS. În rezultatul prelucrării datelor se stabilesc legi experimentale de comportament al forței de frecare, pentru configurații concrete ale tribosistemului și pentru condiții prestabilite de lucru. În configurația examinată a tribosistemului au fost utilizate materialele: triboelementul superior – oțel 40 Cr (GOST4543-71); triboelementul inferior – oțel 40 Cr (GOST4543-71); lubrifiant - ulei pentru transmisii TRANS GEAR SAE 75W90.

Pentru simplificarea utilizării datelor experimentale, legile de frecare stabilite pe cale experimentală vor fi approximate cu diverse modele sub formă de funcții algebrice (de exemplu cea polinomială).

4.3.1. Prelucrarea datelor experimentale. Regimul de autooscilare la frecare de alunecare

Algoritmul de prelucrare a datelor experimentale brute se realizează conform următorilor pași:

1. Accesarea datelor experimentale brute stocate în fișiere;
2. Căutarea unei secvențe de date din masivul total al experimentului, pentru analiza ulterioară;
3. Stabilirea, din secvența aleasă, a datelor unui ciclu a platformei, care prezintă interes pentru prelucrare;
4. Alegerea ciclului oscilatorului, din secvența ciclului platformei stabilit în p.3, pentru a fi supus prelucrării;
5. Împărțirea ciclului ales pe semiperioade (1 – cu creșterea valorii vitezei relative de alunecare de la minim la maxim; 2 – descreșterea vitezei relative de la maxim la minim);
6. Descompunerea mărimilor de stare a oscilatorului (deplasarea și viteza) în componente ale ciclului – media pe ciclu (cvasistaționară) și componenta variabilă (dinamică);
7. Stabilirea stării energetice a oscilatorului în raport cu componentele ciclului;
8. Stabilirea stării energetice totale a oscilatorului;
9. Stabilirea stării de variație a energiei oscilatorului și implicit a intensității (puterii) de disipare a energiei în zona contactului;
10. Stabilirea legii forței de frecare în raport cu variația vitezei relative de alunecare pentru nivelul dat al sarcinii normale de încărcare a contactului;

11. Aproximarea legii de frecare stabilită în baza datelor experimentale, cu un model matematic.

Primul pas se referă la accesarea datelor experimentale brute (neprelucrate), stocate în fișiere TDMS. Accesarea se face folosind canalul de citire, care reprezintă baza primului modul (Fig. 4.14). În acest modul sunt utilizate următoarele VI-uri: „TDMS Open”; „TDMS Read”; „TDMS Close”.

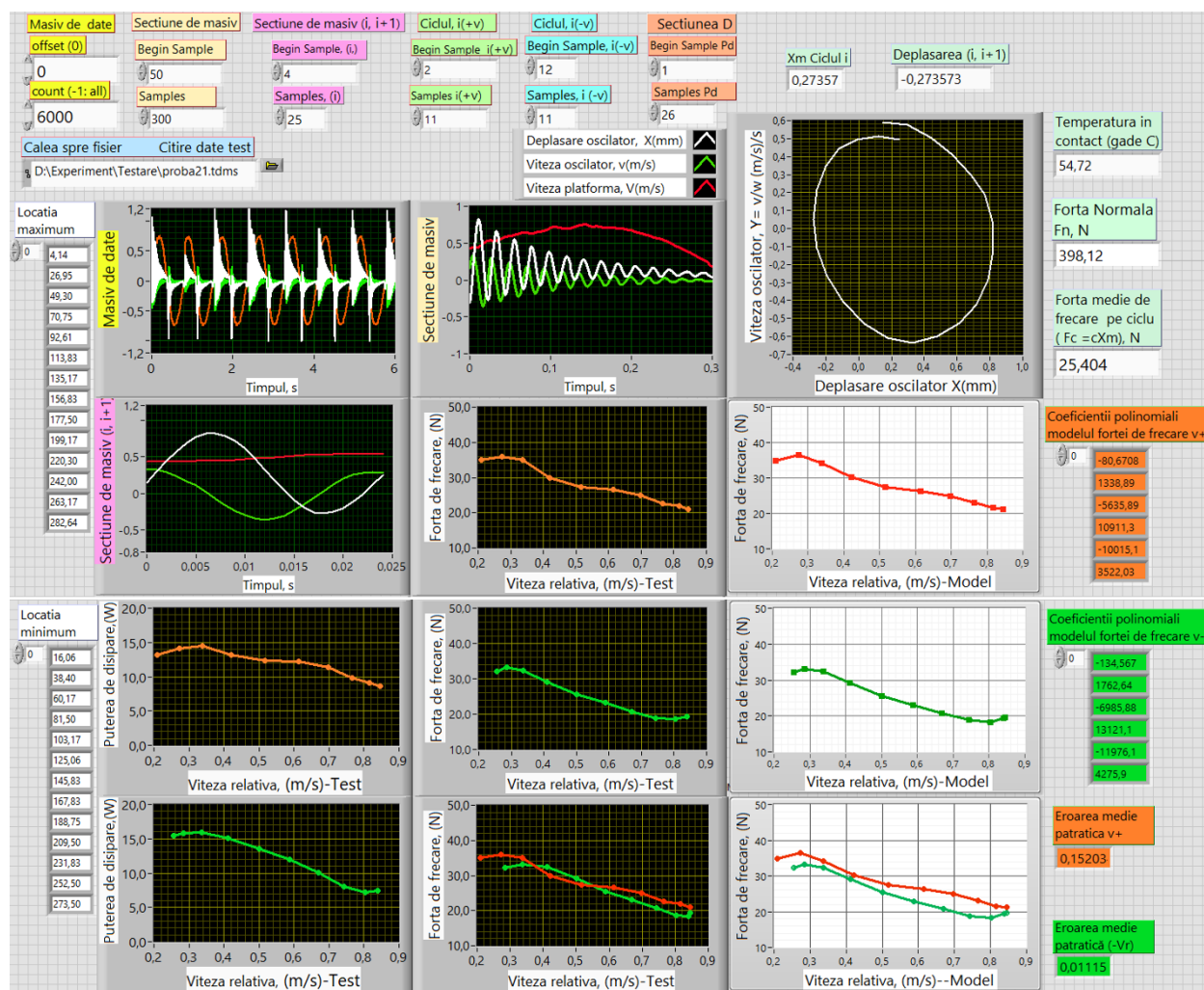


Fig. 4.13. Interfața aplicației de prelucrare a datelor experimentale pentru frecarea cu alunecare

VI-ul „TDMS Read” returnează datele citite din fișierul TDMS, iar prin intermediul intrărilor „offset” și „count”, se caută și se secționează porțiunile de masiv ale datelor achiziționate (Fig. 4.13) pentru analiza ulterioară. Parametrul „offset” specifică numărul de elemente (sample) de date din fișierul TDMS de la care se începe returnarea datelor, iar „count” specifică numărul

maxim de elemente (sample) de date citite din fișier. Valoarea implicită în „count” este –1. Aceasta înseamnă că toate elementele din fișier vor fi întoarse.

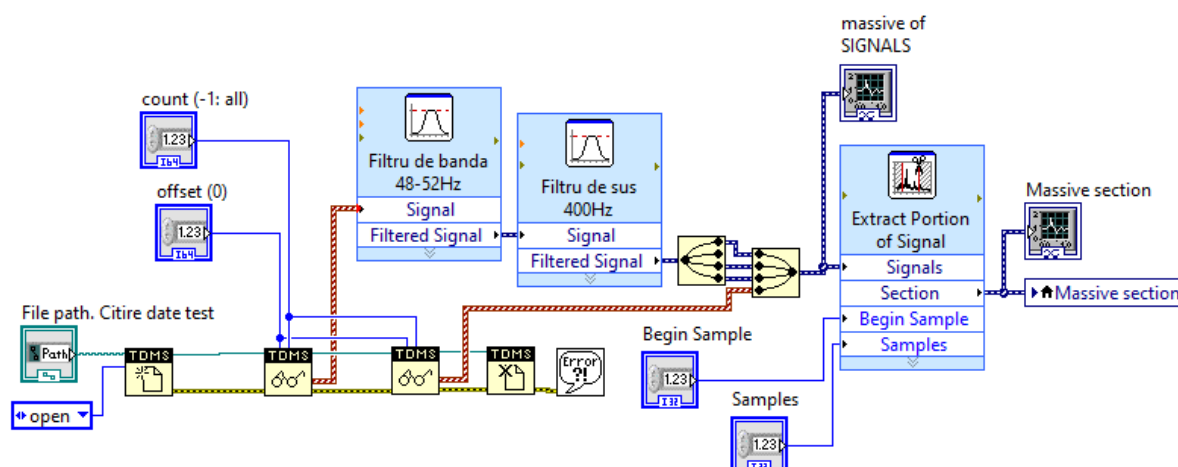


Fig. 4.14. Citirea datelor experimentale din fișiere TDMS

Datele returnate de VI-ul „TDMS Read” pot fi secționare pe porțiuni stabilite de utilizator în timpul căutărilor. Căutările se pot face pe două nivele: global și local. La nivel global se analizează date experimentale obținute pe perioade relativ mari de timp. Aici se caută locațiile cu comportament deosebit (Fig. 4.15), care prezintă interes pentru analiză. O astfel de porțiune selectată în rezultatul căutărilor, care cuprinde date ale unei serii de cicluri ale platformei, este afișată pe interfață într-un indicator de tip osciloscop. În procesul de căutare a porțiunilor de date pentru prelucrare și analiză, setarea parametrilor „offset” și „count” se efectuează pe interfață (Fig. 4.13).

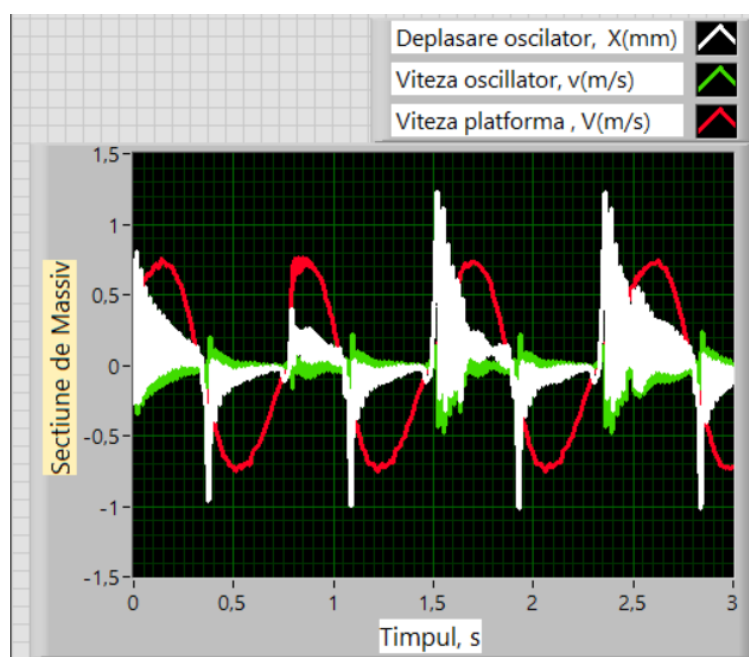


Fig. 4.15. Interfața secțiunii de masiv a datelor stocate în fișierul TDMS

Pentru studiul comportamentului dinamic al tribosistemului, prelucrarea datelor experimentale se efectuează la nivel local, pe interiorul curselor fiecărui ciclu ales al platformei. Datele reprezentate de variația mărimilor de stare (deplasării și vitezei oscilatorului, și a vitezei platformei) în limitele unei curse pe ciclul ales al platformei (extrase din porțiunea de date afișate în Fig. 4.15) sunt prezentate în Fig. 4.16a.

Alegerea porțiunii de date la acest nivel, se efectuează prin secționarea masivului cu VI-ul „Extract Portion of Signal Express”, setat pe Front Panel (poziția *Secțiune de masiv* Fig. 4.13) stabilind valorile pentru parametrii „Begin Sample” și „Sample”. VI-ul “Extract Portion of Signal Express” se poate utiliza pentru secționarea oricăror porțiuni cu date ce prezintă interes.

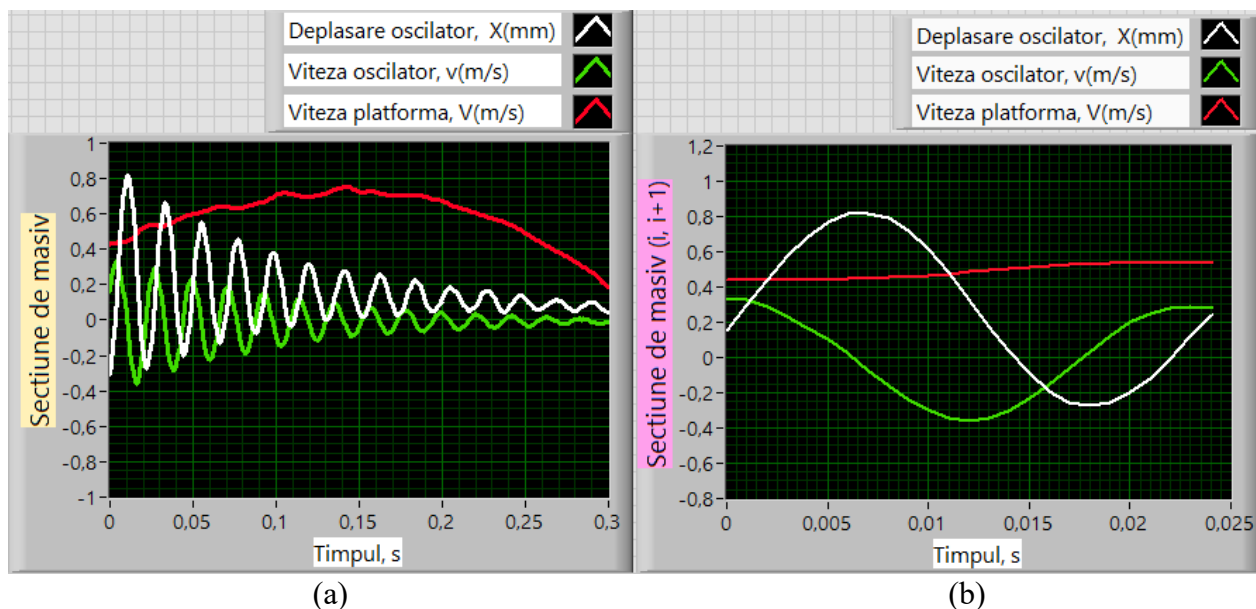


Fig. 4.16. Interfața secționii de masiv de date în limitele: a – unei curse a platformei ; b - a unui ciclu al oscilatorului

Poziția fiecărui ciclu de variație a oscilatorului (măsurată în număr de eșantioane (samples), în limitele cursei platformei se stabilește utilizând VI-lui „Waveform Peak” (Fig. 4.17a). Parametrul de intrare pentru acest VI este viteza oscilatorului. Rezultatele se returnează și se afișează în indicatorii matricelor „Locația maximum” și „Locația minimum” plasați pe Front Panel (Fig. 4.17b).

Prelucrarea datelor experimentale se efectuează pentru fiecare ciclu al oscilatorului, care se extrage din porțiunea de masiv selectată și afișată pe interfața grafică (Fig. 4.16a). În unele cazuri mai specifice pot fi utilizate mai multe cicluri ale oscilatorului (decizia îi aparține utilizatorului - cercetătorului tribolog). Pentru a identifica începutul și durata ciclului de interes,

din matricea „Locația maximum” (Fig. 4.17b) se aleg două valori consecutive care reprezintă începutul fiecărui ciclu de oscilație. Aceste valori sunt folosite la extragerea ciclului ca parametri de intrare pentru VI-ului de secționare. Masivul de date a ciclului extras pentru prelucrare, se afișează în indicatorul corespunzător de pe Front Panel (Fig. 4.16b).

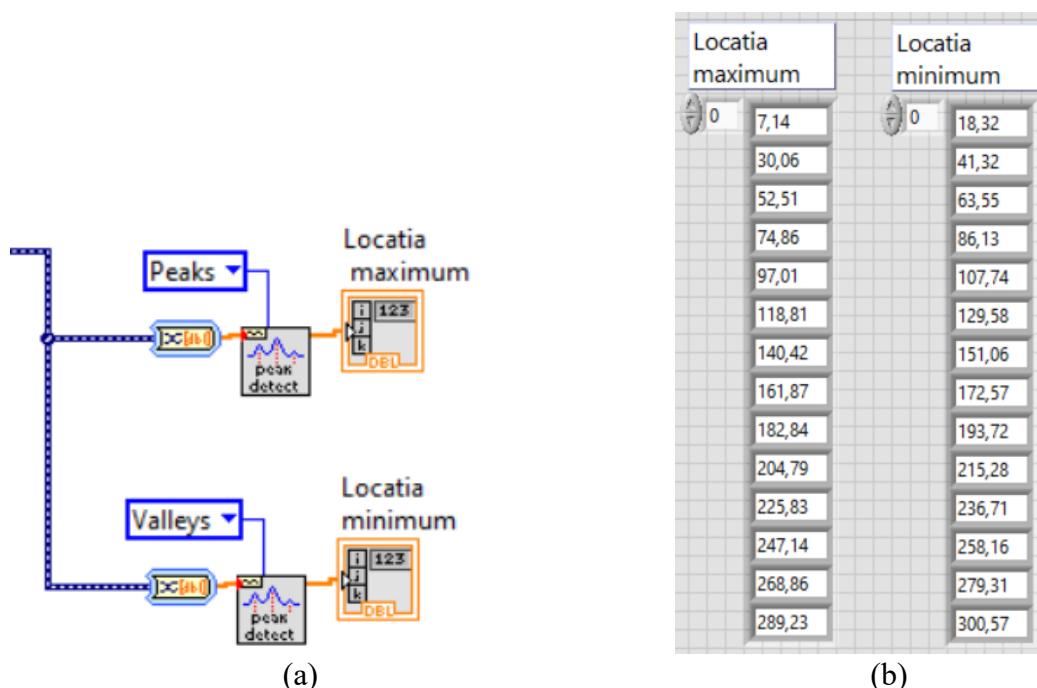


Fig. 4.17. Utilizarea VI-ului Waveform Peak Detection pentru stabilirea locației ciclurilor oscilatorului la mișcarea contactului pe cursa platformei: a - Diagrama bloc; b – matricea cu rezultatele locațiilor (Front Panel)

În tribosistemele cu mișcare variabilă se realizează efectul de histerezis, care se manifestă prin comportament diferit al procesului de frecare pe faza de ridicare și pe faza de coborâre a vitezei relative în contact ($v_r = \dot{x} - V$). Luând în considerare acest efect, prelucrarea datelor experimentale se efectuează separat pentru fiecare fază. Pentru determinarea poziției fiecărei faze a ciclului (i), punctul de separare se alege din matricea „Locația minimum”. Punctele de început și sfârșit al ciclului se aleg din matricea „Locația maximum”. Datele din matrice se introduc pe Front Panel în elementele de control „Ciclul $i(+v)$ ” pentru faza de ridicare și „Ciclul $i(-v)$ ” pentru faza de coborâre a vitezei relative (Fig. 4.13). Pentru separarea fazelor ciclului i examinat, fluxul de date intrare ale ciclului se prelucrează cu două instrumente virtuale de extragere a porțiunilor, iar rezultatele sunt transmise pentru prelucrarea ulterioară (Fig. 4.19).

