

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

BIBLIOTECA CENTRALĂ

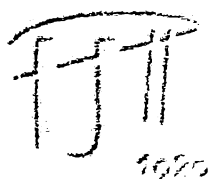
Nr. Inv. 629.011

Dulap 369 Lit. A

IDENTIFICAREA MOMENTULUI DE INERTIE,
OR ELECTRICI ȘI A PIERDERILOR MECANICE
LA MAȘINI DE INDUCȚIE MARI

Radu Mihnea Babău

teză prezentată către



UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" din
TIMIȘOARA
FACULTATEA DE ELECTROTEHNICĂ

pentru obținerea titlului de

DOCTOR

conducător științific: prof. dr. ing. Ion Boldea

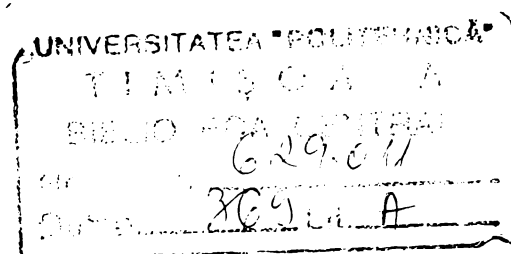
Mai, 2001

Demersurile supuse atenției cititorului prin lucrarea de față se înscriu în gama de preocupări găsite sub titulatura "Testarea mașinilor electrice", domeniu care, împreună cu viziunea clasică asupra mașinilor electrice în general, suferă un regres în fața importanței pe care o capătă azi acționările electrice ca ansamblu. Fundamentele teoretice, procedurile și rezultatele prezentate în lucrarea de față se referă la testarea mașinilor asincrone mari, a căror încercări presupun efectuarea unor operații premergătoare complexe și utilizarea unor standuri de probă de anvergură specială.

Toate procedurile utilizează date achiziționate de către un sistem automat de achiziție (realizat de echipa de cercetare a d-lui dr. ing. Marius Biriescu - căruia îi mulțumesc), și rulează în întregime pe calculator, răspunzând tendinței de creștere a ponderii unor astfel de dotări în standurile de probă moderne.

Credem că principala utilitate a procedurilor propuse - organizate în finalul lucrării în forma unei propuneri de standardizare - este reducerea eforturilor pe care o echipă de testare trebuie să le depună pt. a determina parametri mecanici (moment de inerție, pierderi mecanice) și electrice (parametri schemei electrice echivalente) caracteristici unei mașini de inducție mari (peste 100 kW), cu scurtarea timpului dedicat acestor încercări, și diminuarea costurilor specifice acestei faze a fabricației.

Prezenta lucrare a fost elaborată avînd la bază experiența dobîndită în perioada 1990-1995, cînd autorul a avut privilegiul de a lucra ca inginer de testare în Standul de încercări mașini electrice SME 2 al U.C.M. Reșița. Țin să mulțumesc d-lui dr. ing. Gheorghe Liuba pentru contribuția la realizarea acestor acumulări.



Toate procedurile propuse se obiectivează asupra unor seturi de măsurători efectuate în această perioadă pe mașini asincrone mari, de diverse puteri.

Munca de aducere a ideilor apărute ulterior la stadiul de proceduri fundamentate teoretic și validate prin experiment a fost realizată sub îndrumarea d-lui Prof. dr. ing. Ion Boldea, căruia îi adresez întreaga mea gratitudine și apreciere.

În final, dar nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc profesorilor, familiei și prietenilor, colegilor de la BEE-SPEED Automatizări, adică celor care m-au instruit, sprijinit și înțeles pe parcursul acestor ani.

Sper ca toate aceste eforturi să nu rămână un exercițiu teoretic.

Timișoara,
Decembrie 2000

Cu dragoste, pentru Anca,

A handwritten signature in black ink, consisting of a stylized 'M' followed by a horizontal line extending to the right.

Cuprins:

Cap. 1. Metode de identificare a momentului de inerție la rotoarele mașinilor asincrone - studiu de sinteză.	p. 3
1.1. Abordare teoretică.	p. 3
1.2. Cupluri exercitate asupra rotorului mașinii de inducție.	p. 5
1.3. Determinarea momentului de inerție al rotoarelor mașinii de inducție.	p. 7
1.3.1. Metode aproximative.	p. 8
1.3.2. Metode analitice.	p. 22
1.3.3. Metode experimentale.	p. 24
1.3.3.1. Metoda autofrînării în gol.	p. 24
1.3.3.2. Metoda pendulului.	p. 35
1.3.3.2.1. Metoda pendulului simplu.	p. 40
1.3.3.2.2. Metoda pendulului auxiliar.	p. 41
1.3.3.3. Metoda oscilațiilor de torsiune.	p. 43
1.3.3.3.1. Pendulul torsionai vertical.	p. 44
1.3.3.3.2. Pendulul torsionai orizontal.	p. 46
1.3.3.4. Metoda accelerării la cuplu constant.	p. 48
Cap. 2. Metode de determinare a P_{mec} și a dependenței acestora de turație.	p. 53
2.1. Separarea P_{mec} folosind proba de mers în gol.	p. 53
2.2. Identificarea dependenței P_{mec} cu turația.	p. 59
Cap. 3. Metode de determinare a momentului de inerție și caracteristicii mecanice a mașinii folosind pornirea directă în gol.	p. 61
■ ipoteze și ecuații	
■ metodologie de calcul	
Cap. 4. Determinarea parametrilor schemei electrice echivalente folosind pornirea directă în gol.	p. 81
■ ipoteze și ecuații	

- metodologie de calcul
- prezentare rezultate

Cap. 5. Metoda de identificare a variației cu turația a P_{mec} folosind autofrînarea în gol.	p. 111
■ ipoteze și ecuații	
■ metodologie de calcul	
Cap. 6. Studiul experimental al pornirii și autofrînării în gol a mașinii, ca probă separată și unitară.	p. 119
■ fundamentare teoretică	
■ metodologie de calcul	
■ concluzii	
Cap. 7. Considerații finale cu privire la posibilitatea standardizării metodelor propuse	p. 129
Cap. 8. Contribuții și concluzii finale	p. 139
Cap. 9. Bibliografie	p. 145
Anexa nr. 1. Articolul "Inertia and mechanical losses identification for large induction machines", prezentat la a 7-a Conferință asupra optimizării echipamentelor electrice și electronice, OPTIM 2000, Brașov	p. 149
Anexa nr. 2. Buletin de încercare / omologare nr. 366 motor asincron trifazat tip TIS 1520/1120-4, 7500 kW, 6 kV, 4 poli, 800 A, emis de U.C.M. Reșița	p. 155

Cap. 1. Metode de identificare a momentului de inerție la rotoarele mașinilor asincrone - studiu de sinteză.

1.1. Abordare teoretică.

Mărimile fizice sunt legate între ele prin relații, care reprezintă *legi ale fenomenelor fizice*. Printre mărimile fizice fundamentale ale sistemului metric se numără lungimea **l**, masa **m** și timpul **t**.

Cf. Legii lui Newton, la mișcarea punctului material sub acțiunea unei forțe, vectorul acestei forțe este proporțional cu vectorul accelerație al punctului în mișcare:

$$\vec{F} = m\vec{a} \quad (1.1)$$

Factorul pozitiv **m**, care pastrează o valoare constantă, se ia ca măsură a inerției punctului, fiind numită *masa punctului*, și măsurată în kilograme.

Facînd referire la cîmpul gravitațional terestru (care este un cîmp de forțe paralele), ținînd cont că accelerația gravitațională **g** este aproximativ constantă în orice punct de pe glob, masa punctului material este introdusă ca fiind egală cu raportul dintre forța reprezentînd greutatea acestuia și accelerația gravitațională.

$$m = \frac{G}{g} \quad (1.2)$$

În problemele tehnice se consideră ca îndeplinită ipoteza că greutatea corpului acționează în centrul lui de greutate, poziția acestuia față de corp nedepinzînd de orientarea corpului în raport cu pămîntul. *D.p.d.v. al efectelor decelabile experimentale, în cazul mișcării de translație a corpului, masa acestuia reprezintă o măsură a inerției sale.*

Trebuie remarcat însă că masa corpului nu este legată doar de dinamica sa, ci și de statica acestuia. Masa este o proprietate globală intrinsecă *acelui* corp, greutatea să manifestîndu-se indiferent dacă acesta se mișcă sau staționează. Acestea sunt urmări echivalente ale existenței cîmpului de forțe centrale terestru cu accelerație gravitațională nenulă.

În cazul mișcării de rotație în jurul unei axe, datorită forței centrifuge de tip central a cărei mărime depinde de distanța de la punctul de aplicație pînă la axa de rotație, masa nu mai poate caracteriza în mod biunivoc inerția corpului rigid.

Se introduce momentul de inerție \mathbf{J} în raport cu axa de rotație Δ , mărime care comasează efectele inerțiale ale masei punctului respectiv și ale poziției acestuia în raport cu axa de rotație:

$$\mathbf{J}_{\Delta} = \int_m \mathbf{r}^2 d\mathbf{m} = \int_v \rho \mathbf{r}^2 d\mathbf{v} \quad (1.3)$$

\mathbf{r} reprezentînd distanța față de axa de rotație a elementelor diferențiale $d\mathbf{m}$ de masă, respectiv $d\mathbf{v}$ de volum ale corpului, și ρ fiind densitatea acestuia. Integralele anterioare trebuie calculate în limitele întregii mase \mathbf{m} , respectiv a întregului volum \mathbf{V} al corpului considerat.

Uzual momentul de inerție \mathbf{J} al unui solid se exprimă sub forma produsului dintre masa \mathbf{m} a corpului și patratul unei raze echivalente $\mathbf{R} = \mathbf{D}/2$, numită raza de inerție a corpului față de axa de rotație Δ :

$$\mathbf{J}_{\Delta} = \mathbf{mR}^2 = \mathbf{m} \frac{\mathbf{D}^2}{4} \quad (1.4)$$

În același mod, mărimea de tip forță din legea lui Newton este înlocuită de cuplul forței tangente:

$$\mathbf{M}_i = \mathbf{r}_i \mathbf{F}_{ti} = \mathbf{r}_i m_i \mathbf{r}_i \frac{d\omega}{dt} \quad (1.5)$$

Folosind mărimile introduse, legea lui Newton pentru mișcarea de rotație a rigidului în jurul unei axe centrale se scrie:

$$\mathbf{M} = \sum_i \mathbf{M}_i = \mathbf{J}_{\Delta} \frac{d\omega}{dt} \quad (1.6)$$

unde ω - viteza unghiulară a rigidului în raport cu axa de rotație, iar \mathbf{M} - cuplul rezultat exercitat asupra corpului.

Revenind la caracterul central al forțelor care se exercită, trebuie precizat că momentul de inerție \mathbf{J} , deși poate fi analitic calculat indiferent de starea de mișcare a rigidului

respectiv, nu produce efecte în lipsa mișcării de rotație, motiv pentru care nu poate fi una din mărimile fundamentale care caracterizează în ansamblu un solid. *Ca urmare, d.p.d.v. al efectelor decelabile experimental, momentul de inerție reprezintă o măsură a inerției unui corp doar în cazul mișcării de rotație.*

Cf. ecuației (1.6), suma algebrică a cuplurilor care acționează asupra unui corp aflat în mișcare de rotație în jurul unei axe, este proporțional cu accelerația unghiulară imprimată corpului, constanta de proporționalitate fiind momentul de inerție al corpului raportat la axa de rotație. Un cuplu oarecare \mathbf{M}_i este considerat pozitiv dacă sensul său coincide cu sensul considerat pozitiv al vitezei unghiulare ω . Trebuie subliniat că ecuația (1.6) este valabilă numai pentru mișcările de rotație în jurul axelor în raport cu care momentul \mathbf{J} de inerție al corpului este *constant*, ipoteză care se consideră îndeplinită în toate cele ce urmează.

1.2. Cupluri exercitate asupra rotorului mașinii de inducție.

Mișcarea rotoarelor mașinilor de inducție se supune legilor mișcării enunțate anterior. În acest caz se pot face precizări asupra naturii cuplurilor care se manifesta asupra rotorului și intervin în ecuația (1.6) a mișcării.

Ansamblul de curenți care străbat înfășurările statorice creează în mașină un *cîmp magnetic învîrtitor inductor*, care se rotește pe periferia mașinii cu o turație fixă determinată de numărul de poli și frecvența rețelei de alimentare (turația sincronă). Acest cîmp, funcție de viteza rotorului, produce în înfășurările rotorice un sistem de curenți care generează în mașină un *cîmp magnetic învîrtitor indus*. Aceste cîmpuri se suprapun vectorial, în mod real în mașină detectîndu-se un *cîmp magnetic învîrtitor rezultat*. Liniile de cîmp ale acestuia capătă configurații variate, funcție de porțiunea din mașină luată în considerare și de regimurile de lucru. În cazul în care rotorul are aceeași turație cu cea cîmpului învîrtitor statoric, înfășurarea rotorică nu sesizează local variații ale fluxului magnetic inductor, condiții în care, atît tensiunea electromotoare indusă în rotor cît și curentul rotoric capătă valori nule.

Repartiția liniilor de câmp devine simetrică în raport cu creștăturile rotorice, situație în care tensiunile superficiale de tip Maxwell calculate pe laturile creștăturii au valori egale, anulându-se reciproc (fig. nr. 1). Acesta este mersul în gol ideal, în care cuplul electromagnetic motor exercitat asupra rotorului este nul. Este însă evident că în lipsa cuplului electromagnetic motor, mașina poate rămâne la sincronism doar dacă suma cuplurilor de frînare exercitate asupra rotorului este nulă, situație de asemenea ideală.

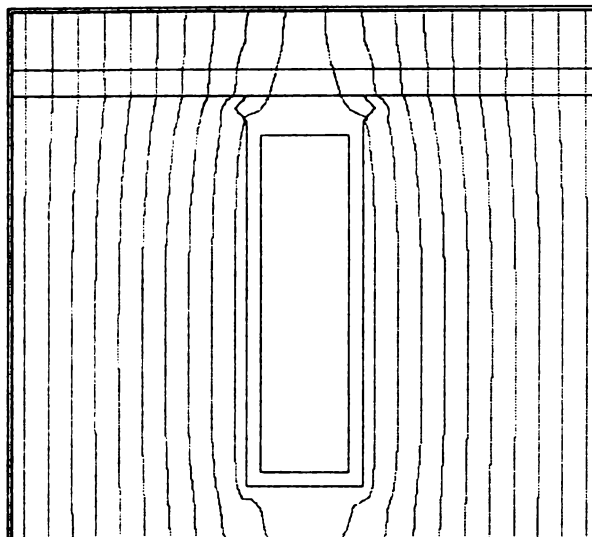


Fig. 1. Distribuția câmpului în jurul creștăturii rotorice la mers în gol ideal.

În funcționarea reală, chiar în gol, asupra rotorului acționează cel puțin cupluri de frînare de tip mecanic (frecarea din lagăre, frecările aerodinamice din circuitul de răcire, pierderile în CU și FE rotorice, etc.). Din acest motiv, rotorul iese din sincronism, rămânând în urma câmpului învârtitor statoric. La naștere astfel astfel o t.e.m. rotorică indusă, care creează un sistem de curenți rotorici induși, a cărui câmp electromagnetic învârtitor indus capătă valori nenule, suprapunându-se vectorial peste câmpul inductor.

Apariția unui curent prin barele rotorice creează deci o structură de câmp nesimetrică în raport cu axa creștăturii (fig. nr. 2), care dezechilibrează tensiunile magnetice de tip Maxwell pe laturile acesteia. Acest fenomen se traduce prin apariția unui cuplu electromagnetic *motor* care acționează asupra laturilor creștăturilor, având același sens cu sensul de învârtire al câmpului stator. Suma acestor cupluri în lungul periferiei rotorice compensează cuplurile mecanice de frînare, astfel încât rotorul se stabilizează la o viteză constantă, mai mică decât cea sincronă.

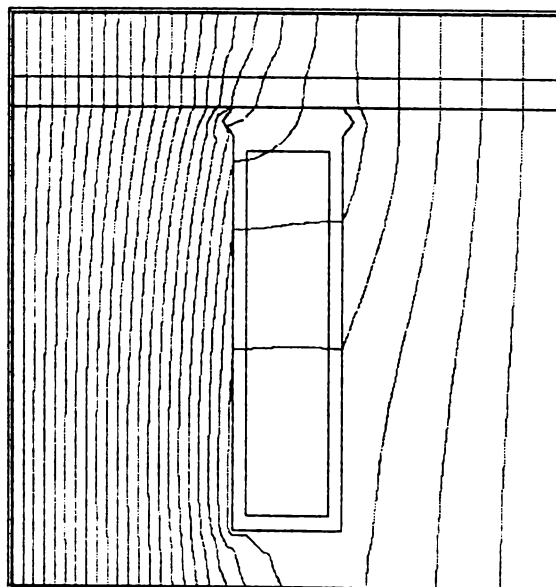


Fig. 2. Distribuția câmpului în jurul creștăturii rotorice la mers în sarcină.

Practic, pînă la $2/3$ din s_k , alunecarea s capătă o valoare direct proporțională cu *cuplul rezistent (de sarcină)* solicitat de mașina de lucru.

Se manifestă deasemenea *cupluri de frecări mecanice* dezvoltate în toate elementele mecanice de susținere sau ventilație din motor, transmisii sau mașina de lucru. Pentru a putea efectua un calcul real, în cazul existenței angrenajelor cu raport de transmisie neunitar, atît cuplurile rezistente și de frecări, cît și momentele de inerție ale mașinii de lucru se reduc la arborele motor după reguli cunoscute. *Cuplurile de pierderi* sunt cupluri echivalente cu pierderile de energie activă în fierul și cuprul mașinii, care diminuează corespunzător valoarea cuplului electromagnetic motor real. Pe lîngă toate cele menționate, se pot decela și *cupluri parazite*, determinate de neuniformități geometrice sau de material, nesimetria sistemului trifazat de tensiuni la care este conectată mașina, regimuri tranzitorii, s.a.

Comportarea dinamică a mașinii este o rezultată a acțiunii cuplurilor menționate mai sus. Atît regimurile tranzitorii cît și cele permanente se supun ecuației (1.10) fundamentale a mișcării, fapt care va fi exploatat în cuprinsul lucrării.

1.3. Determinarea momentului de inerție al rotoarelor mașinilor de inducție.

Avînd în vedere că inerția rotorului este caracterizată de momentul de inerție axial J , cunoașterea acestuia (în condițiile în care este considerat constant) oferă posibilitatea de a putea calcula și/sau controla viteza de rotație, indiferent de sarcină, prin dezvoltarea unui cuplu electromagnetic dorit (cazul acționărilor cu invertoare de c.a.). În cazul motoarelor cuplate direct la rețea, cunoașterea momentului de inerție al motorului și sarcinii poate oferi o imagine bună asupra variației vitezei (estimări ale timpilor de pornire/oprire, etc.), în condițiile în care se cunoaște cuplul dezvoltat de mașină. Deasemenea, procesele tranzitorii în acționările de c.a. nu pot fi stăpînite în lipsa cunoașterii valorii momentului de inerție.

Momentul de inerție J la rotoarele mașinilor de inducție se poate determina prin:

- a). aproximare
- b). calcul analitic
- c). identificare experimentală

Fiecare din aceste metode va fi prezentată teoretic și experimental în continuare. Va fi realizată deasemenea și o analiză comparativă a erorilor de metodă, precum și a avantajelor și dificultăților specifice fiecărei metode prezentate.

1.3.1. Determinarea prin metode aproximative a momentului de inerție.

Deseori în practică este strict necesară cunoașterea - cel puțin aproximativă - a momentului de inerție al mașinii (dimensionarea unor acționări, estimarea timpilor de pornire / oprire, etc). Dependența momentului de inerție de anumiți parametri ai mașinii se poate face pornind de la expresia forței electromagnetice tangențiale rotorice, care poate fi exprimată funcție de densitatea liniară de curent pe periferia rotorică -

$$\mathbf{A} = \frac{\mathbf{Nm}}{p\tau_p} \mathbf{I}, \text{ de suprafața activă a rotorului înspre întrefier - } S, \text{ și de inducția magnetică}$$

din întrefier - \mathbf{B}_δ , după cum urmează:

$$\mathbf{F} = \sigma_s S = \frac{1}{\sqrt{2}} k_q \mathbf{A} \mathbf{B}_\delta S, \quad (1.7)$$

unde k_q este factorul de zonă al înfășurării m - fazate, condiții în care cuplul dezvoltat în mașină capătă forma:

$$\mathbf{M} = \mathbf{F} \frac{\mathbf{D}}{2} = \sigma_s S \frac{\mathbf{D}}{2} = \frac{\sigma_s}{2} \mathbf{D} \pi \mathbf{D} l_i = \frac{\sigma_s}{2} \mathbf{D}^2 \pi \lambda \frac{\pi \mathbf{D}}{2p} = \pi^3 \mathbf{D}^3 \frac{\sigma_s \lambda}{4\pi p} \quad (1.8)$$

unde $\lambda = l_i / \tau_p$ este factorul de acoperire polară.

Din motive legate de supraîncălzire, efortul tangențial mediu σ_s nu poate depăși o anumită limită, depinzînd de tipul și dimensiunile mașinii [23]. Uzual,

$\sigma_s \in (5 - 40) * 10^3$ [N/m²], fiind proporțional cu mărimea mașinii. Iată deci că diametrul **D** al mașinii capătă o valoare proporțională cu rădăcina cubică a cuplului:

$$\mathbf{D} = \mathbf{k}_1 \sqrt[3]{\mathbf{M}}, \text{ unde } \mathbf{k}_1 = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{4\pi\mathbf{p}}{\sigma_s\lambda}} \quad (1.9)$$

În altă ordine de idei, considerînd că rotorul poate fi echivalat cu un cilindru omogen cu greutatea specifică γ , momentul său de inerție poate fi exprimat în forma:

$$\mathbf{J} = \int_0^m \mathbf{r}^2 \mathbf{d}m \quad (1.10)$$

Apelîndu-se la schimbarea de variabilă $\mathbf{d}m = 2\pi r l \gamma \mathbf{d}r$, momentul de inerție devine:

$$\mathbf{J} = \frac{2\pi l \gamma}{g} \int_0^r \mathbf{r}^3 \mathbf{d}r = \frac{\pi \gamma l}{32g} \mathbf{D}^4 = \frac{\pi \gamma}{32g} \mathbf{D}^4 \lambda \tau_p = \mathbf{k}_2 \mathbf{D}^5, \text{ unde } \mathbf{k}_2 = \frac{\pi^2 \gamma \lambda}{64g} \quad (1.11)$$

Coroborînd această relație cu dependența cuplului de diametru, obținem:

$$\mathbf{J} = \mathbf{k}_1^5 \mathbf{k}_2 \mathbf{M}^{5/3} = \mathbf{k} \mathbf{M}^{1.66} \quad (1.12)$$

Avînd însă în vedere că coeficientul de proporționalitate **k** înglobează un număr apreciabil de termeni, cu valori care diferă de la o mașină la alta funcție de tip, gabarit și turație, momentul de inerție astfel obținut are un caracter strict orientativ. Această formulă se utilizează în special pentru compararea mașinilor din cadrul unei anume serii de mașini. Dacă se cunoaște valoarea momentului de inerție \mathbf{J}_1 al unei mașini electrice, se poate calcula momentul de inerție \mathbf{J}_2 al unei mașini din cadrul aceleiași serii, de același tip constructiv, viteză și gabarit:

$$\frac{\mathbf{J}_1}{\mathbf{J}_2} = \left(\frac{\mathbf{M}_{N1}}{\mathbf{M}_{N2}} \right)^a \quad (1.13)$$

unde \mathbf{M}_N este cuplul nominal și $\mathbf{a} = 1.66$

În practică însă, cu referire la diverși producători și tipuri de mașini asincrone, exponentul $\mathbf{a} \in (1 - 1.66)$. Ilustrăm în tabelul nr. 1, pentru mașini în construcție închisă, autoventilate din exterior, diferiți coeficienți exponențiali care caracterizează familiile de mașini închise, cu autoventilație exterioară și carcasă din fontă [26, 27, 28, 56].

Producător	Tip mașină	Familie	Gabarit	Gamă putere	Poli	Coef. a
			mm	kW	2p	
ABB	IP 55, IC 411	M2BA	160-400	11-710	4	1.03
		(400 V)	160-400	7.5-500	6	0.86
			160-400	4-355	8	0.9
FLENDER	IP 55, IC 411	A, G, M	160-315	11-160	4	1.43
		(400 V)	160-315	7.5-160	6	1.06
			160-355	4-160	8	1.44
SIEMENS	IP 55, IC 411	1 LA	160-315	11-160	4	1.32
		(400 V)	160-315	11-160	6	1.14
			180-355	11-160	8	1.00
ELECTROMOTOR	IP 55, IC 411	AT	160-250	11-55	4	1.38
		(400 V)	160-250	7.5-37	6	0.97
			160-250	4-30	8	0.84
ABB	IP 55, IC 411	HXR	400-560	355-2000	4	1.93
		(400-690 V)	400-560	355-2000	6	1.73
			400-560	224-1800	8	1.53
			400-560	160-1400	10	1.38
			400-560	140-1120	12	1.28
SIEMENS	IP 55, IC 411	1 LA	315-450	200-1000	4	1.53
		(400-690 V)	315-450	200-800	6	1.40
			315-450	200-630	8	1.41

Tabelul 1. Valorile coeficientului exponențial a din expresia (1.13)

De remarcat este faptul că toate aceste mașini (inclusiv familia HXR produsă de ABB, cu mașini pînă de 2000 kW în gabarit 560 mm) nu posedă canale de răcire axial-radiale, fiind mașini închise, răcite prin carcasa de fontă. Tendința de a dezvolta mașini de acest tip la puteri mari este asociată cu simplificări constructive și reducerea costurilor.

Un alt mod de determinare aproximativă a momentului de inerție al unei mașini este utilizarea unor expresii de calcul furnizate de fabricile constructoare sub forma unor

formule empirice sau diagrame grafice, în care intervin date de catalog sau mărimi înscrise pe plăcuța mașinii.

Expresia (1.13), împreună cu datele statistice prezentate, evidențiază faptul că momentul de inerție crește mai rapid decât cuplul nominal al motorului, pentru o anumită serie de mașini. Avînd în vedere deasemenea că raportul I_i / D nu rămîne constant (ci doar $\lambda = I_i / \tau_p$), mașinile cu un număr de poli mărit devin mai scurte. Din aceste motive, fabricile producătoare preferă să exprime momentul de inerție J funcție de puterea și turația nominală, și nu funcție de cuplul nominal al mașinii.

Firma SIEMENS recomandă [28] pentru motoare asincrone închise cu răcire IC 411, în domeniul $P_n = 200 \dots 1000$ kW, $U_n = 400-690$ V și $750 < n_N < 1500$ rpm, relația:

$$J = 89.89 \frac{P_n^{1.42}}{n_n^{1.48}}, \quad \text{sau} \quad J = 58.85 \left(\frac{P_n}{n_n} \right)^{1.44} \quad [\text{kgm}^2] \quad (1.14)$$

Se poate obține astfel o estimare a momentului de inerție cu o precizie de 5%. Figura nr. 3 prezintă diferențele între valorile momentului de inerție calculat prin formula (1.14) și valorile reale luate din catalogul de motoare standard produse de SIEMENS AG.

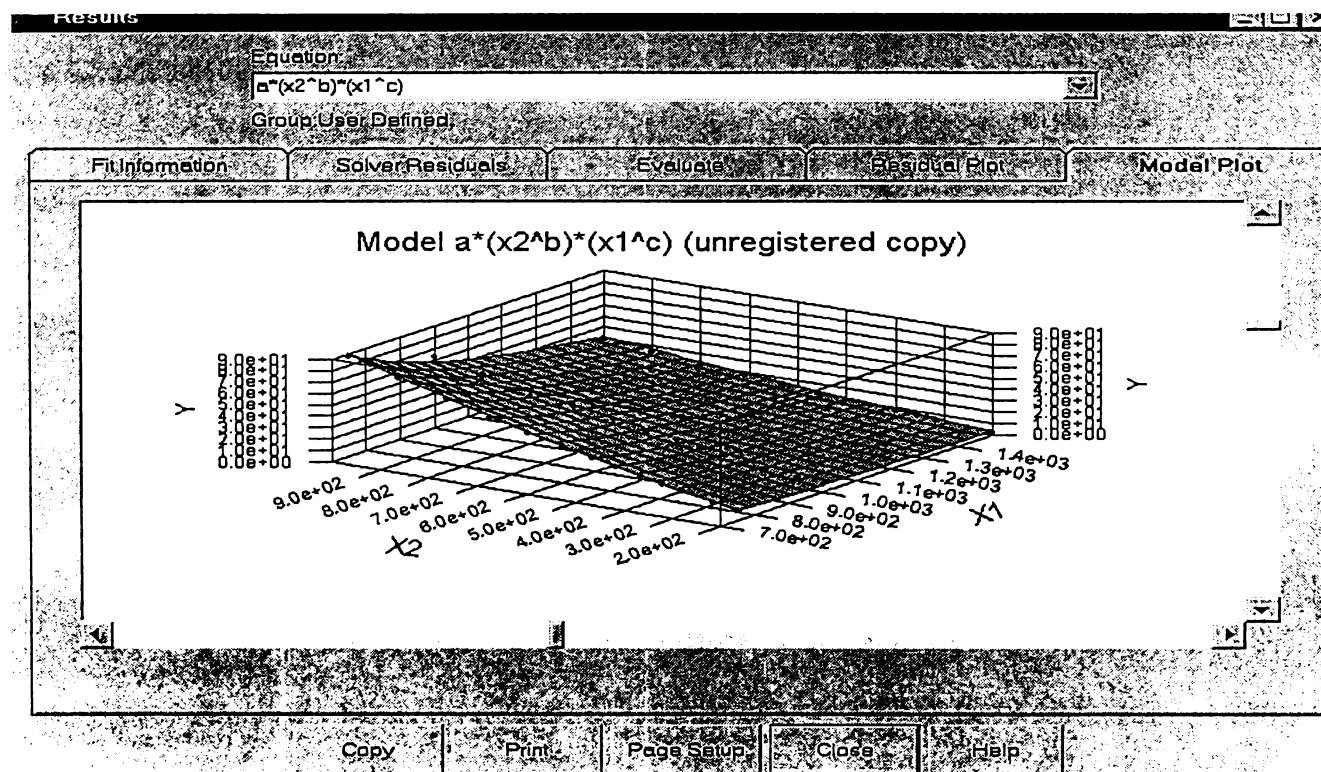


Fig. 3. Momentul de inerție calculat cu (1.14) - hașurat, și date de catalog (•) - SIEMENS

Firma ABB Industry Oy [26] furnizează pentru mașinile închise cu răcire exterioară (IP 55, IC 411) de tip HXR, următoarea formulă semi-empirică:

$$J = 0.2 \frac{P_n^{1.66}}{n_n^{0.85}}, \quad [\text{kgm}^2] \quad (1.15)$$

Figura anterioară cuprinde o reprezentare grafică a diferențelor între momentul de inerție obținut cu ajutorul expresiei (1.15) - suprafața hașurată, și momentele de inerție furnizate în catalogul de produse ABB Industry Oy.

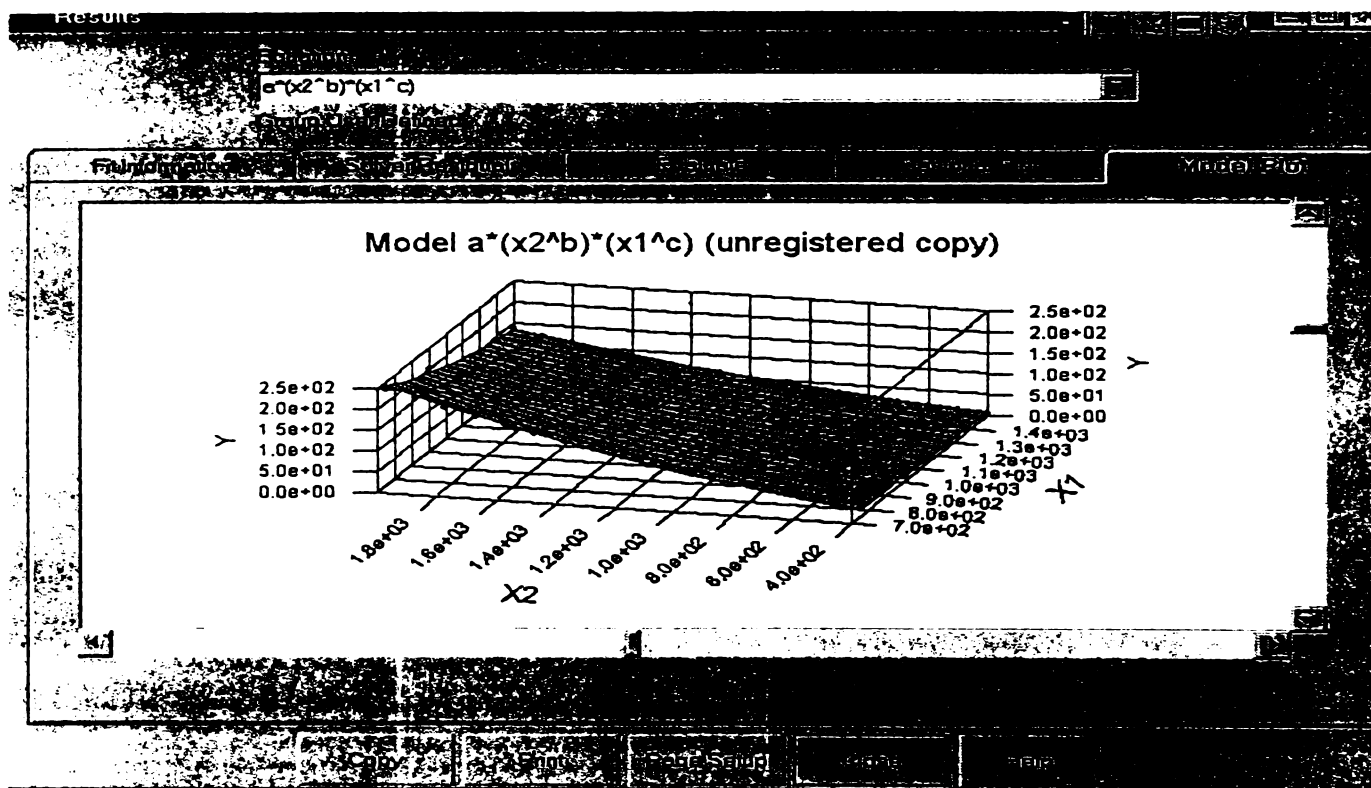


Fig. 4. Momentul de inerție calculat cu (1.14) - hașurat, și date de catalog (•) - ABB Industry Oy

Se observă că estimatoarele furnizate de constructori pentru calcularea aproximativă a momentului J de inerție este preponderent de forma:

$$Y = aX_1^c X_2^b \quad (1.16)$$

În cazul ABB Industry Oy, diferențele între valorile momentului de inerție calculate pe baza (1.15) și cele reale se înscriu în max. 10% din valoarea dată în catalog, pentru mașini la JT (400-690 Vac), între 400-2000 kW, 4-8 poli.

De remarcat că diversitatea variantelor constructive fac greu de precizat o expresie de tipul (1.14)-(1.16) pentru mașini de putere mai mică de 100 kW.

Literatura de specialitate [47] furnizează deasemenea și diagrame grafice ale momentului de inerție funcție de putere și număr de poli, care pot servi unor determinări orientative ale momentului de inerție pentru o mașină care se încadrează în clasa respectivă (fig. nr. 5, 6),

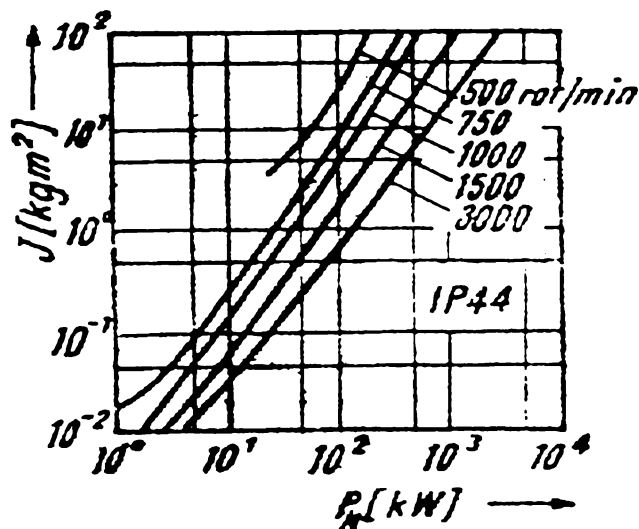
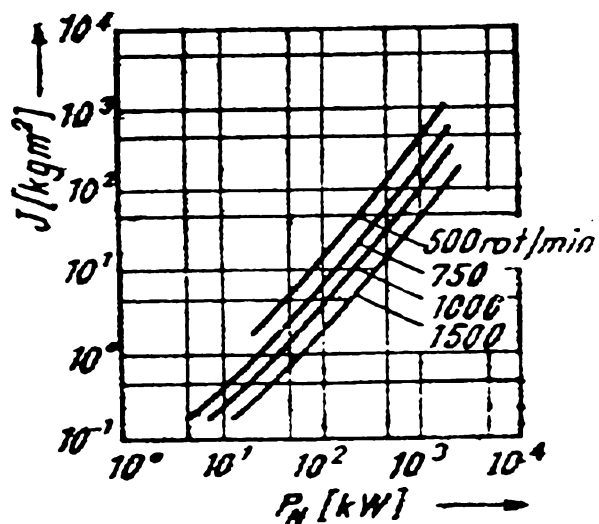


Fig. 5. Motoare cu rotor bobinat, IP 23 Fig. 6. Motoare în colivie, IP 44

sau diagrame ale unor coeficienți care se introduc în relații analitice asociate (fig. nr. 7),

momentul de inerție obținându-se din $J = K_s \frac{750}{2n_1} P_n$, unde P_n [kW] este puterea

nominală a mașinii, iar n_1 [rpm] este turația sincronă.

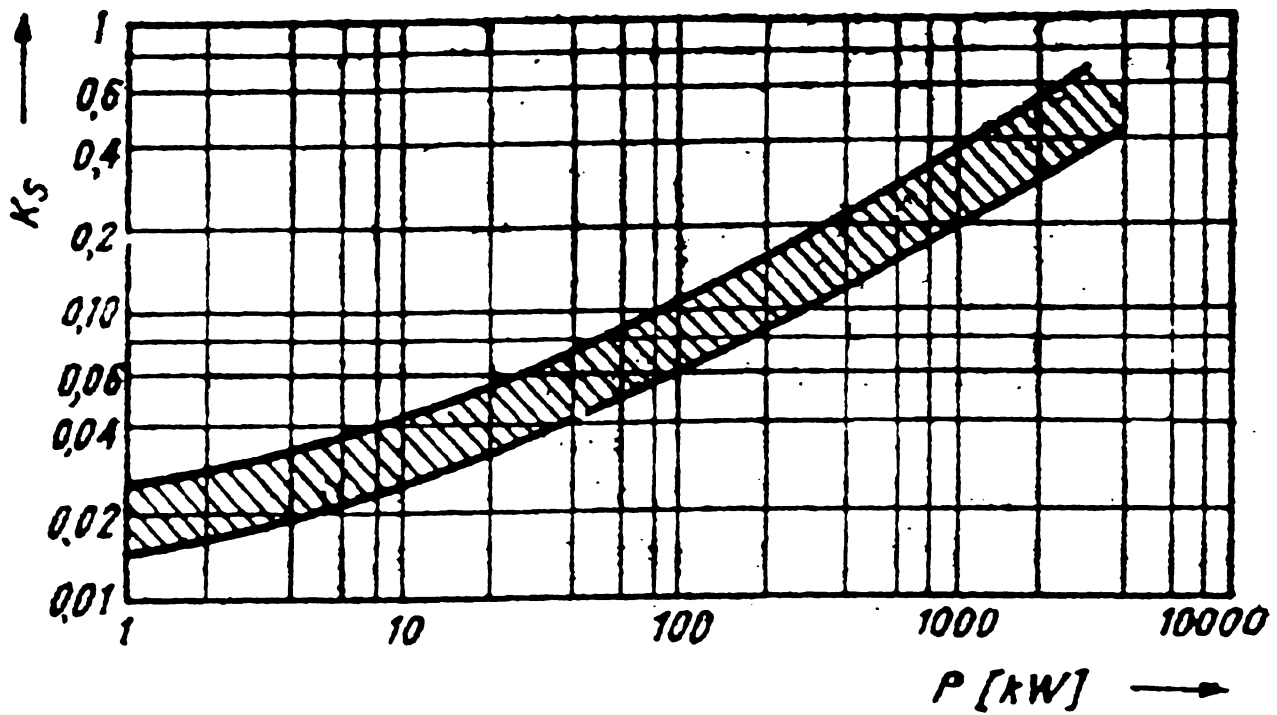


Fig. 7. Mașini în colivie (coeficient de proporționalitate pentru calculul J)

În context, credem că este utilă prezentarea comparativă a performanțelor unor familii similare de mașini electrice ale mai multor furnizori (fig. 8-23), datele fiind extrase din cataloagele de produse [26, 27, 28].

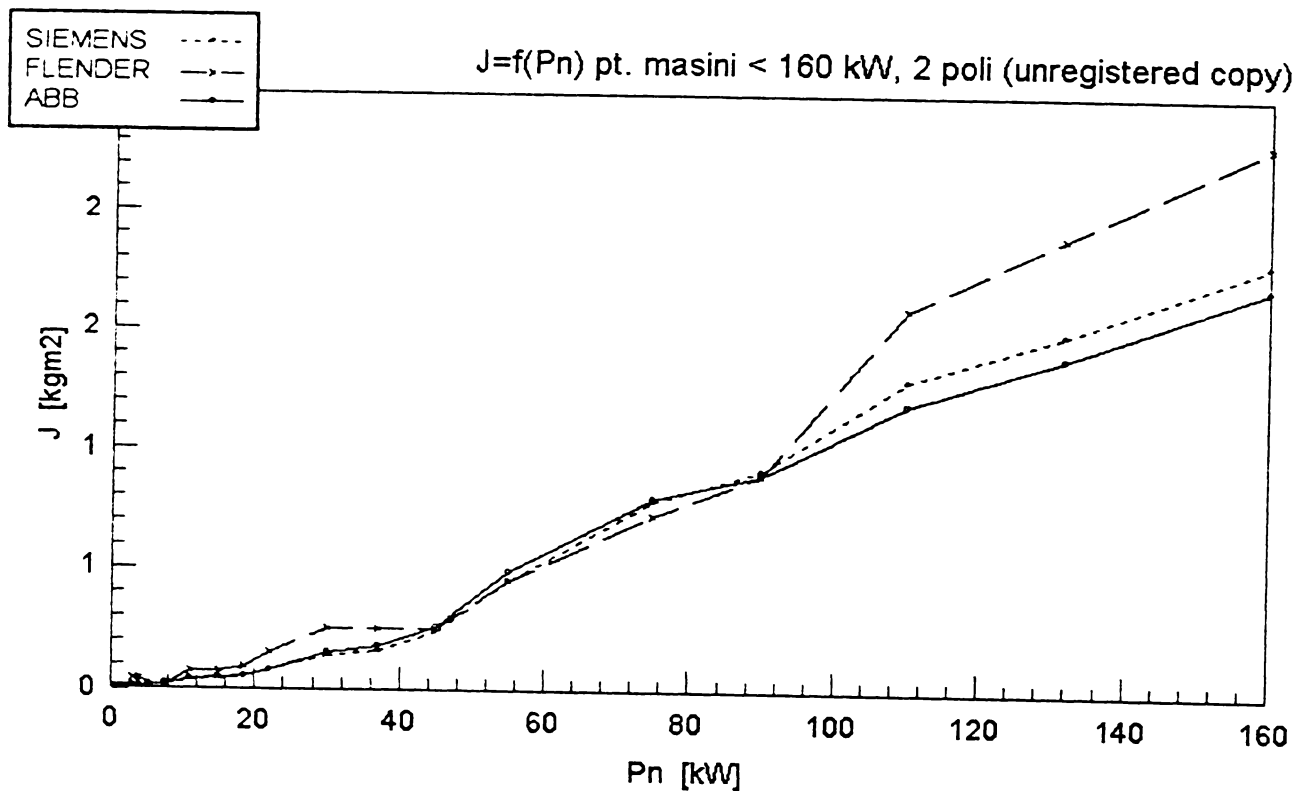


Fig. nr. 8.

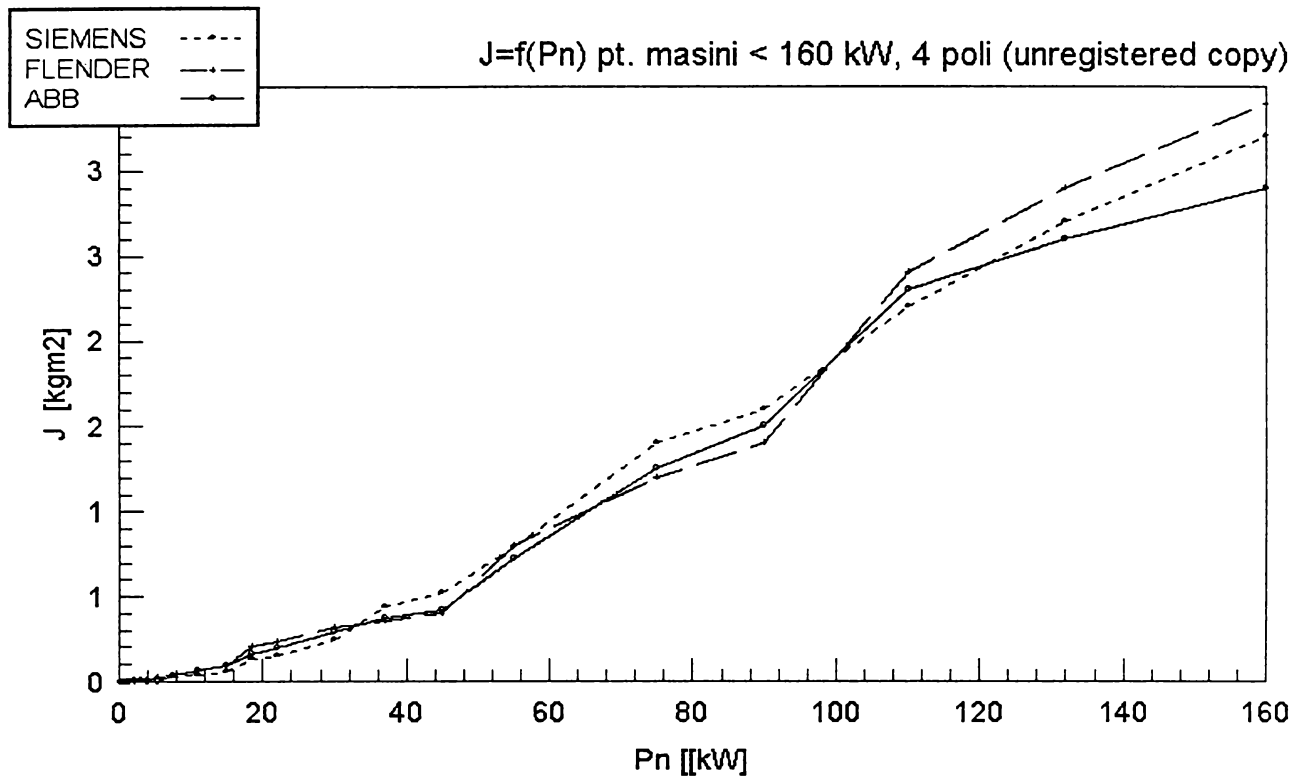


Fig. nr. 9.

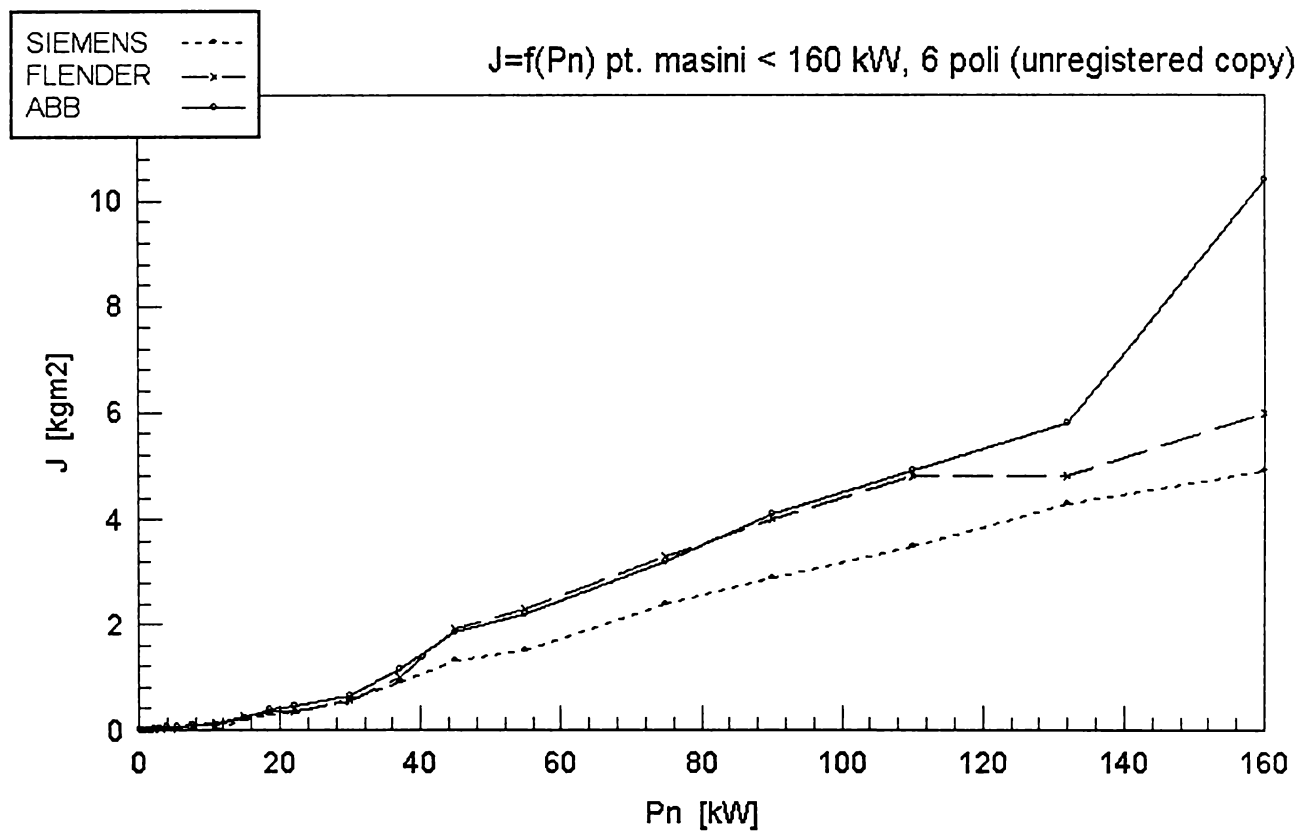


Fig. nr. 10.

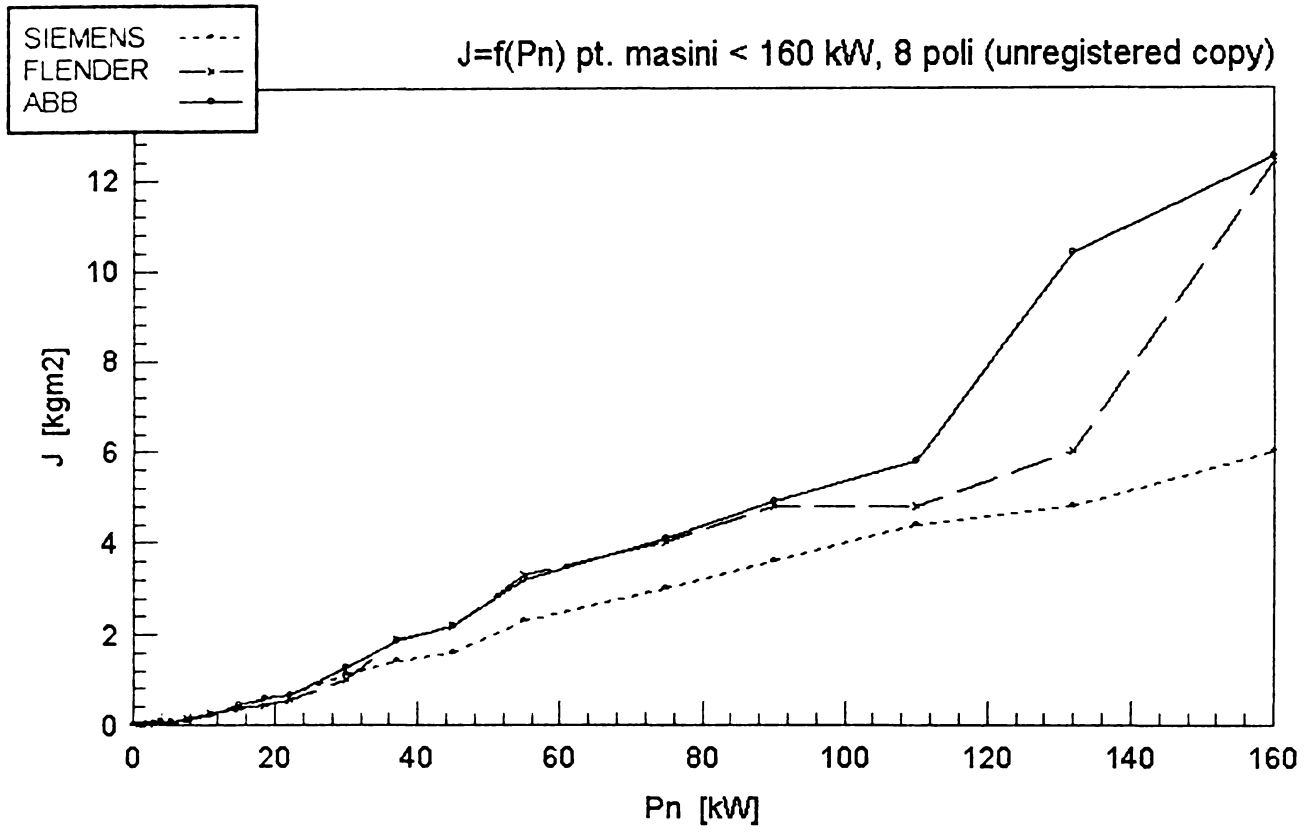


Fig. nr.11.

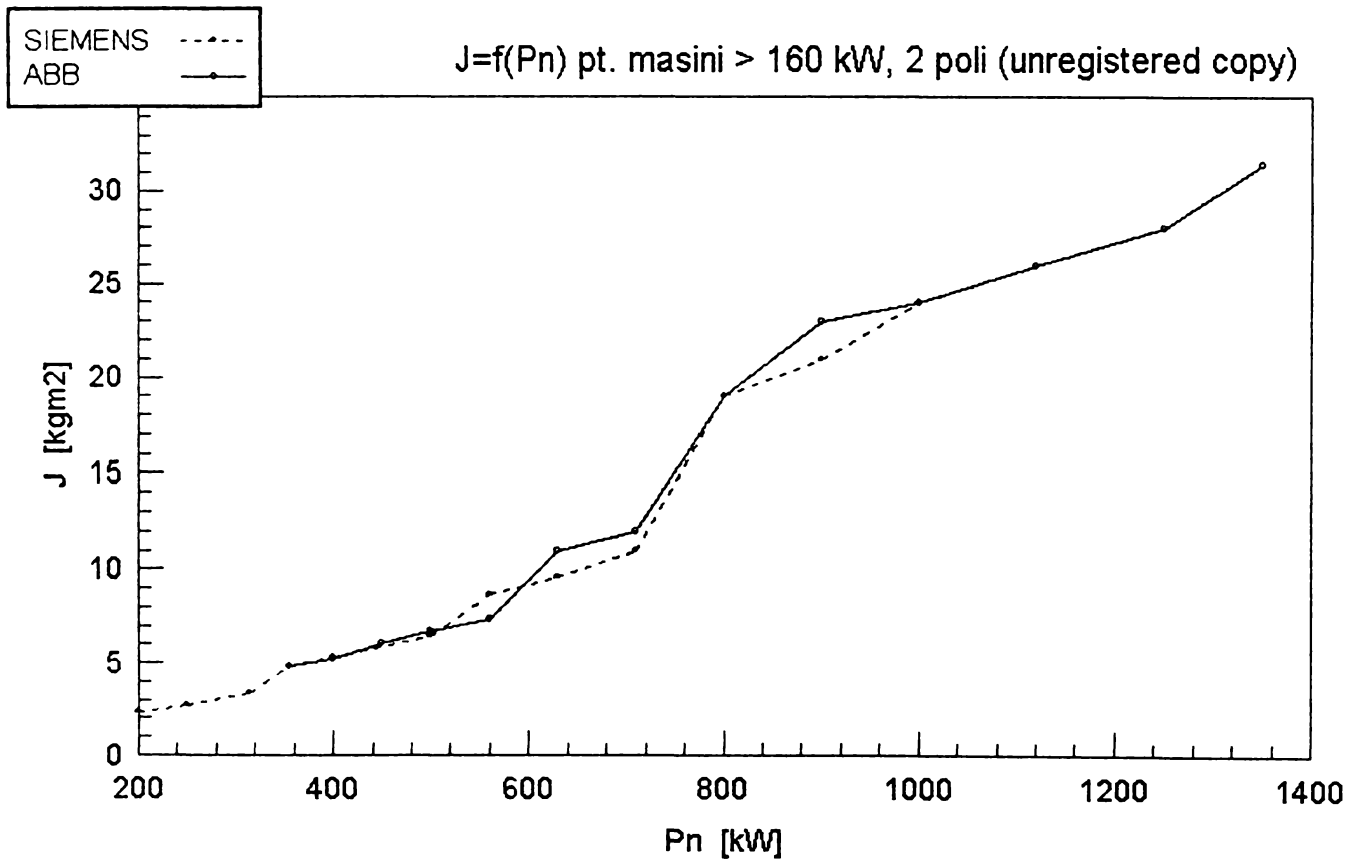


Fig. nr. 12.

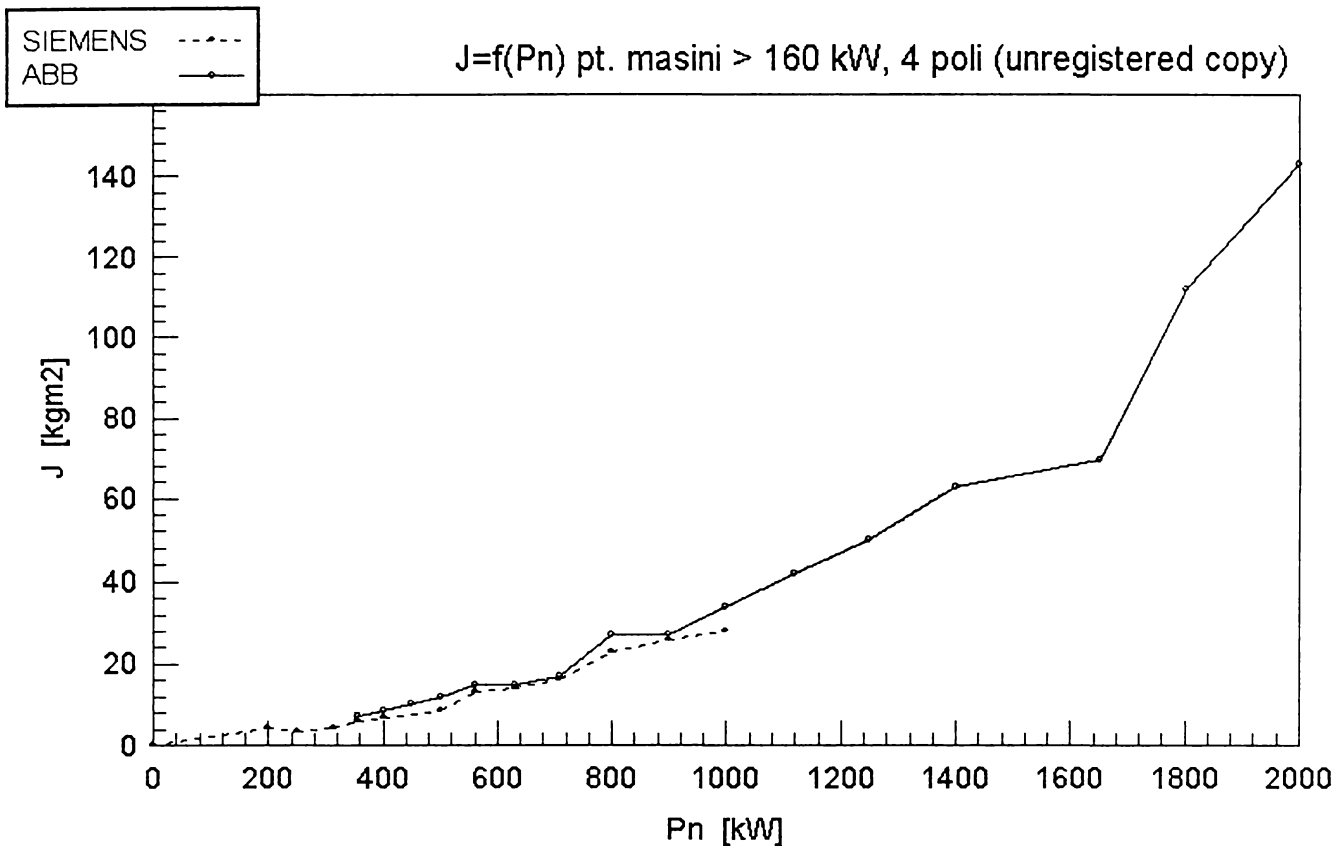


Fig. nr. 13.

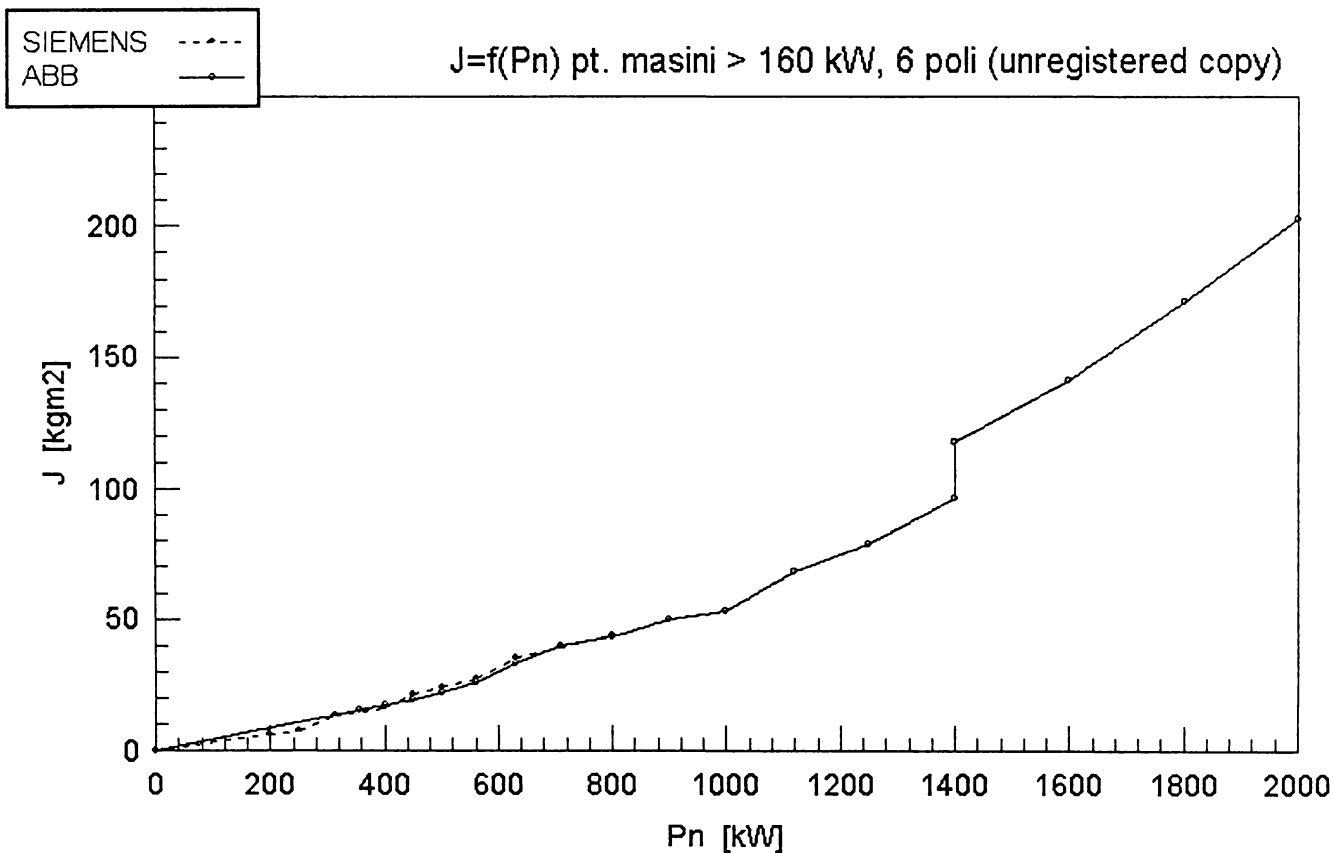


Fig. nr. 14.

029.011 / 269A

Universitatea Tehnică
București
Biblioteca Centrală

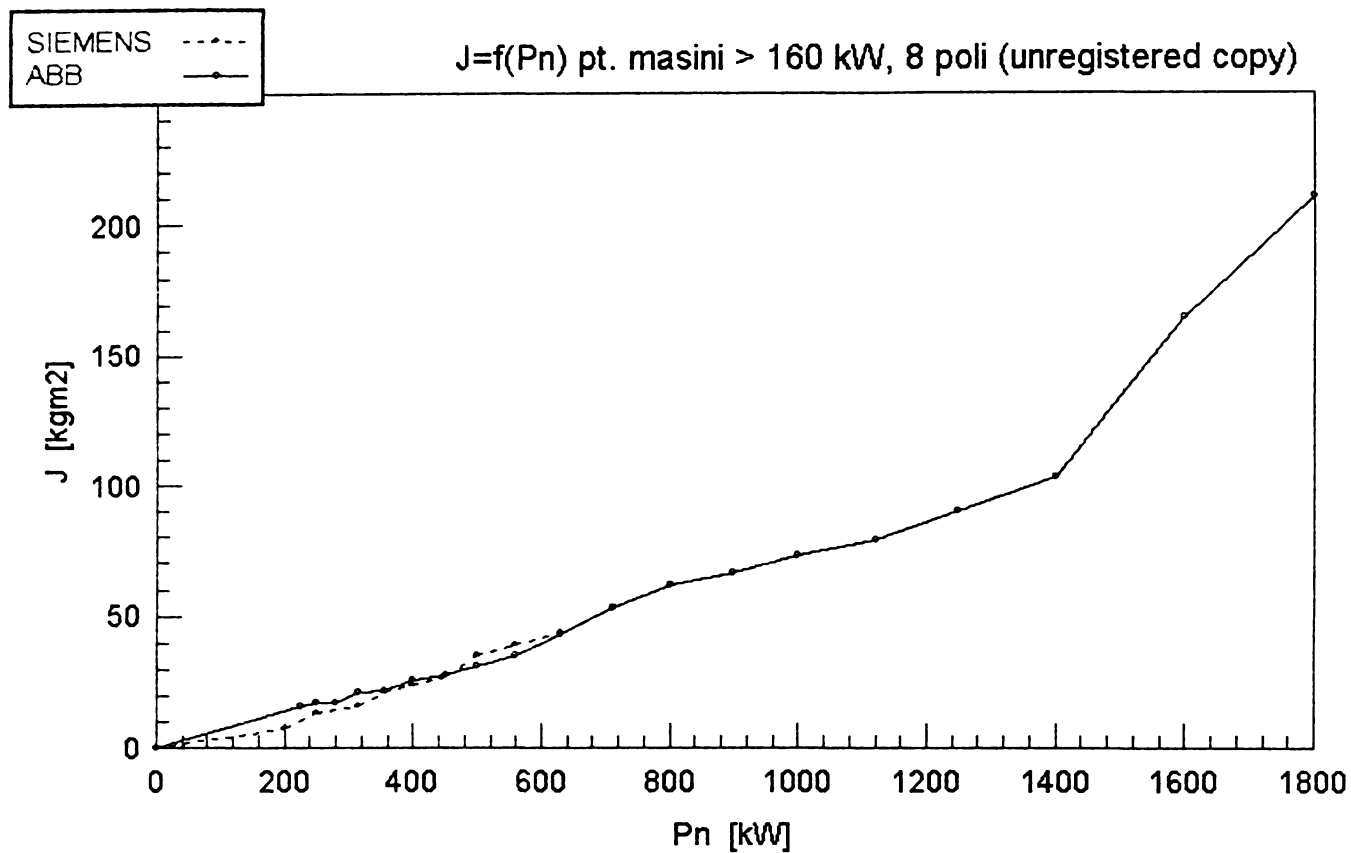


Fig. nr. 15.