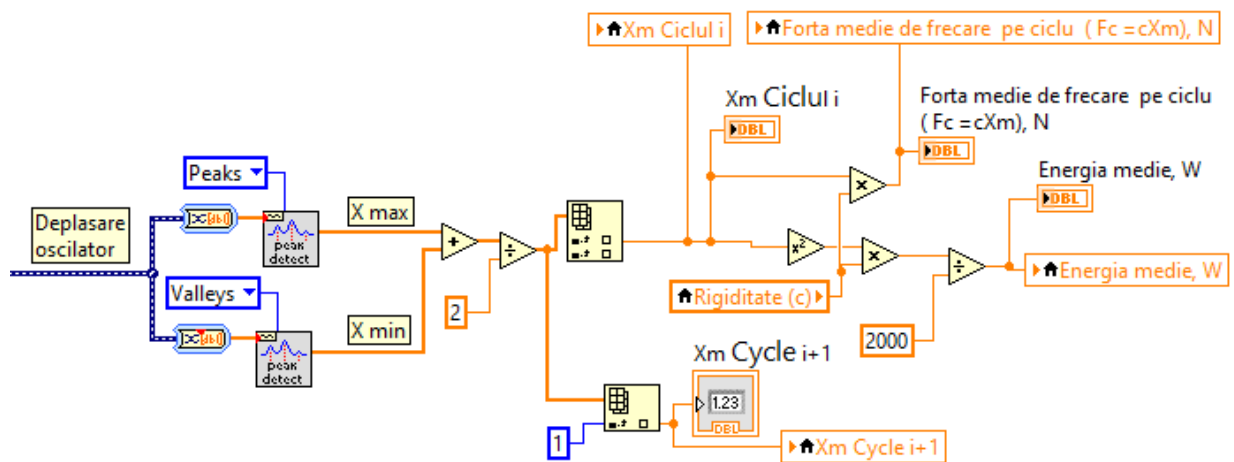


Fig. 4.18. Valorile medii ale caracteristicilor în limitele ciclului oscilatorului (deplasarea medie, forța de frecare medie, energia medie)

La prelucrarea datelor, inițial se stabilește valoarea medie a variației deplasării oscilatorului în limitele ciclului de oscilație examinat:

$$X_m = \frac{X_i^{max} + X_i^{min}}{2}, \quad (4.2)$$

unde X_i^{max} și X_i^{min} – valoarea maximală și minimală a coordonatei deplasării în limitele ciclului i de oscilație. Astfel, coordonata deplasării oscilatorului $X_i = X_m + x_i$.

Coordonata X_m , având rolul de coordonată staționară în limitele ciclului, se acceptă în calitate de *nivel de referință*, iar x_i – de coordonată variabilă în raport cu nivelul de referință.

În diagrama din Fig. 4.18 este prezentat calculul coordonatei de referință X_m și ale altor mărimi legate de această coordonată. Utilizând instrumente virtuale pentru operații matematice, conform relațiilor (2.33) și (2.42) se calculează energia medie acumulată în elementele elastice ale oscilatorului pe perioada ciclului de mișcare, iar din relația (2.34) s-a determinat forța medie de frecare, care are un caracter cvasistaționar.

Calculul stării energetice a oscilatorului (în diferite situații de comportament ale tribosistemului) se efectuează conform relațiilor (2.33), (2.42), (2.43) stabilite din analiza modelelor teoretice de interacțiune a tribosistemului cu oscilatorul. Conform modelului teoretic coordonata pentru ciclul i , $X_i^* = X_m$. În baza acestor relații s-a stabilit că energia totală a oscilatorului este compusă din trei componente:

- componenta medie pe ciclu, pentru care se acceptă un regim cvasistaționar;
- componenta variabilă, dependentă de variația coordonatei x_i și a vitezei v ($v = \dot{x}_i$) a oscilatorului;

- componenta de interinfluențare reciprocă dintre componentele medii și variabilă ($cX_m x_i$).

Starea energetică a oscilatorului este influențată de nivelul de încărcare a contactului tribosistemului și de viteza (V) a platformei.

Modul de calculare a componentei medii pe ciclu a energiei este prezentat în Fig. 4.18.

În diagrama din Fig. 4.19 este prezentat calculul componentelor variabile ale energiei oscilatorului. La intrare se transmit datele ce țin de starea mecanică a oscilatorului (coordonata X_i și viteza v_i). Datorită condiției de prelucrare a datelor pe fazele de ridicare și de coborâre a vitezei relative în contact, pentru fiecare fază se execută prelucrări similare de date.

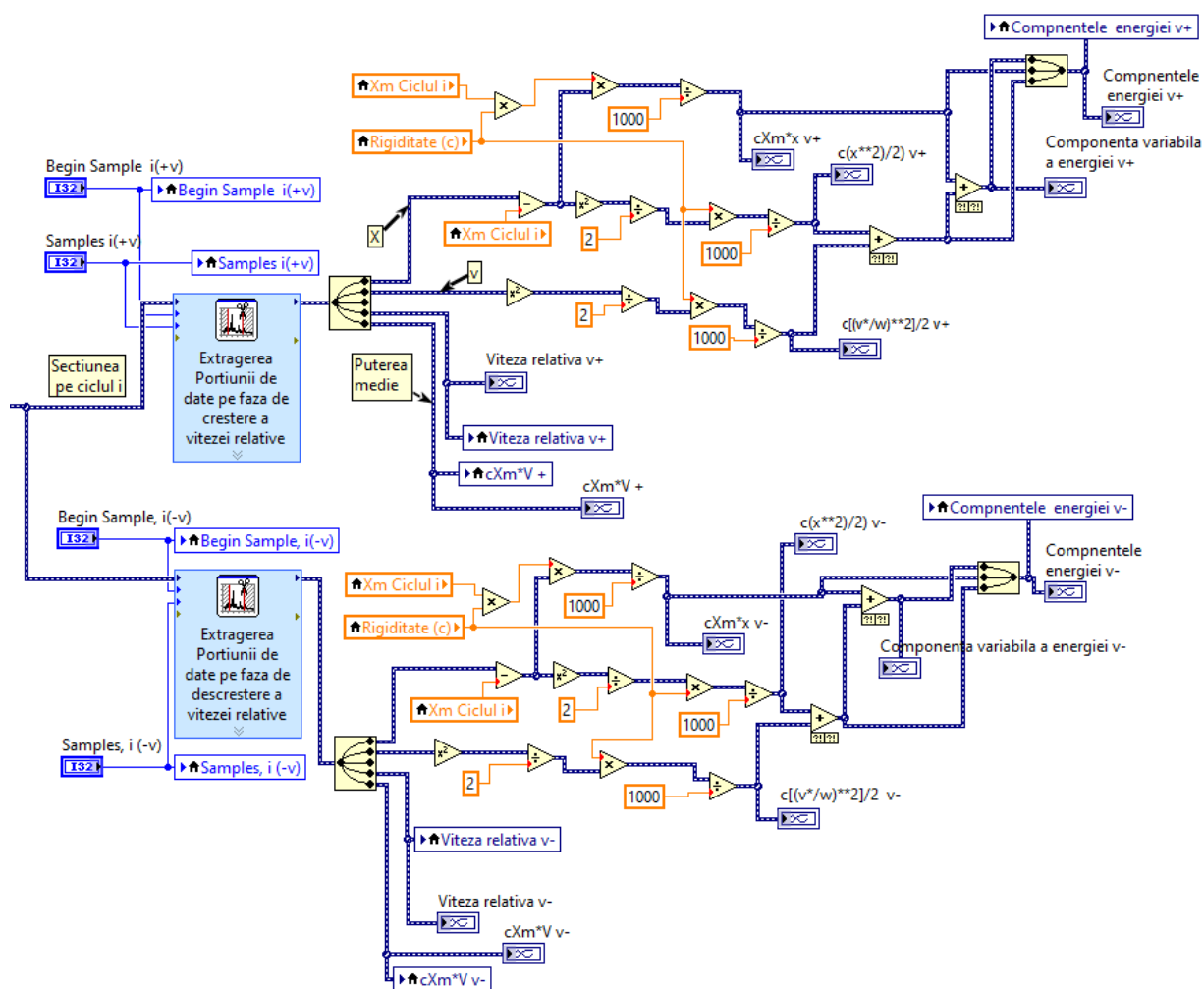


Fig. 4.19. Calculul energiei pe semiperioadele ciclului la creșterea și descreșterea vitezei relative

Structural, aici sunt prezente două fluxuri pentru calculul energiei cinetice și potențiale ale componentei variabile și un flux pentru calculul componentei de influențare reciprocă.

Datele rezultate se afișează (Fig. 4.20) utilizând indicatoare de tip osciloscop și se transmit ulterior pentru prelucrare. După cum se vede în această figură, rezultatele obținute pe tribomodelul

de alunecare cu mișcare relativă variabilă, demonstrează comportament diferit al oscilatorului (implicit al tribosistemului) pe fiecare fază de mișcare a contactului, atât după formă, cât și după nivel.

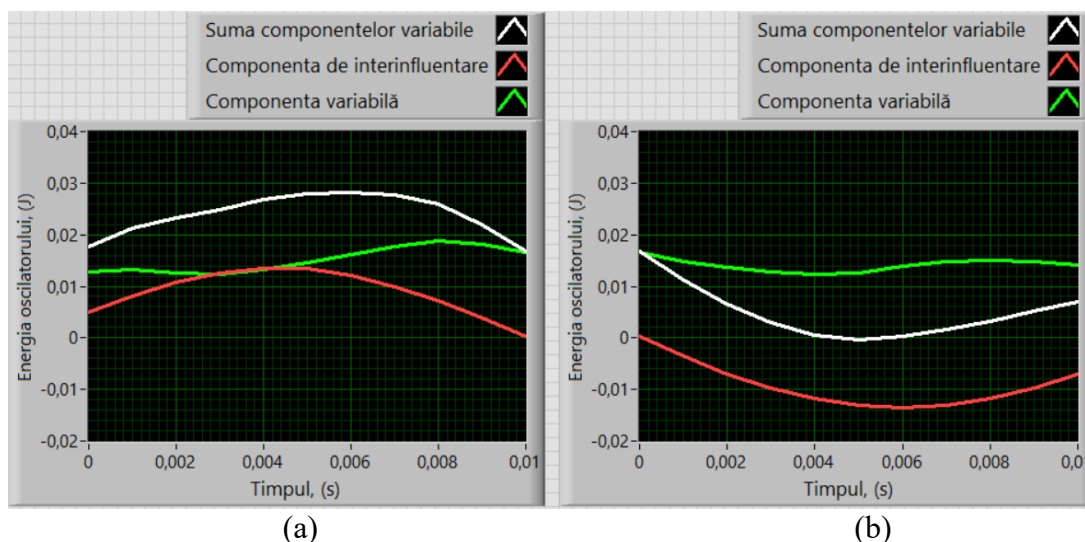


Fig. 4.20. Modalitățile de variație a componentelor a energiei oscilatorului sub influența tribosistemului: a – pe faza de ridicare a vitezei relative; b – pe faza de coborâre a vitezei relative

Datele *stării energetice* a oscilatorului obținute vor fi folosite pentru *stabilirea stării tribosistemului*. Aici se vor efectua operații de calcul a puterii de disipare a energiei în zona contactului. Sarcina principală este de a stabili, în baza datelor experimentale, *modelul forței de frecare* pe fiecare fază de mișcare a contactului. Pentru aceasta, vor fi efectuate calcule conform relațiilor (2.38), (2.44), (2.46), (2.47), (2.48). Diagrama bloc pentru aceasta este prezentată în Fig. 4.21.

Operația de derivare a datelor componentelor variabile ale energiei oscilatorului în raport cu timpul se execută cu instrumentul virtual „Time Domain Math Express”. În rezultatul derivării datelor de intrare se obține echivalentul variației în timp a energiei oscilatorului – puterea forțelor de frecare la mișcarea relativă a contactului. Puterea este compusă din două componente: componenta atribuită forței de frecare medie pe ciclu și componentele variabile.

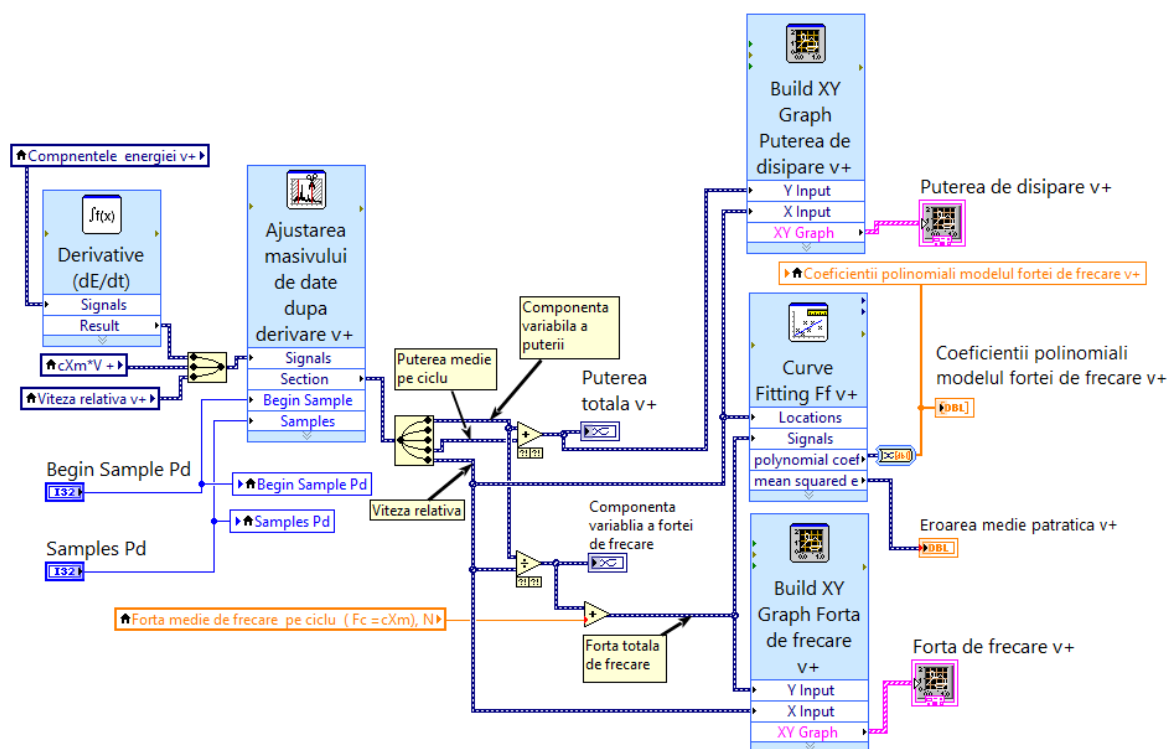


Fig. 4.21. Calculul puterii de disipare si a forțelor de frecare pe semiperioada de creștere a vitezei relative. Aproximarea legii cu model polinomial

Componentele variabile ale puterii de disipare a energiei pe fazele ciclului sunt prezentate în Fig. 4.22.

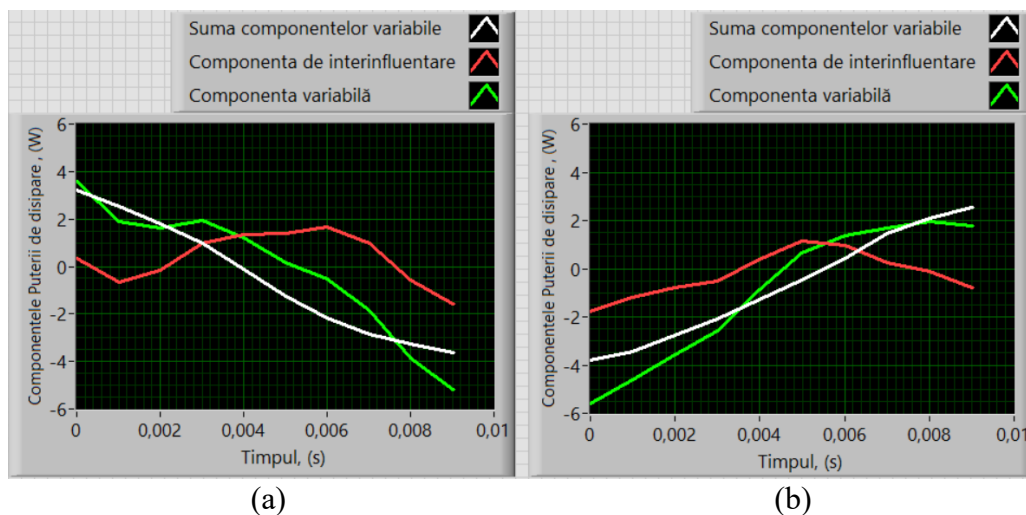


Fig. 4.22. Componentele variabile a puterii de disipare: a – pe faza de ridicare a vitezei relative; b - pe faza de coborâre a vitezei relative

În baza componentelor puterii de disipare, se stabilesc componentele forței de frecare (Fig. 4.23), care constau din: componenta medie pe ciclu de tip Coulomb (în cazul ciclului examinat

componenta $F_c = c \cdot X_m = 25,404 \text{ N}$ este afișată și pe interfața principală); componenta variabilă; componenta de interinfluențare dintre componenta medie și cea variabilă.

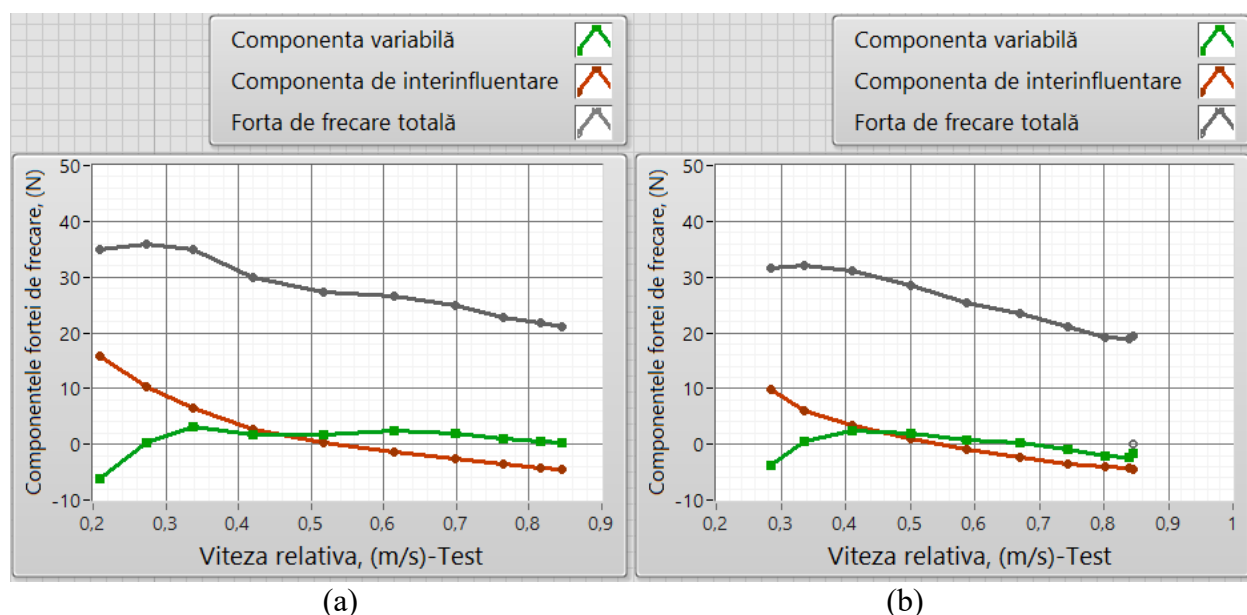


Fig. 4.23. Componentele forței de frecare: a – pe faza de ridicare a vitezei relative; b - pe faza de coborâre a vitezei relative

Componentele puterii de disipare și a forței de frecare, obținute în rezultatul operațiilor precedente se afișează utilizând instrumentele virtuale „Build XY Graph Express” (Fig. 4.21). Graficele relațiilor „Putere de disipare – Viteză relativă de alunecare” și „Forța de frecare – Viteză relativă de alunecare” sunt prezentate în Fig. 4.24. Datele obținute sunt stocate în fișiere de tip TDMS.