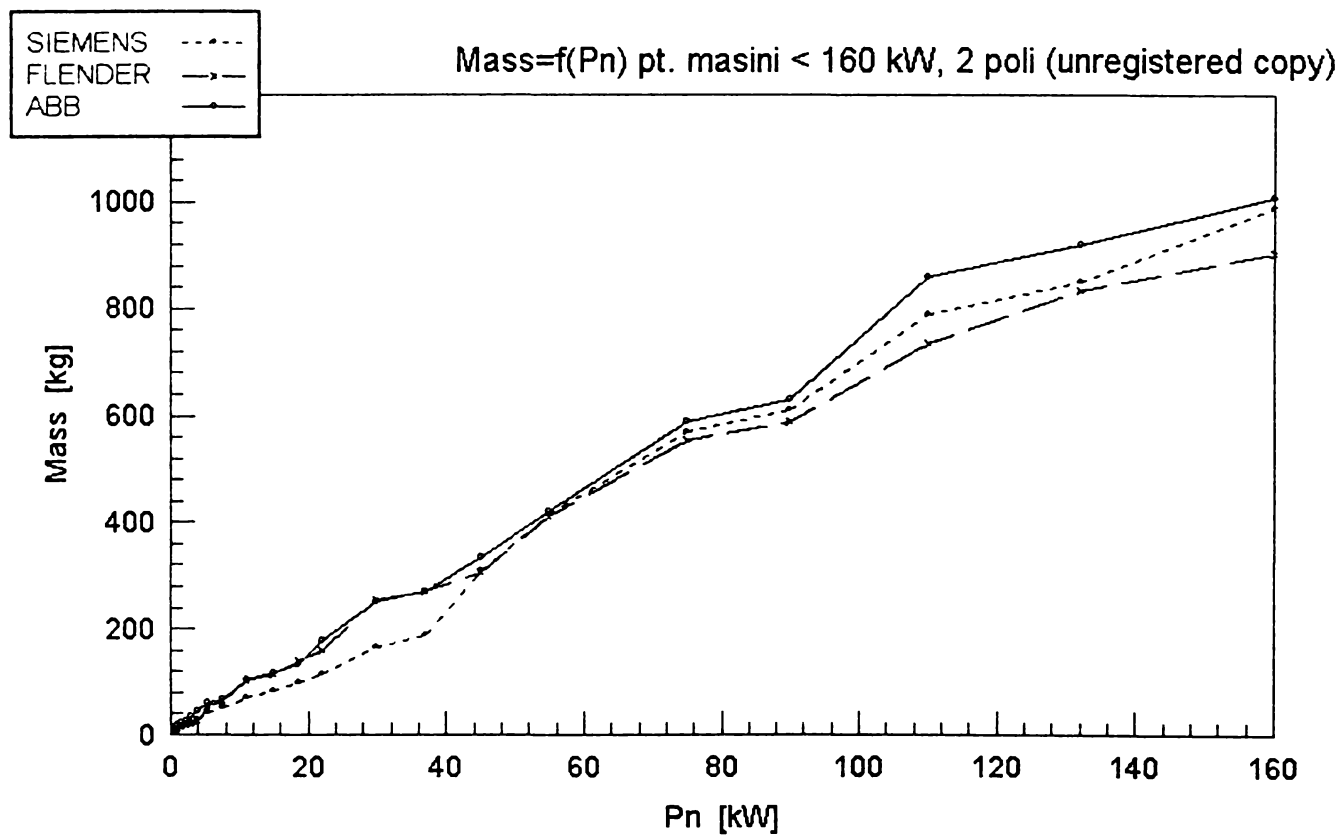


Fig. nr. 16.

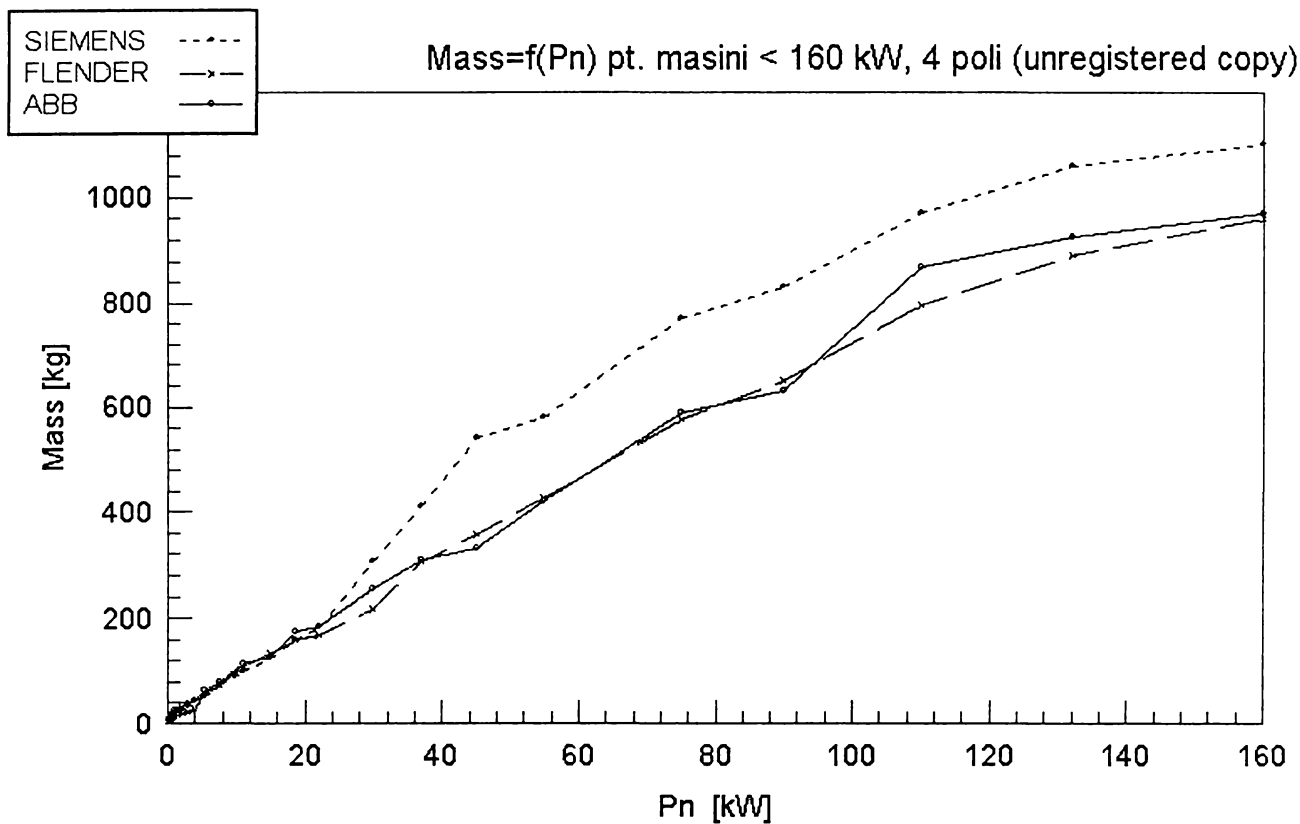


Fig. nr. 17.

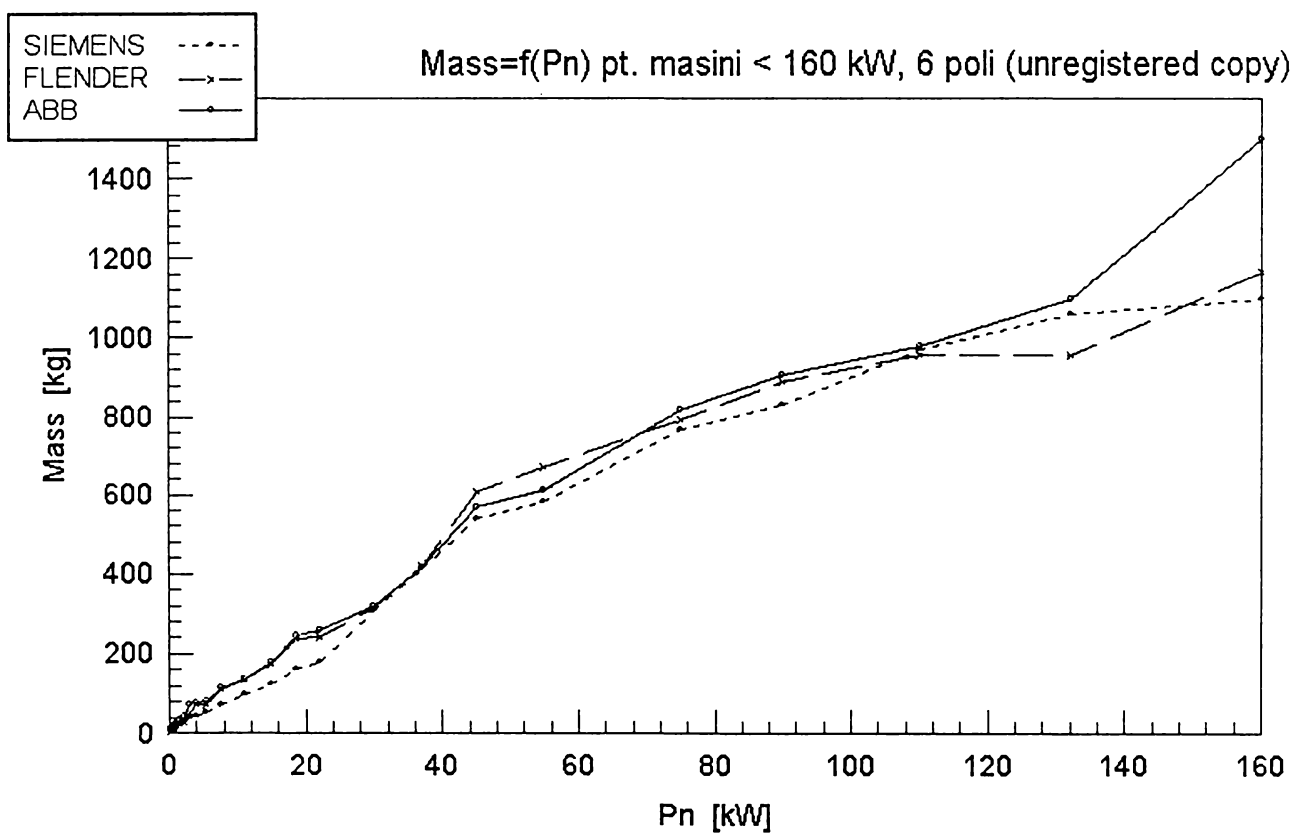


Fig. nr. 18.

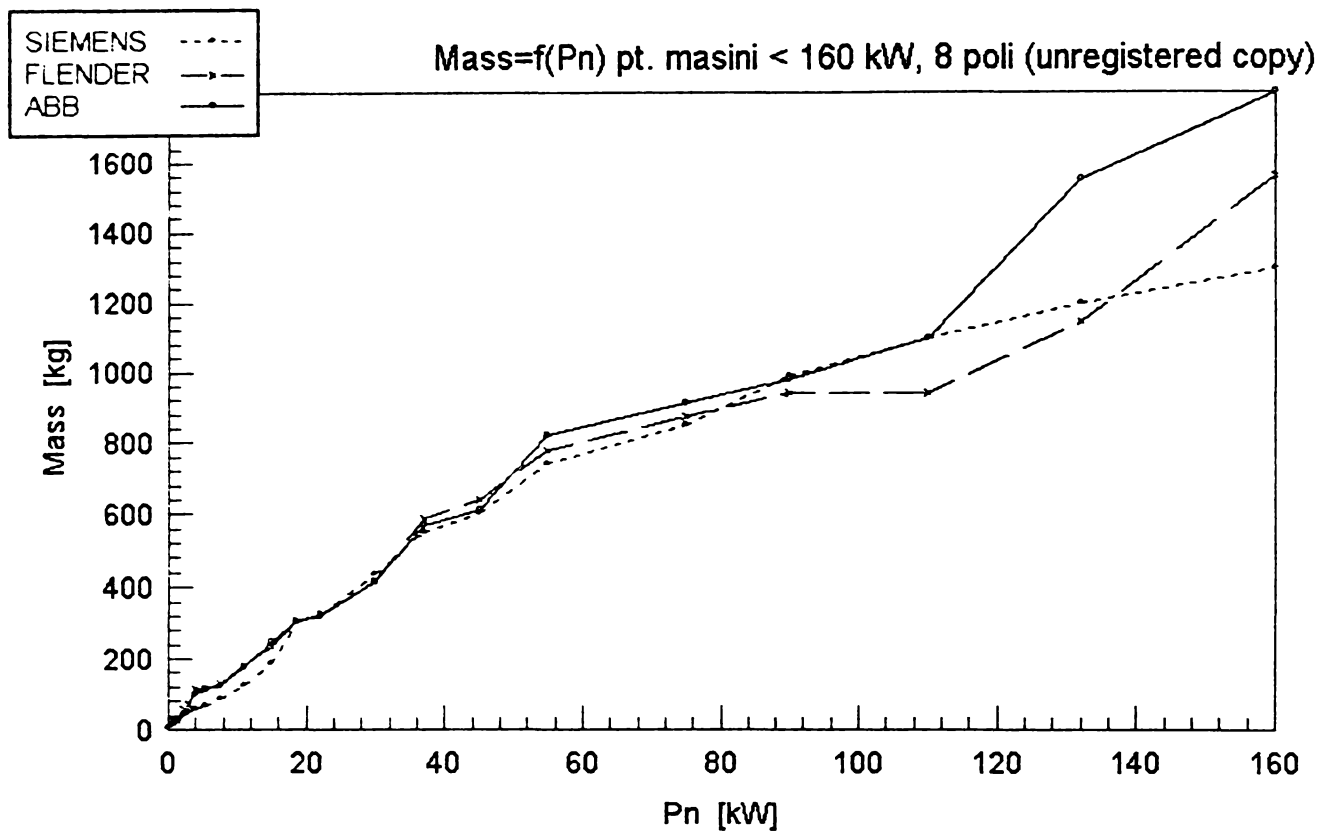


Fig. nr. 19.

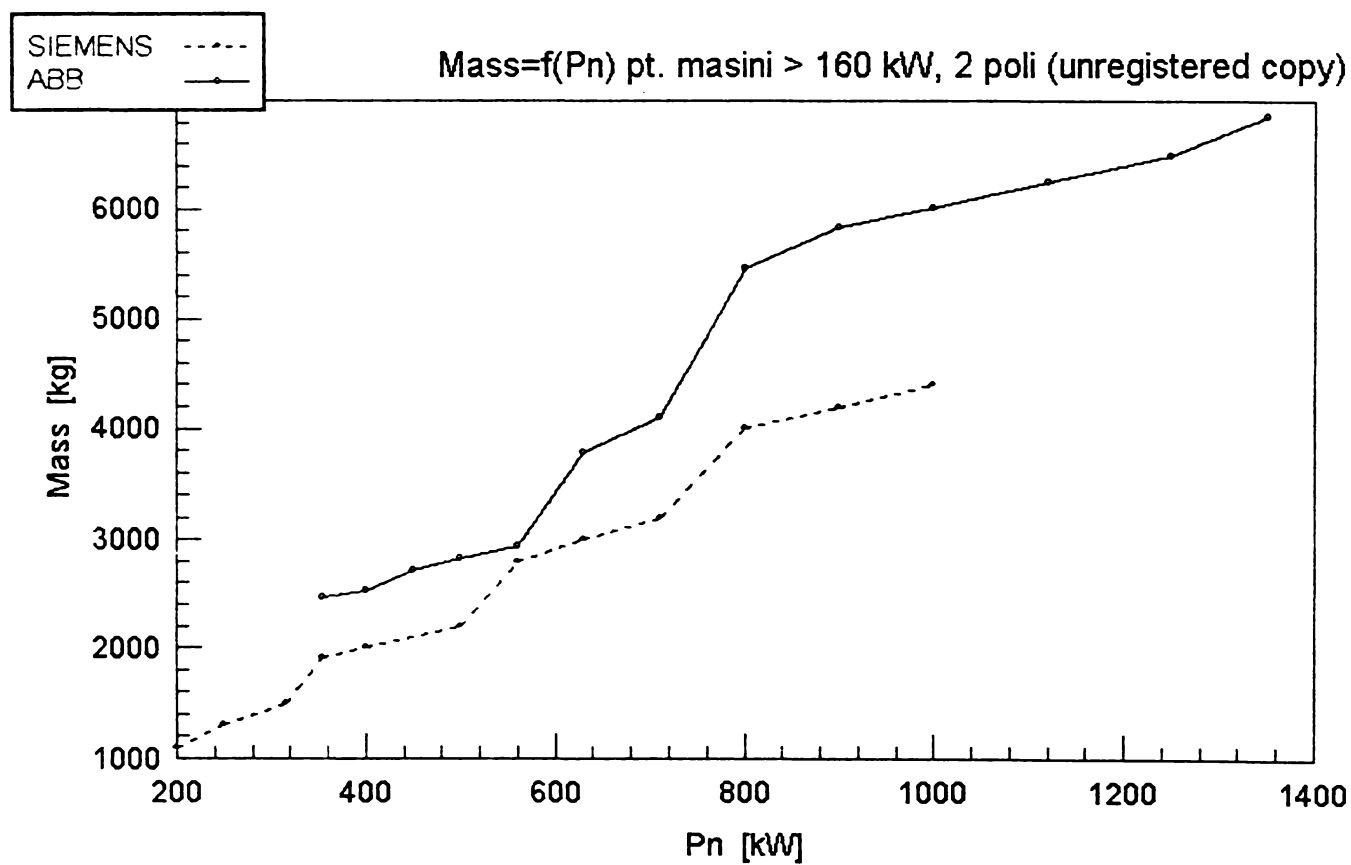


Fig. nr. 20.

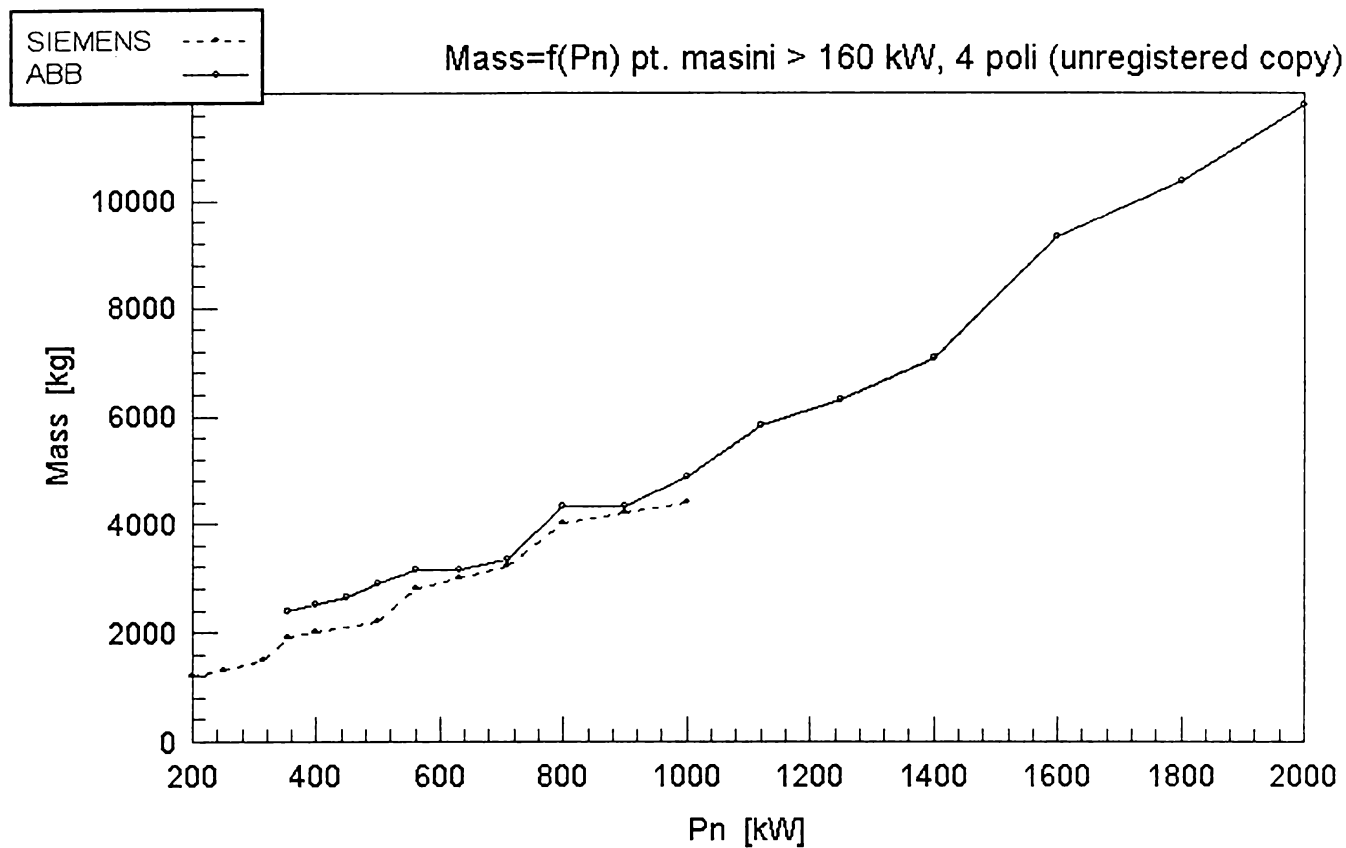


Fig. nr. 21.

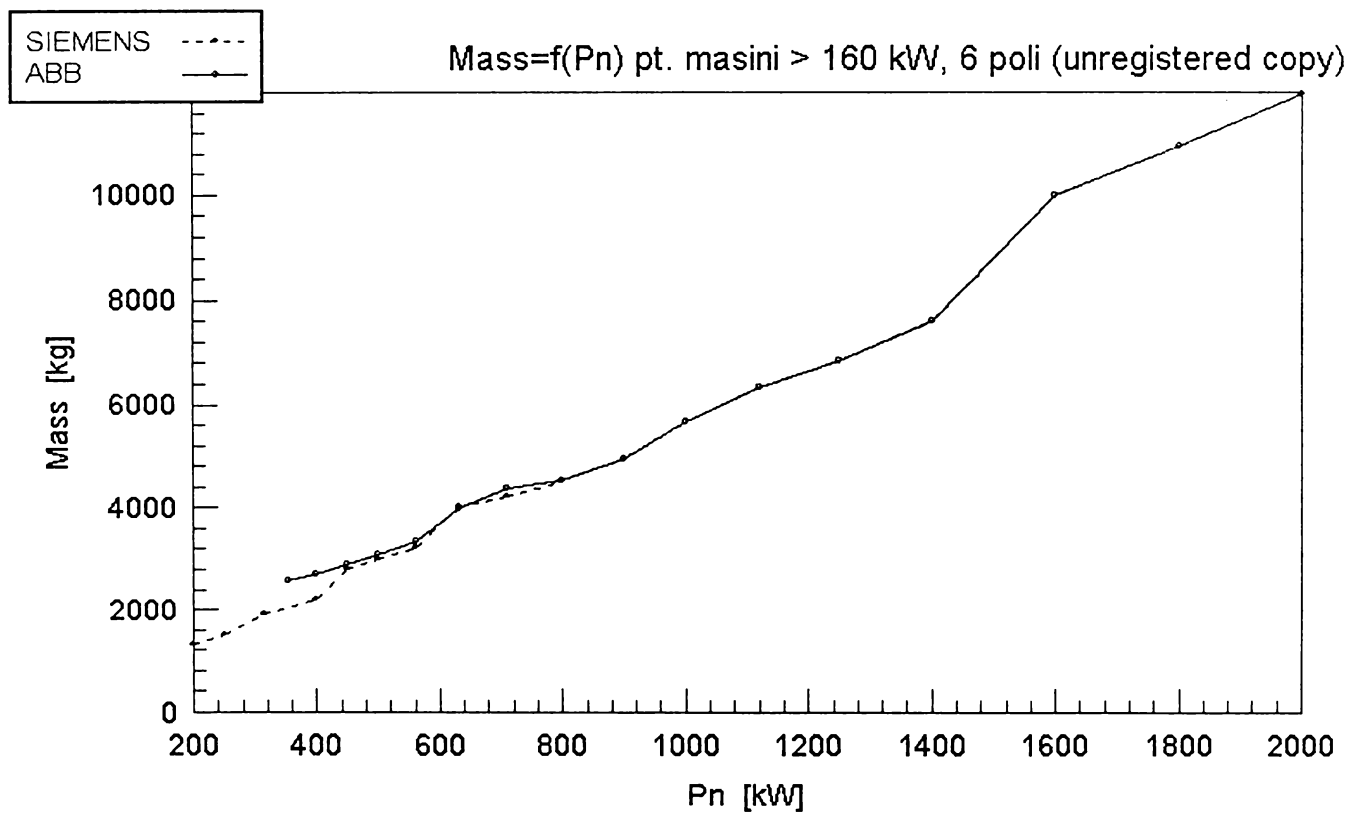


Fig. nr. 22.

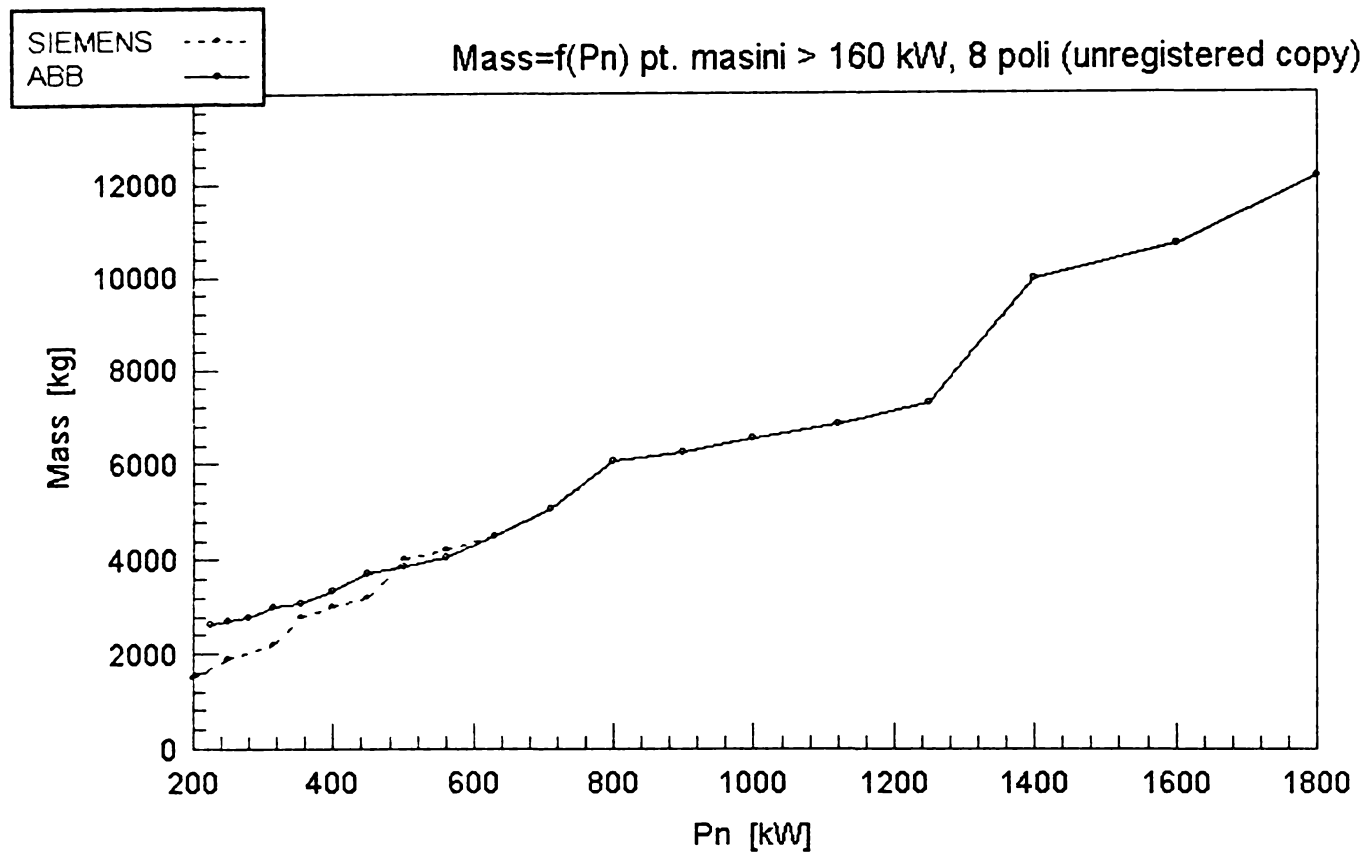


Fig. nr. 23.

1.3.2. Determinarea prin metode analitice a momentului de inerție.

Calculul analitic al momentului de inerție se execută mai ales în faza de proiectare a mașinii electrice, de către uzina constructoare, care se află în posesia datelor constructive geometrice și de material necesare. Deoarece rotorul mașinii electrice prezintă o formă geometrică complicată, iar masa sa nu este omogenă în conținut și distribuție, calculul momentului de inerție este dificil. În majoritatea cazurilor, rotorul este inițial împărțit în subansamble sau seturi de subansamble grupate simetric în jurul axei de rotație, după care se procedează la calculul momentelor de inerție descompuse, utilizându-se tabele cu momente de inerție ale principalelor forme spațiale (con, cilindru, strat cilindric, tor, set de bare grupate pe generatoare, etc.), urmînd ca rezultatul final să fie dat de suma acestora.

În cadrul acestui calcul apar erori sistematice de calcul datorate:

- echivalării formei pieselor existente cu forme standard întâlnite în manualele inginerești (bară profilată ⇔ bară rotundă; tor din material profilat ⇔ tor din material rotund, bobină din fire de cupru ⇔ bară profilată echivalentă, etc.)
- numărului redus de zecimale cu care sunt redate în manualele inginerești relațiile de determinare a momentului de inerție pentru forme standard
- neglijării, de către operatorul uman, a unor zecimale în procesul de efectuare a calculului manual, realizat cu calculatoare de birou uzuale
- imposibilității de a prinde în calcul subansamble mici (șuruburi, piulițe, tole de capăt, bride de fixare, distanțoare, adausuri de lipitură, piese de echilibrare, etc.)

În ultimul deceniu, datorită extinderii pe scară largă a soft-urilor CAD/CAM, operațiunea de calculare a momentului de inerție se efectuează mult mai rapid și cu erori mult mai mici. Acestea înglobează facilitatea efectuării numerice a calculului integralei care definește momentul de inerție. Odată ce dimensiunile (3D) mașinii și datele de material au fost introduse în calculator, calcularea momentului de inerție J cade în seama computerului, într-un timp de ordinul secundelor, cu mult mai redus decât timpii de ordinul orelor necesari pentru calculul manual al momentului de inerție bazat pe un proiect clasic (definit prin proiecții pe hârtie ale secțiunilor rotorice).

Totuși, această modalitate de calcul nu poate ține seama de diferențele care există între proiect și realizarea practică a rotorului (lipituri, distribuții de fire de CU în creștături, piese de echilibrare, rectificări ale ancoșelor sau umerilor de fixare ale pachetului pe arbore, bavuri de turnare sau execuție, calitatea materialului introdus în raport cu cel prevăzut în proiect, etc.).

O valoare estimativă a erorilor sistematice a metodei de calcul manual este de 7-10%, estimare bazată pe experiența proiectanților de la UCM Reșița.

Utilizarea calculului prin metoda CAM aduce o eroare de metodă de cel mult 5%, datorată în principal diferențelor între proiect și uzinarea să practică.

1.3.3. Metode experimentale de determinare a momentului de inerție.

1.3.3.1. Metoda autofrînării în gol.

Constă în prelucrarea înregistrării turației funcție de timp în timpul opririi naturale a mașinii, cu arborele necuplat. Lansarea se efectuează de la o turație de aprox. $1.2 \times n_n$ (uzual realizată prin alimentarea mașinii de la un grup rotativ cu frecvența de 60 Hz), d.p.d.v. al determinării momentului de inerție fiind suficientă înregistrarea în intervalul $n = (1.2 - 0.8) \times n_n$. Achiziția turației trebuie declanșată înaintea momentului deconectării mașinii de la rețea. Pe parcursul opririi naturale, energia cinetică stocată în rotor este disipată sub formă de pierderi mecanice prin frecările în lagăre și frecările aerodinamice din circuitul de răcire, cuplul electromagnetic motor dispărînd în momentul deconectării de la rețea. Ecuația mișcării rotorului devine:

$$\mathbf{M}_{mec} = \mathbf{J} \frac{d\omega}{dt} \quad (1.17)$$

\mathbf{M}_{mec} fiind cuplul corespunzător pierderilor mecanice din mașină. Pentru cazul particular cînd turația atinge turația nominală, se poate scrie :

$$\mathbf{M}_{mecN} = \mathbf{J} \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{\omega=\omega_N} \quad (1.18)$$

Amplificînd întreaga ecuație cu ω_N obținem:

$$-\mathbf{P}_{mecN} = -\mathbf{M}_{mecN} \omega_N = \mathbf{J} \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{\omega=\omega_N} = \frac{4\pi^2}{3600} n_N \left(\frac{dn}{dt} \right)_{n=n_N} \quad (1.19)$$

unde \mathbf{P}_{mecN} reprezintă pierderile mecanice la viteza nominală n_N (rpm) a motorului, iar

$\mathbf{C} = \frac{4\pi^2}{3600}$ este o constantă numită constantă de autofrînare.

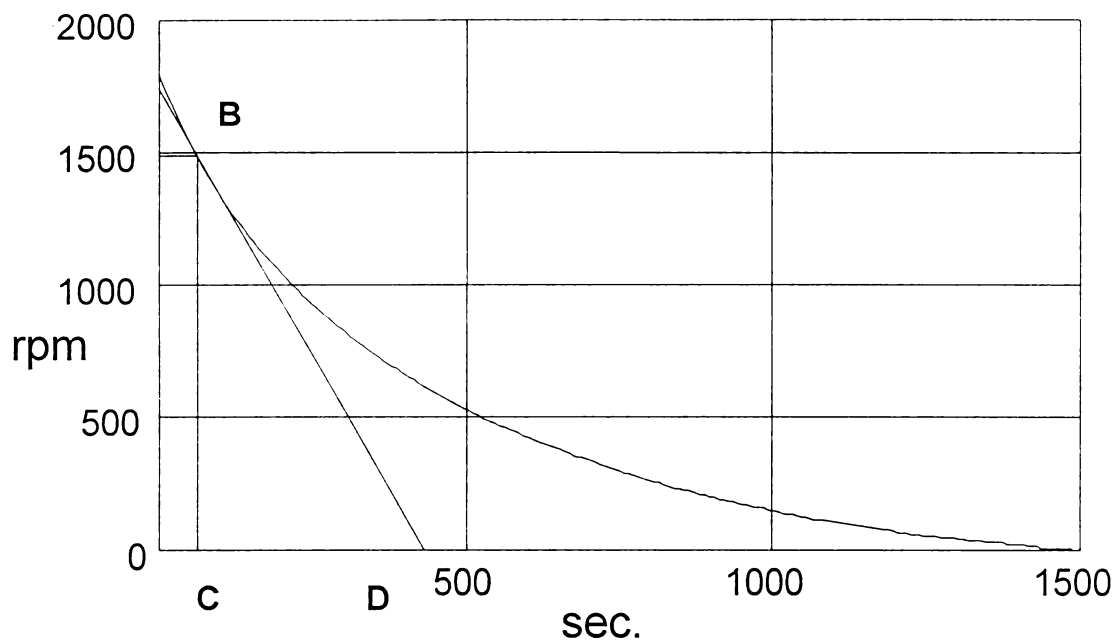


Fig. nr. 24. Variația turației la autofrînarea în gol a mașinii.

Avînd înregistrată experimental variația $n = f(t)$ pe perioada încetînirii naturale (fig. nr. 24), trasăm tangenta la curbă în punctul B ($n = n_N$). Aceasta va intersecta abscisa în punctul D. Lungimea segmentului de dreaptă CD (determinat de piciorul perpendicularei coborîta din punctul B corespunzător turației nominale) reprezintă în aceste condiții timpul T necesar frînării totale dacă în mașină s-ar menține pierderile mecanice corespunzătoare turației nominale.

$$-\frac{n_N}{T} = \left(\frac{dn}{dt} \right)_{n=n_N} \quad (1.20)$$

În condițiile în care P_{mecN} [kW] are o valoare cunoscută (determinată spre exemplu prin separarea pierderilor la proba de mers în gol), prin introducerea relației (1.20) în (1.18), valoarea momentului de inerție capătă forma:

$$J = \frac{3600TP_{mecN} 10^3}{4\pi^2 g n_N^2} = \frac{9295.5TP_{mecN}}{n_N^2} \quad [kgm^2] \quad (1.21)$$

Această metodă de identificare a momentului J de inerție [24, 34, 47] este deci bazată pe interpretarea grafică a datelor experimentale culese (înregistrarea curbei $n = f(t)$ în cazul autofrînării naturale). Tipurile de erori care afectează rezultatul sunt experimentale

(erori de prelevare a mărimilor măsurate funcție de tipul traductorului de turație și a ceasului de timp folosit), grafice (funcție de calitatea hirtiei și a ustensilelor de scris folosite), umane (eroarea de paralaxă la trasarea pe hîrtie a curbei $n = f(t)$, la trasarea manuală a tangentei la grafic, la citirea punctelor de intersecție a tangentei și perpendicularei cu abscisa) și de calcul (funcție de tipul instrumentului de calcul folosit pentru prelucrarea numerică a rezultatelor).

Ca o paranteză utilă, trebuie amintit că această probă permite și decelarea principalelor componente ale pierderilor mecanice [50, 51], prin trasarea tangentei la grafic (fig. nr. 25) la turații mici:

- $P_{mecv} = P_{mecN} \overline{BE} / \overline{BC}$ - pierderile prin frecare în circuitul aerodinamic de răcire al mașinii (cuplu proporțional cu patratul turației, nesemnificativ la turații reduse)
- $P_{mecl} = P_{mecN} \overline{EC} / \overline{BC}$ - pierderile prin frecare în lagăre (cuplu constant cu turația)

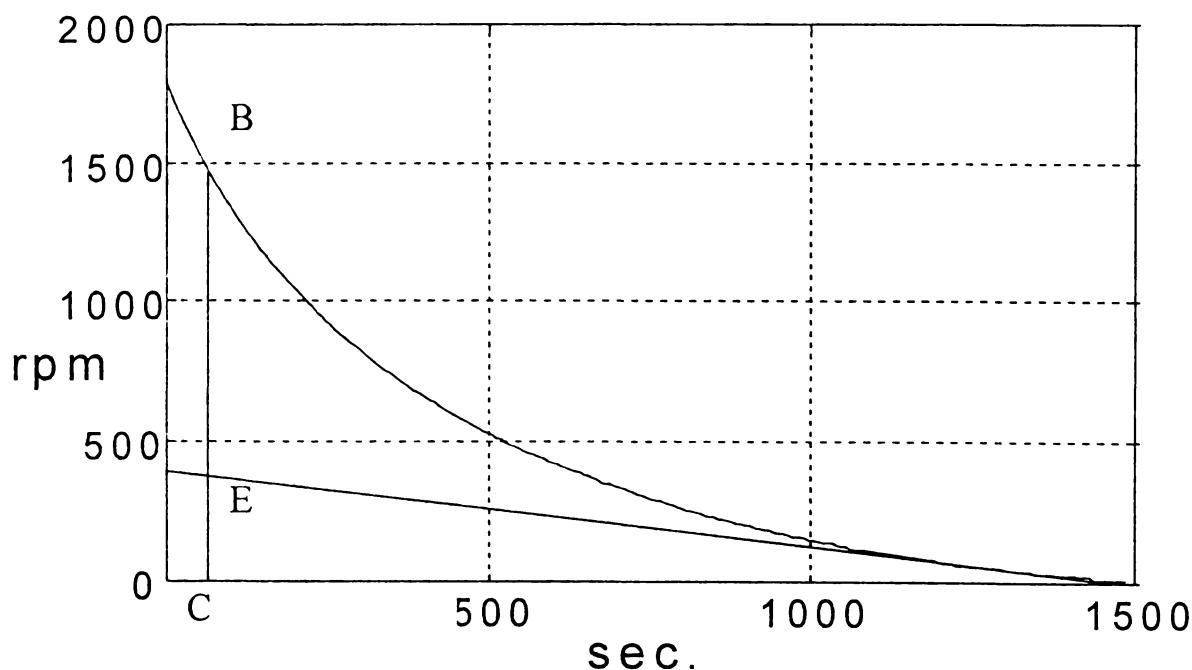


Fig. nr. 25. Separarea pierderilor mecanice în pierderi în ventilație și lagăre.

Concret, pentru o mașină asincronă de 7500 kW, 6 kV, 4 poli, în construcție orizontală, prin aplicarea acestor metode am obținut $J = 780 \text{ kgm}^2$, și respectiv:

$$- \begin{cases} P_{mecv} = 58.18 \text{ kW} \\ P_{mecl} = 20.45 \text{ kW} \end{cases} \Rightarrow P_{mecN} = 78.628 \text{ kW}$$

D.p.d.v. strict al erorii de măsură a turației, cele mai precise sunt traductoarele incrementale rotative optice, uzual de 1024 sau 2048 pulsuri pe rotație, care se încadrează de regulă în clasa de precizie sub 0.2%. Acestea sunt interfațate prin numărătoare digitale cu sisteme de achiziție cu microprocesoare, fapt care le conferă adesea precizii mai mici de 0.01%. Avînd în vedere că traductoarele de turație digitale sunt utilizate pe scară largă, prezentăm în continuare o sinteză a metodelor uzuale de prelevare a turației folosind semnalele digitale achiziționate de la traductoarele optice.

Metode de evaluare a vitezei, folosind traductoare optice incrementale.

Viteza de rotație se calculează folosind informațiile cuprinse în trenurile de impulsuri furnizate de traductorul incremental optic cuplat pe axul mașinii. Considerînd că traductorul optic are m fante plasate pe circumferința discului optic, unghiul la centru determinat de fronturile urcatoare a două impulsuri succesive este $\phi = 2\pi / m$. Calculul turației se face practic prin măsurarea unghiului la centru $\Delta\phi$ caracteristic mișcării într-un interval Δt , urmînd ca viteza să se calculeze din $\omega = \Delta\phi / \Delta t$. Se descriu în continuare [12] trei metode de calcul a turației, urmînd ca funcție de rezultatul care se dorește a fi obținut, să fie preferată metoda cea mai comodă și exactă.

** Metoda numărării pulsurilor*

Utilizînd un interval de timp predefinit T_c , se numără pulsurile furnizate de traductorul optic - C_m , turația calculîndu-se cu:

$$\omega = \frac{2\pi}{m} C_m \frac{1}{T_c} \quad (1.22)$$

Considerînd o eroare ΔC_m la numărarea impulsurilor, se calculează eroarea absolută:

$$\Delta\omega = \frac{2\pi}{m} \Delta C_m \frac{1}{T_c} \quad (1.23)$$

și relativă în turație:

$$\frac{\Delta\omega}{\omega} = \frac{2\pi}{m} \frac{1}{T_c} \Delta C_m \frac{1}{\omega} = \frac{\Delta C_m}{C_m} \quad (1.24)$$

Considerînd legatura serială asincronă, eroarea de numărare devine $\Delta C_m = \pm 1$. Eroarea relația poate fi redusă prin mărirea numărului de pulsuri/rotație, iar din considerente dinamice, T_c trebuie limitat superior.

Tabel nr. 2. Analiza de erori pt: $m = 720$; $T_c = 4$ msec., $\Delta C_m = 1$,

$n = \omega / 2\pi$ (rpm)	C_m	Δn (rpm)	$\Delta\omega / \omega$ (%)
10	0.48	20.8	2.1
100	4.8	20.8	0.21
1000	48	20.8	0.021

Avînd în vedere că eroarea absolută este constantă funcție de viteză, această metodă este însoțită de erori relative semnificative la viteze mici de rotație (tabelul nr. 2).

**** Metoda măsurării perioadei dintre două pulsuri consecutive**

Metoda utilizează un ceas (oscilator) intern de precizie ridicată care determină perioada de timp T_d scursă între fronturile urcătoare a două impulsuri consecutive. Sototind f_b frecvența de oscilație a oscilatorului intern, fie C_b conținutul număratorului intern de pulsuri (de perioada $T_b = 1 / f_b$). Viteza unghiulară capătă forma:

$$\omega = \frac{2\pi}{m} \frac{1}{C_b T_b} = \frac{2\pi}{m} \frac{1}{T_d} \quad (1.25)$$

Considerînd o eroare ΔC_b de numărare a pulsurilor, eroarea absolută devine:

$$\Delta\omega = \frac{-\omega \Delta C_b}{\Delta C_b + \frac{2\pi}{m T_b \omega}} \quad (1.26)$$

iar cea relativă:

$$\frac{\Delta\omega}{\omega} = \frac{-\Delta C_b}{\Delta C_b + \frac{2\pi}{mT_b}\omega} \quad (1.27)$$

In cazul în care $\Delta C_b \ll 2\pi/(mT_b\omega)$, putem scrie:

$$\Delta\omega \cong -\frac{mT_b\omega^2}{2\pi}\Delta C_b \quad (1.28)$$

$$\frac{\Delta\omega}{\omega} = -\frac{mT_b}{2\pi}\omega\Delta C_b \quad (1.29)$$

Se observă că erorile cresc proporțional cu turația și cu numărul de pulsuri/tură m (tabel nr. 3). Pentru turații reduse, timpul de răspuns T_d al sistemului de achiziție,

$$T_d = C_b T_b = \frac{2\pi}{m\omega} \quad (1.30)$$

devine prohibitiv, motiv pentru care definim o turație ca limită inferioară de metodă:

$$\omega_{\min} = \frac{2\pi}{mT_d} \quad (1.31)$$

Tabel nr.3. Analiza de erori $m = 720$; $f_b = 1\text{MHz}$; $T_d = 4\text{msec.}$; $\Delta C_b = 1$; $n_{\min} = 20.8\text{rpm}$

$n = \omega / 2\pi$ [rpm]	C_b	Δn [rpm]	$\Delta\omega / \omega$ [%]	T_d [msec.]
10	8333	-0.001	-0.0001	8.3
100	833	-0.1	-0.001	0.83
1000	83	-11.8	-0.01	0.083

*** Metoda măsurării perioadei dintre două pulsuri ne-consecutive

Analiza rezultatelor măsurării perioadei dintre două impulsuri consecutive arată proporționalitatea inversă dintre aceasta și viteza unghiulară (de ex., la 2000 rpm, perioada dintre două pulsuri consecutive este de 42 $\mu\text{sec.}$). Astfel, frecvența ceasului de timp trebuie să depășească 10 MHz pentru obținerea unei precizii satisfăcătoare. Acest lucru este realizabil utilizând procesoare numerice de viteză, și componente electronice numerice cu viteză mare de comutație, foarte costisitoare

pentru scopul propus. Aceste dezavantaje sunt eliminate dacă măsurăm perioada de timp între două pulsuri neconsecutive (distanțate la C_m pe discul optic).

Unghiul măsurat între aceste impulsuri va fi:

$$\Delta\phi = C_m \frac{2\pi}{m} \quad (1.32)$$

iar pentru $C_m = 1$ regăsim metoda anterioară. Valoarea C_m trebuie mărită proporțional cu viteza, în așa fel încît timpul de raspuns T_d al sistemului de achiziție să respecte legea:

$$\frac{T_d}{2} \leq \frac{2\pi C_m}{m \omega} \quad (1.33)$$

, unde C_m este un întreg de valoare minimă unitară.

Viteza se calculează acum folosind:

$$\omega = \frac{2\pi}{m} C_m \frac{1}{T_b C_b} \quad (1.34)$$

Eroarea absolută capătă expresia:

$$\Delta\omega = \frac{-\omega \Delta C_b}{\Delta C_b + \frac{2\pi C_m}{m T_b \omega}} \quad (1.35)$$

care, aplicînd (1.30), devine:

$$\Delta\omega = \frac{-\omega \Delta C_b}{\Delta C_b + \frac{T_d}{2T_b}} \quad (1.36)$$

iar eroarea relativă:

$$\frac{\Delta\omega}{\omega} = \frac{-\Delta C_b}{\Delta C_b + \frac{T_d}{2T_b}} \quad (1.37)$$

Intenția metodei este de a regla C_m (folosind un procesor numeric) în limitele pastrării unui raport C_m / ω constant ca valoare, definit în scopul obținerii unei erori relative mici.

In cazul în care $T_d / 2T_b \gg \Delta C_b$ (uzual de valoare unitară), avem:

$$\Delta\omega \cong -\Delta C_b \omega \frac{2T_b}{T_d} \quad (1.38)$$

$$\frac{\Delta\omega}{\omega} = -\Delta C_b \frac{2T_b}{T_d} \quad (1.39)$$

Ca avantaj principal al metodei, eroarea relativă este constantă cu viteza (tabel 3).

Tabel nr. 4. Analiza de erori pentru: $m = 720$; $f_b = 1\text{MHz}$; $\Delta C_b = 1$; $T_d = 4\text{ msec}$.

$n = \omega / 2\pi$ [rpm]	C_m	T_c msec	C_b	Δn [rpm]	$\Delta\omega / \omega$ [%]
100	3	2.5	2500	0.05	0.0005
1000	24	2.0	2000	0.5	0.0005

Turația minimă măsurabilă se obține pt $C_m = 1$, adică $n_{\min} = 20.8\text{ rpm}$.

Analiza comparativă a rezultatelor celor trei metode prezentate indică faptul că eroarea relativă în viteză este constantă numai la ultima din cele prezentate, recomandabilă a fi utilizată, cu parametri reglabili automat de către sistemul numeric de achiziție.

Revenind la erorile inerente metodei autofrînării în gol, iterăm existența erorii de paralaxă la trasarea curbei $n = f(t)$, fapt care se datorează calității uneltei de scris folosite și rezoluției ochiului uman (poate capătă valori de 4%). Calculatorul poate afișa același grafic pe un display, dar prelucrează datele la nivel logic, eliminând astfel etapa trasării pe hirtie a curbei și procesarea manuală a graficului.

Trasarea tangentei la grafic se face de asemenea manual, operațiune însoțită de erori de trasare. Considerînd de cele mai multe ori o scară a abscisei aleasă din motive practice (graficul trebuie să se încadreze într-un format A5), eroarea de apreciere a distanței DC poate ajunge la erori semnificative. Referitor la înclinarea tangentei, considerînd o eroare de trasare de $\Delta\alpha$ grade sexagesimale, eroarea de apreciere a segmentului CD se poate scrie:

$$\text{err} = 100 \cdot \text{abs}\left(\frac{CD}{CD'}\right) = 100 \cdot \text{abs}\left(\frac{\text{tg}(\alpha + \Delta\alpha)}{\text{tg} \alpha}\right) \quad [\%] \quad (1.40)$$

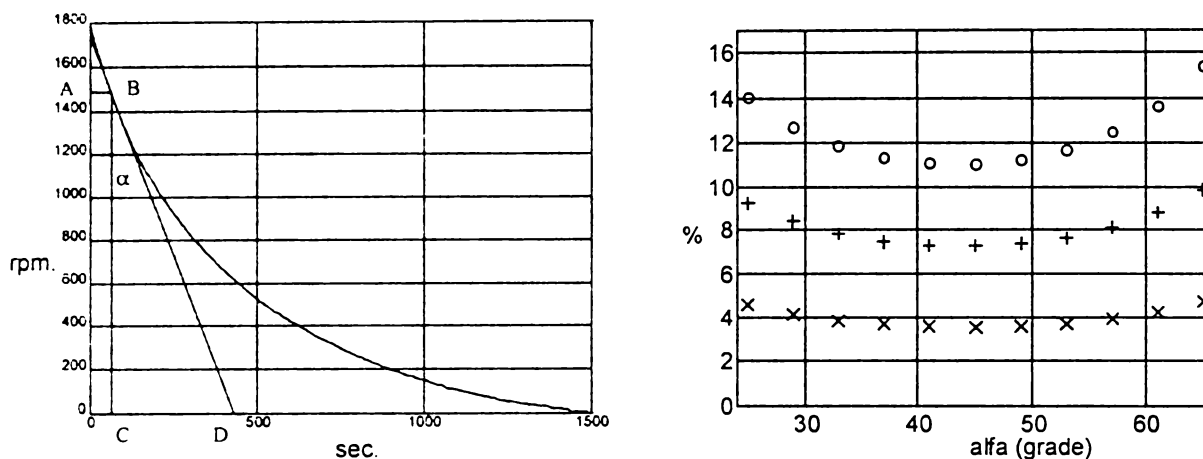


Fig. nr. 26. (a) - curba de încetinire;
(b) - eroarea relativă de trasare a tangentei la curbă (a)

Figura nr. 26 - (b) reprezintă grafic eroarea de apreciere care poate rezulta în plaja unui unghi de trasare a tangentei cuprins între 25-65 grade, în condițiile unei erori de unghi la trasare $\Delta\alpha$ de 1 grad (x), 2 grade (+), 3 grade (o). Considerăm că o astfel de eroare în unghi inerentă efectuării operațiunii de către un operator uman. Se poate remarca valoarea semnificativă a acestui tip de eroare. Se poate desprinde deasemenea recomandarea ca operatorul să scaleze abscisa (timpul) în așa fel încât tangenta la grafic în punctul corespunzător turației nominale să poată fi trasată la un unghi de aprox. 45 grade sexagesimale ($\pi/4$ radiani).

În condițiile în care operațiunea de trasare a curbei și a tangentei este realizată pe calculator, se pune doar problema trasării tangentei la un grafic descris doar prin puncte. Aceasta poate fi rezolvată fie prin unirea unor puncte din vecinătatea punctului de interes, caz în care eroarea de trasare a tangentei capătă o valoare între 4-8%, fie prin trasarea tangentei la o curbă analitică obținută prin interpolare spline (o - turație măsurată, + - interpolare spline), caz în care erorile sunt mult mai mici.

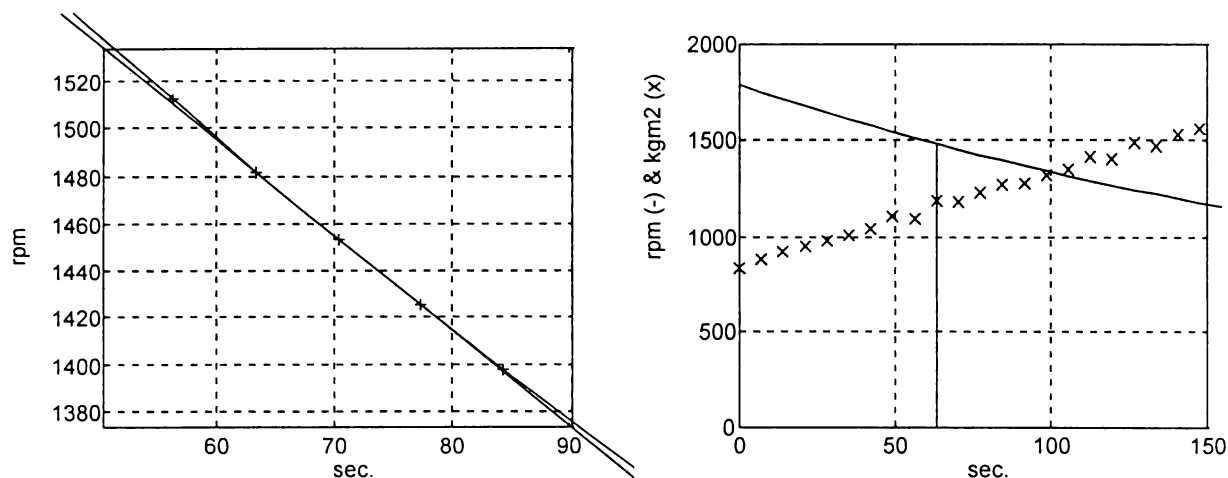


Fig. nr. 27. (a) - tangenta trasată prin unirea punctelor din vecinatate
(b) - variația momentului de inerție cf. punctelor de pe curba de încetinire

Rezultatele grafice prezentate [14,15,16], împreună cu graficul momentului de inerție asociat (fig. nr. 27 - b), sunt prelevate din înregistrarea încetirii în gol $n = f(t)$ a unei mașini asincrone de 7500 kW, 6 kV, 1490 rpm încercată pe standul UCM Reșița (fig. nr. 28).

Un fenomen secundar care trebuie luat în considerare, este stingerea fluxului magnetic rotorice după deconectarea mașinii (fig. nr. 29). Acesta descrește exponențial cu constanta de timp rotorice, care ia valori între 50-3000 msec. (funcție de putere) pentru mașini asincrone uzuale [4].

Acest fenomen tranzitoriu este însoțit de pierderi în barele rotorice (prin efect Joule) și de pierderi în fierul mașinii, însă acestea nu afectează calitatea rezultatelor, având originea exclusiv în energia magnetică existentă în mașină la momentul decuplării (și nu în cea cinetică - care interesează în demersul de față).

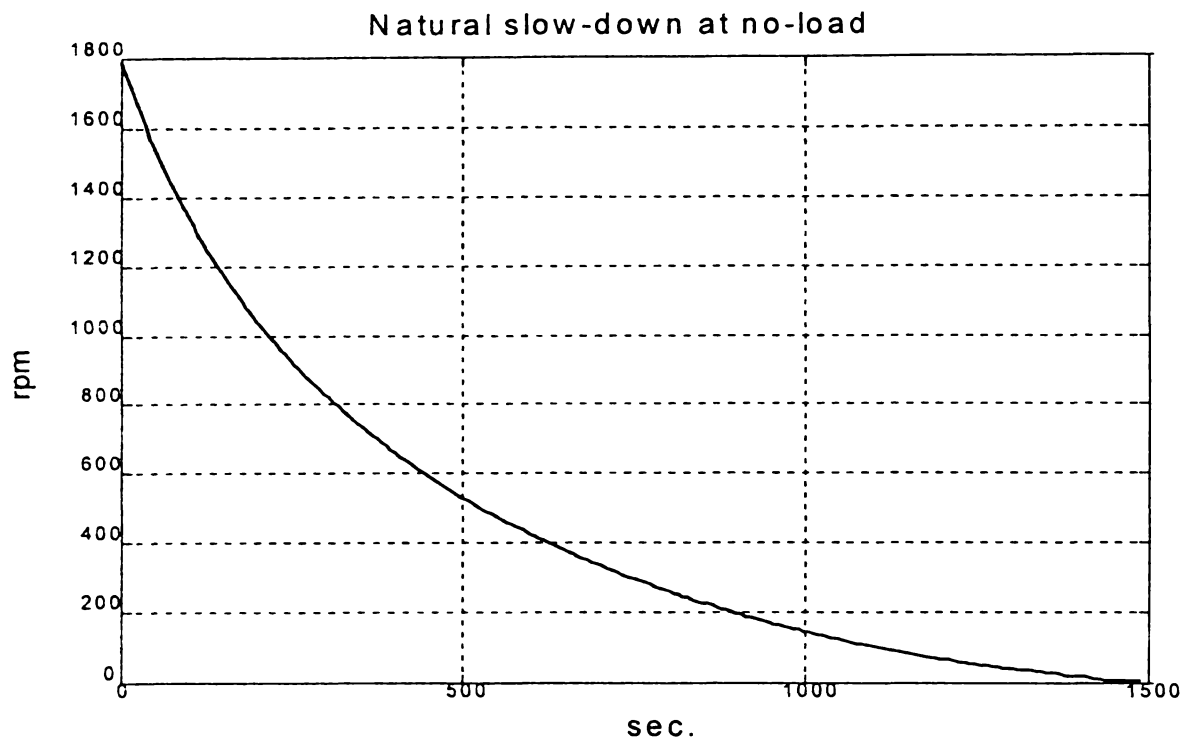


Fig. nr. 28. $n = f(t)$ - autofrînarea în gol pentru mașina de 7500 kW, 4 poli, 6 kV, 800 A.

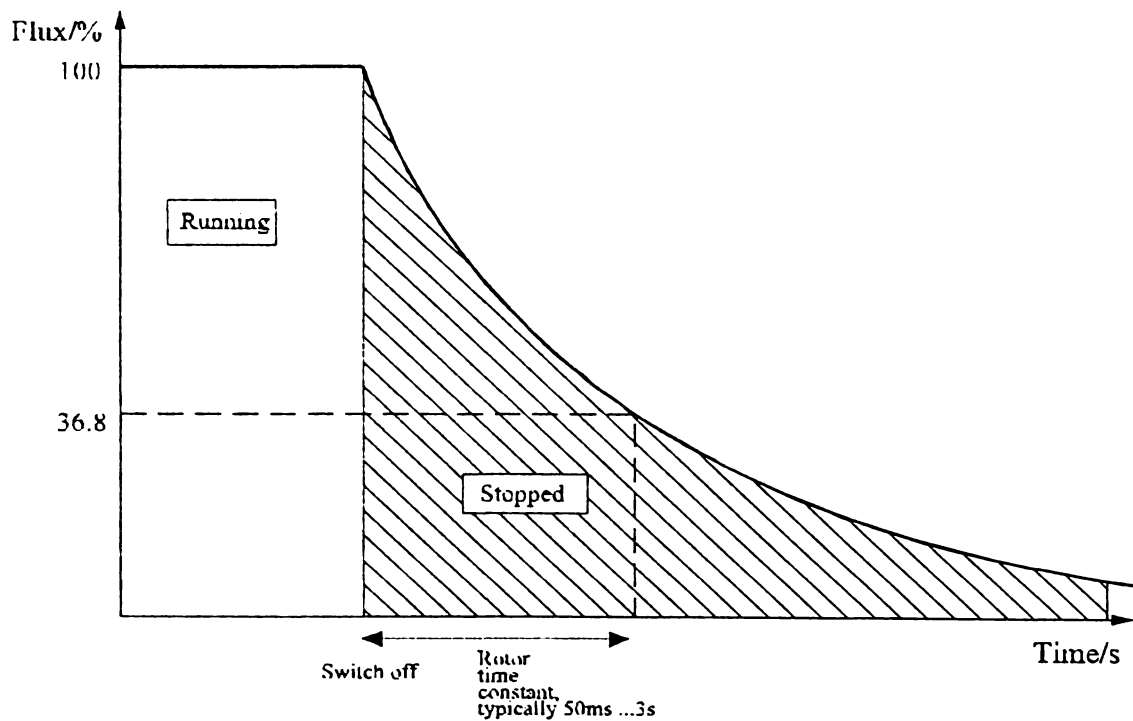


Fig. nr. 29. Amortizarea fluxului rotoric remanent după deconectare.

În mod tradițional, motivul pentru care lansarea trebuie efectuată plecând de la o turație ($1.1...1.2 \times n_N$) superioară celei nominale este legat de operațiunea de trasare a tangentei la grafic, sau de fezabilitatea aplicării unor derivatoare analogice pentru semnalul de turație.

Revenind la determinarea momentului de inerție, se observă că erorile inerente metodei capătă pe ansamblu valori semnificative. Acest fapt se datorează în principal prelucrărilor *grafice* efectuate asupra datelor *experimentale*. Având în vedere că puține firme interne producătoare de mașini electrice au în dotarea standurilor de probă echipamente computerizate de achiziție și prelucrare a datelor, varianta cea mai răspândită este cea clasică, în care toate aceste operațiuni sunt efectuate manual, variantă însoțită inerent de erori mari de metodă.

1.3.3.2. Metoda pendulului.

Aparatul matematic utilizat în fundamentarea acestei metode folosește proprietățile pendulului matematic circular care se rotește, sub acțiunea greutății proprii, în jurul unei axe fixe [33].

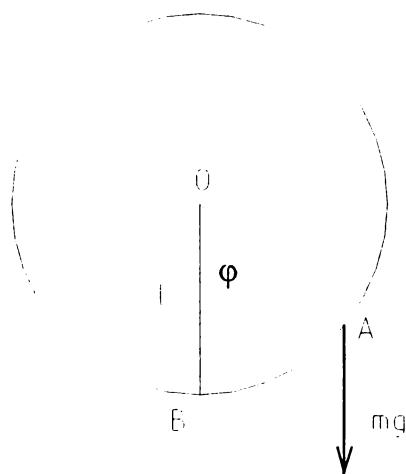


Fig. nr. 30. Pendulul matematic circular.

Raza l a cercului este asociată cu lungimea pendulului circular. Poziția pendulului se determină cu ajutorul unghiului φ , format de raza pendulului cu verticală (fig. nr. 30).

Aceasta se determină din ecuația diferențială a pendulului:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin \varphi, \text{ pentru datele initiale } t_0 = \varphi_0 = 0; \quad l \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) = 0 \quad (1.41)$$

Viteza pendulului este dată în acest caz de formula:

$$v^2 = v_0^2 - 4gl \sin^2 \frac{\varphi}{2} \quad (1.42)$$

Dacă $v_0^2 > 4gl$, pendulul va efectua rotații complete. Dacă $v_0^2 < 4gl$, se poate găsi un unghi β , astfel că $v_0^2 = 4gl \sin^2 \frac{\beta}{2}$, caz în care:

$$v^2 = 4gl \left(\sin^2 \frac{\beta}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right) \quad (1.43)$$

Pendulul va oscila într-un interval de unghi $-\beta \leq \varphi \leq \beta$, iar perioada mișcării se va determina cu formulele:

$$T = \sqrt{\frac{l}{g}} \int_{-\beta}^{+\beta} \frac{d\varphi}{\sqrt{\sin^2 \frac{\beta}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}} = 2 \sqrt{\frac{l}{g}} \int_0^{+\beta} \frac{d\varphi}{\sqrt{\sin^2 \frac{\beta}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}} \quad (1.44)$$

Apelînd la o substituție de variabilă, $\sin \frac{\beta}{2} \sin \psi = \sin \frac{\varphi}{2}$, perioada oscilației devine:

$$T = 4 \sqrt{\frac{l}{g}} \int_0^{\pi/2} \frac{d\psi}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\beta}{2} \sin^2 \psi}} \quad (1.45)$$

Integrala obținută este o integrala eliptică de speța întâia. Introducînd notația:

$$K(\beta) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\psi}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\beta}{2} \sin^2 \psi}}, \text{ se ajunge la } T = 4 \sqrt{\frac{l}{g}} K \quad (1.46)$$

Valorile lui K depind de β , astfel că oscilațiile pendulului nu sunt izocrone (fig. nr. 31).

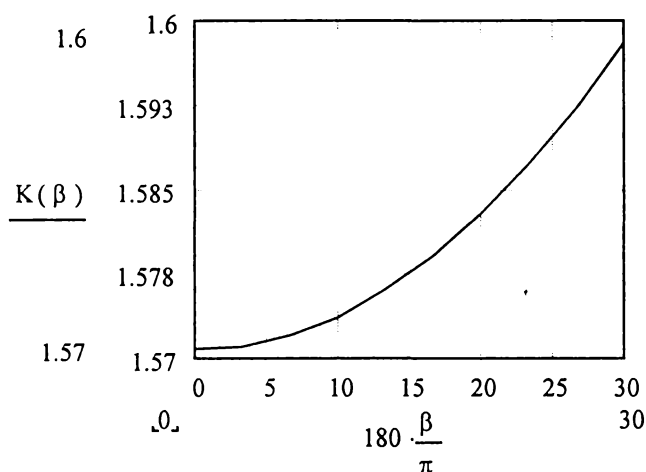


Fig. nr. 31. Valorile funcției $K(\beta)$

Pentru valori mici ale lui β (fig. nr. 32), K poate fi aproximat prin:

$$K_1(\beta) = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{8} \sin^2 \frac{\beta}{2} \cong K(\beta) \quad (1.47)$$

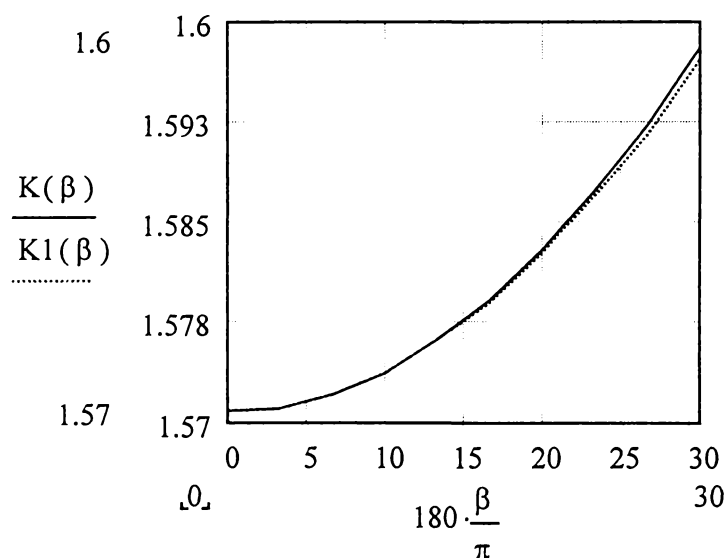


Fig. nr. 32. Valorile funcțiilor $K(\beta), K_1(\beta)$

În domeniul valorilor foarte mici ale lui β se admite că $\sin \frac{\beta}{2} \cong \frac{\beta}{2}$, astfel încât:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{1}{g} \left(1 + \frac{\beta^2}{16} \right)} \quad (1.48)$$

Valorile termenului $K = \left(1 + \beta^2 / 16 \right)$ capătă valori după cum urmează:

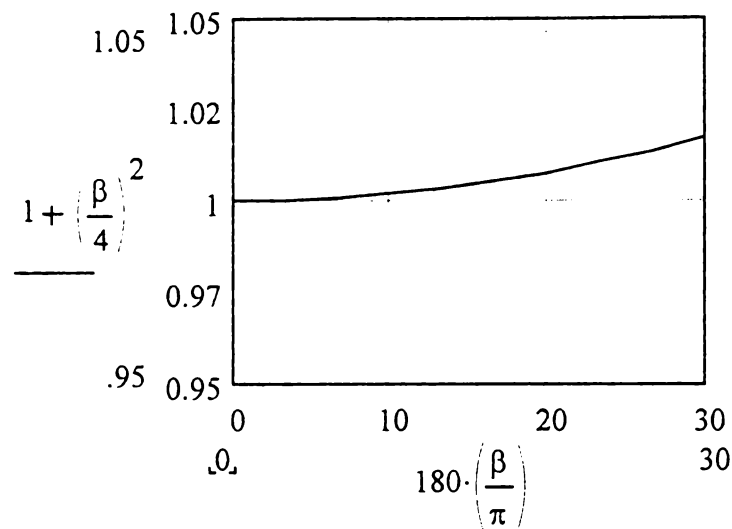


Fig. nr. 33. Valorile coeficientului **K**

Se observă că pentru valori mici ale unghiului β (fig. nr. 33), oscilațiile pendulului se pot considera izocrone, caz în care ecuația diferențială a mișcării capătă forma ecuației oscilațiilor armonice:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{g}{l}\varphi = 0 \quad (1.49)$$

Extinzând raționamentul la pendulului fizic real (corp solid greu care se rotește în jurul unei axe fixe orizontale sub acțiunea greutății) care se mișcă într-un plan xOy vertical (fig. 34),

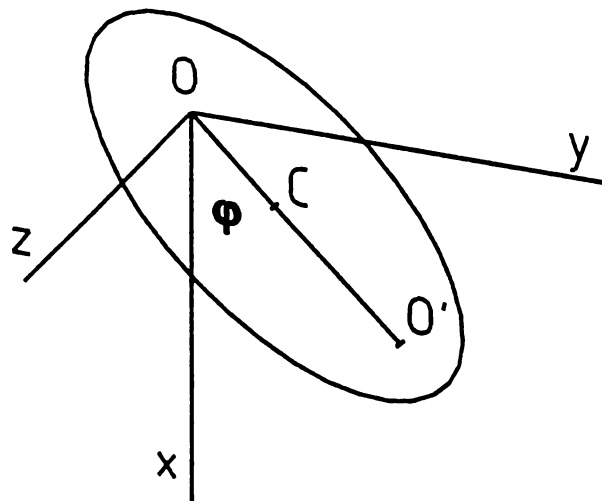


Fig. nr. 34. Pendul fizic real.