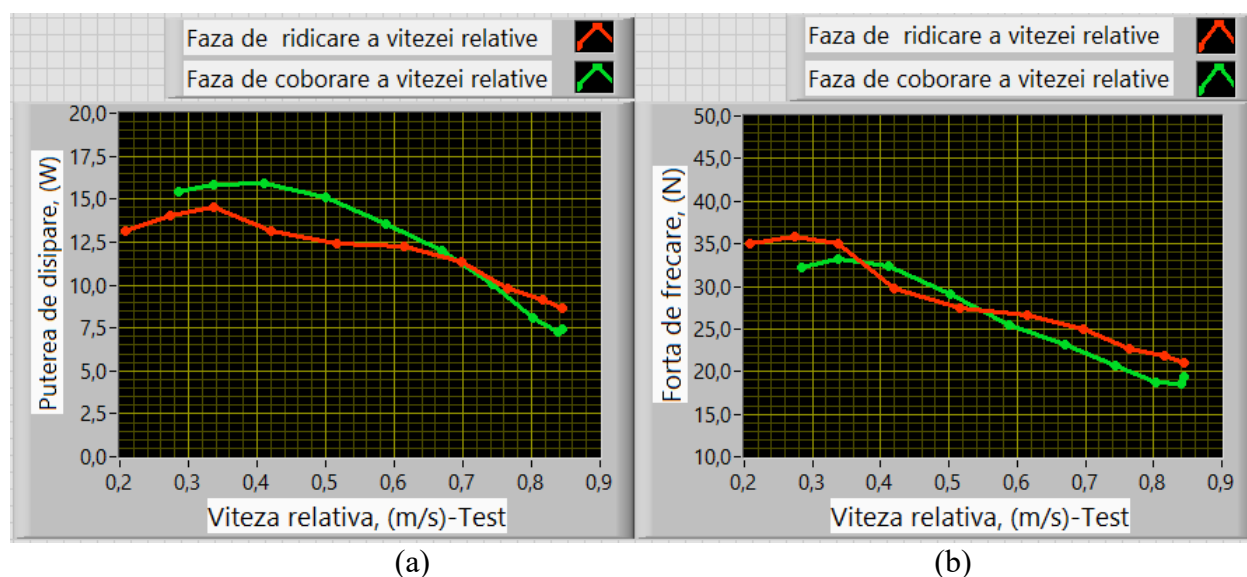


Fig. 4.24. Variația puterii de disipare (a) și a forței de frecare (b) la variația vitezei relative de alunecare pe fazele de ridicare și de coborâre a vitezei

În baza legii stabilite se caută *modelul forței de frecare* prin aproximare cu funcții algebrice sau alte funcții analitice. În cadrul aplicației pentru aproximare s-a utilizat instrumentul virtual „Curve Fitting Express”. Acest VI aproximează datele experimentale cu următoarele modele: liniar; pătratic; spline; polinomial; exponențial. Interfața de configurare a acestui instrument virtual este prezentată în (Fig. 4.25).

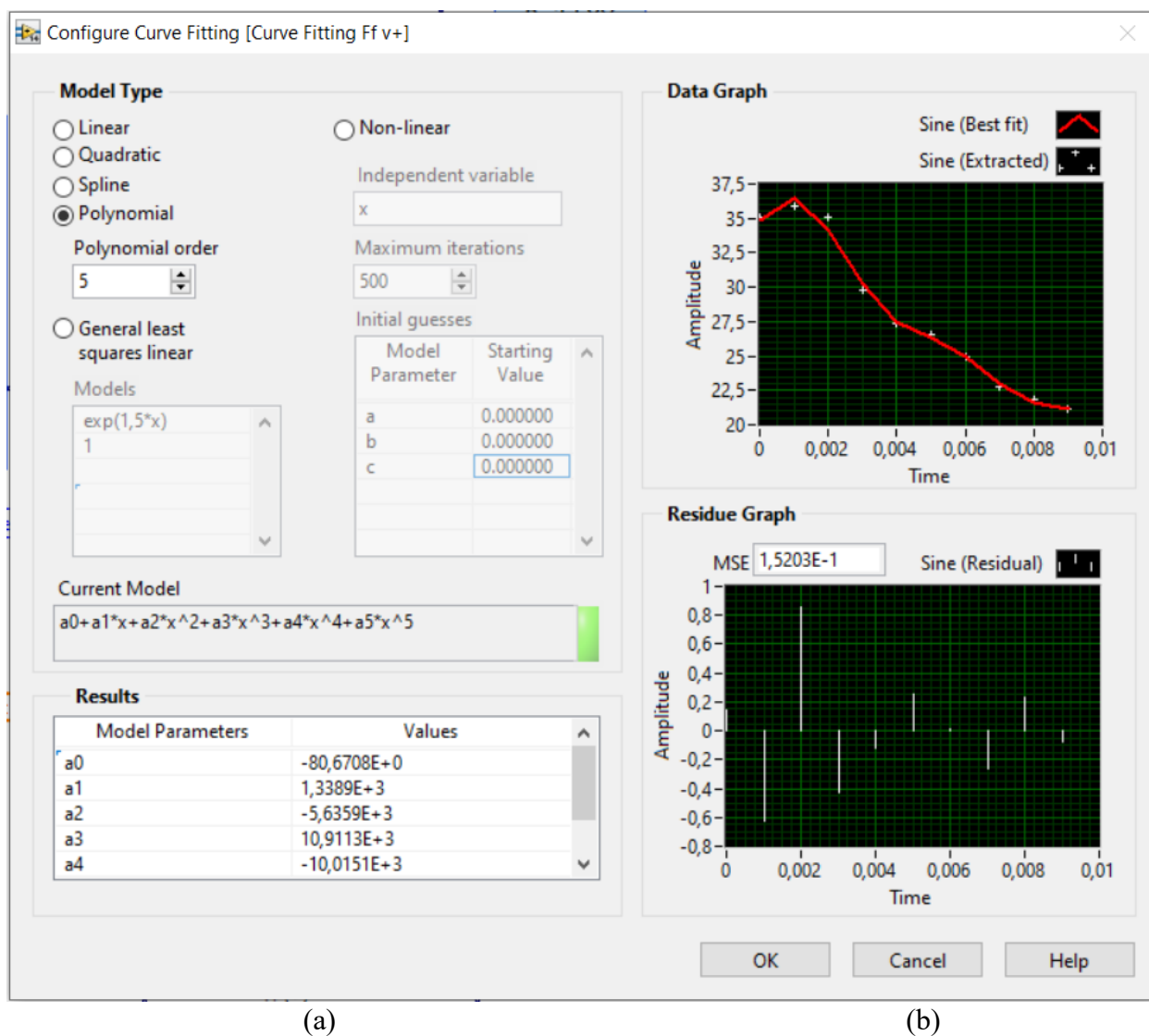


Fig. 4.25. Interfața de configurare a Curve Fitting Express VI (a) și diagrama bloc pentru prezentarea rezultatelor aproximării (b)

Pentru datele prezentate în Fig. 4.24, instrumentul virtual de aproximare („Curve Fitting Express”) a fost configurat să utilizeze funcția polinomială de ordinul cinci.

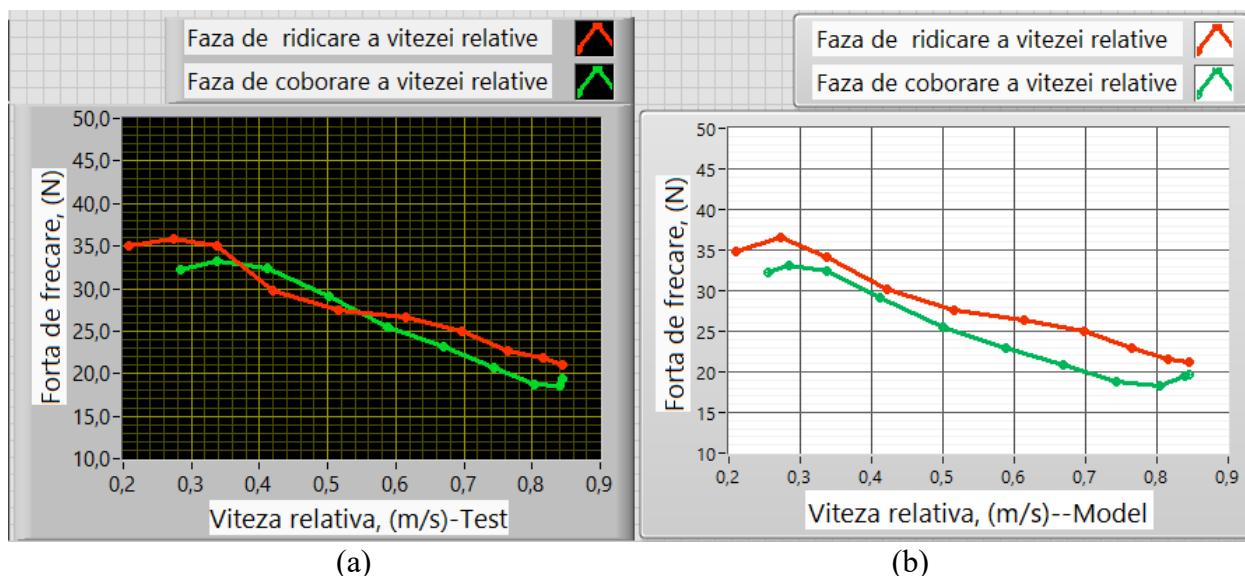


Fig. 4.26. Rezultatele variației forței de frecare obținute pe cale experimentală (a) și determinate prin calcul în baza modelului de aproximare (b)

Rezultatele se afișează în matricea coeficienților polinomiali de aproximare pe interfața principală. Pentru verificarea rezultatelor aproximării datelor experimentale cu modelul polinomial, graficul construit conform modelului poate fi comparat cu graficul datelor originale obținute în rezultatul testului (Fig. 4.26). Diagrama bloc pentru prezentarea rezultatelor aproximării este prezentată în figura din anexa A. 1.4.

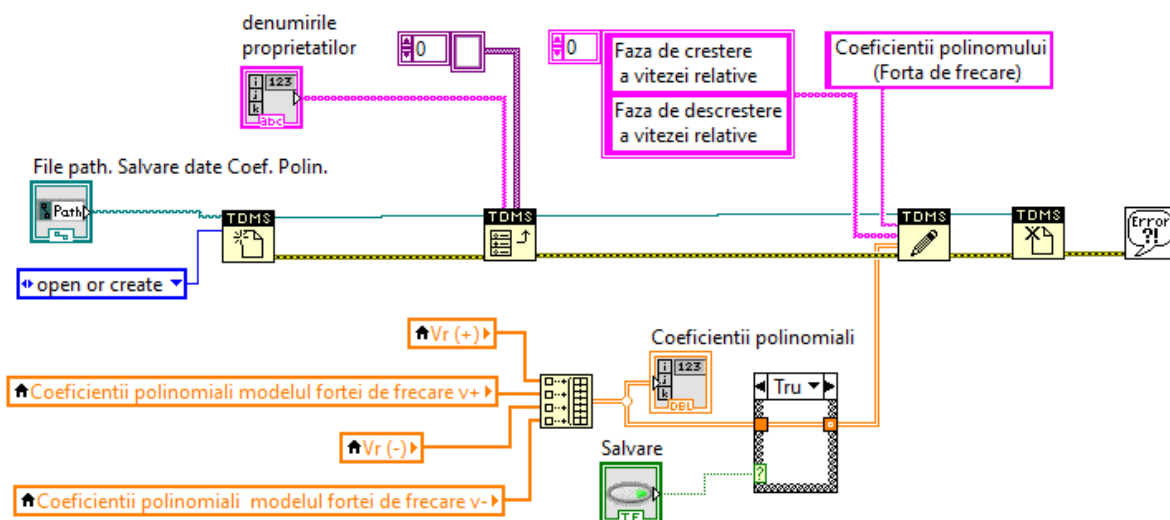


Fig. 4.27. Salvarea coeficienților polinomiali pentru modelele forțelor de frecare în regim de alunecare

În Fig. 4.27 este prezentată diagrama bloc pentru salvarea coeficienților polinomiali ai modelelor forțelor de frecare în fișier de tip TDMS. Aceștia pot fi transmiși sau citați mai târziu pentru a fi luați în calcul la proiectarea mecanismelor de către specialiștii în tribologie.

4.3.2. Sistemul software de prelucrare a datelor experimentale. Regimul stick-slip de autooscilare

Regimul stick-slip de frecare, în cazul mișcării ciclice, se poate realiza pe întreaga cursă de mișcare sau izolat, pe anumite zone. Izolat, acest regim se poate realiza la capetele cursei în zonele de întoarcere a contactului, în care mișcarea relativă își schimbă sensul. Astfel, în cazul mișcării ciclice cu alunecare, probabilitatea apariției regimului stick-slip este foarte înaltă. Perioada stick-slip se manifestă în două faze cu comportament diferit: „stick” (suprafețele de contact se află în repaos relativ) și „slip” (după ruperea contactului suprafețele se află în mișcare relativă cu alunecare, până la următoarea prindere a contactului). Aceasta impune abordări diferite la elaborarea aplicației de prelucrare a datelor experimentale. Prelucrarea datelor se face separat pentru faza „stick” și pentru faza „slip”.

Algoritmul de prelucrare a datelor experimentale brute se realizează conform următorilor pași:

1. Accesarea datelor experimentale brute stocate în fișierul TDMS;
2. Căutarea unei secvențe de date din masivul total al experimentului în care apare regimul stick-slip de frecare;
3. Stabilirea, din secvența aleasă, a masivului unui ciclu care prezintă interes pentru prelucrare;
4. Împărțirea ciclului ales pe faze: 1 – „stick”; 2 – „slip”.
5. Stabilirea stării energetice a oscilatorului în limitele ciclului stick-slip examinat;
6. Reprezentarea masivului energiei oscilatorului în diferențe finite δE_i ;
7. Secționarea masivului de diferențe finite δE_i al energiei oscilatorului în două perioade reprezentative (1 – perioada fazei stick; 2 – perioada fazei slip);
8. Reprezentarea în diferențe finite δX_i a deplasărilor oscilatorului în limitele perioadei fazei stick;
9. Determinarea deplasărilor la mișcarea relativă de alunecare a contactului pe faza slip și reprezentarea în diferențe finite δl_i ;
10. Stabilirea legilor de frecare în rezultatul prelucrării datelor experimentale pentru perioadele fazelor stick și slip;

11. Aproximarea legilor de frecare stabilite în baza datelor experimentale cu un model matematic.

Interfața aplicației pentru studiul procesului de frecare în regim stick-slip este prezentată în (Fig. 4.28). Accesarea datelor experimentale brute stocate în fișierul TDMS (Fig. 4.29) se efectuează cu același tip de instrumente virtuale utilizate în aplicația din p.4.3.1 (Fig. 4.14). Identificarea secvenței de masiv de date în care apare regimul stick-slip de frecare se face utilizând interfața grafică.

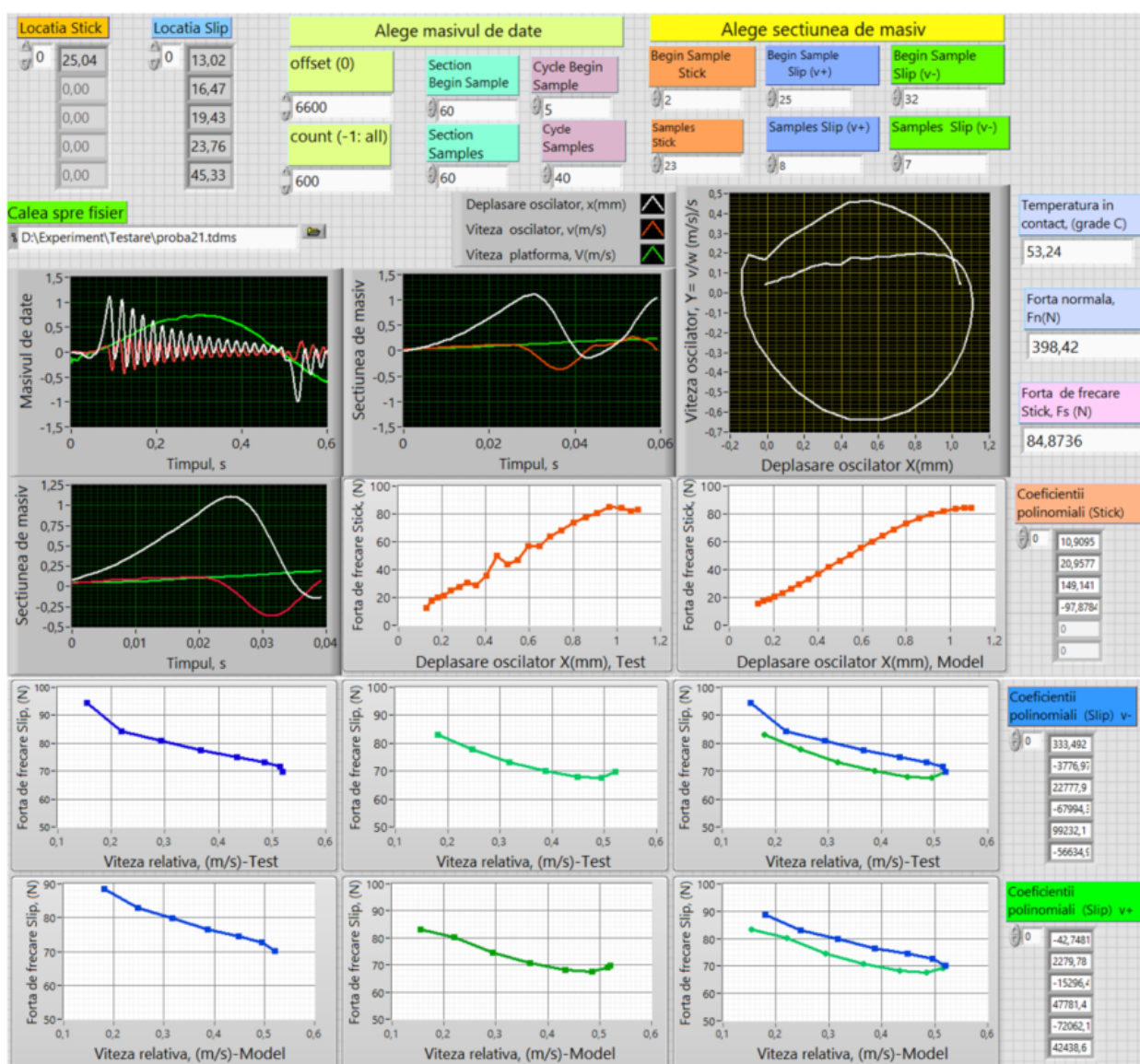


Fig. 4.28. Interfața grafică a aplicației stick-slip

Stabilirea poziției secvenței căutate se face prin specificarea valorilor intervalului de eșantioane pe interfața grafică (compartimentul „Alege masivul de date”) și utilizarea acestora ca parametri de intrare pentru instrumentul virtual „Extract Portion of Signal Express”.

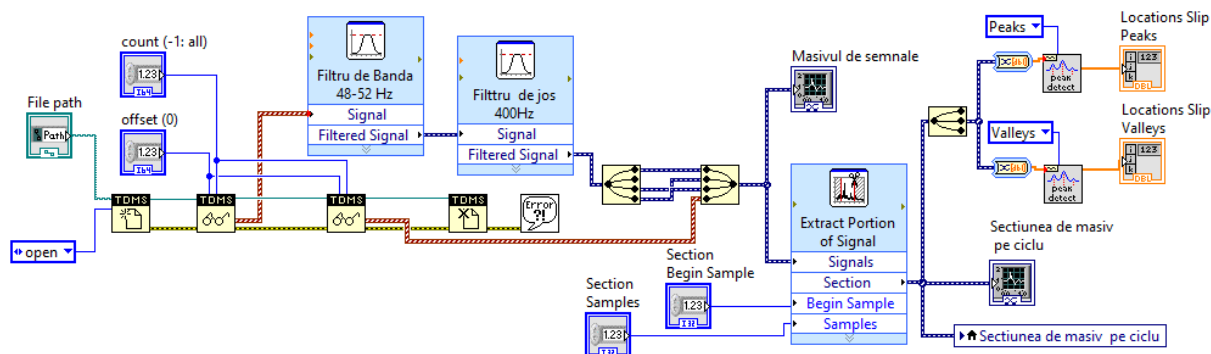


Fig. 4.29. Citirea datelor din fișiere TDMS pentru regimul stick-slip

Instrumentele virtuale de secționare a masivului de date experimentale permit afișarea datelor unei curse a platformei care include cicluri cu mișcare de tip stick-slip (Fig. 4.30a) și extragerea unui asemenea ciclu (Fig. 4.30b) pentru prelucrări ulterioare.