și definind analog poziția pendulului prin unghiul φ , obținem ecuația de rotație a pendulului în forma:

$$\mathbf{J}_{Oz} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -mg\xi \sin \varphi \quad (1.50)$$

unde $\xi = \mathbf{OC}$ este raza cercului pe care se mișcă centrul de greutate al pendulului de masă m .

Dacă acestei ecuații îi dăm forma:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin \varphi, \quad \text{unde } l = \frac{\mathbf{J}_{Oz}}{m\xi}, \quad (1.51)$$

ea devine identică cu ecuația mișcării pendulului matematic circular (anterior prezentată). Din acest motiv, lungimea l determinată de această formulă se numește *lungime redusă a pendulului fizic*, sau lungimea pendulului matematic sincron, adică a pendulului matematic echivalent d.p.d.v. al perioadei de oscilație. Pentru a defini tipul de mișcare specific, termenii de rotație, respectiv oscilație, sunt folosiți funcție de poziția originii sistemului de referință în raport cu volumul corpului considerat. În cazul de față, pendulul fizic real (care are originea sistemului de referință cuprinsă în volumul său) se rotește (incomplet), el fiind ulterior echivalat cu un pendul matematic (de volum nul) care oscilează.

Luând în considerare proprietățile momentului de inerție, acesta poate fi redus la diverse axe paralele de rotație [33]. Putem deci scrie $\mathbf{J}_{Oz} = \mathbf{J}_{Cz} + m\xi^2$, lungimea l a

pendulului matematic echivalent devenind astfel $l = \left(\frac{\mathbf{J}_{Cz}}{m\xi} + \xi \right) > \xi$. Punctul O' , situat

pe raza de rotație a centrului de greutate, la distanța l de axa de rotație, se numește *centru de oscilație*, iar dreapta $O'z$ care trece prin centrul de oscilație se numește *axă de oscilație*. Distanța $O'C$ de la axa de oscilație pînă la centrul de greutate se determină

cu formula $O'C = \frac{\mathbf{J}_{Cz}}{m}$, din care rezultă că dacă axa de oscilație se transformă în axă

de rotație, noua axă de oscilație va fi vechea axă de rotație.

Avînd la bază acest aparat matematic, s-au introdus în practică două metode experimentale de identificare a momentului de inerție la mașinile rotative:

- metoda pendulului simplu
- metoda pendulului auxiliar

1.3.3.2.1. Metoda pendulului simplu.

Rotorul mașinii de încercat, în stare demontată, se suspendă prin legare sau fixare rigidă de un profil orizontal sprijinit la rîndul lui pe pivoți sau role (fig. nr. 35). Rotorul este apoi lăsat să oscileze în jurul axei XX sub un unghi de max. 10-15 grade.

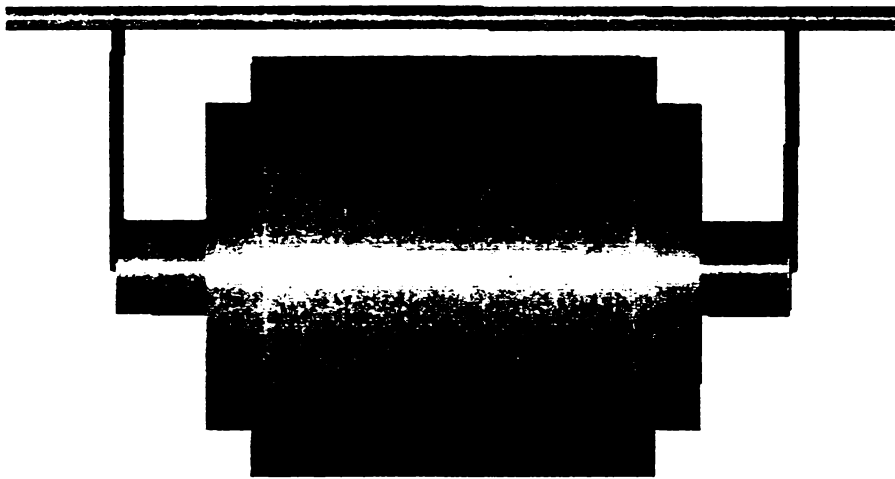


Fig. nr. 35. Rotor suspendat ca pendul simplu.

Inerția profilului de fixare se neglijează, astfel încît momentul de inerție al rotorului de masă m (cunoscută) față de axa XX se obține din perioada oscilațiilor complete:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{J_x}{mgl}} \quad (1.52)$$

unde l este distanța dintre axele XX și YY, iar g este accelerația gravitațională terestră.

Invocînd proprietățile de translație ale momentului de inerție anterior deduse, putem scrie:

$$J = J_y = J_x - ml^2 = ml \left(\frac{gT^2}{4\pi^2} - l \right) \quad (1.53)$$

Experimental, avînd în vedere necesitatea apropierii de ipotezele luate în calculul teoretic, se iau în considerare ultimele cîteva oscilații înainte de oprire introducîndu-se apoi în calcul media perioadei acestor oscilații [24,34,47].

Erorile care afectează această metodă derivă din neglijarea inerției profilului rigid folosit pentru suspendarea rotorului, și din imperfecțiunile de echilibrare ale rotorului folosit pentru probe.

1.3.3.2.2. Metoda pendulului auxiliar.

Avînd în vedere că în domeniul oscilațiilor mici lagărele cu alunecare (pe cuzineți) sunt însoțite de frecări considerabile (care introduc termeni suplimentari de tip perturbativ în ecuația de mișcare), această metodă poate fi aplicată doar la mașinile care au lagăre cu rostogolire (pe rulmenți), și nu impune demontarea rotorului.

Rotorului i se atașează, prin intermediul unei pîrghii rigide (fig. nr. 36), cît mai ușoară, de lungime cunoscută a , o masă pendulară determinată m_p . Intreg ansamblu se pune în mișcare de oscilație, în așa fel încît unghiul de oscilație să nu depășească 15 grade.

Neglijîndu-se masa pîrghiei rigide, ecuația de mișcare a corpului se poate scrie:

$$\begin{aligned} J_{Oz} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= -(m_r + m_p) g \overline{OC} \sin \varphi = \\ &= -(m_r + m_p) g \frac{m_p}{m_r + m_p} a \sin \varphi = -m_p g a \sin \varphi \end{aligned} \quad (1.54)$$

unde segmentul \overline{OC} este distanța între axa de referință și centrul de greutate al ansamblului, J_{Oz} este momentul de inerție al corpului față de axa de rotație, și m_r , respectiv m_p sunt masele rotorului, respectiv masei pendulare atașate.

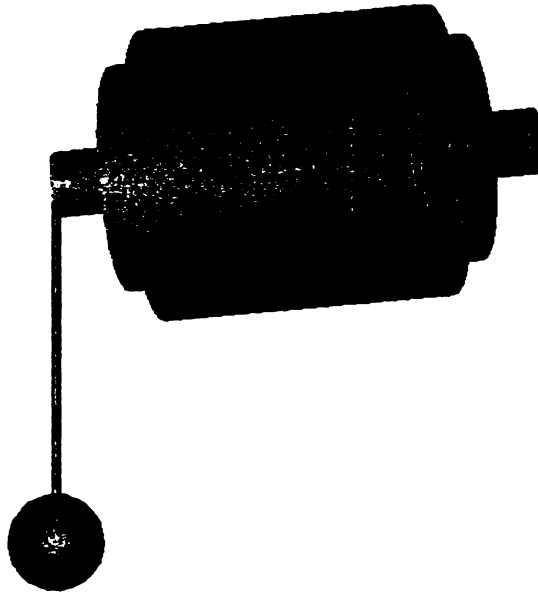


Fig. nr. 36. Masa pendulară auxiliara atașată rotorului.

Avînd în vedere amplitudinea mică a oscilațiilor cît și faptul că practic se măsoară perioada ultimelor oscilații (intervalul de timp în care pendulul trece de două ori consecutiv prin poziția de echilibru) premergătoare opririi pendulului, se consideră că regimul se apropie în mod eficace de regimul ideal al oscilațiilor armonice:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -\frac{g}{l} \sin \varphi \quad (1.55)$$

unde $l = \frac{J_{Oz}}{a}$ este lungimea pendulului matematic sincron echivalent.

În fapt, perioada măsurată a oscilațiilor, cf. celor anterior deduse, este determinată de relația $T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}}$, de unde se poate calcula lungimea:

$$l = \frac{T^2 g}{4\pi^2} \quad (1.56)$$

Revenind la ansamblul de corpuri rotor + masă pendulară, echivalînd masa pendulară cu un punct material de masă egală, putem descompune momentul de inerție al ansamblului în părți componente:

$$J_{Oz} = J_{Rz} + m_p a^2 \quad (1.57)$$

condiții în care momentul de inerție al rotorului devine:

$$\mathbf{J}_{Rz} = \mathbf{m}_p \mathbf{a} \left(\frac{\mathbf{T}^2 \mathbf{g}}{4\pi^2} - \mathbf{a} \right) \quad (1.58)$$

în care \mathbf{m}_p - masa pendulului, \mathbf{a} - distanța de la centrul de greutate al pendulului pînă la axa de rotație, \mathbf{T} - media aritmetică a perioadelor măsurate ale ultimelor oscilații, \mathbf{g} - accelerația gravitațională terestră.

Erorile de metodă în acest caz sunt determinate de imprecizia cu care se determină distanța de la centrul de greutate al pendulului la axa de rotație (avînd în vedere că masa pîrghiei afectează centrul de greutate al masei pendulare), și de dezechilibrul rotorului, care face ca axa de rotație reală să nu coincidă întotdeauna cu axa de simetrie a rotorului, fapt care afectează deasemenea distanța \mathbf{a} introdusă în calcul. Deasemenea, măsurarea perioadei de oscilație se realizează cu cronometre manuale, fapt care, în condițiile în care trebuie măsurate doar cîteva din ultimele pendulări (caracterizate de amplitudini în unghi foarte mici), devine extrem de dificilă [24, 34, 47].

Analiza sistematică a erorilor inerente ambelor metode este greu de realizat din pricina dificultăților practice în cazul aplicării pentru o serie largă de mașini, și a dificultăților de utilizare a unor instrumente de cronometrare moderne. În plus, gradul de repetabilitate pentru experimentele care se prevalează de aceste metode este foarte redus.

1.3.3.3. Metoda oscilațiilor de torsiune.

Se consideră cazul oscilațiilor pentru care forța de reacție este proporțională cu deplasarea unghiulară față de poziția de echilibru. Momentul de rotație al forței de reacție, pentru unghiul φ , este proporțional cu acesta, printr-un coeficient c de proporționalitate.

Ecuția mișcării capătă forma:

$$\mathbf{J} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -c\varphi \quad (1.59)$$

unde \mathbf{J} este momentul inerție al maselor în mișcare, raportat la axa de oscilație.

Ecuția se poate rescrie într-o formă convenabilă:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \mathbf{k}^2\varphi = 0, \text{ unde } \mathbf{k}^2 = \frac{c}{\mathbf{J}} \quad (1.60)$$

care este practic ecuația oscilațiilor armonice izocrone, de perioadă determinată analitic:

$$\mathbf{T} = \frac{2\pi}{\mathbf{k}} = 2\pi\sqrt{\frac{\mathbf{J}}{c}} \quad (1.61)$$

În practică, se consideră că comportarea unui arc spiral torsionat în jurul axei proprii corespunde acestui model determinat analitic. În același mod se echivalează și acțiunea unui fir metalic elastic întins, supus oscilațiilor de răsucire.

Această fundamentare teoretică [33] este invocată de două variante de determinare a momentului de inerție:

- metoda oscilațiilor de răsucire verticale
- metoda oscilațiilor de răsucire orizontale

1.3.3.3.1. Metoda oscilațiilor de răsucire verticale.

Pentru determinarea momentului de inerție, rotorul se suspendă în poziție verticală, în lungul axei sale, cu un fir metalic elastic (fig. nr. 37). Ansamblului i se imprimă o mișcare oscilatorie în jurul axei de suspendare, urmărindu-se măsurarea perioadei ultimelor oscilații înainte de oprire. Din motive practice [24, 34], se utilizează fire de torsiune din oțel, suficient de lungi și cu diametrul determinat astfel încât firul să rămână în zona deformațiilor elastice. Aceeași condiție limitează amplitudinea unghiulară a oscilațiilor imprimate. Este recomandat ca perioada medie a oscilațiilor să nu fie prea mică, fapt ce ar determina erori de măsurare semnificative.

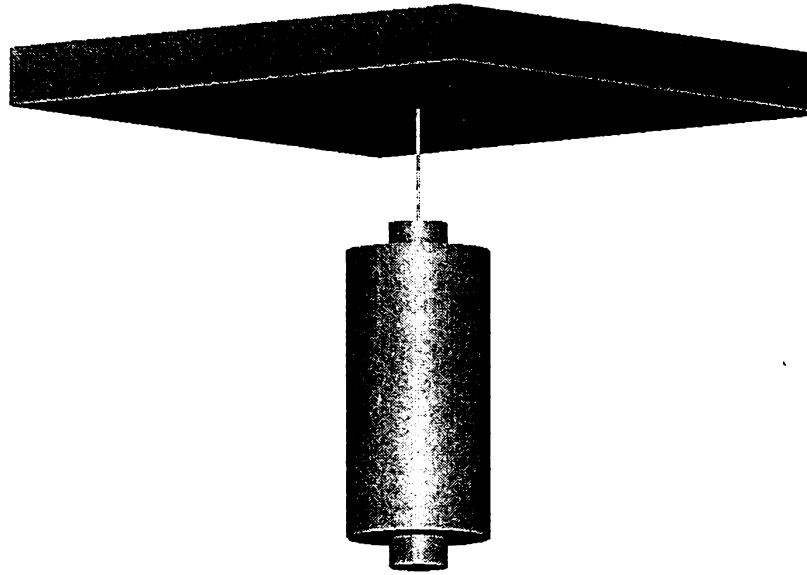


Fig. nr. 37. Rotor suspendat vertical.

Plecînd de la expresia (1.41) și avînd în vedere că este dificil de estimat constanta elastică a unui astfel de fir torsionat, se determină perioada oscilațiilor de răsucire mici pentru rotorul respectiv, care apoi se compară cu perioada oscilațiilor unui corp etalon cu moment de inerție cunoscut, măsurate în aceleași condiții experimentale. În acest mod, momentul de inerție căutat se determină cu relația:

$$\mathbf{J} = \mathbf{J}_e \left(\frac{\mathbf{T}}{\mathbf{T}_e} \right)^2, \quad [\text{kgm}^2] \quad (1.62)$$

unde \mathbf{J}_e este momentul de inerție al corpului etalon, \mathbf{T} este perioada de oscilație a părții rotative testate (măsurată), iar \mathbf{T}_e este perioada de oscilație a corpului etalon. Ca și corp etalon se poate utiliza un cilindru masiv de masă și diametru comparabile cu cele ale rotorului de încercat. Momentul de inerție al corpului etalon se calculează analitic.

Pentru ușurința măsurării perioadei de oscilație și sporirea preciziei măsurărilor, este de preferat utilizarea unui fir de suspensie lung și subtire. Standardul 9904/9-76 prevede că perioada oscilațiilor să nu fie sub 1 sec., în condițiile în care amplitudinea unghiulară a mișcării să nu depășească 45 grade. Avînd în vedere această limitare unghiulară, se consideră că frecările cu aerul pot fi neglijate.

Un alt aspect care trebuie luat în considerare și care poate influența negativ acuratețea măsurătorilor este că centrul de greutate al masei rotorice trebuie să se situeze riguros pe axa de rotație. Îndeplinirea acestei condiții se poate verifica vizual, prin lipsa oricărei mișcări de nutație asociată cu o astfel de abatere. Același efect îl are și un rotor dezechilibrat, motiv pentru care se prevede echilibrarea statică și dinamică a rotorului înaintea efectuării probei. Ca eroare posibilă mai intervine și deformația statică a sârmei, inerentă stocării acesteia în formă de colac, care însă poate fi surmontată prin utilizarea de fire sintetice, de tipul kapronului.

Referitor la instrumentul de măsură a timpului, se poate folosi cu rezultate acceptabile un cronometru uzual, măsurînd perioada de timp în care rotorul face un număr de cîteva oscilații (determinate prin schimbarea sensului de mișcare).

Referitor la puterea mașinilor pentru care poate fi utilizată această metodă, limita este determinată practic de materialele folosite pentru suspendare. Standardul limitează domeniul de aplicare la mașinile cu puterea de pînă la 100 kW, la care greutatea rotorului nu depășește cîteva zeci de kg. Avînd în vedere diversitatea de materiale care pot fi utilizate de la caz la caz, precum și diversitatea mijloacelor de măsurare a timpului, gradul de repetabilitatea a măsurătorilor este relativ redus. Un alt aspect ne-practic asociat metodei este necesitatea producerii unei piese rotorice, care aduce costuri suplimentare.

1.3.3.3.2. Metoda oscilațiilor de răsucire orizontale.

Pentru determinarea momentului de inerție, rotorul se așează pe un sistem de role, în poziție orizontală, și se cuplează rigid cu un arc spiral corespunzător dimensionat (fig. nr. 38). Rotorului i se imprimă o mișcare oscilatorie în jurul axei proprii, urmărindu-se măsurarea perioadei ultimelor oscilații înainte de oprire. Este recomandat ca perioada medie a oscilațiilor să nu fie prea mică, fapt ce ar determina erori de măsurare semnificative.

Arcul spiral de torsiune utilizat are un coeficient de elasticitate C cunoscut, iar amplitudinea oscilațiilor trebuie să rămână în interiorul limitei de elasticitate a arcului, garantată de producător. În acest mod, introducând în calcul perioada oscilațiilor înainte de oprire și constanta de elasticitate a arcului, pentru determinarea experimentală a momentului de inerție rotoric se poate utiliza direct expresia (1.41), după cum urmează:

$$J = c \left(\frac{T}{2\pi} \right)^2 \quad [\text{kgm}^2] \quad (1.63)$$

Bineînțeles, trebuiesc luate în considerare soluții de sprijin al rotorului care să minimizeze frecările mecanice în lagăre, care pot afecta precizia măsurărilor.

Un avantaj major al acestei metode este faptul că se poate aplica fără a demonta rotorul, folosind lagărele mașinii respective, cuplată cu arcul de torsiune. În practică, oscilațiile sunt achiziționate pe calculator folosind un traductor incremental rotativ optic. Acest fapt permite determinări foarte precise ale perioadei T , care urmează a fi introdusă în formula (1.63) pentru calculul momentului de inerție.

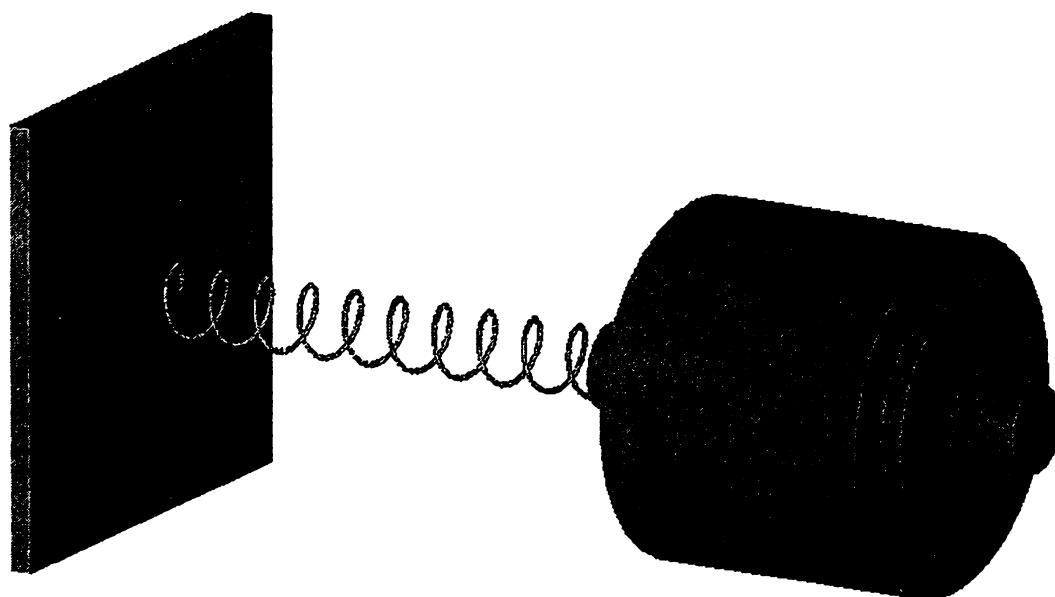


Fig. nr. 38. Rotor supus oscilațiilor de tip torsionai.

Având în vedere că același arc torsional se poate utiliza pentru o gamă largă de mașini, periodic sunt necesare verificări metrologice ale constantei de elasticitate ale acestuia.

Operațiunea se efectuează pe același stand, utilizându-se rotoare cilindrice masive de masă, diametru (și implicit momente de inerție) cunoscute. Având în vedere posibilitatea efectuării acestor etalonări succesive în timp, precum și precizia care însoțește utilizarea calculatorului pentru procesări numerice, metoda are un grad de repetabilitate mărit.

Toate aceste avantaje conferă metodei o aplicabilitate pe scară largă, pentru mașini pînă la puteri de ordinul MW, de diverse construcții și gabarite. Metoda este aplicată extensiv de ABB Industry Oy din Helsinki, care produce mașini în gama 250-2.000 kW.

1.3.3.4. Metoda accelerării la cuplu constant.

Metoda se prevalează de lansarea rotorului de către o greutate în cădere liberă (fig. nr. 39). La momentul inițial, această greutate de masă m cunoscută, este suspendată de rotor prin intermediul unui fir ușor care este înfașurat în jurul periferiei (de raza r cunoscută) rotorice.

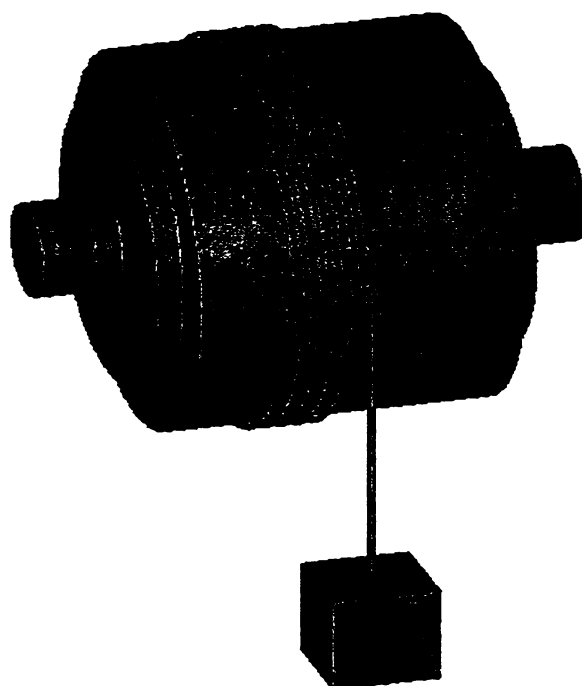


Fig. nr. 39. Rotor accelerat la cuplu constant.

Considerînd o înălțime h de referință, masa m este lăsată să cadă liber. Pentru ușurința calculului vom reduce masa m aflată în mișcare de translație sub forma unui

moment de inerție echivalent J_e raportat la axa rotorului studiat, în sensul conservării energiei cinetice:

$$J_e = m \left(\frac{v}{\omega} \right)^2 = m r^2, \quad (1.64)$$

caz în care ecuația mișcării pentru întreg ansamblul se poate scrie:

$$(J + J_e) \frac{d\omega}{dt} = M = mgr, \quad (1.65)$$

de unde se poate ușor deduce accelerația unghiulară a mișcării ansamblului, sub forma:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{mgr}{J + m r^2} \quad (1.66)$$

Revenind la mișcarea de translație, accelerația liniară a ansamblului devine:

$$a = \alpha r = \frac{mgr^2}{J + m r^2} \quad (1.67)$$

Practic, ansamblul de corpuri se echivalează cu o pereche de mase dintre care una are efect motric, iar cealaltă efect inerțial [47]. Accelerația ansamblului este mai mică decât accelerația unui corp în cădere liberă, acest raport depinzând, ca parametri, de m și J .

D.p.d.v. al experimentului, cel mai ușor este măsurarea duratei t în care greutatea în cădere parcurge o înălțime predefinită h , mărimi între care există un raport determinat de legile mișcării uniform accelerate:

$$h = a \frac{t^2}{2}, \quad (1.68)$$

Prin separare de variabile, se poate identifica momentul de inerție căutat, în forma:

$$J = m r^2 \left(\frac{g t^2}{2h} - 1 \right) \quad (1.69)$$

În unele cazuri se utilizează traductoare incrementale optice de turație ce măsoară viteza de rotație n [rpm] la care ajunge ansamblul după un timp oarecare t . Momentul de inerție se calculează analitic folosind expresia:

$$J = mr^2 \left(\frac{60gt}{2\pi nr} - 1 \right) \quad (1.70)$$

Un aspect important este lăgăruirea ansamblului în rotație, care trebuie făcută în așa fel încât frecările în lagăre să nu afecteze acuratețea măsurătorii. Practic, neglijând pierderile prin frecare, metoda se poate aplica pe motoare complet asamblate, apelând la o folie de diametru corespunzător montată pe capatul dinspre cuplaj al arborelui. Erori suplimentare sunt determinate de inerția introdusă de traductorul de turație cuplat pe axul rotorului și de faptul că masa firului înfășurat pe periferia rotorică se diminuează pe parcursul efectuării probei.

Experimental, în cadrul Standului de testare al UCM Reșița s-au efectuat probe pentru determinarea momentului de inerție pentru rotorul unui motor de 30 kW, 1000 rpm, la care a fost necesară identificarea momentului de inerție, în urma unor modificări constructive față de varianta inițială. S-a folosit metoda accelerării la cuplu constant, folosindu-se în acest scop lagărele volante ale unei mașini de echilibrat cu gabarit 2000 mm. Lansarea s-a realizat folosind o greutate de 3.3 kg, prinsă printr-un fir de nylon înfășurat pe periferia mașinii ($r=0.2$ m). Greutatea atașată a atins solul a fost de 2 secunde de la lansare, iar turația atinsă de rotor la momentul respectiv a fost de 95 rpm (fig. nr. 40). Momentul de inerție determinat în acest fel a capatat valoarea $J=1.16$ kgm². Pentru măsură s-a utilizat un informația de turație de la un traductor incremental analogic, achiziția și prelucrarile grafice fiind realizate pe calculator.

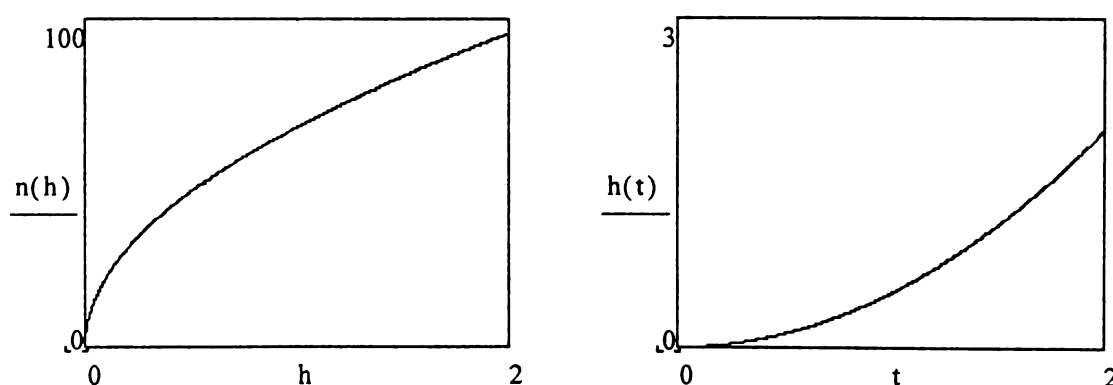


Fig. nr. 40. (a) turația rotorică și (b) distanța parcursă de la origine de către greutatea suplimentară.

Este semnificativ faptul că metoda poate fi adaptată fie pentru măsurarea vitezei de rotație, fie pentru măsurarea timpului de cădere, cât și faptul că nu necesită demontarea mașinii. Avînd însă în vedere că se dezvoltă o energie cinetică sub forma unei mase metalice în mișcare, metoda este limitată ca aplicare la motoare de pînă la zeci de kW.

Erorile de măsură sunt asociate în special instrumentelor utilizate (tuometre, cronometre), cât și modului de înregistrare și prelucrare grafică a acestora de către operatorul uman. În general metoda are un grad de repetabilitate destul de bun, iar eroarea de metodă poate fi încadrată în limita de 5-7%.

Cap. 2. Determinarea pierderilor mecanice și a dependenței acestora de turație.

Reamintim în context necesitatea de a cunoaște valoarea P_{mecN} în vederea identificării momentului de inerție J al mașinii respective, motiv pentru care considerăm utilă prezentarea metodei uzuale folosite pentru identificarea pierderilor mecanice, împreună cu modul de determinare a dependenței acestora de turație.

2.1. Separarea pierderilor mecanice folosind proba de mers în gol.

Încercarea la mers în gol este o probă care face parte din încercările de serie pentru mașini mai mari de câțiva kW, și constă din conectarea motorului necuplat (în gol) la o rețea de alimentare cu frecvență nominală și tensiune reglabilă. Ca surse de tensiune, uzual se folosesc grupuri motor asincron - generator sincron. Mașina de încercat se conectează la bornele acestuia din urmă, valoarea tensiunii fiind reglată din excitația generatorului sincron.

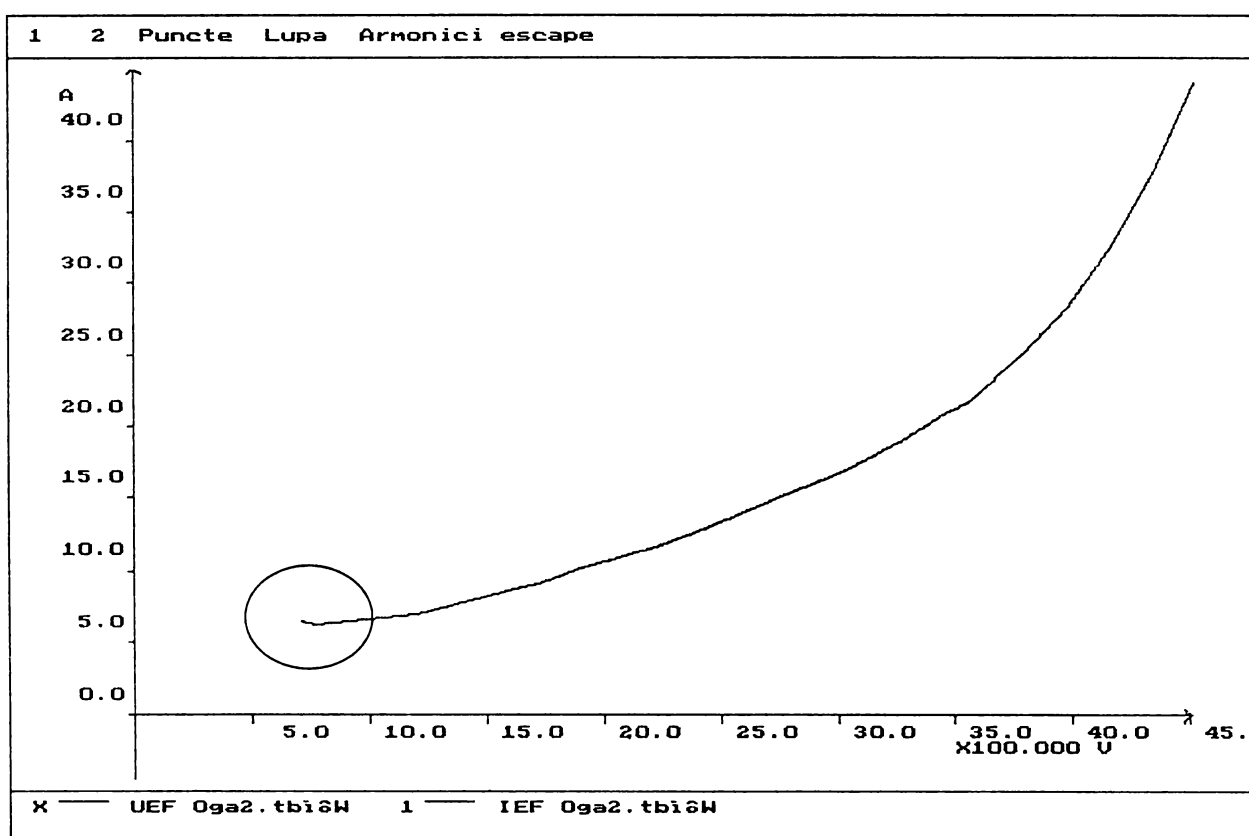


Fig. nr. 41. Caracteristica de magnetizare pentru o mașină de 800 kW, 6 kV, 4 poli

Proba constă din măsurarea puterii P_0 absorbite la mersul în gol, a curentului I_0 prin mașină, și a tensiunii U_0 corespunzătoare [8, 24]. Inregistrarea va cuprinde 12-25 puncte de măsură, obținute modificând tensiunea de alimentare între $0.3-1.2 \times U_n$. În domeniul tensiunilor mici, se utilizează, ca prag minim al tensiunii de alimentare, valoarea sub care curentul de mers în gol tinde să crească (fig. 41). Acest fenomen este legat de cuplurile armonicilor superioare, care devin comparabile cu cuplul frecvenței fundamentale (foarte redus din pricina tensiunii mici), și care au ca efect creșterea alunecării, și automat a curentului de mers în gol.