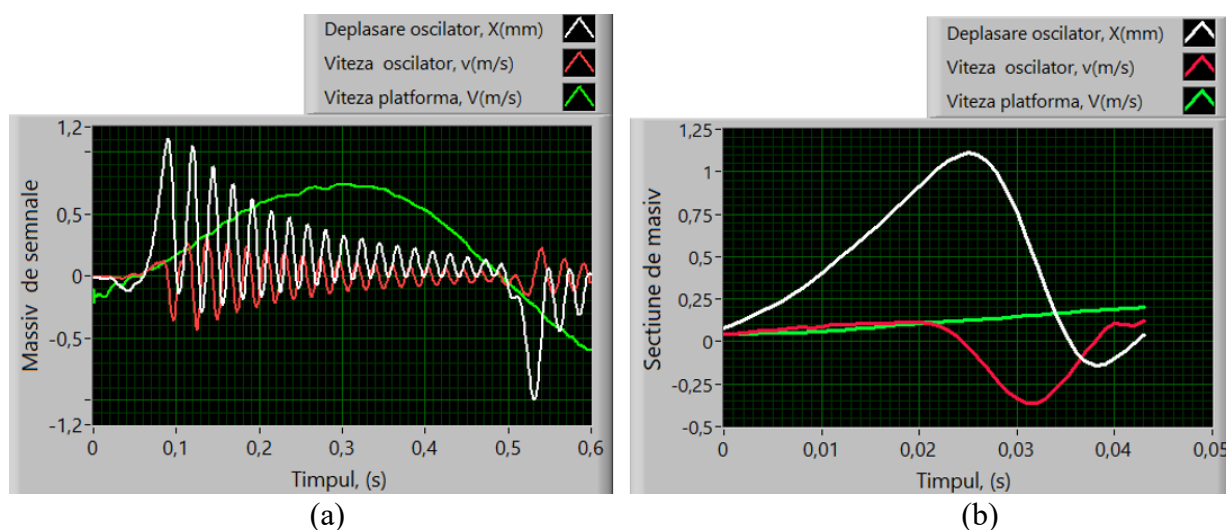


Fig. 4.30. Secvență de masiv în care se conține cicluri stick-slip (a) și un ciclu stick-slip ales pentru prelucrare (b)

Pentru prelucrare, ciclul ales se împarte în două perioade: perioada de stare stick a contactului și perioada de stare slip (Fig. 4.31). Punctele de stabilire a limitelor perioadelor corespunzătoare sunt prezentate pe interfață cu indicatoarele „Locația Stick” și „Locația Slip”. Aceste puncte sunt determinate utilizând VI-ul „Waveform Peak Detection” care detectează

Analizând variația energiei (Fig. 4.33) se stabilește că pe faza stick, componenta potențială a energiei are cea mai mare influență. Pe faza slip însă, energia cinetică are o influență semnificativă asupra stării energetice a oscilatorului. Aici se observă diferențele de interinfluențare dintre starea oscilatorului și starea tribosistemului pe fiecare dintre fazele ciclului.

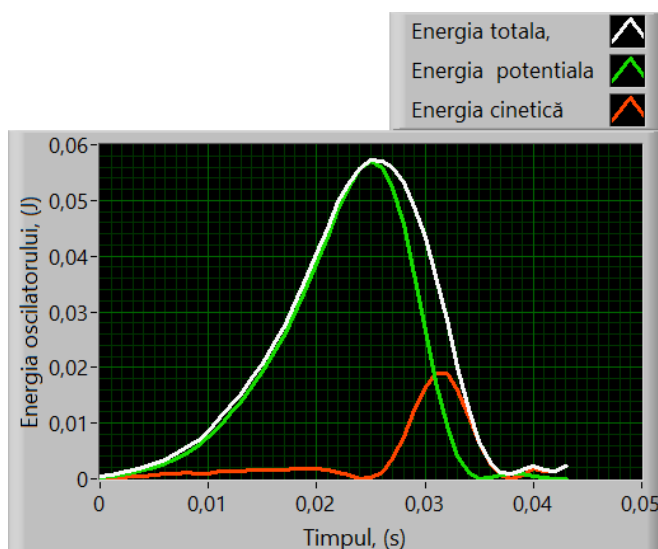


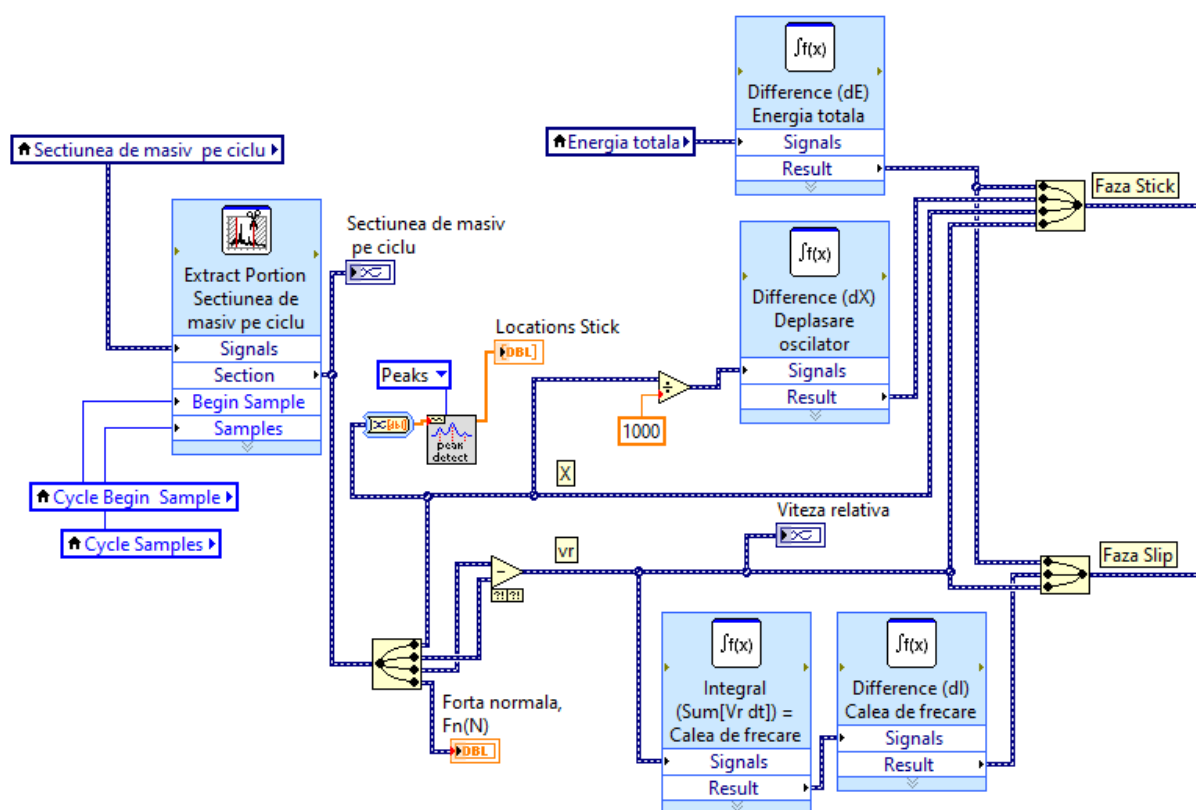
Fig. 4.33. Variația energiei oscilatorului în cadrul ciclului cu regim stick-slip de frecare

Pentru prelucrare, valorile energiei E_i a deplasărilor oscilatorului X_i pe faza stick și a deplasărilor la mișcare relativă cu alunecare l_i pe faza slip se reprezintă prin *diferențe* ale fiecărei perechi de eșantioane de date care urmează consecutiv. Diferențierea se efectuează cu VI-ul „Time Domain Math Express”. Acest VI îndeplinește mai multe operații cu funcțiile: derivare în raport cu timpul; determinarea diferențelor valorilor punctelor învecinate; integrarea în raport cu timpul; însumarea diferențelor pe domeniul de calcul. Fereastra de configurare a „Time Domain Math Express” este prezentată în Fig. A1.3.

Efectuarea operațiilor de diferențiere este prezentată în Fig. 4.34. Fluxurile rezultatelor returnate de VI-rile „Time Domain Math Express” sub formă de diferențe dE_i , dX_i și dl_i sunt grupate cu VI-uri „Merge Signals Function” în două fluxuri de ieșire, câte un singur flux pentru fiecare fază: (dE_i cu dX_i) – pentru faza stick și (dE_i cu dl_i) – pentru faza slip. Astfel, acestea se transmit la intrările VI-urilor „Extract Portion of Signal Express” pentru împărțirea datelor ciclului pe domeniile fazelor stick și slip. Numărul de eșantioane și începutul porțiunii de date supuse prelucrării sunt introduse de utilizator pe interfața grafică în compartimentul „Alege secțiunea de masiv” (Fig. 4.28). Valorile acestor puncte se obțin cu VI-ul „Waveform Peak Detection” care stabilește poziția punctelor caracteristice (de maximum și minimum).

Masivul de date de pe faza slip se împarte în două secvențe:

- Efectuarea calculelor, prezentarea datelor și aproximarea legii cu modelul forței de frecare pe faza stick este prezentată în Fig. 4.35. În rezultat se determină valorile forțelor de frecare pe faza stick, din momentul aplicării acțiunii exterioare asupra platformei până la ruperea contactului. Valoarea forței de frecare determinată în momentul ruperii contactului (pierderea stării de repaos relativ) este acceptată în calitate de caracteristică de bază a frecării statice și este numită „forță de frecare statică”, simbolizată în literatura de specialitate cu simbolul F_s . Valoarea forței F_s este stabilită în calitate de *nivel de referință* pentru determinarea forțelor de frecare pe faza slip. Această forță se determină cu instrumentul virtual „Amplitude and Level Measurements Express”. Instrumentul virtual dat poate executa mai multe operații asupra semnalelor. În cazul acesta, el este configurat să returneze valoarea maximală din masivul de date de intrare.



124

Legea de frecare pe faza stick, în raport cu coordonata X_i a oscilatorului obținută în rezultatul prelucrării datelor experimentale se afișează în indicatorul grafic din Fig. 4.36a utilizând VI-ul „Build XY Graph Express”.

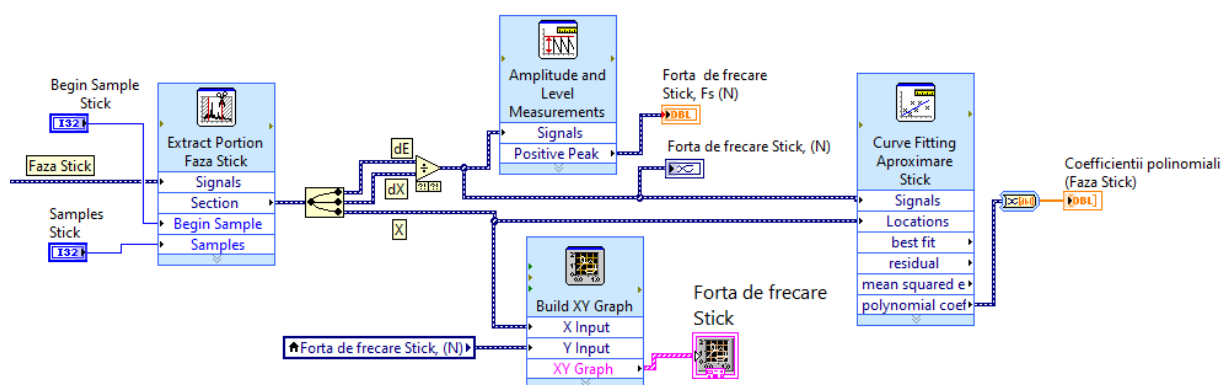


Fig. 4.35. Calculul forțelor de frecare pe faza stick și aproximarea legii de frecare cu model polinomial

Conform datelor experimentale se caută *modelul forței de frecare* prin aproximare cu funcții algebrice. În cadrul aplicației date, aproximarea s-a efectuat cu instrumentul virtual „Curve Fitting Express”. În cazul datelor prezentate în Fig. 4.36a, instrumentul virtual de aproximare („Curve Fitting Express”) a fost configurat pentru funcția polinomială de ordinul trei. Merită de menționat faptul că ordinul funcției polinomiale poate fi ridicat sau micșorat în cazul în care cerințele impun aceasta. Rezultatele se afișează în matricea coeficienților polinomiali de aproximare pe interfața grafică principală. În Fig. 4.36b sunt prezentate rezultatele obținute cu modelul de aproximare.

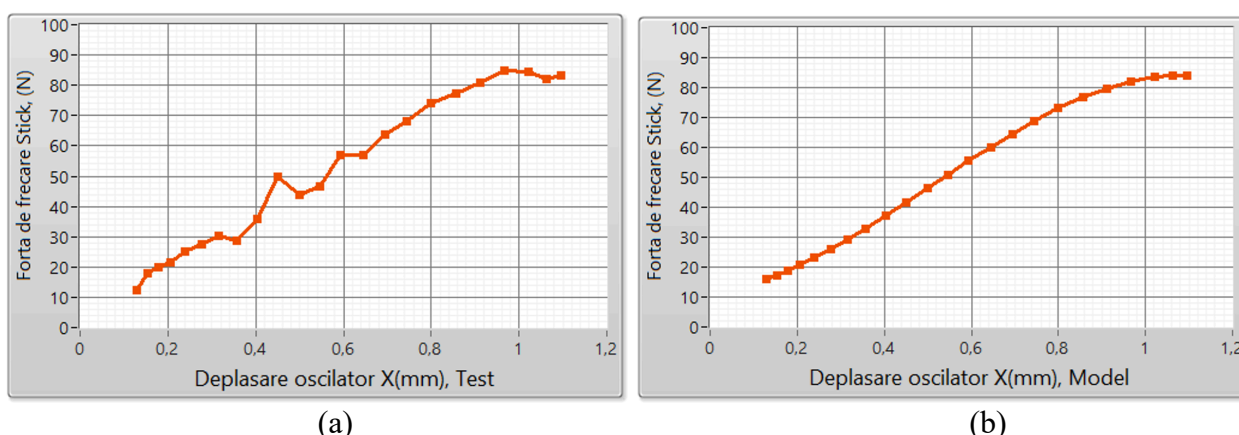


Fig. 4.36. Rezultatele cu variația forței de frecare pe faza stick, obținute pe cale experimentală (a) și determinate prin calcul în baza modelului de aproximare (b)

Calculul forțelor de frecare pe faza slip și aproximarea legii de frecare cu un model polinomial de ordinul cinci este prezentat în Fig. 4.37.

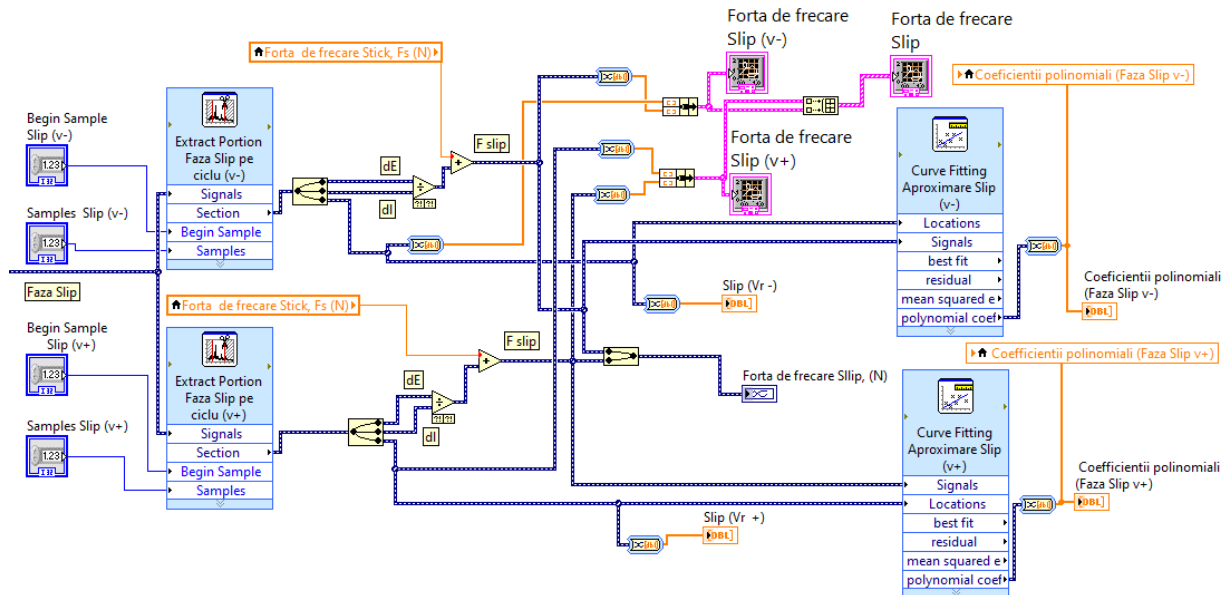


Fig. 4.37. Calculul forțelor de frecare pe faza slip pe porțiunea de descreștere și creștere a vitezei relative. aproximarea legii de frecare cu model polinomial

Calculul se efectuează separat pentru segmentul masivului cu creștere a vitezei relative de alunecare (v+) și pentru segmentul cu descreștere a vitezei (v-). Datele de intrare se descompun în componente inițiale cu VI-ul „Split Signals Function”, de unde se transmit la VI-urile de calcul numeric. Rezultatele calculelor sunt convertite cu VI-ul „Convert from Dynamic Data Express” în formă de matrice. Cu ajutorul VI-ului „Bundle Function” datele de intrare de tip matrice se assemblează în clustere. Cu VI-ul „Build Array Function” se construiește o matrice de clustere, din care datele pot fi prezentate sub formă grafică. În cadrul aplicației date se construiește graficul, care reprezintă legea de frecare obținută în baza datelor experimentale, pe secvențele de ridicare și coborâre a vitezei relative de alunecare (Fig. 4.38a).

În Fig. 4.38b sunt prezentate rezultatele obținute cu modelul de aproximare. Pentru modelarea legilor de frecare pe faza slip, pe secvențele de ridicare și de coborâre a vitezei relative de alunecare, instrumentul virtual de aproximare („Curve Fitting Express”) a fost configurat pentru funcția polinomială de ordinul cinci. Rezultatele se afișează, pentru fiecare secvență, în matricele coeficienților polinomiali de aproximare pe interfața grafică principală.

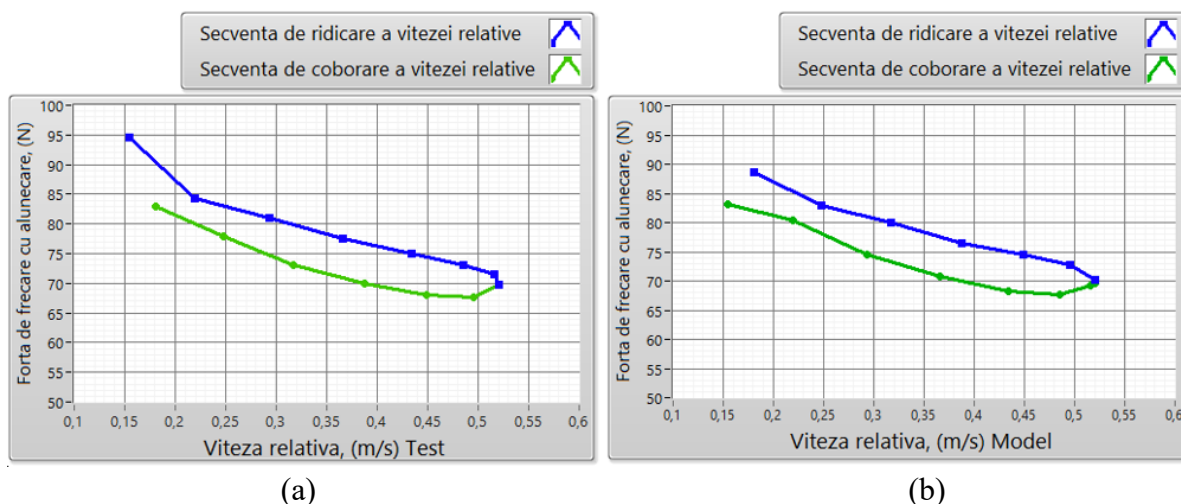


Fig. 4.38. Rezultatele cu variația forței de frecare pe faza slip, obținute pe cale experimentală (a) și determinate prin calcul în baza modelului de aproximare (b)

4.4. Concluzii la capitolul 4

1. A fost elaborat și realizat un sistem hardware pentru achiziția datelor ce țin de comportamentul tribosistemului de alunecare în condiții dinamice de funcționare. Sistemul constă din traductori și senzori ai mărimilor fizice de stare a tribosistemului și a oscilatorului, module de condiționare a semnalelor, și placă (DAQ) de achiziție a datelor.
2. Utilizând mediul de programare LabVIEW, a fost elaborată o serie de aplicații pentru achiziția datelor. Aceasta a permis calibrarea canalelor sistemului, citirea semnalelor din canalele mărimilor fizice de stare a tribosistemului și a oscilatorului, și stocarea datelor experimentale brute.
3. A fost implementată o aplicație a sistemului informatic de prelucrare a datelor experimentale pentru regimul *de alunecare*. Aceasta a permis determinarea legilor de frecare pentru fiecare ciclu de oscilație ales. Utilizând instrumente virtuale, legile stabilite experimental sunt approximate cu modele matematice.
4. A fost implementată o aplicație a sistemului informatic de prelucrare a datelor experimentale pentru regimul *stick-slip*. Aceasta a permis prelucrarea datelor pe fiecare ciclu de oscilație care se descompune pe cele două faze de stare a contactului (stick și slip), iar legile de frecare determinate sunt approximate cu modele matematice.

CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI

În rezultatul studiului bibliografic, a cercetărilor și implementărilor din cadrul tezei, care reprezintă contribuții originale, au fost formulate următoarele concluzii generale și recomandări:

1. A fost stabilit modelul de cercetare a evoluției dinamice în condiții de generare a autooscilațiilor de fricțiune [80, 87, 88] compus din oscilatorul armonic cu elemente elastice care interacționează cu tribosistemul (capitolul 2.1). Aceasta a permis examinarea stării mecanice a oscilatorului sub acțiunea forței de frecare în baza ecuațiilor fundamentale ale mecanicii.
2. În calitate de ipoteză pentru modelarea matematică a sistemului a fost aleasă echivalența energetică dintre tribosistem și oscilator (variația lucrului mecanic produs de forța de frecare este echivalentă cu variația energiei oscilatorului). Aceasta a permis elaborarea modelelor matematice pentru regimul de autooscilații la frecare cu alunecare și pentru regimul de autooscilații de tip stick-slip (capitolul 2.4). În baza acestor modele au fost stabilite relațiile de calcul al forțelor de frecare în condiții dinamice de funcționare a tribosistemului.
3. A fost elaborat și realizat oscilatorul armonic cu elemente elastice pentru cercetări tribometrice [88, 91] care a fost adaptat la instalația de cercetare din dotarea laboratorului de tribologie din cadrul centrului „Precesia” al UTM (capitolul 3.3). Aceasta a permis stabilirea următorilor parametri de comandă: forța normală de încărcare a contactului; frecvența ciclică de mișcare a platformei; viteza de translație a platformei. Controlul se efectuează cu parametrii de stare a oscilatorului: deplasarea și viteza centrului maselor blocului în raport cu punctul de echilibru stabil al oscilatorului.
4. A fost elaborat și realizat un sistem hardware pentru achiziția datelor care descriu comportamentul tribosistemului de alunecare în condiții dinamice de funcționare [92]. Sistemul constă din traductori și senzori ai variabilelor de stare a tribosistemului și a oscilatorului, module de condiționare a semnalelor și placă de achiziție a datelor (capitolul 4.2). Aceasta a permis elaborarea unei serii de aplicații pentru achiziția datelor experimentale utilizând mediul LabVIEW.
5. Au fost realizate aplicații ale sistemului informatic de prelucrare a datelor experimentale [92] pentru regimurile *de alunecare* și *stick-slip* (capitolele 4.3 și 4.4). Aceasta a permis prelucrarea datelor și determinarea legilor de frecare pentru fiecare ciclu de oscilație ales. Utilizând instrumente virtuale din mediul LabVIEW, legile stabilite experimental sunt approximate cu modele matematice.

Direcții viitoare de cercetare

Pentru viitor se propune continuarea cercetărilor pe direcția dată, extinderea metodei de cercetare și a principiilor de prelucrare a datelor experimentale pentru alte tipuri de tribosisteme. În particular, unul dintre tribosistemele care trebuie cercetat este cel cu mișcare relativă variabilă de alunecare în combinație cu mișcare de rostogolire, și anume angrenajul transmisiei planetare precesionale. Mișcarea relativă variabilă impune regim dinamic de funcționare cu variație a forței de frecare. O cale de studiere a acestor regimuri este cea experimentală. Pentru efectuarea experimentelor, tribosistemul angrenajului precesional trebuie supus modelării în conformitate cu construcția unei instalații speciale de cercetare din dotarea Centrului „Precesia” al UTM.

Alte aspecte importante ce țin de dezvoltarea ulterioară a sistemului informatic propus în teză sunt gestionarea datelor experimentale și îmbunătățirea experienței utilizatorului.

Pentru compensarea pierderilor energetice în oscilator trebuie determinat modelul de disipare energetică a oscilatorului, ceea ce va îmbunătăți precizia de calcul a legilor forței de frecare.

Deoarece inteligența artificială este un domeniu care se dezvoltă cu pași foarte rapizi, una dintre direcțiile de dezvoltare a sistemelor informatice în domeniul tribologiei este integrarea AI, și în special, al învățării automate (ML), care a câștigat o atenție notabilă în acest domeniu.

BIBLIOGRAFIE

1. КРАГЕЛЬСКИЙ, И.В., ЩЕДРОВ, В.С. *Развитие науки о трении. Сухое трение*. М.: Изд-во АН СССР, 1956. 235 с.
2. ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B., DUPONT, P., CANUDAS DE WIT, C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. In: *Automatica* Volume 30, Issue 7, 1994, pp. 1083-1138. DOI: [https://doi.org/10.1016/0005-1098\(94\)90209-7](https://doi.org/10.1016/0005-1098(94)90209-7).
3. ГАРКУНОВ, Д.Н. *Триботехника*. М: Машиностроение, 1989. 328 с.
4. ГОРЯЧЕВА, И.Г. *Механика фрикционного взаимодействия*. М.: Наука, 2001. 478 с.
5. АХМАТОВ, А.С. *Молекулярная физика граничного трения*. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
6. WOJEWODA J., STEFAŃSKI A., WIERCIGROCH M., KAPITANIAK T. Hysteretic effects of dry friction: modelling and experimental studies., In: *Phil. Trans. R. Soc. A.*, 366, 2008, pp. 747–765. DOI: <http://doi.org/10.1098/rsta.2007.2125>.
7. ANDERSSON, S., SODERBERG, A., BJORKLUND, S. Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts. In: *Tribology International*, 40, 2007, pp. 580–587. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.11.014>.
8. ГИЛЯРОВ, В.Л. Кинетическая концепция прочности и самоорганизованная критичность в процессе разрушения материалов. In: *Физика твердого тела*, том 47, вып. 5, 2005, стр. 808–811. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://journals.ioffe.ru/articles/viewPDF/3814>.
9. АМОСОВ, А.П. Элементарные теплофизические модели трения, In: *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, 13, 4(3), 2011, стр. 656–662. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://cyberleninka.ru/article/n/elementarnye-teplofizicheskie-modeli-treniya-1/pdf>.
10. КРАГЕЛЬСКИЙ И.В., ДОБЫЧИН, М.Н., КОМБАЛОВ, В.С. *Основы расчетов на трение и износ*. М.: Машиностроение, 1977, 526 с.
11. КОЛУБАЕВ, А.В., КОЛУБАЕВ, Е.А., ВАГИН, И.Н., СИЗОВА, О.В. Генерация звука при трении скольжения. In: *Письма в ЖТФ*, том 31, вып. 19, 2005, с. 6 – 12. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://journals.ioffe.ru/articles/viewPDF/13342>.
12. ЛЯШЕНКО А.Я. Трибологическая система в режиме граничного трения под периодическим внешним воздействием. In: *Журнал Технической Физики*, 81/6, 2011, с. 125–132. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://journals.ioffe.ru/articles/viewPDF/10344>

13. АНДРОНОВ, А.А., ВИТТ, А.А., ХАЙКИН, С.Э. *Теория колебаний*, М.: Наука, 1981. 915 с.
14. КРАГЕЛЬСКИЙ, И.В., ГИТИС, Н.В. *Фрикционные автоколебания*, Москва: Наука, 1987. 183 с.
15. STOICA, N.A., TUDOR, A. Some Aspects Concerning the Behaviour of Friction Materials at Low and Very Low Sliding Speeds. In: *Tribology in Industry*, 37(3), 2015, pp. 374-379.
16. ZULEEG J. How to Measure, Prevent, and Eliminate Stick-Slip and Noise Generation with Lubricants. In: *SAE Technical Papers 2015-01-2259J*, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-2259
17. BABICI, L.M., TUDOR, A., ROMEU, J. Stick-Slip Phenomena and Acoustic Emission in the Hertzian Linear Contact. In: *Applied Sciences*, 12(19), 9527, 2022. DOI: <https://doi.org/10.3390/app12199527>.
18. СОСНОВСКИЙ, Л.А., ЩЕРБАКОВ, С.С., КОМИССАРОВ, В.В. Закон (внешнего) трения и его обобщение: теория и эксперимент. In: *Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт*, № 1 (32), 2016, с. 91–101.
19. HUTCHINGS, I.M. Leonardo da Vinci's studies of friction. In: *Wear* 360-361, 2016, pp. 51-66. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.04.019>.
20. ПОРОВА, Е., ПОРОВ, V.L. The research works of Coulomb and Amontons and generalized laws of friction. In: *Friction*, 3, 2015, pp. 183–190. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0074-6>.
21. ПОРОВА, Е., ПОРОВ, V.L. The legacy of Coulomb and generalized laws of friction. In: *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*, 20: e202000062, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1002/pamm.202000062>.
22. GILLMOR, C.S. *Coulomb and the evolution of physics and engineering in eighteenth-century France*. Princeton University Press, Princeton, 2017, 346 p. ISBN 9780691654300
23. ХЕБДА, М., ЧИЧИНАДЗЕ, А.В. *Справочник по триботехнике. Том 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения*. М.: Машиностроение, 1990. 416 с.
24. ПОЛЮШКИН, Н.Г. *Основы теории трения, износа и смазки: учеб. пособие*. Краснояр. гос. аграр. ун-т. Красноярск, 2013. 192 с.
25. ЧИХОС, Х. *Системный анализ в триботехнике*. - М.: Мир, 1990, 351 с.
26. ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B., DUPONT, P., CANUDAS DE WIT, C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction.

- In: *Automatica* Volume 30, Issue 7, July 1994, pp. 1083-1138. DOI: [https://doi.org/10.1016/0005-1098\(94\)90209-7](https://doi.org/10.1016/0005-1098(94)90209-7).
27. ARMSTRONG, B.S.R. Control of machines with non-linear, low-velocity friction: A dimensional analysis. In: *Hayward, V., Khatib, O. (eds) Experimental Robotics I. Lecture Notes in Control and Information Sciences*, vol 139, Springer, Berlin, Heidelberg, 1990. DOI: <https://doi.org/10.1007/BFb0042520>.
 28. DAHL, P.R. Solid Friction Damping of Mechanical Vibrations In: *AIAA Journal*, Vol. 14.- No.12, 1976, pp. 1675-1682. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.61511>.
 29. CANUDAS DE WIT, C., OLSSON, H., ASTROM, K.J., LISCHINSKY, P. Dynamic Friction Models and Control Design In: *1993 American Control Conference*, San Francisco, CA, USA, 1993, pp. 1920-1926. DOI: 10.23919/ACC.1993.4793212.
 30. ГИНЗБУРГ, Б.М., КИРИЕНКО, О.Ф., БАЙДАКОВА, М.В., СОЛОВЬЕВ, В.А. Образование защитной пленки на поверхности трения меди в присутствии фуллерена C₆₀. In: *Журнал технической физики*, том 69, вып. 11, 1999, стр. 113–116. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://j.ioffe.ru/articles/viewPDF/36229>.
 31. КИРИЕНКО, О.Ф., СИТНИКОВА, А.А., ГИНЗБУРГ, Б.М. Электронно-микроскопическое исследование поверхности меди при граничном трении скольжения в присутствии фуллерена C₆₀. In: *Письма в ЖТФ*, том 27, вып. 20, 2001, стр. 46–50. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://journals.ioffe.ru/articles/viewPDF/39264>
 32. БУТЯГИН, П.Ю., СТРЕЛЕЦКИЙ, А.Н. Кинетика и энергетический баланс в механохимических превращениях. In: *Физика твердого тела*, том 47, вып. 5, 2005, стр. 830–836. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://journals.ioffe.ru/articles/viewPDF/3819>.
 33. КОЛУБАЕВ, Е.А., КОЛУБАЕВ, А.В., СИЗОВА, О.В. Анализ акустической эмиссии при трении скольжения высокомарганцевой стали. In: *Письма в журнале Технической Физики*, том 36, вып. 16, 2010, с.55-61. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://j.ioffe.ru/articles/viewPDF/14118>.
 34. ДОБРЫНИН, С.А., КОЛУБАЕВ, Е.А., СМОЛИН, А.Ю., ДМИТРИЕВ, А.И., ПСАХЬЕ, С.Г. Частотно-временной анализ акустических сигналов звукового диапазона, генерируемых при трении стали Гадфильда. In: *Письма в ЖТФ*, том 36, вып. 13, 2010, с.47-53. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://journals.ioffe.ru/articles/viewPDF/14072>.
 35. ХОМЕНКО, А.В., ЛЯШЕНКО, Я.А., МЕТЛОВ, Л.С. Термодинамика интенсивной пластической деформации с учетом шума. In: *Вісник СумДУ, Серія Фізика*,

- математика, механика, № 1, 2008, стр.5-21. [citat 03.02.2025] Disponibil: https://lyashenko-sci.narod.ru/publication/12_VestnikSumGU_2008_1.pdf.
36. ХРОМОВ, Е.В., ХРОМОВ, В.Г. Анализ колебаний системы с подвижной фрикционной связью и постоянным коэффициентом трения. In: *Вестник СевГТУ*, Севастополь: Изд-во СевНТУ, Вып. 137: Механика, энергетика, экология, 2013, С.32-36. ISSN: 2307–6488.
 37. БОРОДИЧ, Ф.М., КРЮКОВА, И.В. Фрикционные автоколебания, обусловленные деформированием шероховатостей контактирующих поверхностей. In: *Письма в ЖТФ*, Т.23, № 6, 1997, с. 67–73. [citat 03.02.2025] Disponibil: <https://journals.ioffe.ru/articles/viewPDF/33430>.
 38. ПОПОВ, В.Л. *Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений*. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013, 352 с. ISBN 978-5-9221-1443-1.
 39. STOICA, N.A., TUDOR, A. Experimental results about the stick-slip phenomenon with application to the disc-brake friction materials couple used in the automotive domain. In: *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering* 80(1), 2018, pp. 155-170, ISSN 1454-2358, [citat 03.02.2025] Disponibil: https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/fullb65_529921.pdf.
 40. PANCIROLI, R., ABRATE, S. An Introduction to Self-Excited Oscillations. In: *Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Volume 7: Engineering Education and Professional Development*, Lake Buena Vista, Florida, USA, November 13–19, 2009, pp. 69-78. DOI: <https://doi.org/10.1115/IMECE2009-12088>.
 41. KCHAOU, M. A data-driven approach for studying tribology based on experimentation and artificial intelligence coupling tools. In: *Sustainable Engineering and Innovation*, vol. 6, no. 1, Mar. 2022, pp. 25-36. DOI: 10.1007/s11831-022-09841-5.
 42. DU, P., LI, H. Design of an Integrated Control System for Multiple Test Instruments Based on LabVIEW. In: *2020 13th International Congress on Image and Signal Processing, BioMedical Engineering and Informatics (CISP-BMEI)*, Chengdu, China, 2020, pp. 904-908, DOI: 10.1109/CISP-BMEI51763.2020.9263658.
 43. СЕНИЧЕНКОВ, Ю.Б. Виртуальные лаборатории: использование, разработка, стандартизация. In: *Компьютерные инструменты в образовании*, no. 3, 2022, pp. 108–132. DOI: 10.32603/2071-2340-2022-3-108-132.

44. ЕВДОКИМОВ, Ю.К., ЛИНДВАЛЬ, В.Р., ЩЕРБАКОВ, Г.И., *LabVIEW для радиоинженера: от виртуальной модели до реального прибора*. М.: ДМК Пресс, 2007. 400 с. ISBN 5-94074-337-4.
45. ЗАГИДУЛЛИН, Р.Ш., СКИБА, В.М. Анализ методов и разработка технических средств для экспериментальных исследований динамических сигналов металлорежущих станков. In: *Известия высших учебных заведений, Машиностроение*, Выпуск: №12 (621), 2011, с. 65-69. DOI: 10.18698/0536-1044-2011-12-65-69.
46. EL DAHR, R., LIGNOS, X., PAPAVERIOS, S., VAYAS, I. Development and Validation of a LabVIEW Automated Software System for Displacement and Dynamic Modal Parameters Analysis Purposes, In: *Modelling*, 4(2), 2023, pp. 189-210. DOI: <https://doi.org/10.3390/modelling4020011>.
47. MEI, H. The hardware design of the testing system for small grid-off wind turbine generator based on LabVIEW. In *2011 International Conference on Electronics, Communications and Control (ICECC)*, Ningbo, China, 2011, pp. 1118-1121. DOI: 10.1109/ICECC.2011.6067547.
48. JINMING, T., CHENGLONG, G., LINHAI, J., XIUQIANG, C. Test platform of auto wheel speed sensor based on LabVIEW. In: *2010 2nd International Conference on Computer Engineering and Technology*, Chengdu, China, 2010, pp. V3-168-V3-172. DOI: 10.1109/ICCET.2010.5485819.
49. OLARU, A., DOBRESCU, T., OLARU, S., MIHAI, I. LabVIEW Software Platform for Kinematics Analyse in Robotics, In: *International Journal of Modeling and Optimization*, vol. 11, no. 2, 2021, pp. 47-52. DOI: <https://doi.org/10.7763/IJMO.2021.V11.776>.
50. DHANDE, S. LabVIEW based ECG signal acquisition and analysis, In: *International Journal of Engineering Applied Sciences and Technology*, Vol. 5, Issue 9, 2021, pp. 285-290. ISSN No. 2455-2143, DOI: 10.33564/IJEAST.2021.v05i09.046.
51. MAHADESHWARA, M.R., KUMAR, S., DASTIDAR, A.G. Artificial Intelligence in the Tribology: Review. In: *Emerging Research in Computing, Information, Communication and Applications*, vol 928. Springer, Singapore, 2023, pp. 351-367. ISBN: 978-981-19-5481-8, DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-19-5482-5_31.
52. YIN, N., XING, Z., HE, K. et al. Tribo-informatics approaches in tribology research: A review. In: *Friction*, 11, 2023, pp. 1–22. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40544-022-0596-7>.