Proba de mers în gol are ca scop practic determinarea curentului de mers în gol, a pierderilor în fierul mașinii și a celor mecanice, urmărindu-se încadrarea acestora în anumite limite care, împreună cu alte probe, certifică buna funcționare a mașinii.

Determinarea pierderilor în fier și mecanice se face prin prelucrarea grafo-analitică a curbei $P_0 = f(U_0)$, avînd la bază considerații privînd bilanțul puterilor la mersul în gol. Acest regim este caracterizat de lipsa puterii utile la arbore (mașina fiind decuplată de sarcină). În aceste condiții, mașina absoarbe de la rețea numai puterea activă necesară acoperirii pierderilor interne, după cum urmează:

$$P_0 = P_{cu1} + P_{fe} + P_{mec} = 3I_0^2 R_1 + P_{fe} + P_{mec} \quad (2.1)$$

Rezistența statorică se măsoară (uzual prin metode volt-ampermetrice), fapt care face ca valorile pierderilor în înfășurarea statorică P_{cu1} să devină cunoscute. Putem scrie:

$$P_0 - 3I_0^2 R_1 = P_{fe} + P_{mec} \quad (2.2)$$

Aducînd, pentru argumentare, în discuție dependența pierderilor în fier de frecvența și inducția din mașină, literatura [22] demonstrează proporționalitatea directă a pierderilor în fier cu tensiunea electromagnetica indusă:

$$P_{fe} = P_{histereza} + P_{curenti_turbionari} = (\sigma_h f + \sigma_{ct} f^2) B^2 = \beta U_c^2 \quad (2.3)$$

În regim de motor, având în vedere că - mai ales pentru mașini de putere medie și mare - căderea de tensiune pe rezistența statorică are valori foarte mici, putem aproxima:

$$P_{fe} = \beta U_e^2 = \beta(U - IR_1)^2 \cong \beta U^2 \quad (2.4)$$

Se consideră deci că, practic, P_{fe} depind direct de pătratul tensiunii de alimentare.

Un alt fapt semnificativ este că variația tensiunii în limite largi nu este însoțită de modificări sensibile ale turației de mers în gol. Având în vedere că pierderile mecanice depind de turație, se poate considera cu o precizie suficientă că P_{mec} sunt constante cu tensiunea de alimentare, de valoare egală cu cele din funcționarea în sarcină nominală.

Toate aceste considerații conduc către formularea unei expresii analitice clare:

$$P_0 - 3I_0^2 R_1 = P_{fe} + P_{mec} = \beta U_0^2 + P_{mec} \quad (2.5)$$

care permite determinarea, prin extrapolare pentru $U_0 = 0$, a pierderilor mecanice.

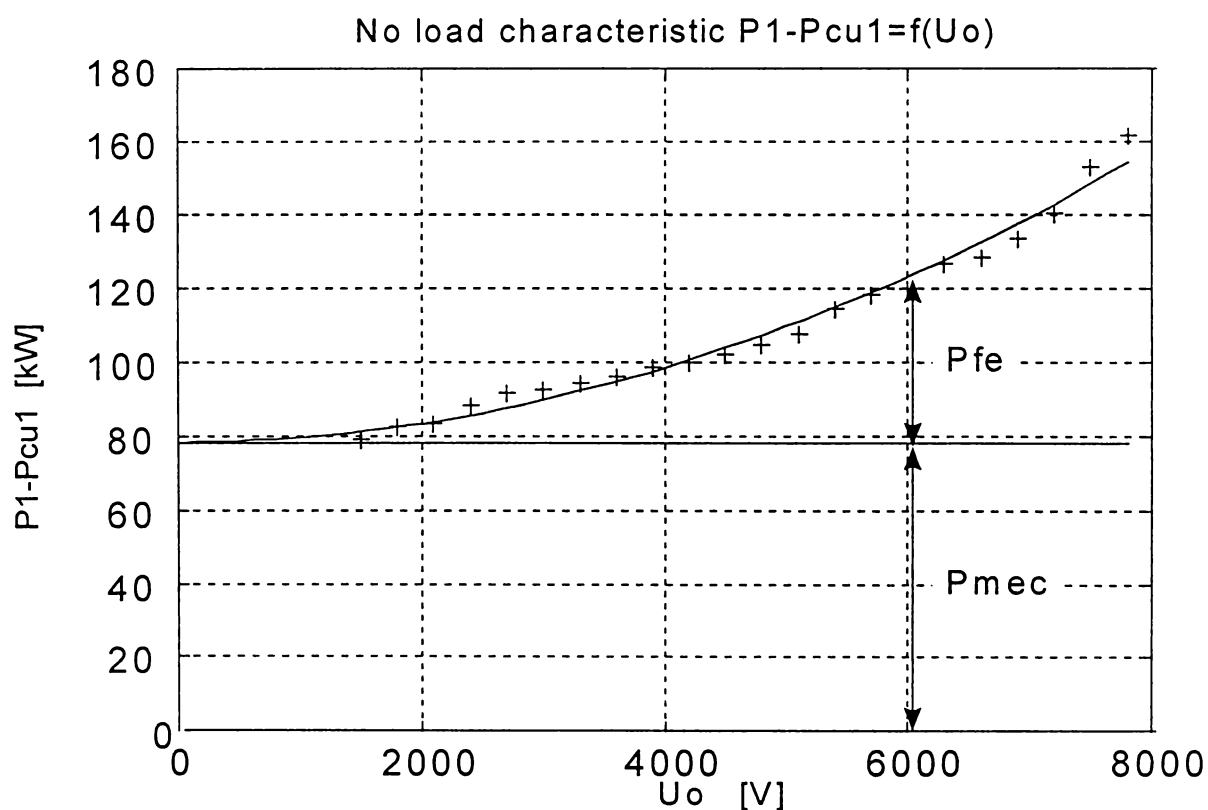


Fig. nr. 42. Separarea P_{mec} și P_{fe} din proba de mers în gol.

Practic se procedează, pentru fiecare din cele N puncte de măsură, la calcularea $P_0 - 3I_0^2 R_1$. Se aplica apoi o regresie numerică folosind (de exemplu) regula celor mai mici pătrate [7], aplicată pe un model polinomial de ordinul întâi, după cum urmează:

$$y = ax + b, \quad (2.6)$$

unde $y = P_0 - 3I_0^2 R_1$,

$$x = U_0^2,$$

$$b = P_{mec}$$

Folosind ca date de intrare perechile de mărimi $(x_i, y_i), i = 1 \dots N$ achiziționate, se definește eroarea:

$$\begin{aligned} E = \sum_1^N (y - y_i)^2 &= \sum_1^N (ax_i + b - y_i)^2 = a^2 \sum_1^N x_i^2 + Nb^2 + \sum_1^N y_i^2 + \\ &+ 2ab \sum_1^N x_i - 2a \sum_1^N x_i y_i - 2b \sum_1^N y_i \end{aligned} \quad (2.7)$$

Punînd condițiile de minimizare a erorii astfel calculate:

$$\frac{\partial E}{\partial a} = 2a \sum_1^N x_i^2 + 2b \sum_1^N x_i - 2 \sum_1^N x_i y_i = 0 \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial E}{\partial b} = 2Nb + 2a \sum_1^N x_i - 2 \sum_1^N y_i = 0 \quad (2.9)$$

se obține un sistem de ecuații în necunoscutele a, b :

$$\begin{cases} a \sum_1^N x_i^2 + b \sum_1^N x_i = \sum_1^N x_i y_i \\ a \sum_1^N x_i + bN = \sum_1^N y_i \end{cases} \quad (2.10)$$

avînd ca soluție:

$$\begin{cases} a = \Delta_1 / \Delta \\ b = \Delta_2 / \Delta \end{cases} \quad (2.11)$$

unde:

$$\Delta = N \sum_1^N x_i^2 - \left(\sum_1^N x_i \right)^2 \quad (2.12)$$

$$\Delta_1 = N \sum_1^N x_i y_i - \sum_1^N x_i \sum_1^N y_i \quad (2.13)$$

$$\Delta_2 = \sum_1^N x_i^2 \sum_1^N y_i - \sum_1^N x_i y_i \sum_1^N x_i \quad (2.14)$$

Aceste soluții ne permit scrierea:

$$\mathbf{P}_{fe} = \mathbf{a} \mathbf{U}_0^2, \quad (2.15)$$

$$\mathbf{P}_{mec} = \mathbf{b}, \quad (2.16)$$

fapt care oferă posibilitatea calculării \mathbf{P}_{fe} pentru orice tensiune de lucru, împreună cu determinarea \mathbf{P}_{mec} la turația nominală. Aceste mărimi vor putea fi ulterior utilizate în calcule de randament și alte bilanțuri de puteri pentru diverse regimuri de funcționare (inclusiv în sarcină nominală).

Concret, pentru mașina de 7500 kW, 6 kV, 4 poli, am obținut următoarele valori:

$$\begin{cases} \mathbf{P}_{feN} = 44.643 \text{ kW} \\ \mathbf{P}_{mecN} = 78.628 \text{ kW} \end{cases}$$

Subliniem că aceste determinări sunt urmarea analizei unui set de măsurători, efectuate în condiții specifice date (ideal cât mai apropiate de cele prevazute în standarde). Experiența dobândită ca inginer de testare în cadrul Standului de încercări SME 2 al UCM Reșița confirmă gradul ridicat de repetabilitate în identificarea acestor parametri ai mașinii respective.

Erorile de identificare inerente metodei sunt datorate modului de achiziție și prelucrare a datelor. Pe lanțul de măsură se utilizează transformatoare de curent și tensiune (uzual în clasa 1%), și aparate de măsură analogice (clasa 0.2%) sau sisteme de achiziție numerică (clasa 0.003% pentru achiziție pe 8 biți, și 0.0002% pentru achiziție pe 12 biți) împreună cu șunturi sau divizoare rezistive de precizie ridicată (uzual 0.1%). În cazul în care măsurătorile se efectuează prin citirea aparatelor de măsură analogice de către operatori umani, apar erori suplimentare de paralaxă și sincronizare a citirilor, care pot ajunge la 3-5%. În același context, interpretarea și prelucrarea grafică (folosind hirtia

milimetrică) a rezultatelor experimentale poate introduce un nivel suplimentar de eroare, estimat la 5-8%. În ansamblu, o achiziție și prelucrare numerică conduce la o eroare de metodă de max. 3%, iar una clasică la o eroare statistică de 5-15%.

În cazul în care frecvența f' a rețelei folosite la proba de mers în gol diferă cu mai mult de 2% de frecvența nominală f_n a mașinii (situație întâlnită în cazul rețelelor slabe), se obișnuiește recalcularea tensiunii și pierderilor în fier și mecanice [8] la frecvența nominală a mașinii:

$$U_0 = \frac{f_n}{f'} U'_0, \quad P_{fe} = P'_{fe} \left(\frac{f_n}{f'} \right)^{1.5}, \quad P_{mec} = P'_{mec} \left(\frac{f_n}{f'} \right)^2, \quad (2.17)$$

în condițiile în care valoarea curentului rămîne aceeași.

Cu referire la separarea pierderilor în fier și mecanice, dacă se acceptă pentru suma acestora o dependența de tip parabolic (expresia 2.6), se poate apela la una din proprietățile grafice ale parabolei, derivată din trasarea unei tangente la grafic care pleacă din originea sistemului de axe. Unicul punct de tangență este determinat de sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} \frac{d(ax^2 + b)}{dx} = \frac{d(cx)}{dx} \\ ax^2 + b = cx \end{cases} \quad (2.18)$$

care conduce către coordonatele

$$x = \sqrt{\frac{b}{a}}, \quad y = 2b$$

ale punctului de intersecție. Practic, analizînd fig. nr. 43, vom putea determina pierderile mecanice ca fiind jumătatea ordonatei punctului de intersecție între curba pierderilor și tangenta la aceasta care pleacă din origine.

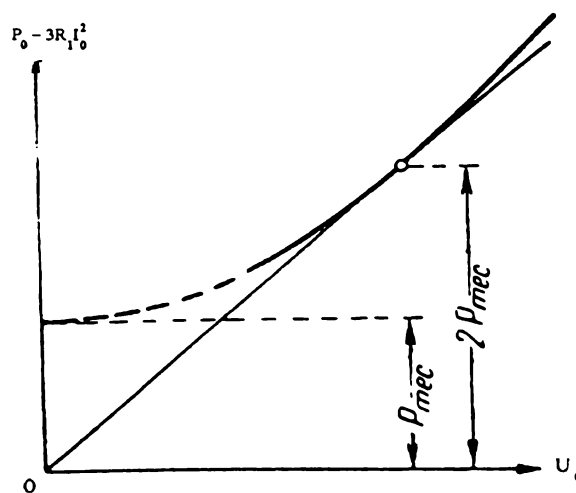


Fig. nr. 43. Separarea P_{mec}

Avem deci la îndemână [34] o metodă auxiliară de separare a pierderilor, care poate funcționa cu succes în cazuri care necesită o prelucrare rapidă a datelor experimentale. Precizia de lucru este însă corespunzătoare unei metode grafo-analitice, fapt care limitează utilizarea metodei la cazurile în care sunt suficiente determinări nepretențioase ale acestor pierderi.

2.2. Determinarea dependentei de turație a pierderilor mecanice.

Chiar dacă este ridicată ca o problemă mai degrabă de ordin academic, prezentînd un interes relativ redus d.p.d.v. al constructorilor de mașini, cunoașterea modului în care pierderile mecanice variază cu turația este strict necesară în activitatea standurilor de probă în care sunt încercate mașinile electrice de puteri mari. În aceste condiții, cunoașterea exactă a parametrilor funcționali corespunzători unor diverse regimuri de exploatare a unor grupuri motor + generator devine necesară. Utilizarea acestora ca grupuri tarate presupune de cunoașterea randamentului acestora.

Practic, pentru mașina asincronă, determinarea dependenței pierderilor mecanice cu turația se face prin efectuarea încercărilor la mers în gol corespunzătoare alimentării mașinii la frecvențe diferite (fig. nr. 43). Gama de frecvențe utilizată depinde de dotările existente în standurile de probă, prezentînd interes frecvențele inferioare celei nominale.

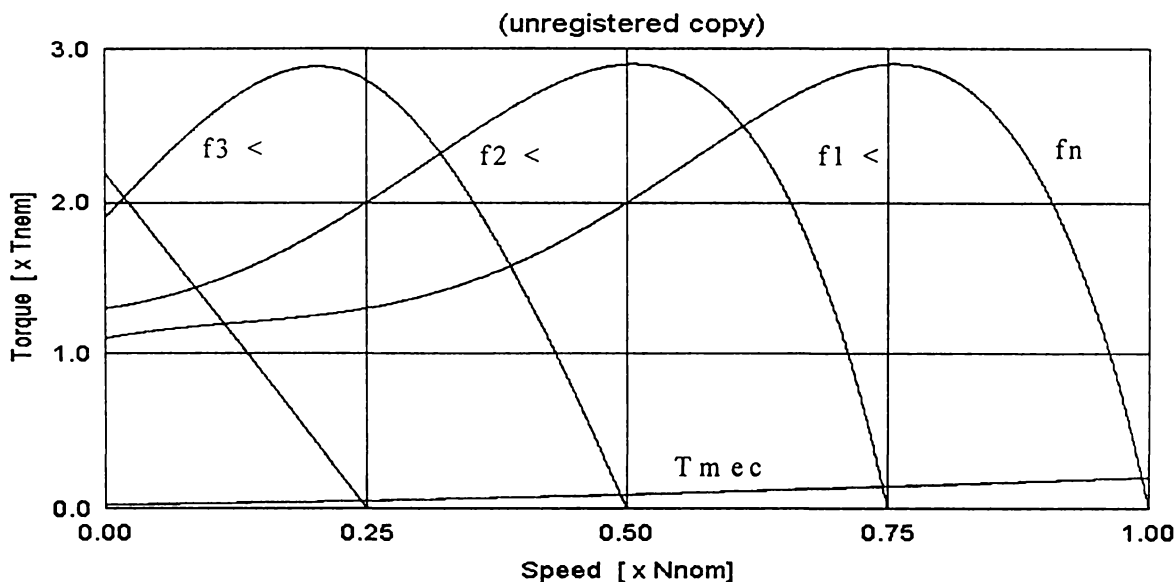


Fig. nr. 43. Explicativă la separarea Pmec la frecvențe diferite.

Alimentarea mașinii la frecvențe inferioare înseamnă turații de mers în gol corespunzător reduse. Caracteristicile de mers în gol specifice fiecărei frecvențe sunt prelucrate în modul descris la capitolul anterior, identificându-se, pentru fiecare set de caracteristici, P_{mec} corespunzătoare turației respective.

D.p.d.v. al erorilor de metodă, avînd în vedere numărul mare de măsurători care trebuie efectuate, este cel mai probabil ca o serie de parametri ai schemei de măsurare (rapoarte de reducere, etc.), precum și starea mașinii (temperatura internă, etc.) să nu coincidă, fapt însoțit de erori nesistematice greu de detectat și estimat. Deasemenea, generatoarele sincrone cu poli aparenti folosite ca surse de tensiune și frecvență reglabile, produc forme de undă cvasi-sinusoidale, care pot înrăutăți acuratețea determinărilor experimentale (prin componentele în armonici superioare care disipă pierderi în fier și induc cupluri parazite suplimentare).

Cel mai mare dezavantaj însă al acestei metode îl reprezintă volumul mare de măsurători și calcule care trebuie efectuate, fapt care face ca proba să fie extrem de costisitoare și deci rar folosită.

Cap. 3. Determinarea momentului de inerție și a caracteristicii mecanice a mașinii folosind pornirea directă în gol.

Sunt recunoscute oportunitățile oferite de introducerea sistemelor computerizate de achiziție și prelucrare a datelor în ansamblul tehnicilor de testare a mașinilor electrice. Se observă în acest context că metodele cunoscute de identificare a momentului J de inerție a rotoarelor mașinilor de inducție (prezentate în cap. 1 al prezentei lucrări) au fost elaborate într-o perioadă în care asemenea echipamente moderne de testare nu existau. Deasemenea, dintre metodele prezentate, fiecare are un domeniu de aplicare limitat la mașini cuprinse într-o anumite plajă de puteri. În plus, fiecare dintre aceste metode este însoțită de erori de diverse tipuri, corespunzătoare fie bazei tehnice experimentale folosite (adaptoare de semnal, traductori, aparate înregistratoare, etc.), fie tehnicilor de măsură și prelucrare a datelor, în contextul abilității operatorului uman de a minimiza acest ansamblu de erori.

În cadrul capitolului de față ne propunem fundamentarea teroretică și argumentarea experimentală a unei metode noi de identificare a momentului de inerție J pentru mașinile electrice asincrone, care folosește pornirea în gol a mașinii respective.

Metoda nou propusă se bazează în mod exclusiv pe calitățile specifice sistemelor de achiziție și prelucrare numerică a datelor, care limitează eroarea de estimare a momentului de inerție J la eroarea de măsură a sistemului de achiziție și prelucrare în ansamblu (care este determinată nu atât de sistemul de achiziție în sine, nici de eroarea de calcul, ci de clasa de precizie a traductorilor de curent și tensiune folosiți - uzual 0.5 %).

D.p.d.v. al teoriei, metoda se bazează pe calculul bilanțului energetic al mașinii pe parcursul pornirii în gol prin conectare directă la rețea. În ansamblu, pornirea directă la rețea este definită ca procesul tranzitoriu de accelerare a ansamblului sarcină - motor pînă la turația nominală. În același sens, condiția ca motorul să fie decuplat de sarcină definește pornirea în gol a mașinii respective.

D.p.d.v. energetic, pornirea unei mașini electrice rotative este însoțită de transferul unei anume cantități de energie către părțile în rotație, energie care se regăsește în final sub

forma de energie cinetică $E_c = J \frac{\omega^2}{2}$ (unde ω - viteza de rotație stabilizată [rad/s])

stocată în rotor, și care este absorbită de la rețea pe parcursul pornirii.

Raportînd acest transfer energetic la timp, E_c corespunde acelei fracțiuni a puterii interioare P_i transferată prin întrefier care contribuie exclusiv la accelerarea rotorului.

Această fracțiune a puterii interioare va fi denumită în continuare putere cinetic utilă P_c , regăsindu-se în final sub forma energiei cinetice de rotație E_c stocate în rotorul mașinii.

După atingerea turației stabilizate (corespunzătoare sarcinii la arbore existente), puterea cinetic utilă P_c convertită în energie cinetică devine nulă. Relația energie - putere este dată de expresia:

$$P_c = \frac{dE_c}{dt} \quad (3.1)$$

Metoda experimentală propusă constă în prelucrarea datelor înregistrate pe durata pornirii în gol $U, I, P_1, n = f(t)$, și identificarea energiei totale transferate către rotor sub formă de energie cinetică, cu scopul final de a calcula momentul de inerție J al mașinii supuse probei.

Mașina pleacă de la turație nula ($s = 1$) și ajunge în regimul de gol real la turația nominală, stabilizată ($s = s_n$), trecînd printr-o succesiune de stări intermediare corespunzătoare unei turații crescătoare nenule ($1 > s > 0$).

Efectuînd bilanțul puterilor la pornirea în gol (fig. nr. 44), procedăm la separarea puterii cinetic utile.

$$P_1 = P_{cu1} + P_{fe} + P_i = 3R_1 I^2 + P_{fe} + P_i \quad (3.2)$$

$$P_{fe} = P_{fe_stator} + P_{fe_rotor} = P_{feN} \left(1 + s \frac{D^2 - D_i^2}{D_c^2 - D^2} \right) \left(\frac{U}{U_n} \right)^2 \quad (3.3)$$

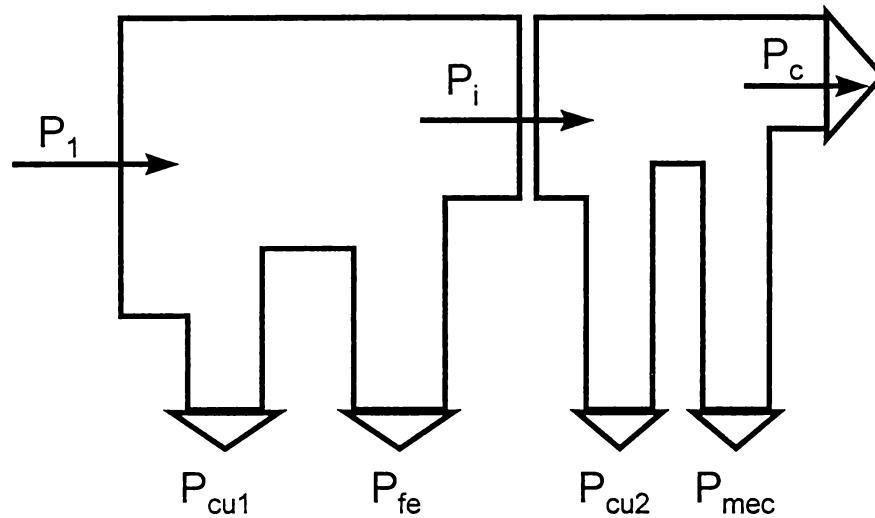


Fig. nr. 44. Bilanțul puterilor la pornirea în gol.

$$P_i = P_{cu2} + P_{mec} + P_c = P_1 - P_{cu1} - P_{fe} \quad (3.4)$$

$$P_{mec} = (1 - s)P_{mecN} \quad (3.5)$$

$$P_c = P_i - sP_i - P_{mec} = (1 - s)P_i - P_{mec} = \frac{n}{n_1}(P_1 - P_{cu1} - P_{fe}) - P_{mec} \quad (3.6)$$

, unde: P_1 - puterea activă absorbită de la rețea

P_{cu1} - pierderile prin efect Joule-Lenz în înfășurarea statorică

P_{fe} - pierderile în fier (considerate a fi formal concentrate în statorul mașinii)

P_i - puterea interioară

P_{cu2} - pierderile prin efect Joule-Lenz în înfășurarea rotorică

P_{mec} - pierderile mecanice

P_c - puterea cinetic utilă

n - turația mașinii

n_1 - turația sincronă a mașinii

$s = \frac{n_1 - n}{n_1}$ - alunecarea rotorică

D_e, D, D_i - diametrele exterior stator, exterior rotor, și respectiv interior rotor

Integrînd numeric această putere cinetic utilă (care devine nula după atingerea stării staționare $n = n_n$) în raport cu timpul, obținem cantitatea totală E_c de energie absorbită din rețea care a fost convertita în energie cinetică. Intervalul de timp t pe care se face

integrarea este timpul scurs între conectarea la rețea și atingerea turației stabilizate de mers în gol.

$$E_c = \int_0^t P_c dt = J \frac{\omega^2}{2} \quad (3.7)$$

Acest calcul ne permite în continuare identificarea momentului de inerție J al mașinii, sub forma:

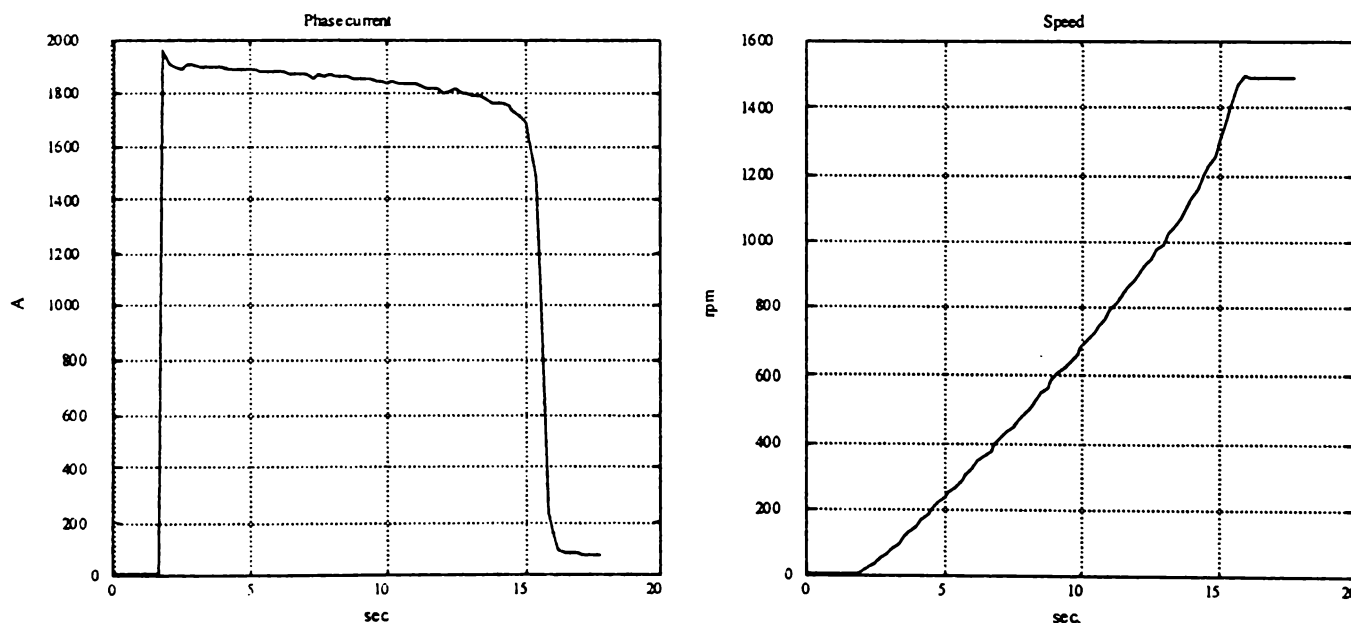
$$J = m r^2 = \frac{2E_c}{\omega^2} \quad [\text{kgm}^2] \quad (3.8)$$

Avînd în vedere aceste considerații, devine practic necesară efectuarea bilanțului de puteri pentru fiecare din stările străbătute de mașină în cursul pornirii - considerate ca staționare.

Concret, avînd la îndemina setul de date experimentale achiziționate pe durata pornirii în gol (variația turației, tensiunii la borne, a curentului și puterii absorbite de motor pe durata pornirii) precum și o serie de alte date preliminare (rezistența fazei statorice, etc.), trebuie calculate P_{cul} , P_{fe} , P_{mec} corespunzătoare fiecărui punct de măsură existent experimental.

Pentru probe s-au utilizat un motor produs de U.C.M. Reșița, tip: *TIS 1520/1120-4, 7500kW, 6000 V, 800 A, 1490 rpm, 50 Hz, conexiune Y0, $R_1 = 0.0173 \Omega$, $\delta = 4.15 \text{ mm}$.*

Pentru mașina respectivă $P_{mecN} = 44.643 \text{ kW}$, iar $P_{feN} = 78.628 \text{ kW}$ (fig. nr. 42). S-au înregistrat (fig. nr. 46) pe parcursul pornirii $U, I, P, n = f(t)$.



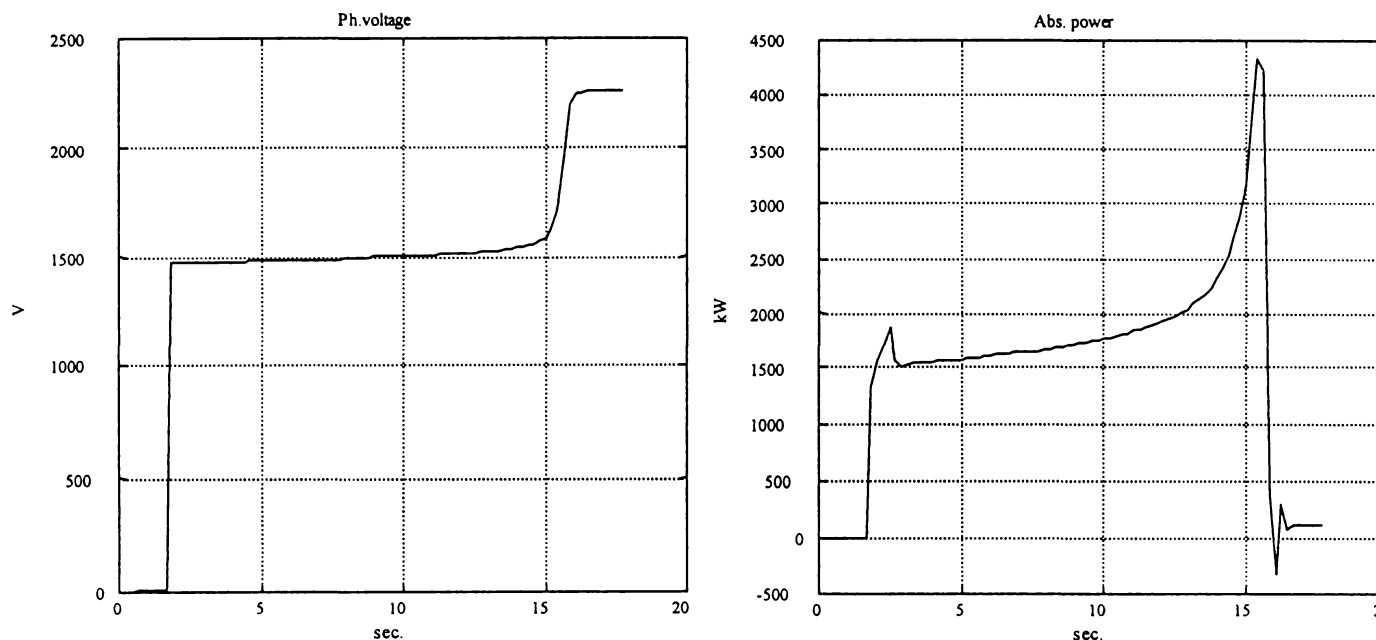


Fig. nr. 46. Variația mărimilor electrice și mecanice semnificative la pornirea în gol

Din considerente legate de încărcarea rețelei, tensiunea la care s-a efectuat pornirea a fost de $0.6 \times U_n$. Chiar și la această tensiune, puterea activă la vîrf absorbită de la rețea a depășit 4 MW (în preajma alunecării critice).

Puterea cinetic utilă P_c corespunzătoare punctelor de măsură se calculează prin separarea pierderilor în mașină, iar integrarea acestora în raport cu timpul de pornire se face numeric. Pentru aceasta, se ridică suplimentar problema calculării pierderilor mecanice, în fier și cupru pe parcursul regimului tranzitoriu al pornirii.

Uzual, pierderile în fier nominale P_{feN} se consideră cunoscute din proba de mers în gol (efectuata anterior), cele pe parcursul pornirii fiind calculabile funcție de patratul tensiunii, alunecare și dimensiunile radiale ale miezului magnetic.

Bazîndu-ne pe aceeași probă de mers în gol, este cunoscută și valoarea pierderilor mecanice P_{mecN} la turația nominală. În lipsa unor informații inițiale exacte despre variația P_{mec} cu turația (obtenabile doar prin probe de mers în gol la diferite frecvențe - metodă descrisă în cap. 2), se poate considera pentru început că variația acestora cu turația are o alură liniară $P_{mec} = \epsilon n$, unde coeficientul de proporționalitate este determinat de

$\varepsilon = P_{mecn} / n_n$. Pierderile în cuprul statoric P_{cu1} se calculează pentru fiecare punct de măsură folosind valorile rezistenței statorice (măsurată) și curentului de fază (achiziționat).

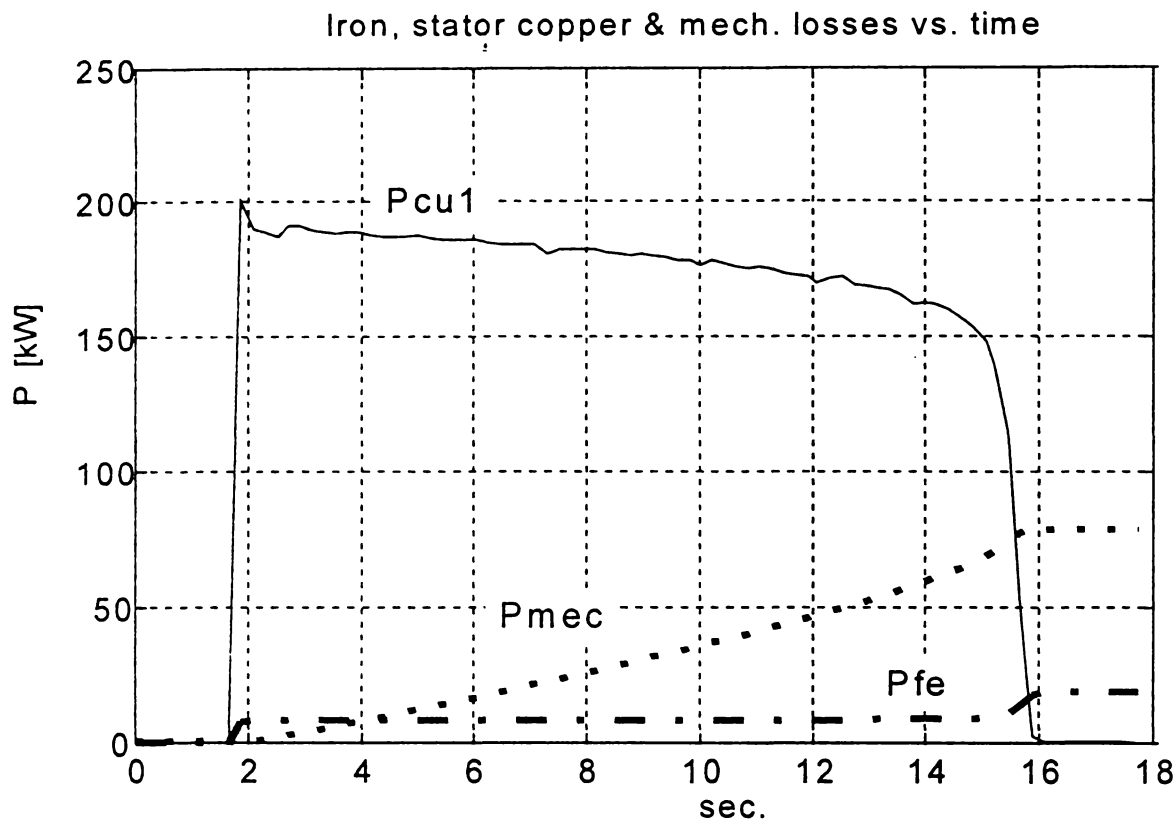


Fig. nr. 47. Alura pierderilor în fier, cupru și mecanice pe durata pornirii.

Dependența de timp a acestor pierderi pe parcursul pornirii a fost calculată în respectul prezumțiilor de mai sus (fig. nr. 47). Se poate astfel realiza o comparație între ordinele de mărime ale acestor pierderi la pornire (pentru mașini de acest ordin de putere).

Identificarea acestor dependențe ne înlesnesc, folosind expresia (3.6.), calculul puterii cinetice utile P_c .

Se observă că (fig. nr. 48) pe timpul accelerării, pe porțiunea finală anterioară atingerii turației nominale, din pricina inerției mari, turația depășește pentru scurt timp turația de sincronism, mașina intrînd în regim de generator, motiv pentru care atît puterea absorbită P_1 cît și cea cinetic utilă P_c capătă valori negative. Pentru mașina analizată, acest regim tranzitoriu dispăre după cîteva pendulări.

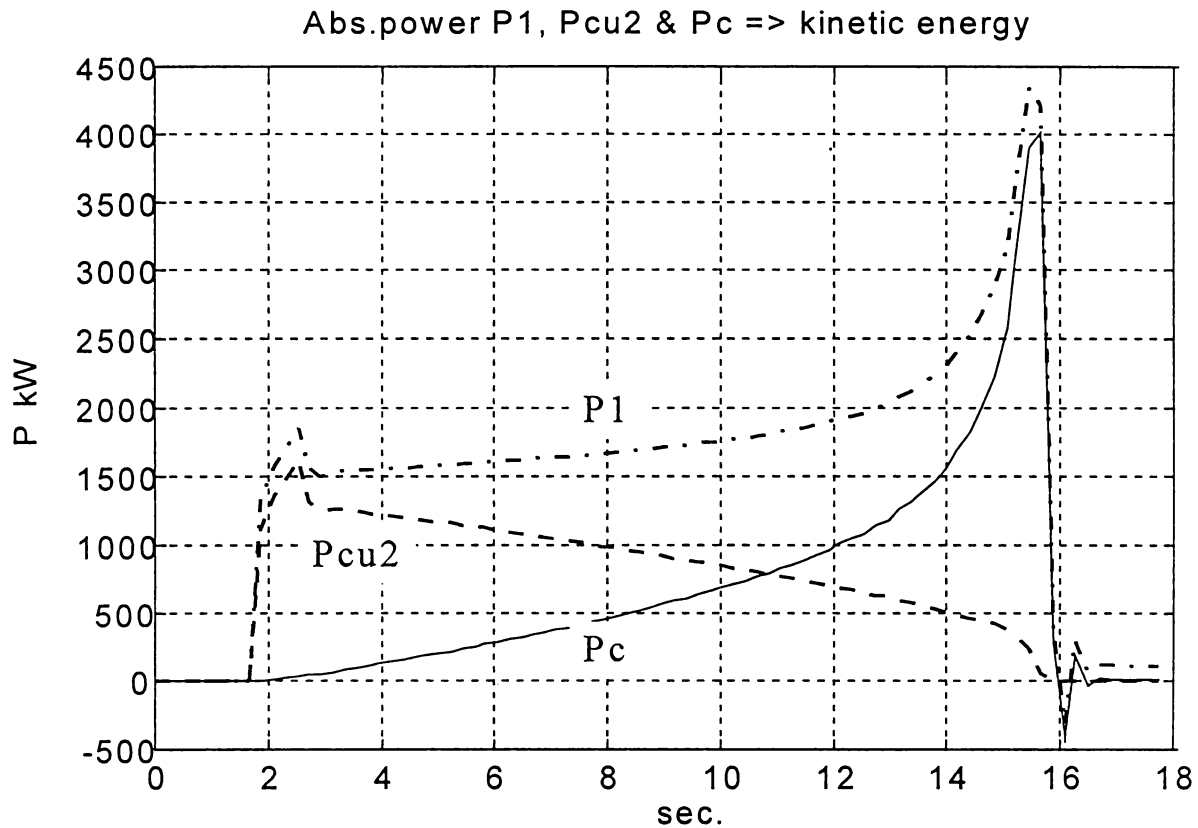


Fig. nr. 48. Puterea absorbită, puterea cinetic utilă și pierderile în cuprul rotoric pe durata pornirii.

Puterea cinetic utilă P_c astfel găsită se integrează numeric $E_c = \int_0^t P_c dt = J \frac{\omega^2}{2}$, fapt ce permite identificarea momentului de inerție J al mașinii, sub forma:

$$J = \frac{2E_c}{\omega^2} \quad (3.9)$$

Aceast demers se constituie în prima utilitate practică a calculării puterii cinetic utile P_c pe parcursul pornirii în gol.

Propunem în continuare o metodă concurentă de determinare a momentului de inerție, care poate folosi și la validarea valorii lui J obținute anterior, folosind același set de date experimentale.

Folosind definiția puterii cinetice utile P_c ca fiind acea fracțiune a puterii interioare P_i care servește la accelerarea rotorului și se stochează în masele în rotație sub formă de energie cinetică, putem scrie:

$$P_c = \frac{dE_c}{dt} = \frac{J d\omega^2}{2 dt} = J\omega \frac{d\omega}{dt} = \frac{4\pi^2}{3600} Jn \frac{dn}{dt} \quad (3.10)$$

Extragem momentul de inerție J ca necunoscută:

$$J = \frac{P_c}{\frac{dE_c}{dt}} = \frac{P_c}{\frac{4\pi^2}{3600} n \frac{dn}{dt}}, \quad (3.11)$$

urmînd ca acesta să fie determinat ca o medie a valorilor astfel obținute (fig. nr. 49).

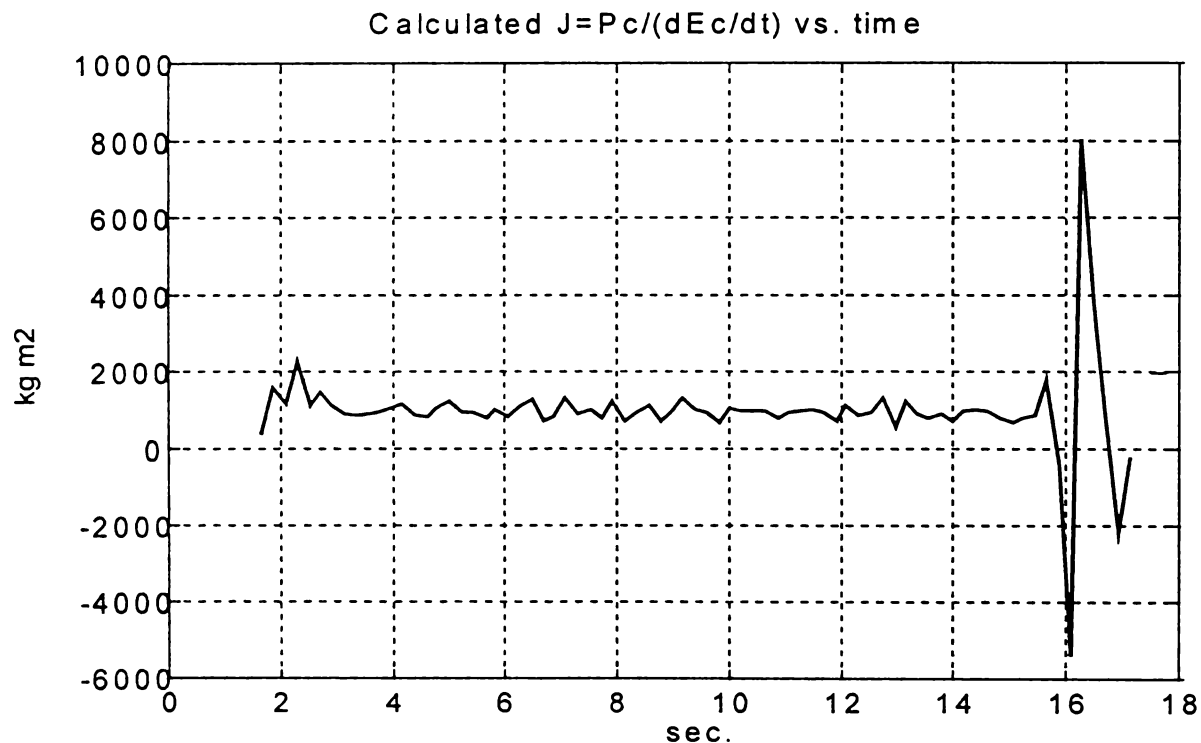


Fig. nr. 49. Momentul de inerție calculat pe parcursul pornirii.

Avînd în vedere că derivata turației este calculată numeric, erori semnificative sunt introduse în special în zonele în care derivata își schimbă semnul, care în cazul nostru corespunde zonei de pendulări a mașinii.

Dacă valoarea lui J calculată prin integrare se re-introduce în (3.10), alura grafică a puterii cinetic utile P_c astfel calculată trebuie să coincidă în bună măsură (fig. nr. 50) cu alura puterii cinetic utile calculată prin separarea pierderilor în mașină.

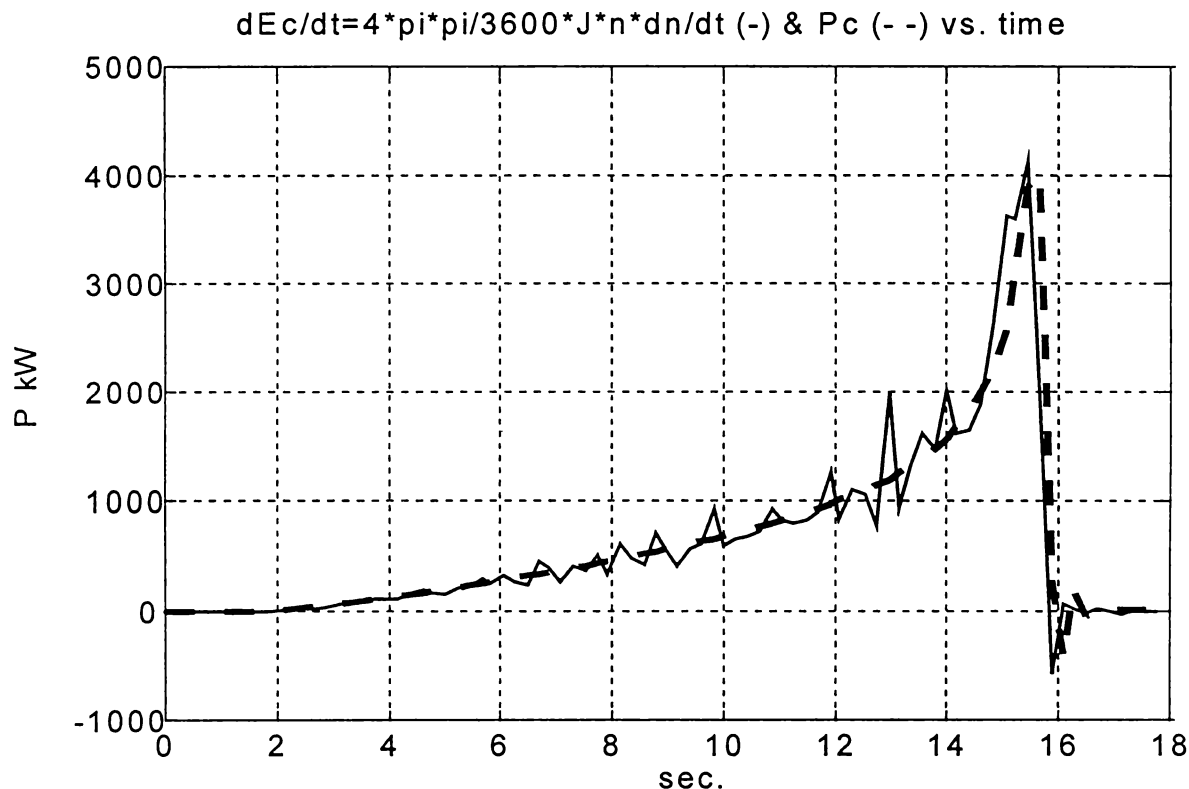


Fig. nr. 50. Comparație între derivata energiei cinetice și puterea cinetic utilă calculată pe durata pornirii.

Se poate aprecia - folosind de exemplu criteriul erorii pătratice medii - măsura în care cele două curbe se suprapun. Folosind ca referință curba puterii cinetic utile calculate din separarea pierderilor în mașină, se poate iniția un proces iterativ de minimizare a acestei erori pătratice medii, folosind ca parametru chiar momentul de inerție J , procedînd la baleierea cu o rezoluție impusă a unei plaje de +/- cîteva procente din valoarea lui J găsită inițial prin integrare. În cazul mașinii folosite spre exemplificare, eroarea pătratică medie inițială a fost de 1.4%, iar în urma procedurii de rafinare prezentat, s-a ajuns la o valoare a lui J corespunzătoare unei erori pătratice minime de 0.45%.

Acest demers se constituie în a două utilitate a calculării puterii cinetic utile P_c pe parcursul pornirii.

Mai mult, definiția P_c , ca fiind acea componentă a puterii interioare care contribuie la accelerarea rotorului, ne permite scrierea unei echivalențe între această putere cinetic utilă și cuplul util la arbore al mașinii. Ecuația:

$$P_c = \frac{dE_c}{dt} = \frac{J d\omega^2}{2 dt} = J\omega \frac{d\omega}{dt} = \frac{4\pi^2}{3600} Jn \frac{dn}{dt}, \quad (3.12)$$

poate fi rescrisă într-o formă convenabilă:

$$\frac{P_c}{\omega} = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.13)$$

care capătă exact forma ecuației cuplului util la arbore în regim dinamic:

$$M = \frac{2\pi}{60} J \frac{dn}{dt} = \frac{60}{2\pi} \frac{P_c}{n} \quad (3.14)$$

În acest fel, cuplul la arbore se poate calcula pe două căi: fie raportînd puterea cinetic utilă la turația mașinii, fie amplificînd derivata turației cu momentul de inerție al mașinii, pentru fiecare moment de-a lungul pornirii. Fiecare din aceste moduri de lucru poate funcționa atît ca mod de lucru independent, cît și ca posibilitate distinctă de verificare relativă a rezultatelor.

În figura nr. 51 se prezintă spre comparație rezultatele obținute pentru mașina cu bare înalte de 7500 kW, 6 kV, 4 poli, 800 A. În acest caz, avînd în vedere că turația a fost achiziționată cu un tahometru analogic, derivata numerică introduce unele erori, care însă pot fi minimizate printr-o interpolare de tip spline a derivatei (neaplicată însă în acest caz).

În cazul în care sistemul numeric de achiziție utilizat are o capacitate de memorare suficientă pentru stocarea șirului valorilor instantanee ale $U, I, n = f(t)$ pe întreaga durată a pornirii (și nu doar valori efective pentru fiecare perioadă a tensiunii), cuplul electromagnetic se poate calcula folosind mărimile electrice exprimate conform modelului în coordonate d, q raportate la stator al mașinii [8, 9, 11, 36].

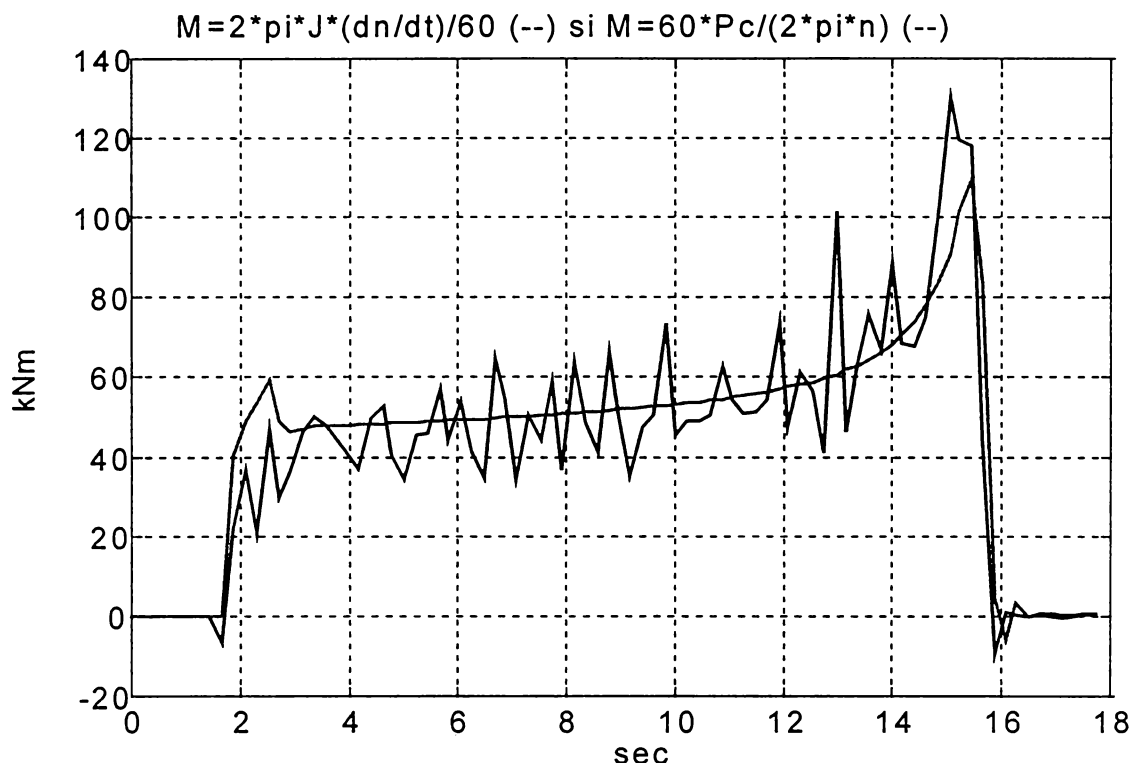


Fig. nr. 51. Comparația între caracteristicile mecanice obținute pe două cai diferite.

Avînd în vedere această sincronizare cu viteza de rotație a cîmpului invîrtitor statoric, fluxul total al fazelor statorice se poate calcula din valorile instantanee ale curenților și tensiunilor de fază:

$$\Psi_{a,b,c} = \int (u_{a,b,c} - R_1 i_{a,b,c}) dt \quad (3.15)$$

unde R_1 este rezistența de fază a înfășurărilor statorice.

Fluxurile și curenții în coordonate d,q se calculează din fluxurile și curenții fazelor, după cum urmează:

$$\Psi_{d,q} = |A| \Psi_{a,b,c} \quad (3.16)$$

$$i_{d,q} = |A| i_{a,b,c} \quad (3.17)$$

$$\text{unde } A = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(-\theta) & \cos(-\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(-\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ \sin(-\theta) & \sin(-\theta - \frac{2\pi}{3}) & \sin(-\theta + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix}, \quad (3.18)$$

iar $\theta = \theta_0 + \omega_1 t$ este unghiul electric corespunzător turației sincrone a cîmpului inductor.

În aceste condiții, fără ca acest demers să constituie unul din obiectivele prezentei lucrări, se poate utiliza cu succes relația de bază pentru determinarea cuplului electromagnetic al mașinii, pe baza mărimilor electrice după cele două axe d, q :

$$\mathbf{M}_{em} = \frac{3}{2} \mathbf{p} (\Psi_d \mathbf{i}_q - \Psi_q \mathbf{i}_d) \quad (3.19)$$

unde \mathbf{p} este numărul de perechi de poli ai mașinii.

Având în vedere că turația este cunoscută, se poate ridica - prin scăderea cuplurilor corespunzătoare pierderilor în mașină - caracteristica mecanică a mașinii:

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_{em} - \mathbf{M}_{pierderi} = \mathbf{f}(\mathbf{n}) \quad (3.20)$$

Din cauza insuficienței memoriei nevolatile din dotarea sistemului de achiziție folosit (PC-AT cu procesor 80286, 16 MHz, 1 MB RAM, 40 MB HD), în condițiile unor porniri de lungă durată (15 secunde pentru mașina de 7500 kW), nu am reușit stocarea șirului valorilor instantanee pentru mărimile achiziționate, ci doar pe cele efective.

Privind retrospectiv, constatăm că avem la îndemână, folosind același set de date experimentale, mai multe metode concurente de identificare a momentului de inerție \mathbf{J} și a caracteristicii mecanice a mașinii $\mathbf{M} = \mathbf{f}(\mathbf{n})$, care pot funcționa atât ca proceduri independente, cât și ca proceduri de verificare relativă a rezultatului obținut (fig. nr. 52).

D.p.d.v. conceptual, determinarea momentului de inerție prin integrarea \mathbf{P}_c obținute prin separarea pierderilor în mașină utilizează cvasi-exclusiv datele electrice, turația intervenind doar în cadrul preliminării pierderilor mecanice. Aceste calcule înglobează toate ipotezele și simplificările normal considerate la mersul în gol, considerându-se că regimul de pornire (saturarea mașinii) nu introduce erori semnificative.

Pe de altă parte, determinarea momentului de inerție prin calcularea \mathbf{P}_c ca derivata energiei cinetice a rotorului, se apropie, ca principiu de măsurare, cel mai mult de realitatea fenomenologică. În acest caz, derivarea numerică este cea care intervine ca aspect

limitativ, dar trebuie subliniat că utilizarea unor traductoare optice rotative aduce precizii foarte bune inclusiv în calculul derivatei, fapt care dă înțietate acestei ultime metode.

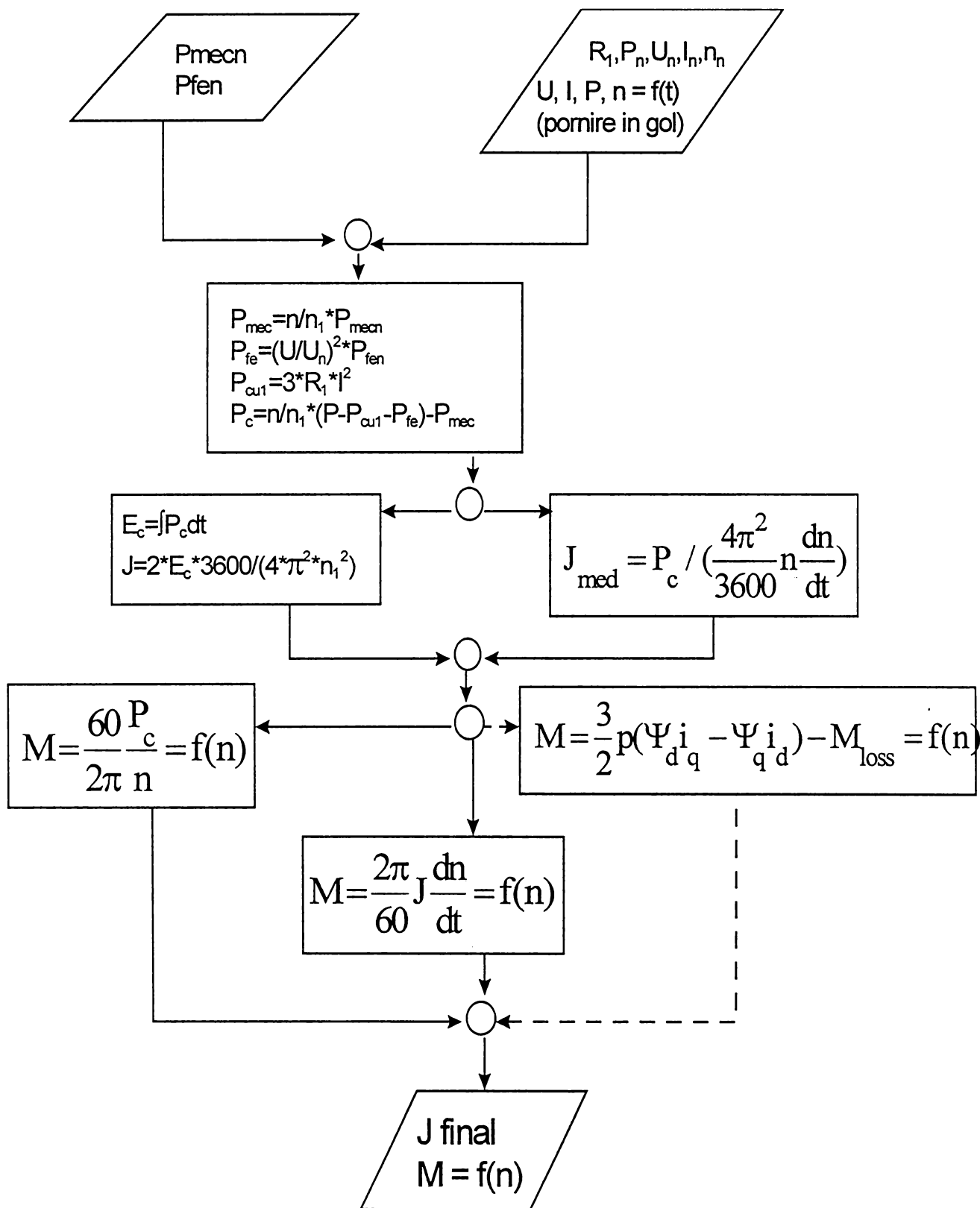


Fig. nr. 52. Proceduri logice pentru prelucrarea datelor achiziționate la pornirea în gol.

Aceleași considerații se pot face și relativ la metodele de determinare a caracteristicii mecanice a mașinii $M = f(n)$.

Decizia asupra oportunității aplicării uneia sau a amânduror metode menționate trebuie luată de la caz la caz, funcție de dotările experimentale existente și de o atentă analiză a erorilor care pot interveni.

Cu referire la timpul de pornire, avînd în vedere că tensiunea la borne a fost de $0.6 \times U_n$, cuplul dezvoltat de mașină a fost corespunzător redus cu patratul acestui coeficient. În aceste condiții se apreciază că durata pornirii în gol a fost de circa 2.5 ori mai mare decît cea corespunzătoare unei porniri la tensiunea nominală. Un alt factor care a influențat perioada de pornire este puterea deficitară disponibilă în rețeaua de medie tensiune. Pentru a reduce tensiunea în raportul de $0.6 \times U_n$ precizat anterior, s-a utilizat în practică un trafo de coborîre de 10 MVA, 10/6 kV, intercalat între rețeaua de 6 kV și mașina de încercat. Chiar și în condițiile reducerii tensiunii de alimentare, curenții de pornire din mașină au produs pe rețeaua utilizată o cădere de tensiune de aproape 20%, care a mărit corespunzător durata pornirii.

Regimul lent de pornire în gol astfel asigurat realizează o apropiere și mai bună între caracteristica mecanică dinamică obținută și cea statică. Se consideră în acest caz că mașina parcurge stările intermediare corespunzătoare pornirii în regim cvasistabilizat [8]. Acest regim se poate obține fie prin reducerea tensiunii de alimentare, fie prin cuplarea mașinii cu mase suplimentare cu rol de volant inerțial. Avînd însă în vedere că relația între momentul de inerție și puterea mașinii este determinată de un exponent supraunitar (vezi cap.1), mașinile de ordinul MW se apropie sensibil de regimul pornirilor lente. Trebuie însă avute în vedere limitările funcționării mașinii în domeniul tensiunilor joase, cu valori care se pot apropia de amplitudinile armonicilor superioare. Acest regim de funcționare, care nu poate fi precis controlat, poate perturba comportarea normală în cuplu a mașinii, afectînd exactitatea măsurărilor.

Un alt aspect particular al testelor efectuate pe mașini electrice mari este încălzirea mașinii după o pornire în gol. Pentru a obține rezultate cît mai apropiate de funcționarea normală,

pornirea se poate face cu mașina preîncălzită la temperatura normală de funcționare (imediat după proba de încălzire folosind de exemplu metoda celor două frecvențe). Trebuie avută în vedere că partea care se încălzește cel mai rapid la pornire este rotorul, a cărui rezistență electrică va crește semnificativ, și care disipă energia termică stocată destul de greu. Din acest motiv, pentru a se putea face spre exemplu o comparație între două mașini din aceeași serie, trebuie asigurată o coincidență a condițiilor de temperatură la startul celor două probe. Din aceeași cauză, două porniri succesive efectuate în timp scurt asupra aceleiași mașini pot duce la rezultate neconcludente.

În același timp, trebuie remarcat că sistemul de achiziție trebuie să preia pe parcursul pornirii (inclusiv perioada de stabilizare) curenți de fază într-o plajă extrem de largă, cuprinsă între curentul de mers în gol și curentul de scurt-circuit la tensiune nominală. Referindu-ne la probele efectuate pe Standul UCM Reșița pentru mașina amintită, pornirea în gol a fost efectuată la $0.6 \times U_n$ (2600 Vac tensiune de fază), iar curentul de fază a variat între 2000 A (curent de scurt-circuit în porțiunea alunecării mari) și 75 A (curentul de mers în gol la tensiunea respectivă, adică în plaja unui raport relativ de 1:20). Achiziția a fost realizată utilizând transformatoare de curent de măsură în clasa 0.5, conectate pe un raport de reducere de 750/5 A. Este clar că precizia măsurătorii a fost afectată atât în domeniul curenților mari (în care transformatoarele pot intra în saturație) - într-o proporție dificil de estimat, cât și în domeniul curenților mici (măsurători în prima zecime a plajei de măsură) - într-o proporție estimată de 3-4%.

În prezent, transformatoarele de curent de măsură sunt dotate cu două înfășurări secundare, una pentru măsură (care se saturează peste $2 \times I_n$) și alta (ne-saturată) pentru semnale de protecție, care însă pot fi folosite simultan pentru achiziția de curent în cadrul acestei probe, urmînd ca sistemul numeric (care va trebui să aibă acum mai multe canale de eșantionare) să ia în considerare înregistrările corespunzătoare încadrării în plaja optimă de funcționare. O altă soluție este extinderea utilizării traductorilor de curent pe bază de sondă Hall sau efect Rogowski, care înlătură inconvenientele privind saturația, dar nu și cele legate de erorile crescute la măsurarea în treimea inferioară a domeniului de măsură.

Experimental, considerînd timpul mare de pornire, sistemul de achiziție a fost astfel programat încît să realizeze trenuri de cîteva mii de eșantioane (cu o rată de eșantionare de $63 \mu\text{sec}/\text{canal}$) la fiecare aproximativ 0.2 sec. , calculîndu-se numeric, pentru fiecare din aceste trenuri de măsurători, valorile tensiunii, curentului și puterii active pe fiecare fază. În aceste condiții, pentru calculul integralei puterii cinetice utile de-a lungul pornirii s-a utilizat metoda trapezelor, incluzînd - pentru ridicarea preciziei de calcul - o procedură specială de tratare a punctelor de măsură consecutive caracterizate de puteri de semn schimbat. Capacitatea de memorare a PC-ului folosit la timpul respectiv (probe efectuate în 1993-94) nu a permis realizarea unui singur tren de achiziții care să acopere continuitatea procesului, însă acest aspect nu mai este o problema în prezent.

Ipoteza care afectează precizia de determinare a momentului de inerție J este cea care acorda pierderilor mecanice o valoare proporțională cu turația mașinii. Avînd în vedere fie și numai faptul că frecările din circuitele aerodinamice în general cresc patrat cu viteza de curgere a aerului, o supoziție mai realistă este aceea că pierderile mecanice variază proporțional cu o anumite putere a turației. Folosind această ultimă ipoteză, luarea în calcule a unei energii disipate în timpul pornirii sub formă de pierderi mecanice cu 30-50% mai mici decît cea inițial considerată, aduce un calcul mai precis al momentului de inerție J .

Identificarea dependenței pierderilor mecanice de turație face însă obiectul demersurilor incluse în capitolul următor. Pentru ca derivarea numerică a turației să nu introducă erori suplimentare, se recomandă utilizarea unor traductoare de turație precise și a unor metode moderne de derivare numerică, ca și alegerea judicioasă a perioadei de eșantionare pentru canalul pe care este achiziționată turația.

În cazul motoarelor la care pornirea durează foarte puțin (cîteva zeci de perioade), este recomandată (uneori obligatorie) eșantionarea continuă - pînă la stabilizarea turației - a mărimilor relevante, caz în care integrala energetică respectivă se poate efectua direct, cu o creștere probabilă a preciziei de calcul.