53. ROSENKRANZ, A., MARIAN, M., PROFITO, F. J., ARAGON, N., & SHAH, R. The Use of Artificial Intelligence in Tribology — A Perspective. In: *Lubricants*, 9(1), 2, 2021. DOI: <https://doi.org/10.3390/lubricants9010002>.
54. PATURI, U.M.R., PALAKURTHY, S.T., REDDY, N.S. The Role of Machine Learning in Tribology: A Systematic Review. In: *Archives of Computational Methods in Engineering* 30, 2023, pp. 1345–1397. <https://doi.org/10.1007/s11831-022-09841-5>.
55. SHAH, R., JARAMILLO, R., THOMAS, G., RAYHAN, T., HOSSAIN, N., KCHAOU, M., PROFITO, F.J. AND ROSENKRANZ, A. Artificial Intelligence and Machine Learning in Tribology: Selected Case Studies and Overall Potential. In: *Advanced Engineering Materials* 2401944, 2025. DOI: <https://doi.org/10.1002/adem.202401944>.
56. MARIAN, M., TREMMEL, S. Current Trends and Applications of Machine Learning in Tribology — A Review. In: *Lubricants*, 9(9), 86, 2021. DOI: <https://doi.org/10.3390/lubricants9090086>.
57. HASAN, M.S., NOSONOVSKY, M. Triboinformatics: machine learning algorithms and data topology methods for tribology. In: *Surface Innovations*, Vol. 10:4-5, 2022, pp. 229-242. DOI: <https://doi.org/10.1680/jsuin.22.00027>.
58. NING, H., CHEN, F., SU, Y. et al. Modeling and prediction of tribological properties of copper/aluminum-graphite self-lubricating composites using machine learning algorithms. In: *Friction*, 12, 2024, pp. 1322–1340. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40544-023-0847-2>.
59. JATAVALLABHULA, J.K., SHABANA, S., PAPPULA, B. Development and Evaluation of Machine Learning Based Predictive Models for Tribological Properties of Blended Coatings at Elevated Temperature. In: *Journal of Bio- and Tribo-Corrosion*, 11, art. 25, 2025. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40735-025-00952-7>.
60. Mohammed, A. J., Mohammed, A. S., & Mohammed, A. S. Prediction of Tribological Properties of UHMWPE/SiC Polymer Composites Using Machine Learning Techniques. In: *Polymers*, 15(20), 4057, 2023. DOI: <https://doi.org/10.3390/polym15204057>.
61. ERIC, M., MITROVIĆ, S., BABIĆ, M., ŽIVIĆ, F., PANTIĆ, M. Application of Contemporary Information Technologies in Nanotribometry. In: *Tribology in industry*, Volume 33, No. 4, 2011, pp.159-163.
62. МУСАЛИМОВ, В.М., ВАЛЕТОВ, В.А. *Динамика фрикционного взаимодействия*. СПб: СПбГУ ИТМО, 2006, 191 с. ISBN 5-7577-0285-0.
63. ДЕРЛУГЯН, П.Д., МОГИЛЬНИЦКИЙ, В.М., ЧЕБАНОВ, Р.А. Уникальный испытательный комплекс для трибоисследований. In: *Механика и трибология транспортных систем: сборник докладов международной научной конференции*,

- Ростов-на-Дону, 8–10 ноября 2016 г. : в 2 т. – Ростов н/Д: ФГБОУ ВО РГУПС.– Т. 2, 2016, с. 206-211.
64. ЛУШНИКОВ, Б.В., КОТЕЛЬНИКОВ, В.Я., ЖАКИН, А.И. Исследование динамики системы с сухим некулоновым трением при фрикционных автоколебаниях. In: *Известия Юго-Западного государственного университета*, № 1 (40). Ч. 2, 2012, с. 27-35. ISSN 2223–1560.
 65. АБРАМЧУК, М.В., ПЕЧЕНКО Р.В., НУЖДИН К.А., МУСАЛИМОВ В.М., Машина для оценки трибологических характеристик материалов в режиме реального времени. In: *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. 86(4), 2020, с. 61–65. DOI: <https://doi.org/10.26896/1028-6861-2020-86-4-61-65>.
 66. HU, T., YUAN, Y. Development of multifunctional current-carrying friction and wear test machine based on LabVIEW. In: *Journal of Physics: Conference Series*, Volume 2632, 2023 4th International Conference on Internet of Things, Artificial Intelligence and Mechanical Automation, 21/07/2023-23/07/2023, Guangzhou, China, 2023. DOI: 10.1088/1742-6596/2632/1/012035.
 67. LEUS, M., ABRAHAMOWICZ, M. Experimental Investigations of Elimination the Stick-Slip Phenomenon in the Presence of Longitudinal Tangential Vibration. In: *Acta mechanica et automatica*, vol.13, no.1, 2019, pp. 45-50. DOI: 10.2478/ama-2019-0007
 68. ZHANG Z., YIN N., CHEN S., LIU C., Tribo-informatics: Concept, architecture, and case study. In: *Friction*, 9, 2021, pp. 642–655. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40544-020-0457-3>.
 69. YIN N., XING Z., HE K., ZHANG Z., Tribo-informatics approaches in tribology research: A review. In: *Friction*, 11, 2023, pp. 1–22. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40544-022-0596-7>.
 70. Крагельский И.В., *Трение и износ*. М.: Машиностроение, 1968, 480 с.
 71. ЛУКАШЕВ, Е.А., СИДОРОВ, М.И., СТАВРОВСКИЙ, М.Е., Изменение характера фрикционных автоколебаний при повышении скорости скольжения. In: *Вестник Брянского государственного технического университета*, № 2 (63), 2018. с. 30-37.
 72. CANUDAS-DE-WIT, C., OLSSON, H., ÅSTRÖM, K.J., LISCHINSKY, P. A new model for control of system with friction. In: *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 40. No. 3, 1995, pp. 419–425. DOI: 10.1109/9.376053.
 73. SWEVERS, J., AL-BENDER, F., GANSEMAN, C.G., PROJOGO, T. An integrated friction model structure with improved presliding behavior for accurate friction

- compensation, In: *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 45, no. 4, 2009, pp. 675-686. DOI: 10.1109/9.847103.
74. DUPONT, P., HAYWARD, V., ARMSTRONG, B., ALTPETER, F. Single state elastoplastic friction models, In: *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 47, no. 5, 2002, pp. 787-792. DOI: 10.1109/TAC.2002.1000274.
 75. MARQUES, F., FLORES, P., LANKARANI H., Study of Friction Force Model Parameters in Multibody Dynamics. In: *The 4th Joint International Conference on Multibody System Dynamics*, May 29 – June 2, 2016, Montréal, Canada.
 76. MOHAMMED, A., RAHIM, I. Investigate Stick-Slip Intervals with One Equation of Motion and Analyse The Effect Of The Friction Noise, In: *International journal of scientific & technology research*, Volume 2, Issue 5, 2013. pp. 96-111.
 77. JOHANASTROM, K., CANUDAS-DE-WIT, C. Revisiting the LuGre friction model. In: *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 28, no. 6, 2008, pp. 101-114. DOI: 10.1109/MCS.2008.929425.
 78. ZAKOVOROTNY, V.L., GVINDJILIYA, V.E. Self-organization and evolution in dynamic friction systems. In: *Journal of Vibroengineering*, Vol. 23, No. 6, 2021, pp. 1418–1432. DOI: <https://doi.org/10.21595/jve.2021.22033>.
 79. ЗАКОВОРОТНЫЙ, В.Л., НГУЕН, Д.А., ФАМ, Д.Т. Устойчивость эволюционной траектории механической системы, взаимодействующей с трибосредой. In: *Вестник ДГТУ*, Т.7, №4(35), Раздел “Машиностроение”, 2007, с.169-184.
 80. POȘTARU, GH., CRUDU, I., **POȘTARU, A.**, STOICEV, P., CEBAN, V. Dynamic monitorization in slip translation cyclic movement tribosystems. In: *Mechanical Testing and Diagnosis*. Vol. 3, 2012, pp. 71-78. ISSN 2247–9635. <https://www.gup.ugal.ro/ugaljournals/index.php/mtd/article/view/2555/2169>.
 81. ЛОЙЦЯНСКИЙ, Л.Г., ЛУРЬЕ, А.И. *Курс теоретической механики. В 2 томах. Том 2*, М.: Дрофа, 2006, 719 с. ISBN: 5-358-01277-X.
 82. ЛАНДАУ, Л.Д., ЛИФШИЦ, Е.М., *Механика*, М.: Наука, 1988. 216 с.
 83. RILL, G., SCHAEFFER, T., SCHUDERER, M. LuGre or not LuGre. In: *Multibody System Dynamics*, 60, 2024, pp. 191–218. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11044-023-09909-5>.
 84. LYASHENKO I.A. Tribological properties of dry, fluid, and boundary friction. In: *Technical Physics*, 56, 2011, pp. 701–707. DOI: <https://doi.org/10.1134/S1063784211050227>.

85. ЗАКОВОРОТНЫЙ, В.Л., ЛУКЪЯНОВ, А.Д., СТУПИН, В.Е. Условия потери устойчивости движения механической системы, взаимодействующей с трибосредой. In: *Вестник ДГТУ*, Т.7, №3(34), Раздел “Трение и износ”, 2007, с. 283–291.
86. POPP, K., HINRICHS, N., OESTREICH, M. Dynamical behaviour of a friction oscillator with simultaneous self and external excitation. In: *Sadhana*, 20, 1995, pp. 627–654. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF02823210>.
87. POSTARU, A., POSTARU, GH., CEBAN, V., SPÂNU, C., STOICEV, P. The dynamic behavior of sliding tribosystems in unstable operating conditions. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 174, 012013, 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/174/1/012013.
88. POȘTARU, A. Modelarea dinamică a tribosistemului de alunecare la mișcare de translație. In: *Conferința Tehnico-Științifică a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților*, Volumul I, Chișinău, Republica Moldova, 2017, pp. 38-41. ISBN 978-9975-45-544-2.
89. ЛУРЬЕ, А.И. *Аналитическая механика*. Москва: Физматгиз, 1961. 824 с.
90. FEDOROV, S. Structural-energetic regularities of tribocontact evolution. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 174, 12012, 2017, DOI: 10.1088/1757-899X/174/1/012012.
91. ПОШТАРУ, А.Г. Экспериментальный метод и программные средства для исследования динамического поведения трибосистем скольжения. In: *Электронная обработка материалов*, 60(2), 2024, с. 74–85. DOI: <https://doi.org/10.52577/eom.2024.60.2.74>.
92. POSTARU, A.G. Experimental Method and Software Instruments for Sliding Tribosystem Dynamic Behavior Research. In: *Surface Engineering and Applied Electrochemistry*, 60, 2024, pp. 706–716. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068375524700297>.
93. TRAVIS, J., KRING, J. *LabVIEW for Everyone. Graphical Programming Made Easy and Fun*, Prentice Hall, 2006, 981 p. ISBN 0-13-185672-3.
94. МАГДА Ю.С. *LabVIEW. Практический курс для инженеров и разработчиков*. Москва: ДМК Пресс, 2012, 208 с. ISBN: 978-5-94074-974-6.
95. BITTER, R., MOHIUDDIN, T., NAWROCKI M. *LabView: Advanced Programming Techniques*, CRC Press, 2006, 520 p. ISBN 0-8493-3325-3.
96. CRUDU, I. *Tribomodelarea*. București: AGIR, 2011, 187 p.
97. POȘTARU, A., CEBAN, V., POȘTARU, GH., CROITORU, D. Principii metodologice de cercetare a tribosistemului cu alunecare la mișcări ciclice de tip piston-cilindru. In:

- Realizări și perspective în mentenanța utilajului agricol și a autovehiculelor*, 30 septembrie 2011, Chișinău, Republica Moldova: Institutul de Științe ale Educației, 2011, pp. 157-162. ISBN 978-9975-64-218-7. https://ibn.idsi.md/ro/vizualizare_articol/85095.
98. ТАРАСОВ, С.Ю., КОЛУБАЕВ, А.В., ЛИПНИЦКИЙ, А. Г. Применение фракталов к анализу процессов трения. In: *Письма в ЖТФ*, том 25, вып. 3, 1999, с. 82–88.
 99. BOSTAN, I., STOICEV, P., POȘTARU, GH., VACULENCO, M., BUGA, A., KULEV, M., **POȘTARU, A.**, PLATON, A. Theoretical and experimental modelling of the tribological behaviour aspects of contact elements in the precessional gearing (PG). In: *Journal of Engineering Sciences*, vol. 29, nr. 2, 2022, pp. 8-17. ISSN 2587-3474.
 100. BOSTAN, I., STOICEV, P., POȘTARU, GH., BUGA, A., BODNARIUC, I., **POȘTARU, A.**, PLATON, A. Particularities of tribological behavior of the contact elements of the precessional gear, made of metallic and plastic materials. In: *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, vol.15, 2023, pp. 16-27. ISSN 2067-3604. DOI: <https://doi.org/10.54684/ijmmt.2023.15.3.16>.
 101. POȘTARU, GH., STOICEV, P., **POȘTARU, A.**, BODNARIUC, I., BUGA, A., PLATON, A. Determination of the tribotechnical characteristics of the materials used for precessional transmissions design. In: *Acta Technica Napocensis - Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, vol. 67, supl. nr. 2, 2024, pp. 577-584. ISSN 1221-5872. https://ibn.idsi.md/ro/vizualizare_articol/219481.
 102. POȘTARU, GH., AJDER, V., CRUDU, I., **POȘTARU, A.**, CEBAN, V. Principles and methodological peculiarities research of the tribosystem with sliding on translation cyclic movement. In: *The annals of university “DUNĂREA DE JOS” of Galați. Fascicle VIII*, 2009 (XV), Issue 1, 2009, pp. 52-58. ISSN 1221-4590.
 103. POȘTARU, GH., CRUDU, I., **POȘTARU, A.**, CEBAN, V. The dynamic behavior of the sliding tribosystem in cyclical translation motion in unsteady duty. In: *The annals of university “DUNĂREA DE LOS” of Galați. Fascicle VIII*, 2011 (XVII), Issue 1, 2011, pp. 76-80. ISSN 1221-4590.
 104. **POȘTARU, A.**, POȘTARU, GH., STOICEV, P., CEBAN, V. Aspecte dinamice în comportamentul tribosistemului cu alunecare la mișcări ciclice de tip piston-cilindru. In: *FIZICĂ ȘI TEHNICĂ: Procese, modele, experimente*, nr. 1, 2011, pp. 16 – 21. ISSN 1857-0437.
 105. A Complete Guide to Data Acquisition (DAQ) Systems, Site [online] [citat: 03.02.2025] Disponibil <https://www.omega.co.uk/prodinfo/daq-systems.html>.

106. LabWindows/CVI Documentation, official Site [online]. [citat: 02.02.2025] Disponibil https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/labwindows-cvi/page/iddh/what_is_an_instrument_driver.html.
107. Instrument Driver Architecture, official Site [online]. [citat: 03.02.2025] Disponibil https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/labwindows-cvi/page/iddh/instrument_driver_architecture.html.
108. HOU, S. Design and implementation of data acquisition system based on LabVIEW, In: *Proceedings SPIE 13171, Third International Conference on Algorithms, Microchips, and Network Applications*, vol. 13171, 2024. DOI: <https://doi.org/10.1117/12.3032034>.
109. SAPKOTA, P., POKHAREL, N., SILWAL, R., CHITRAKAR, S., NEOPAN H.P., THAPA, B. Rotational Speed Measurement of a Shaft Using Infrared Sensor with NI Data Acquisition system and LabVIEW. In: *Journal of Physics: Conference Series*, Volume 2629, 2023. DOI: 10.1088/1742-6596/2629/1/012020.
110. ЗАГИДУЛЛИН, Р.Ш. *LabVIEW в исследованиях и разработках*. М.: Горячая линия – Телеком, 2005, 352 с. ISBN 5-93517-211-9.
111. FOX ALLISON, C. Design and Implementation of Efficient Digital Filters Using Labview. In: *Telecommunications and Radio Engineering*, vol. 82, no. 3, 2023, pp. 17–29. DOI: 10.1615/telecomradeng.2022046145.
112. CAMUI, C., POPESCU, L., PETRE, V. AND CONSTANTIN, G. Software Tools for Signal and Data Analysis Using LabView Platform. In: *2023 International Symposium on Fundamentals of Electrical Engineering (ISFEE)*, Bucharest, Romania, 2023, pp. 1-4. DOI: 10.1109/ISFEE60884.2023.10637107.
113. KORGIN, A., ERMAKOV, V., ZEYD-KILANI, L. Automation and Processing Test Data with LabVIEW Software. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 661, 012073, 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/661/1/012073.
114. Elliott, C., Vijayakumar, V., Zink, W., Hansen, R. National Instruments LabVIEW: A Programming Environment for Laboratory Automation and Measurement. In: *JALA: Journal of the Association for Laboratory Automation*, 12(1), 2007, pp. 17-24. DOI: 10.1016/j.jala.2006.07.012.

ANEXE

Anexa 1. Interfețe grafice și diagrame bloc LabVIEW ale sistemului informatic

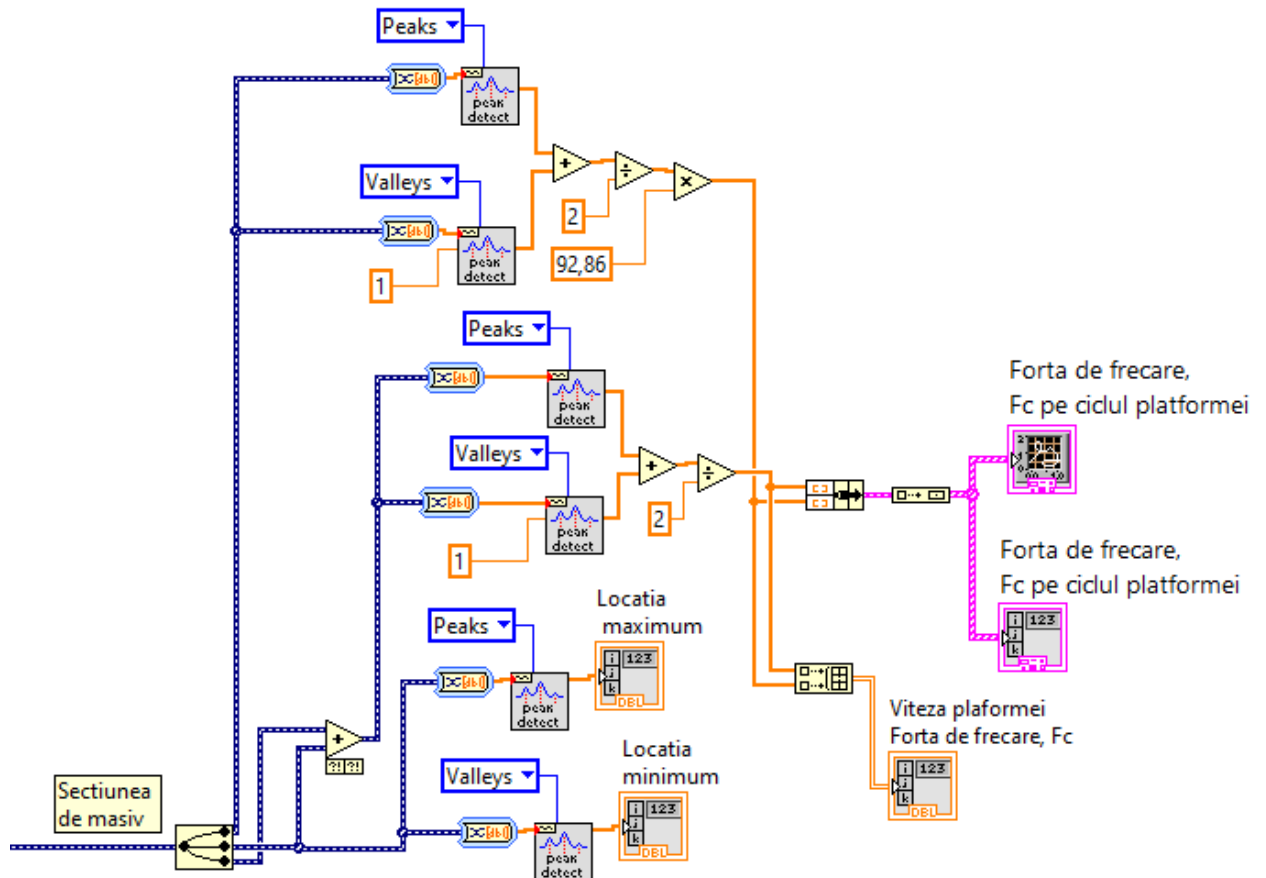


Fig. A1.1. Calculul forțelor de frecare medii pe cursa ciclului platformei

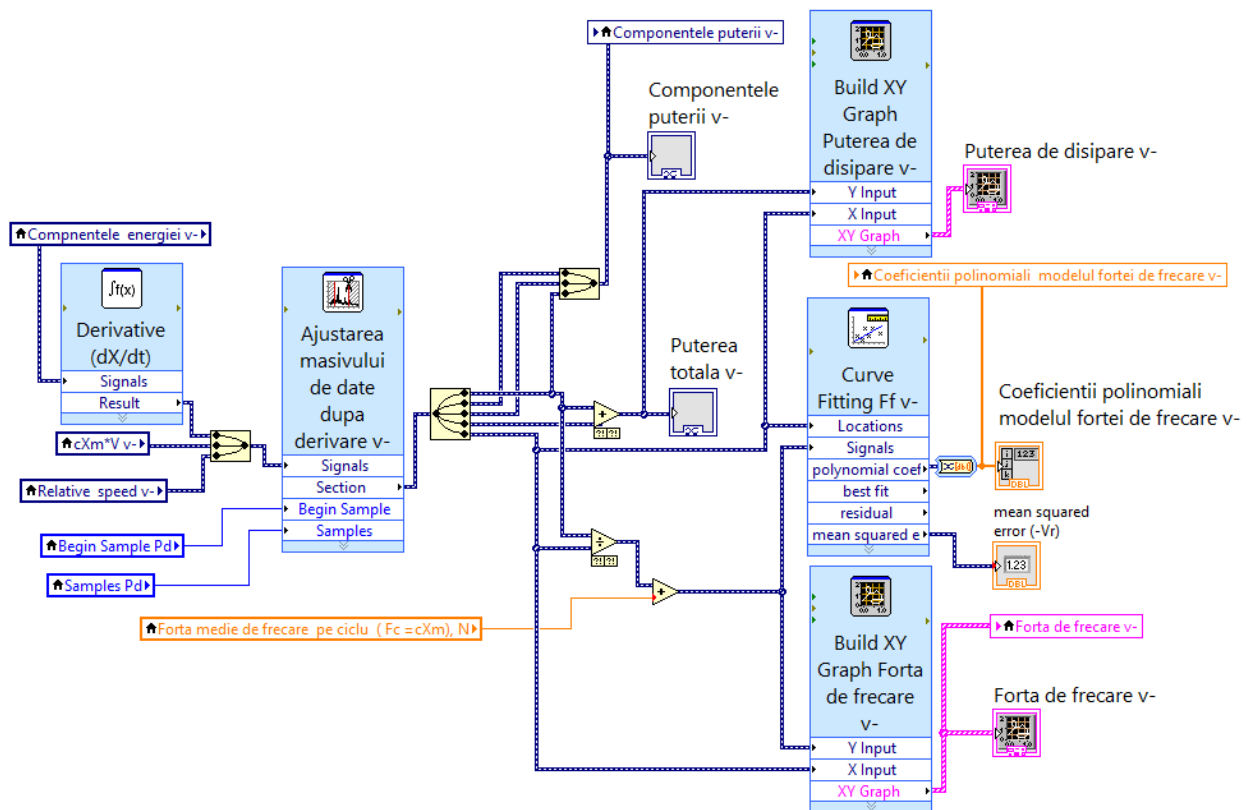


Fig. A1.2. Calculul puterii de disipare si a forțelor de frecare pe semiperioada de descreștere a vitezei relative. Aproximarea legii cu model polinomial

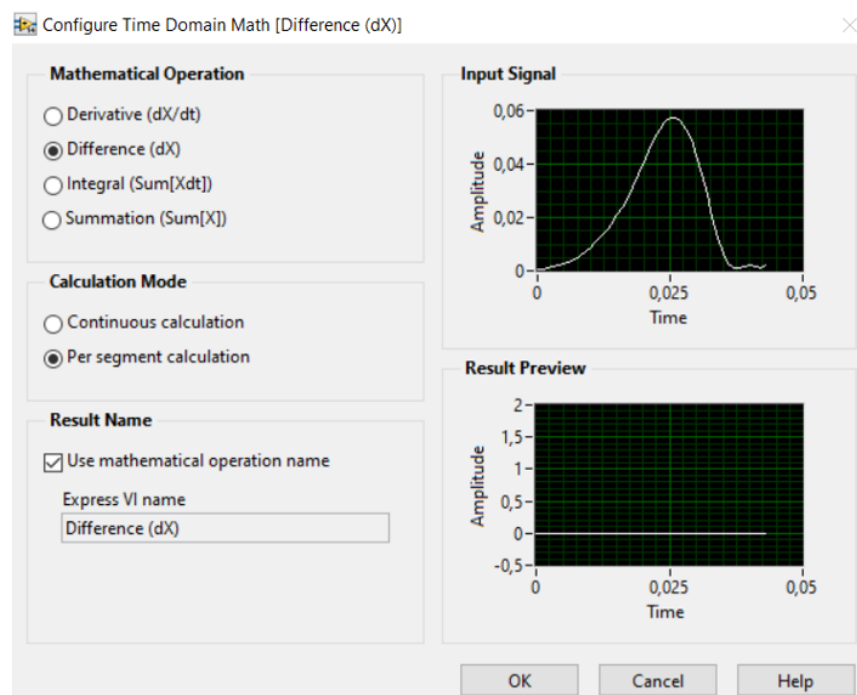


Fig. A1.3. Interfața de configurare a instrumentului virtual Time Domain Math Express VI

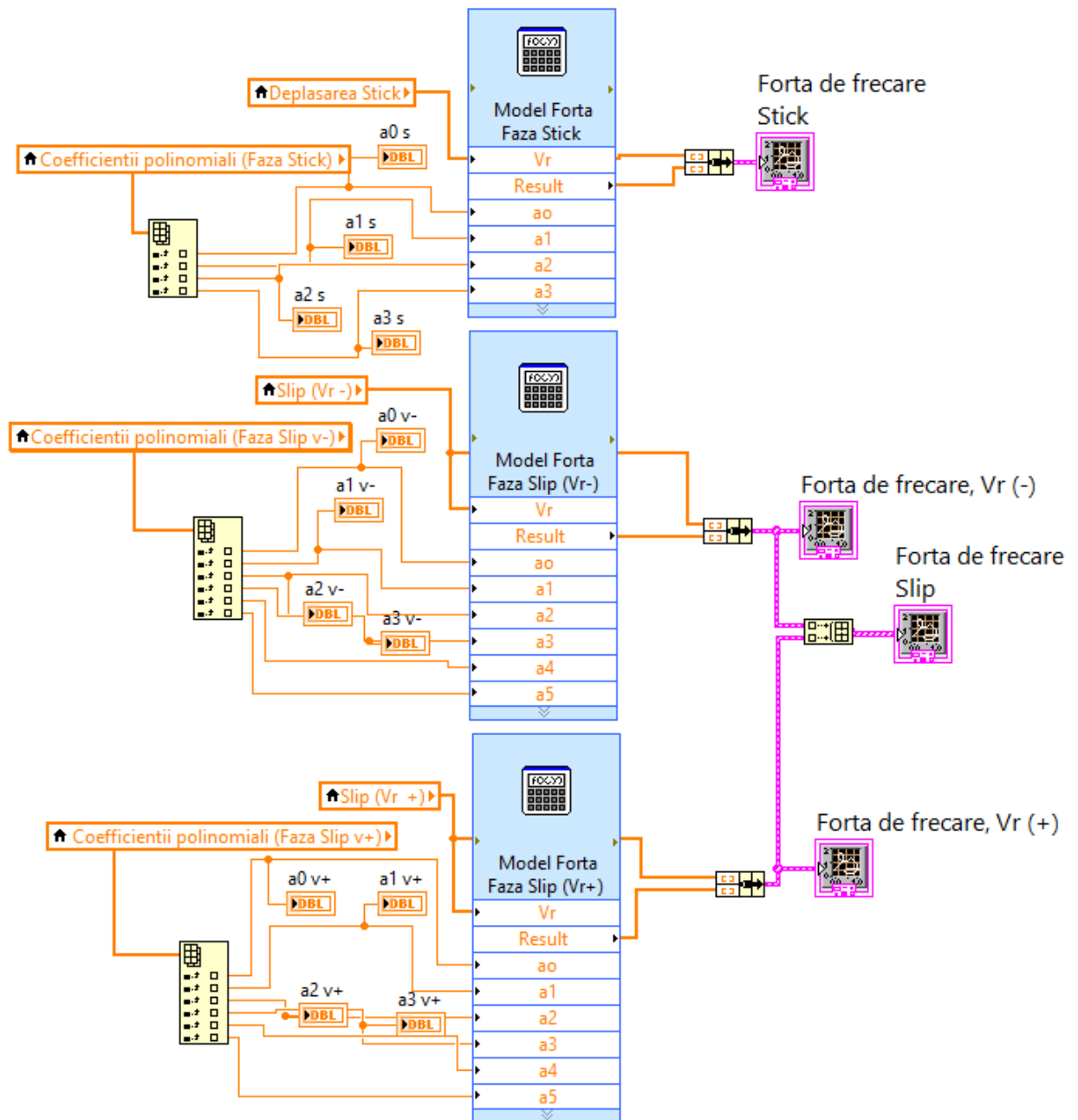


Fig. A1.4. Construirea graficului modelului polinomial al forței de frecare pe ciclul oscilatorului în regim stick-slip

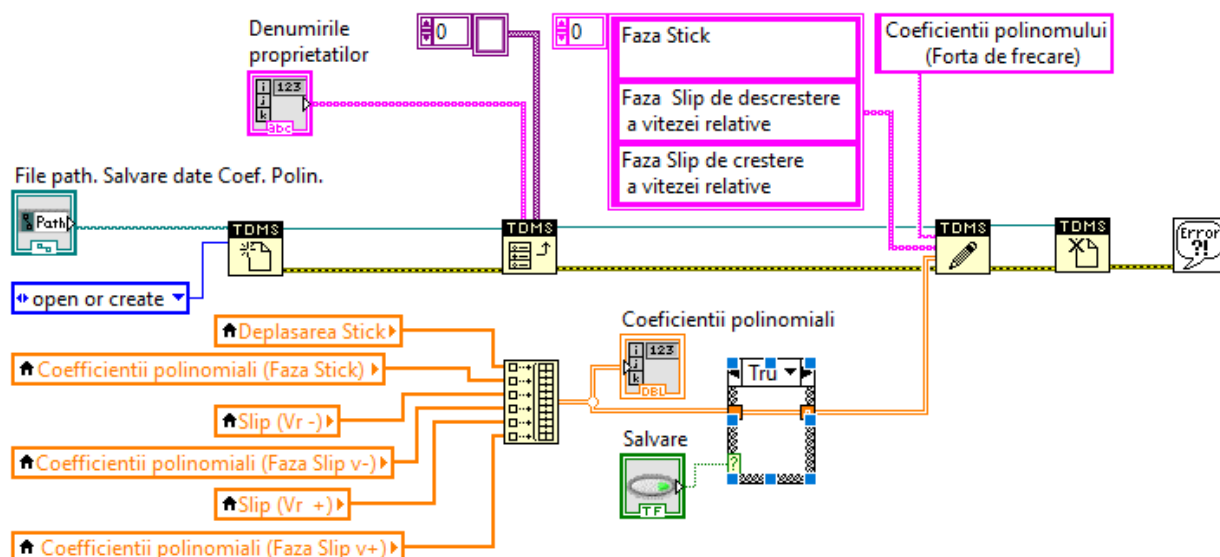


Fig. A1.5. Salvarea coeficienților polinomiali pentru modelele forțelor de frecare în regim stick-slip

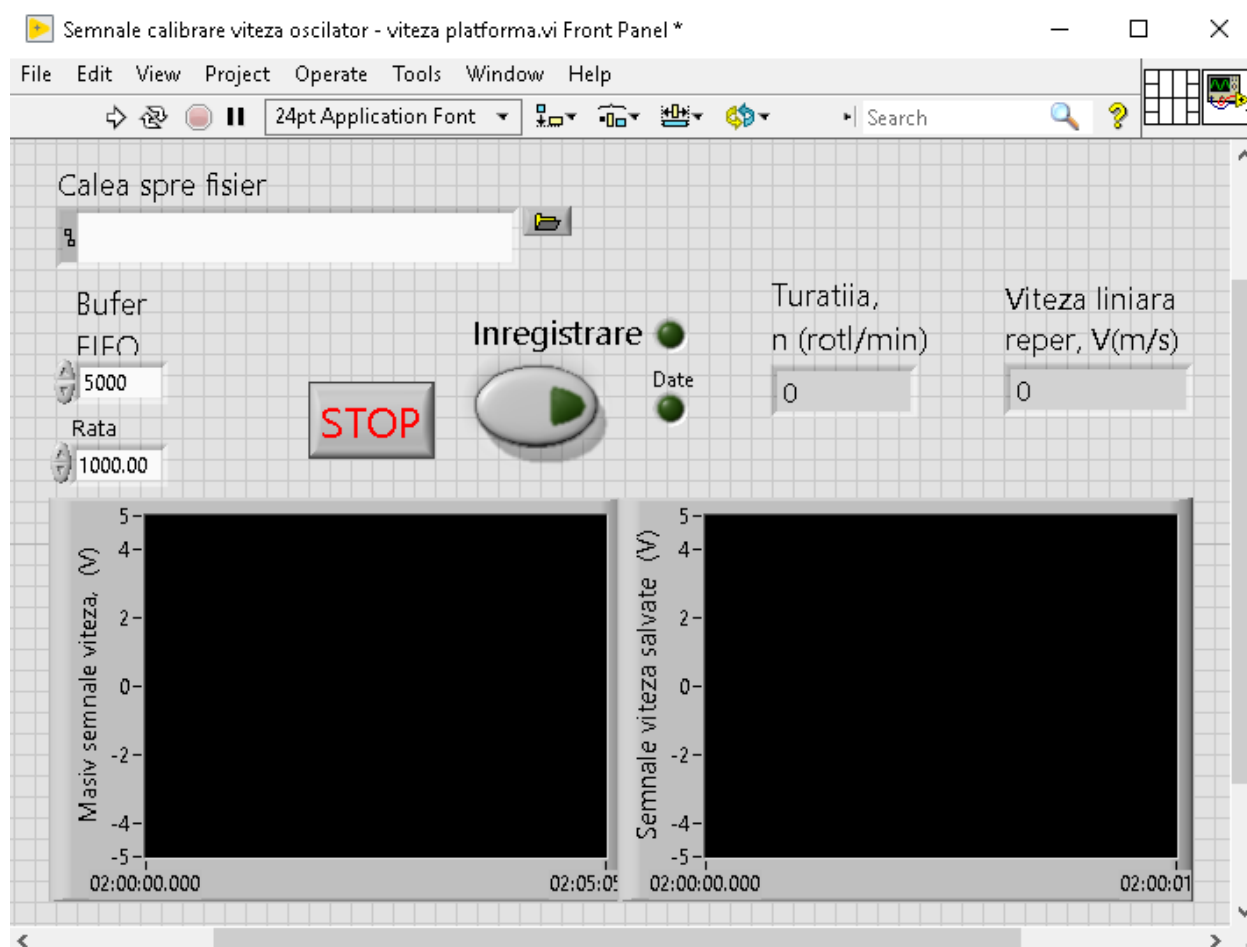


Fig. A1.6. Interfața aplicației de citire și stocare a semnalelor de calibrare a canalelor de viteză a platformei și oscilatorului

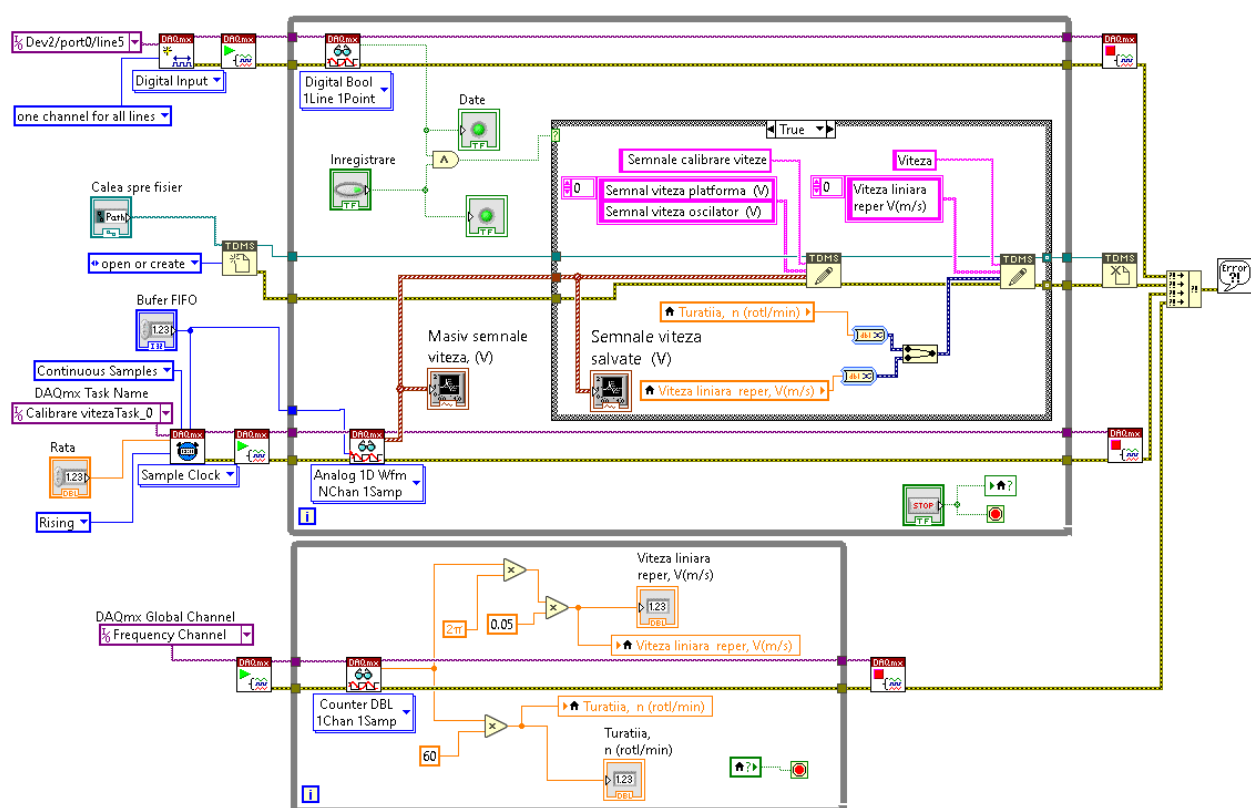


Fig. A1.7. Citirea și stocarea semnalelor de calibrare a canalelor de viteză a platformei și oscilatorului

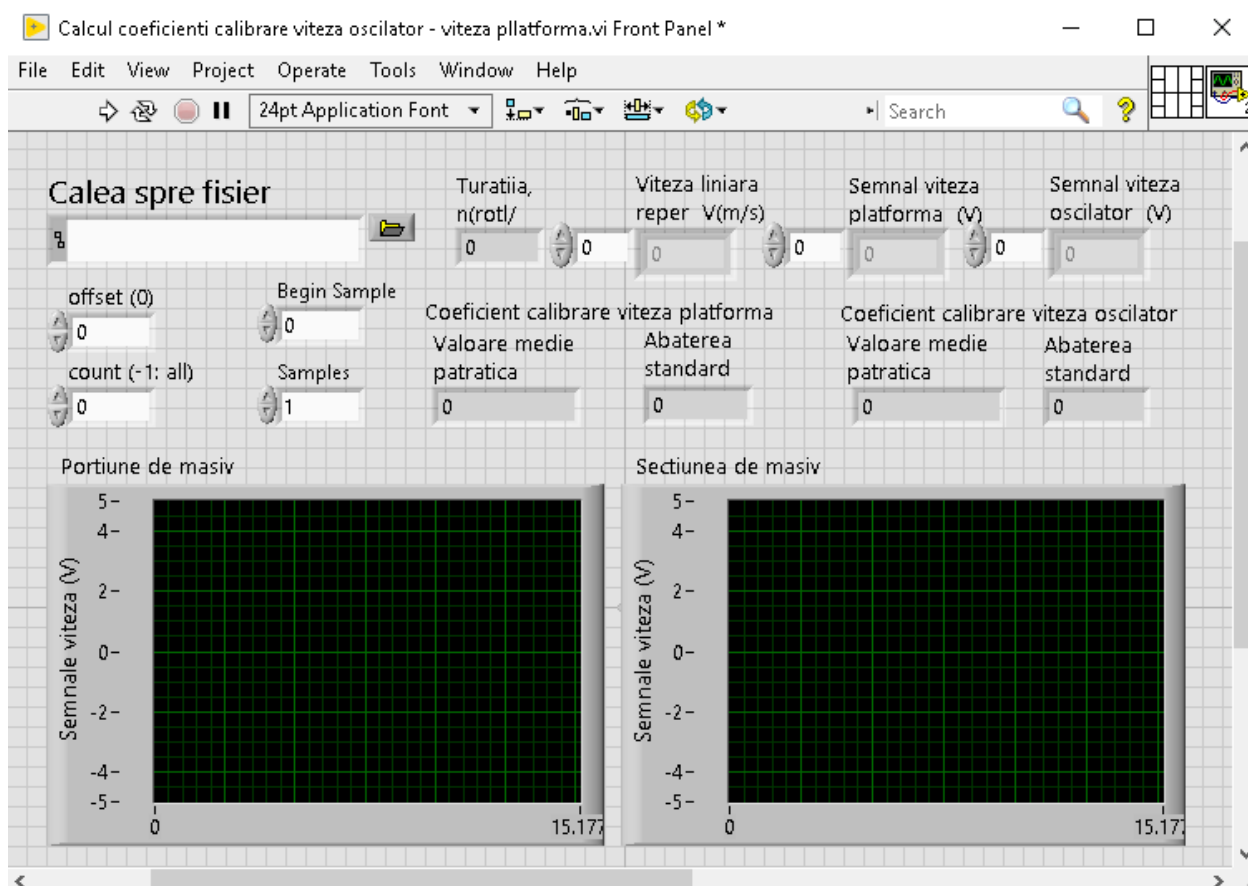


Fig. A1.8. Interfața aplicației pentru calculul coeficienților de calibrare a canalelor de viteză a platformei și a oscilatorului

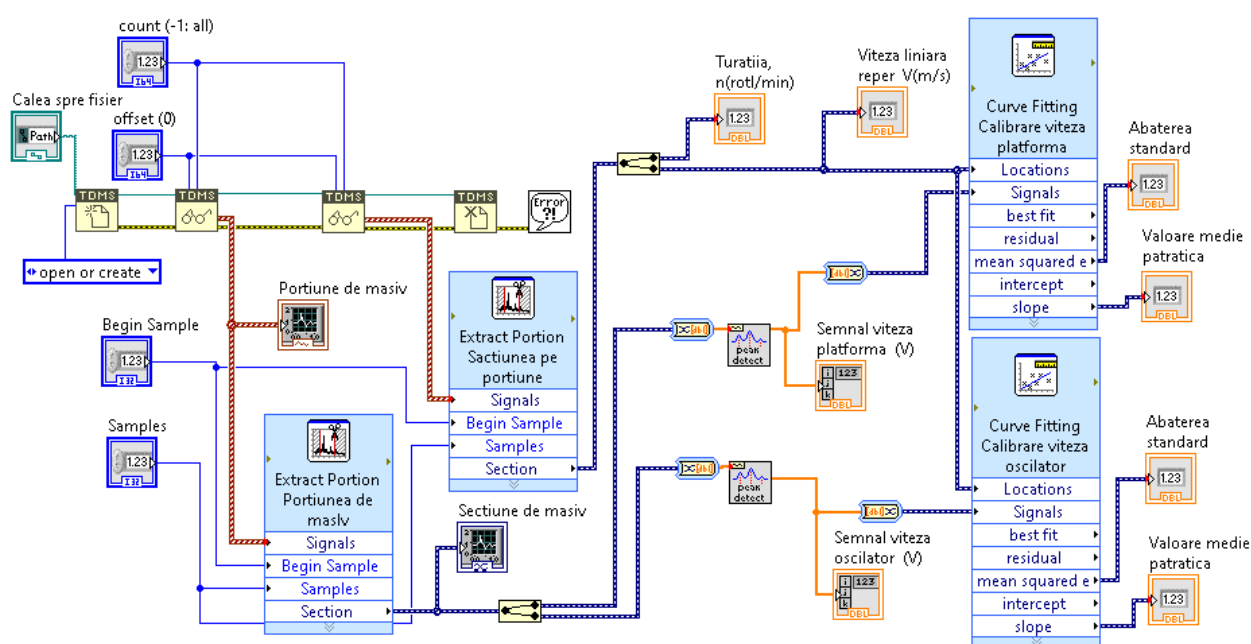


Fig. A1.9. Calculul coeficienților de calibrare a canalelor de viteză a platformei și a oscilatorului

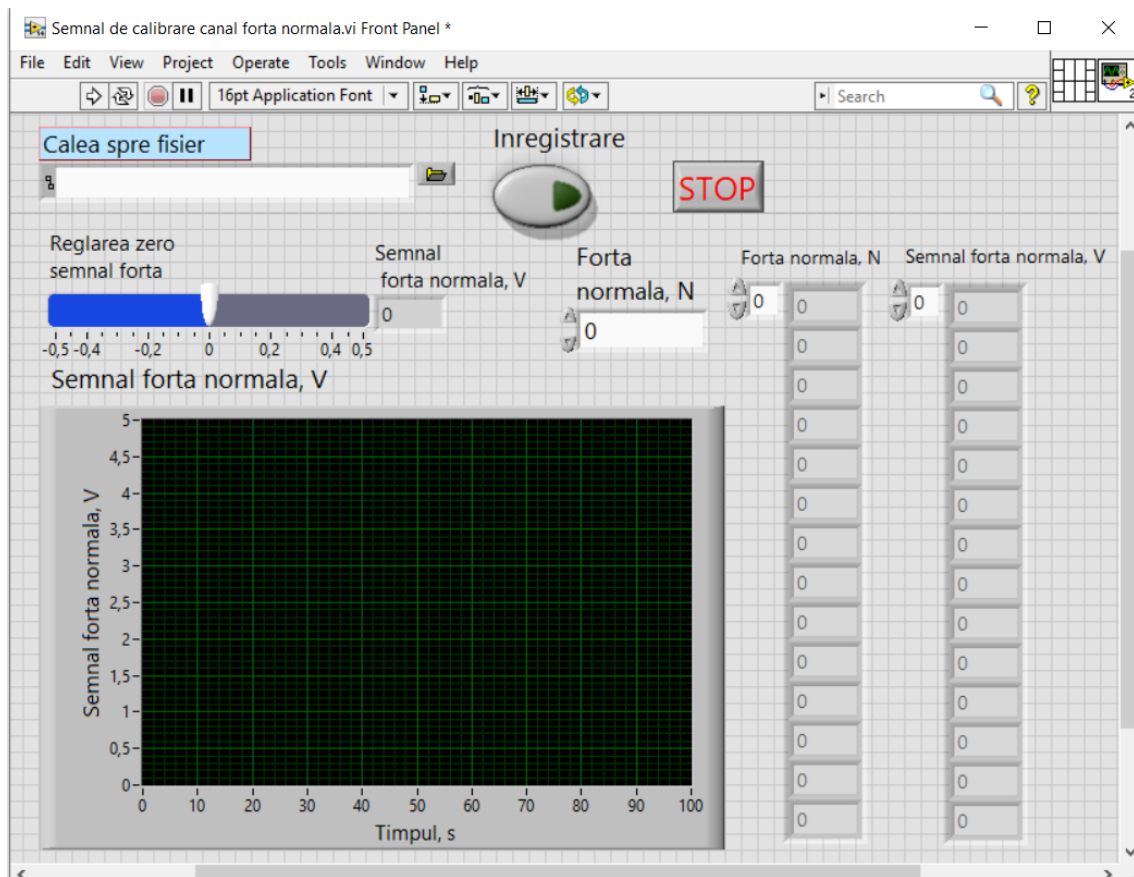


Fig. A1.10. Interfața aplicației de citire și stocare a semnalelor de calibrare a canalului forței normale de încărcare a contactului

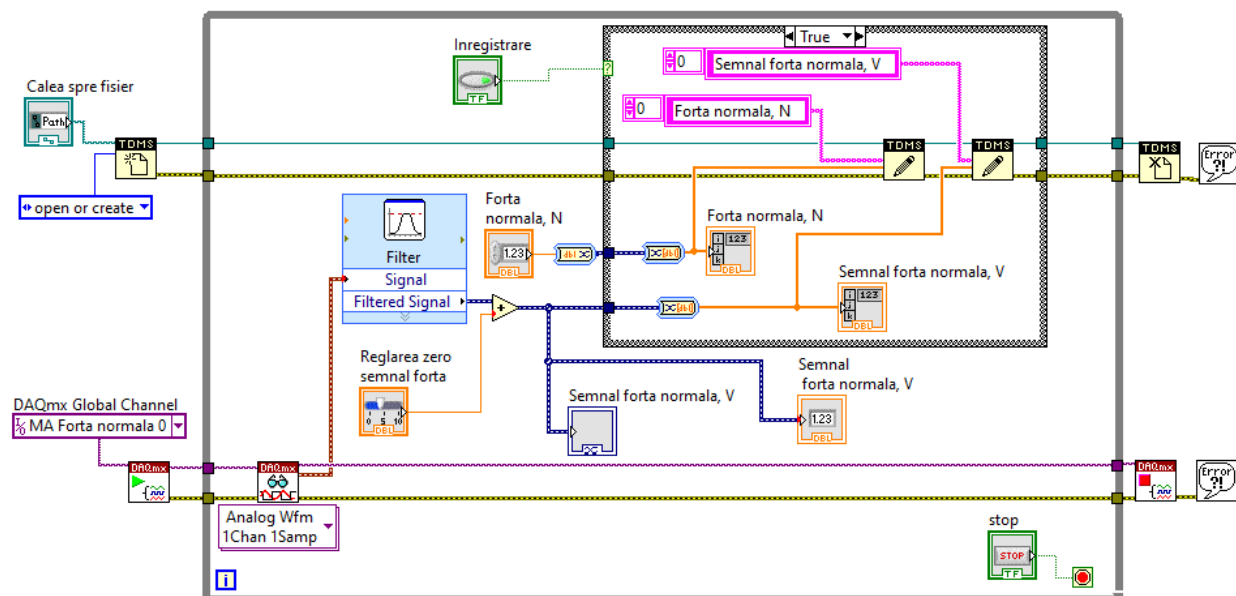


Fig. A1.11. Citirea și stocarea semnalelor de calibrare a canalului forței normale de încărcare a contactului

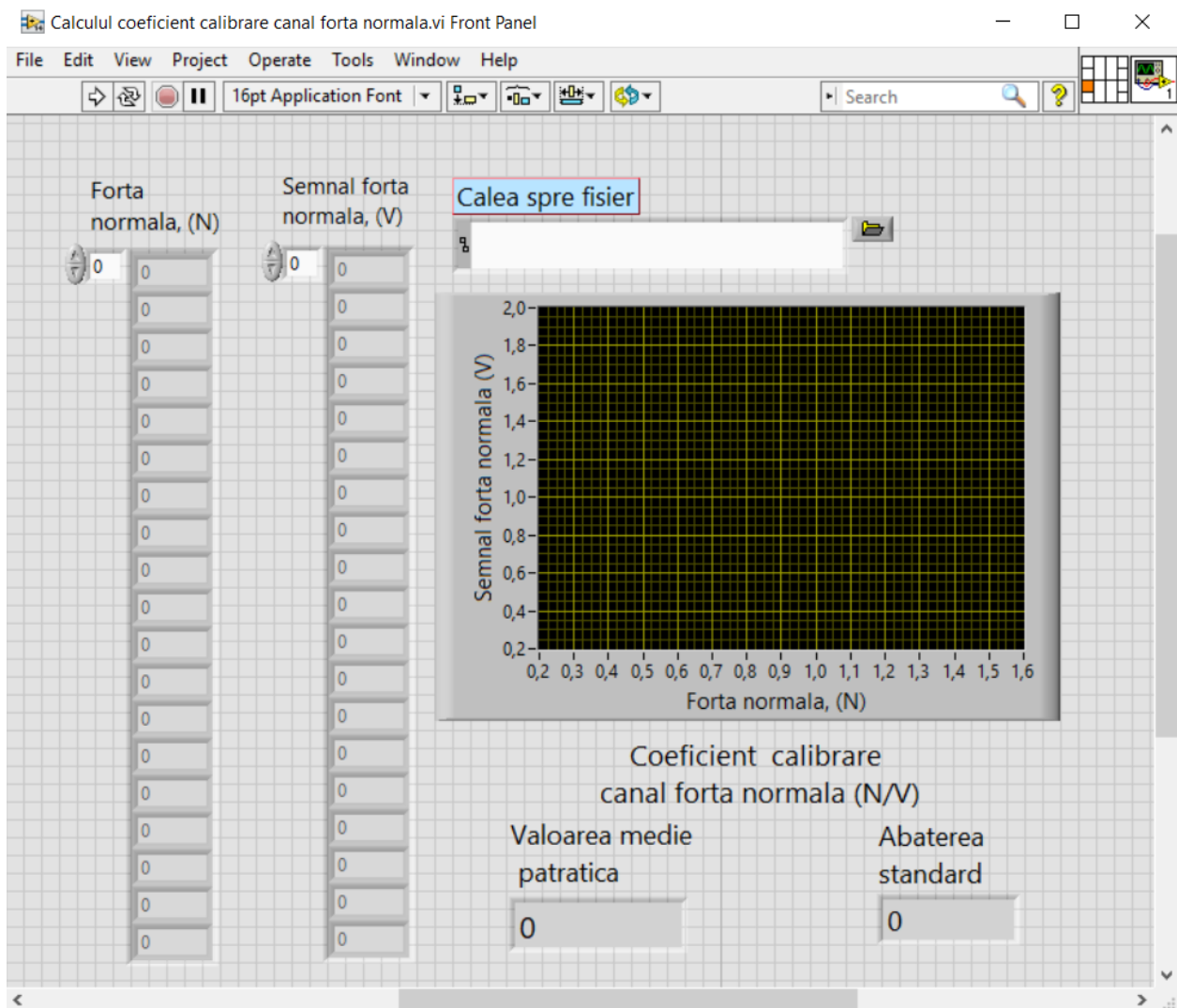


Fig. A1.12. Interfața aplicației pentru calculul coeficientului de calibrare a canalului forței normale de încărcare a contactului

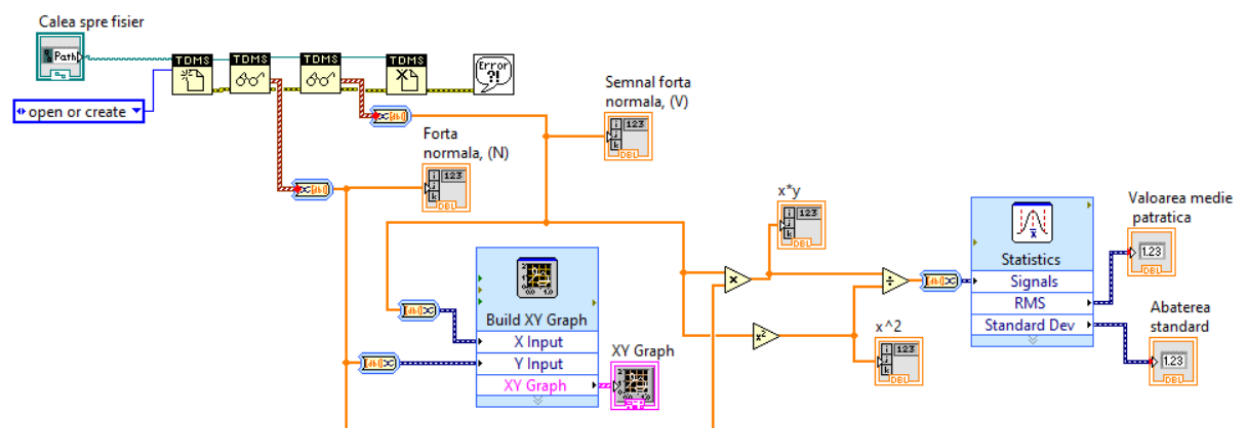


Fig. A1.13. Calculul coeficientului de calibrare a canalului forței normale de încărcare a contactului

Anexa 2. Act de implementare



Aprob:

Proector pentru cercetare și doctorat UTM,

Dr. hab. Prof. universitar

Vasile Tronciu

" 12 " 03 2025

ACT

de implementare a elaborării tehnico-științifice

"Sistem Informatic pentru studierea comportamentului dinamic al tribosistemului"

Prin prezentul confirm implementarea în procesul de cercetări a transmisiilor planetare precesionale al sistemului informatic pentru studierea comportamentului dinamic al tribosistemului, elaborat de către Poștaru Andrei în teza de doctor în informatică "Modele și algoritmi de identificare și monitorizare a evoluției dinamice în tribosisteme cu alunecare" în cadrul Centrului Precesia al UTM, proiecte de cercetare în care a activat continuă activitatea în funcție de cercetător științific:

- Program de Stat (2020-2023), nr. 160-PS (cifru proiectului 20.80009.5007.24, din 31.01.2020) "Majorarea competitivității transmisiilor precesionale prin elaborarea și valorificarea angrenajului cu contact conform al dinților și extinderea ariei lor de aplicație";
- Subprogramul de cercetare în cadrul programului instituțional de cercetare al organizației (2024-2027) "Dezvoltarea performanțelor mecanismelor de acționare a mașinilor în baza transmisiilor precesionale, sisteme mecanice și transmisii magnetice" (Codul subprogramului 02.06.01).

Elaborarea tehnico-științifică "Sistem informatic pentru studierea comportamentului dinamic al tribosistemului" se utilizează pentru studierea comportamentului tribologic al contactului angrenajului transmisiei planetare precesionale la alegerea materialelor roților dințate și a lubrifiantilor.

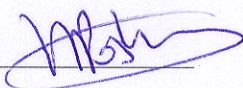
Coordonator proiecte de cercetare,

Academician Ion Bostan

Declarația privind asumarea răspunderii

Subsemnatul, POȘTARU Andrei, declar pe răspundere personală că materialele prezentate în teza de doctorat sunt rezultatul propriilor cercetări și realizări științifice. Conștientizez că, în caz contrar, urmează să suport consecințele în conformitate cu legislația în vigoare.

POȘTARU Andrei



Data 31.03.2025

CURRICULUM VITAE	
Numele	POȘTARU
Prenumele	Andrei
Data și locul nașterii	23/08/1981 or. Chișinău, Republica Moldova
Naționalitatea	Română
STUDII	
Superioare:	UTM, FCIM, specialitatea Tehnologii Informaționale, licențiat în Tehnologii Informaționale. 1999 – 2003.
Masterat:	UTM, Facultatea CIM, master în Tehnologii Informaționale. 2003 – 2004
Doctorat:	Specialitatea: 232.02 – “Tehnologii, produse și sisteme informaționale”, UTM. 2010-2014.
Activitate profesională	
2003-prezent	UTM, FCIM, DISA, lector universitar.
2007-2008	Mobiteam SRL, Analist sisteme informaționale.
2008- 2011	Creafire SRL, Șef departament cercetare și dezvoltare.
2011-2022	Winify SRL, Director.
2022-prezent	Createq Engineering SRL, Analist sisteme informaționale.
Participări în proiecte științifice:	Cercetător științific în cadrul a unui program de stat și a unui subprogram în cadrul programului instituțional de cercetare
Publicații:	Au fost publicate 14 lucrări științifice în domeniile dezvoltării software și tribologiei.
Cunoașterea limbilor	Română- nativ; engleză – C1; rusă – B2.
Date de contact de serviciu (adresă, telefon, e-mail).	Str. Studenților 7, MD 2012, Chișinău, Republica Moldova Email: andrei.postaru@ati.utm.md Tel: 079434823