D.p.d.v. al aspectelor legate de experiment, remarcăm situații în care, fie la încercările pe stand, dar în special la încercările asupra unor mașini care sunt deja în exploatare la diverși beneficiari, nu există posibilitatea achiziționării informației referitoare la turație. Situațiile de acest tip sunt întâlnite frecvent și la testarea mașinilor de puteri mari cu ax vertical, la care cuplarea unui traductor de rotație este dificilă și laborioasă.

Pot fi în utilizate în aceste cazuri procedurile descrise anterior ? Cât de vitală este lipsa informației referitoare la turație ? Poate fi aceasta refăcută, sau dedusă doar pe baza informațiilor de natură electrică ? Se pot obține informații despre momentul de inerție chiar și în lipsa măsurării turației ?

Să presupunem că pachetul de date furnizat de sistemul de achiziție include doar valorile $U, I, P_1 = f(t)$ înregistrate pe durata pornirii.

Efectuând bilanțul puterilor cu datele de care dispunem, putem scrie:

$$P_1 = P_{cu1} + P_{fe} + P_i \quad (3.21)$$

$$P_{cu1} = 3R_1 I^2 \quad (3.22)$$

$$P_{fe} = \left(\frac{U}{U_n} \right)^2 P_{feN} \quad (3.23)$$

$$P_i = P_1 - P_{cu1} - P_{fe} = M\Omega_1 = M \frac{\omega_1}{p} = M \frac{2\pi f}{p} \quad (3.24)$$

, unde: P_1 - puterea activă absorbită de la rețea (măsurată)

P_{cu1} - pierderile prin efect Joule-Lenz în înfășurarea statorică

P_{fe} - pierderile în fier (considerate a fi formal concentrate în statorul mașinii)

P_{feN} - pierderile în fier la tensiunea și turația nominale (proba de mers în gol)

P_i - puterea interioară

Ω_1 - viteza unghiulară a câmpului magnetic învârtitor al mașinii

M - cuplul electromagnetic

Chiar dacă pentru pierderile în fier a fost deja introdusă o formulă de calcul mai complexă (relația 3.3), avînd în vedere lipsa informației de turație, pe moment acestea se vor considera, în mod simplificat, a fi proporționale cu pătratul tensiunii de alimentare pe durata pornirii (3.23).

Prin urmare, cuplul electromagnetic poate fi calculat:

$$M = \frac{P}{2\pi f} P_i = \frac{P}{2\pi f} \left(P_1 - 3R_1 I^2 - P_{feN} \left(\frac{U}{U_n} \right)^2 \right) \quad (3.26)$$

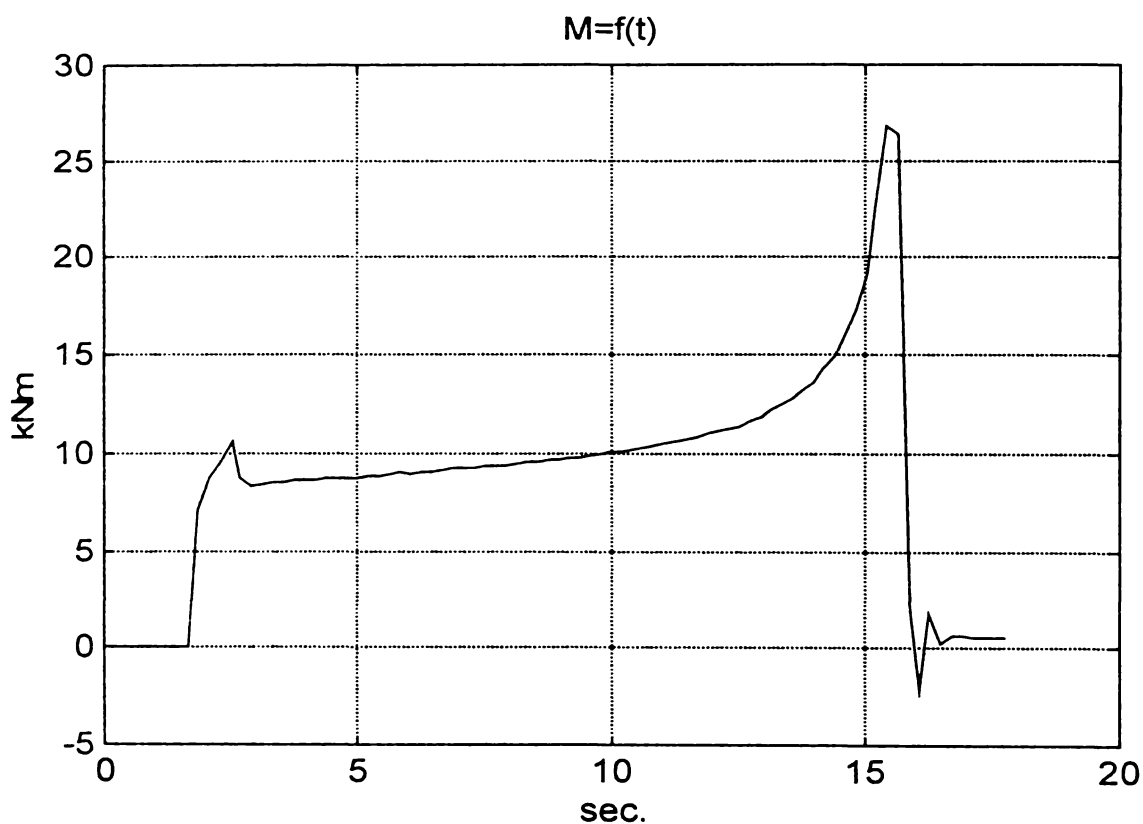


Fig. nr. 53. Cuplul electromagnetic la pornirea în gol.

Simultan, vom calcula integrala în raport cu timpul a puterii interioare:

$$E_i = \int_0^t P_i dt \quad (3.27)$$

obținînd cantitatea de totală energie ce traversează întrefierul pe durata pornirii.

Pe durata (cunoscută) a accelerării de la turație nulă pînă la turația nominală, o parte din această cantitate totală de energie se disipă sub formă de căldură în cuprul rotor, iar restul se transformă în energie cinetică înmagazinată în masa rotorică (neglijînd P_{mec}).

$$E_i = \int_0^t P_i dt = \int_0^t (P_{cu2} + P_c) dt = \int_0^t P_{cu2} dt + \int_0^t P_c dt = E_{cu2} + E_c \quad (3.28)$$

Pe de altă parte, considerînd întreaga durată a pornirii, literatura de specialitate [22] demonstrează că aceste două componente sunt egale ca valoare:

$$E_{cu2} = E_c \quad (3.29)$$

Luînd în calcul expresia (3.7) a energiei cinetice E_c putem scrie:

$$E_i = 2E_c = J\omega^2 \quad (3.30)$$

și, respectiv:

$$J = \frac{E_i}{\omega^2} = \frac{1}{\omega^2} \int_0^t \left(P_1 - 3R_1 I^2 - P_{feN} \left(\frac{U}{U_n} \right)^2 \right) dt \quad (3.31)$$

Abordînd acum ecuația mișcării în termenii diferențelor finite, putem scrie:

$$M = \frac{2\pi}{60} J \frac{\Delta n}{\Delta t} \quad (3.32)$$

unde se cunosc deja cuplul electromagnetic M (3.26), perioadele Δt (momentele eșantionării pentru mărimile achiziționate) și respectiv momentul de inerție J (3.31).

Aceste mărimi ne permit calcularea diferențelor finite în turație Δn , care prin însumare furnizează evoluția turației în raport cu timpul (figura 54):

$$n_i = \sum_1^i \Delta n = \sum_1^i \frac{60\Delta t M}{2\pi J} \quad (3.33)$$

Concret, pentru mașina de 7.500 kW, am obținut un moment de inerție $J = 989 \text{kgm}^2$, și:

$$\varepsilon_n = 100 \frac{\sqrt{\frac{1}{nr_esant} \sum_1^{nr_esant} (n - n_{calc})^2}}{\frac{1}{nr_esant} \sum_1^{nr_esant} n} = 3.62 [\%] \quad (3.34)$$

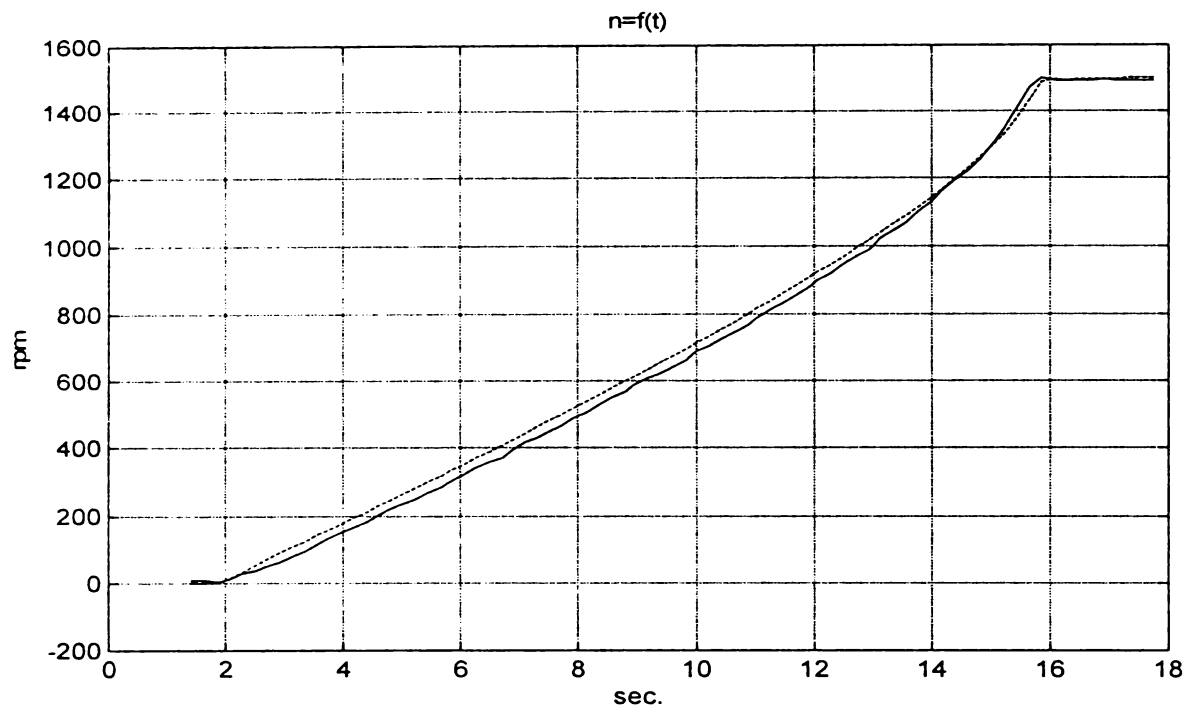


Fig. nr. 54. Turația achiziționată (-) și calculată (--) la pornirea în gol.

Gradul de apropiere între turația reală (achiziționată) și cea calculată în baza procedurii descrise mai sus este rezonabil. Acest rezultat permite aplicarea procedurii ori de câte ori informația despre turație nu este disponibilă, cu un grad de incertitudine al rezultatelor (atât pentru turație, cât și pentru momentul de inerție) de cel mult câteva procente.

Prin urmare, chiar și în condițiile lipsei informației despre turația reală, demersul propus permite obținerea unui set aproximativ de puncte $n = f(t)$. Acesta va permite ulterior aplicarea procedurilor complexe descrise în capitolele 3 și 4, care vor conduce în final către obținerea unui ansamblu de informații despre mașina testată.

Considerăm că această posibilitate denotă soliditatea, coerența și flexibilitatea aparatului teoretic folosit pentru fundamentarea acestui întreg set de proceduri.

Cap. 4. Determinarea parametrilor schemei electrice echivalente folosind pornirea directă în gol.

Folosind același set de date $U, I, P, n = f(t)$ achiziționate pe durata pornirii în gol, considerînd ca valabilă premiza că pe durata pornirii mașinile asincrone mari urmează o succesiune de stări cvasi-permanente, urmărim identificarea parametrilor schemei electrice echivalente [1,2,3,13,17,25]. Procedurile care urmează a fi propuse sunt de tip off-line.

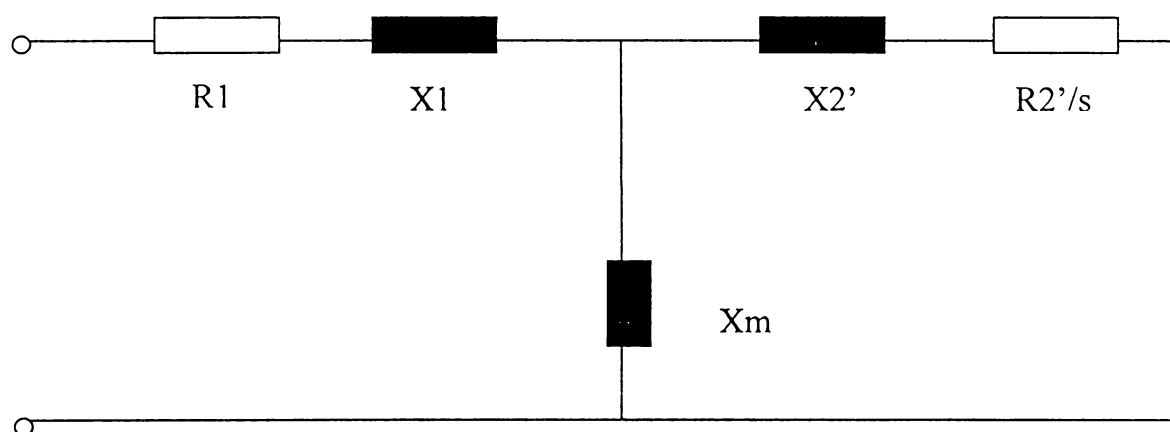


Fig. nr. 55. Schema electrică echivalentă a mașinii asincrone.

Pentru simplificare, în calculele preliminare vom folosi următoarele ipoteze:

- se neglijează componenta activă din ramura transversală: $R_m = 0$
- rezistența înfășurării și reactanța de scăpări statorice, precum și reactanța de magnetizare se consideră constante: $R_1, X_1, X_m = ct.$

Vom încerca, în prima etapă, determinarea acestor trei parametri, cu referire la testele efectuate asupra mașinii de 7500 kW anterior menționate.

Valoarea rezistenței înfășurării statorice R_1 a fost determinată prin măsurare (metoda volt-ampermetrică, la curenți de același ordin de mărime cu cel nominal al mașinii).

$$R_1 = 0.0174 \quad [\Omega]$$

Determinarea reactanțelor se va face utilizînd segmentele corespunzătoare:

- regimului de scurtcircuit (porțiunea de început, imediat după cuplarea mașinii la rețea), când turația mașinii este practic nulă ($s \cong 1$);
- regimului de mers în gol (porțiunea de la sfârșitul înregistrării), după ce mașina a intrat într-un regim stabilizat de turație ($s \cong 0$).

Putem considera cu aproximație că $Z_1 \approx Z_2'$, respectiv că $Z_k \approx 2Z_1$. Folosind aceste asumptii, constanta c_1 capătă valoarea:

$$c_1 = 1 + \frac{Z_1}{Z_m} \approx 1 + \frac{Z_k}{2Z_m} \approx 1 + \frac{I_0}{2I_k} \quad (4.1)$$

Referitor la regimul de mers în gol, se poate scrie:

$$X_0 = X_1 + X_m = \sqrt{\left(\frac{U}{I_0}\right)^2 - \frac{P_0}{3I_0^2}} \quad (4.2)$$

$$X_m = \frac{X_0}{c_1} \quad (4.3)$$

$$X_1 = \left(\frac{c_1 - 1}{c_1}\right) X_0 \quad (4.4)$$

Am putut astfel determina, luînd în calcul o medie a unui număr de 10 puncte consecutive măsurate în regiunile relevante (gol [45], respectiv scurtcircuit), următoarele valori:

$$X_1 = 0.628 \quad [\Omega]$$

$$X_m = 29.085 \quad [\Omega]$$

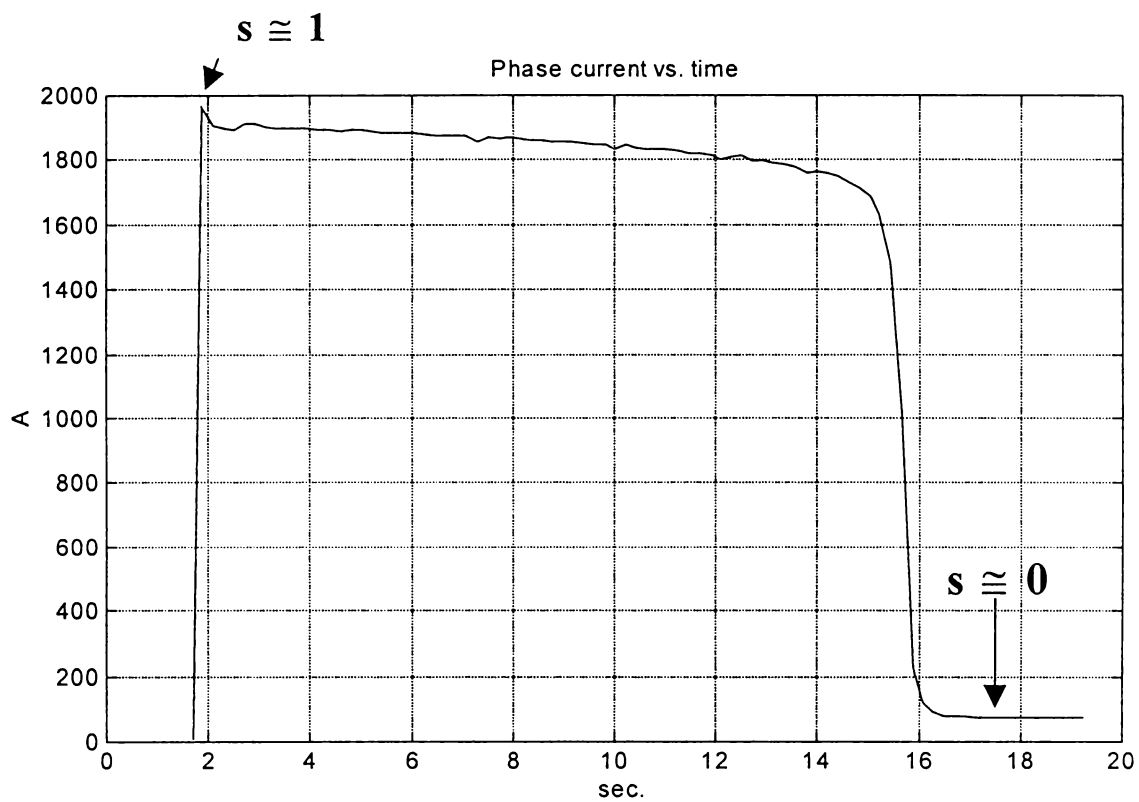


Fig. nr. 56. Curentul statoric la pornirea în gol.

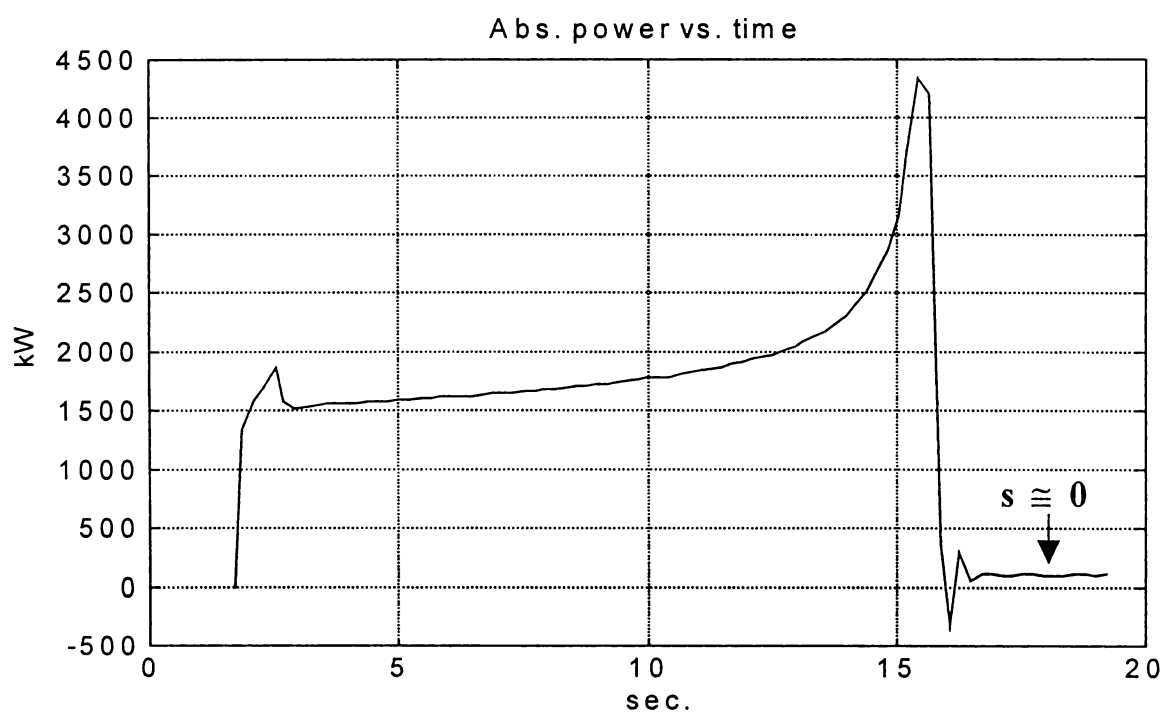


Fig. nr. 57. Puterea absorbită la pornirea în gol.

În etapa a doua urmărim determinarea parametrilor rotorici ai schemei echivalente. În baza ipotezelor anterioare, se poate trasa următoarea diagramă fazorială:

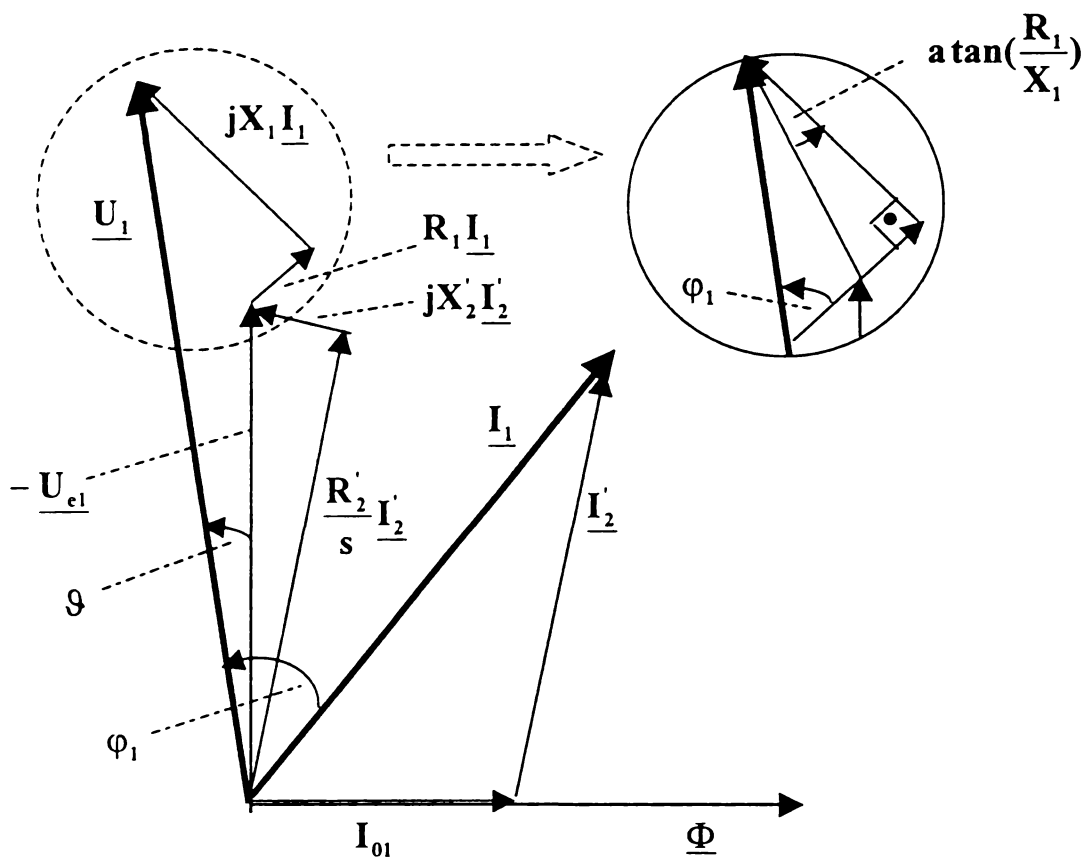


Fig. nr. 58. Diagrama fazorială în regim de motor.

Cunoscînd U_1, I_1, R_1, X_1 și respectiv X_m , invocînd relații trigonometrice simple, putem scrie:

$$U_{e1}^2 = U_1^2 + I_1^2 (R_1^2 + X_1^2) - 2U_1 I_1 \sqrt{R_1^2 + X_1^2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1 - \alpha \tan \frac{R_1}{X_1}\right) \quad (4.5)$$

$$I_{01} = \frac{U_{e1}}{X_m} \quad (4.6)$$

$$\sin \theta = \frac{I_1}{U_{e1}} \sqrt{R_1^2 + X_1^2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1 - \alpha \tan \frac{R_1}{X_1}\right) \quad (4.7)$$

$$I_2'^2 = I_{01}^2 + I_1^2 - 2I_{01} I_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1 + \theta\right) \quad (4.8)$$

Introducînd $I_2'^2$ în formula de definiție a cuplului electromagnetic:

$$M = \frac{pm_1}{\omega_1} \frac{R_2'}{s} I_2'^2 \quad (4.9)$$

putem calcula valoarea rezistenței rotorice reduse la stator:

$$\mathbf{R}'_2 = \frac{\mathbf{M}\omega_1 s}{p m_1 \mathbf{I}'_2} \quad (4.10)$$

În continuare, din triunghiul dreptunghic cu laturile $-\underline{U}_{e1}, j\mathbf{X}'_2 \mathbf{I}'_2, \frac{\mathbf{R}'_2}{s} \mathbf{I}'_2$, reactanța rotorică redusă la stator se poate scrie:

$$\mathbf{X}'_2 = \sqrt{\left(\frac{\mathbf{U}_{e1}}{\mathbf{I}'_2}\right)^2 - \left(\frac{\mathbf{R}'_2}{s}\right)^2} \quad (4.11)$$

Concluzionînd, pentru calcule vom folosi:

- valori anterior măsurate: \mathbf{R}_1
- valori achiziționate direct la pornirea în gol: $\mathbf{U}_1, \mathbf{I}_1, \mathbf{P}_1, \mathbf{n}$
- valori calculate:
 - s (din \mathbf{n})
 - $\mathbf{X}_1, \mathbf{X}_m$ (din $\mathbf{U}_1, \mathbf{I}_1, \mathbf{P}_1$ în regimul de gol și scurtcircuit)
 - \mathbf{M} (din $\mathbf{U}_1, \mathbf{I}_1, \mathbf{P}_1, \mathbf{n}$ pe durata pornirii - cf. capitolului anterior)

Rezultate finale punctează alura $\mathbf{R}'_2, \mathbf{X}'_2 = \mathbf{f}(s)$, după cum urmează:

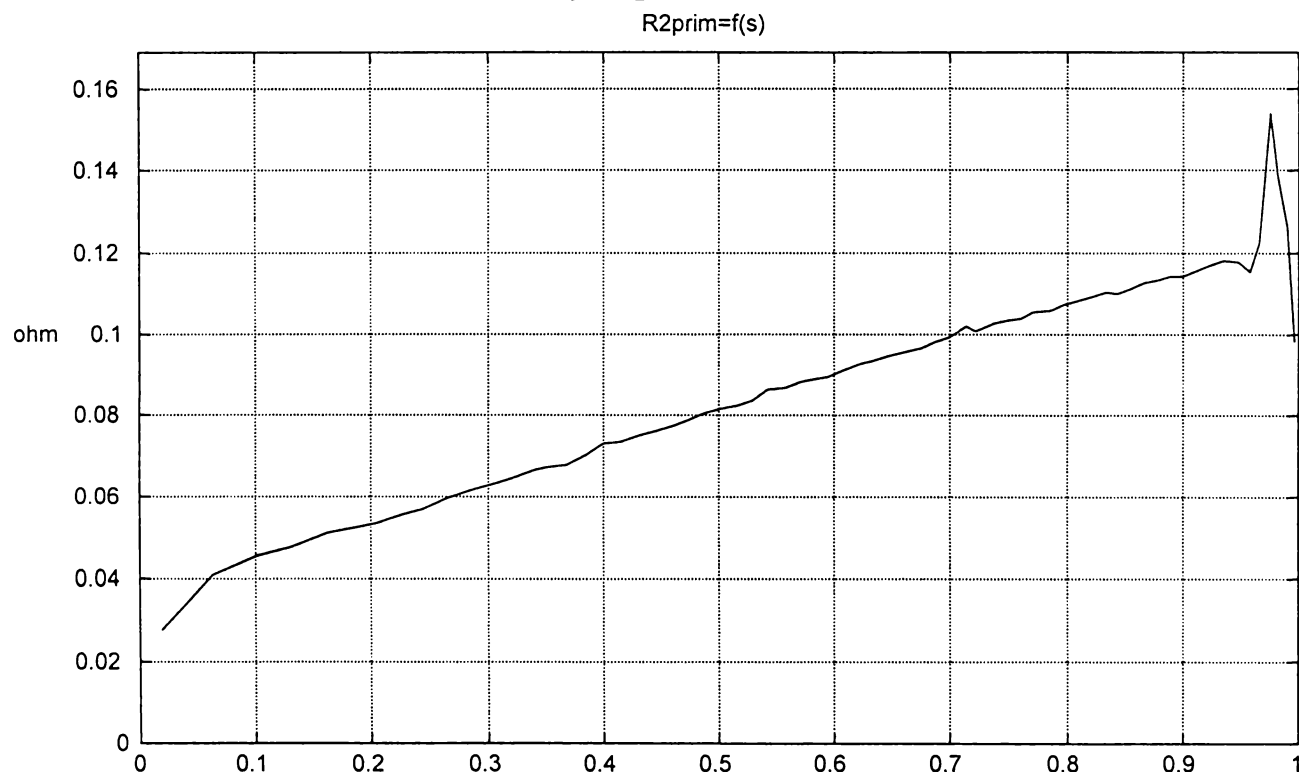


Fig. nr. 59. Identificarea variației \mathbf{R}'_2 cu alunecarea.

Se observă influența cuplurilor parazite asincrone, sesizabile în domeniul alunecărilor mari $s \in (1 - 0.95)$, a căror efect se transmite, prin mecanismul de calcul utilizat, în perturbații ale valorilor rezistenței rotorice echivalente pentru acest domeniu de alunecări.

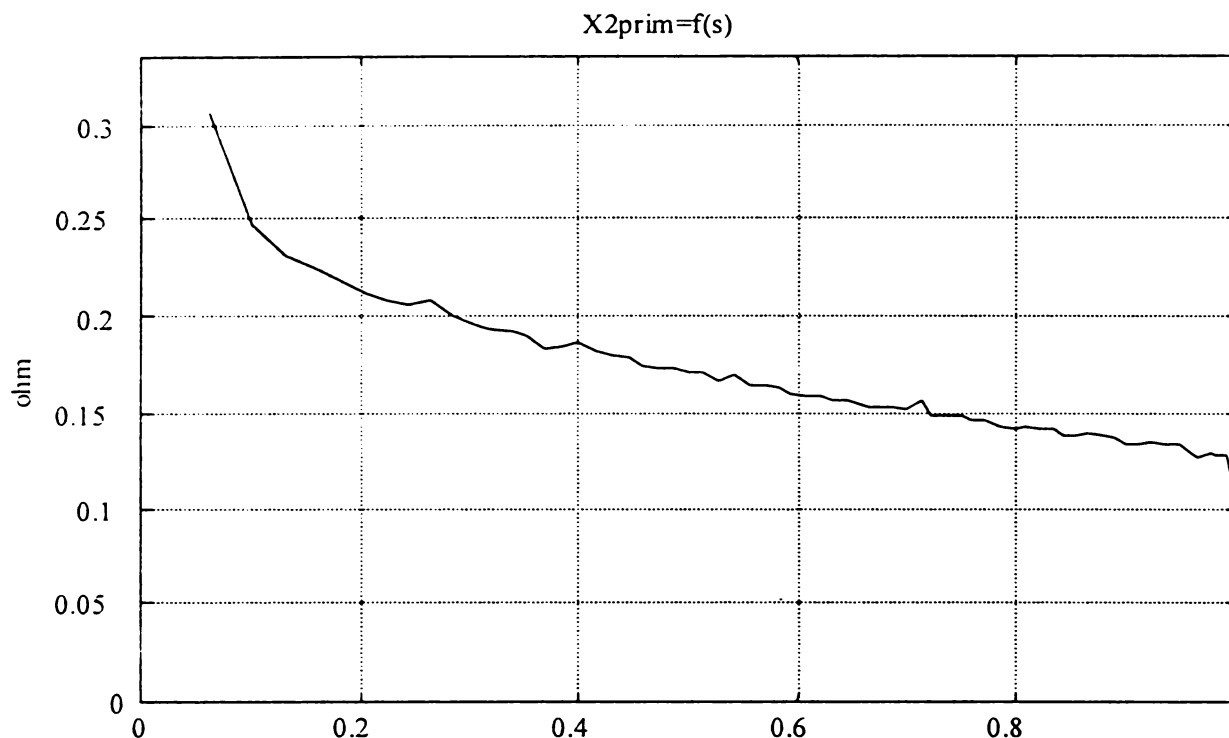


Fig. nr. 60. Identificarea variației X_2' cu alunecarea.

Suntem așadar în posesia valorilor parametrilor schemei echivalente simplificate prezentate în figura nr. 55. Vom proceda în continuare la verificarea veridicității rezultatelor.

Vom realiza o simulare a comportării unei mașini virtuale cu parametri electrici egali cu cei determinați, căreia i se aplică la borne tensiunea U_1 (setul de valori cunoscute prin achiziție), comportare văzută prin prisma mărimilor de stare $M, I_1, \cos \varphi, P_1$. Acestea vor fi calculate în baza următoarelor considerații:

$$\underline{Z}_1 = R_1 + jX_1 \quad (4.12)$$

$$\underline{Z}_m = jX_m \quad (4.13)$$

$$\underline{Z}'_2 = \frac{R'_2}{s} + jX'_2 \quad (4.14)$$

$$\underline{Z} = \underline{Z}_1 + \frac{\underline{Z}_2' \underline{Z}_m}{\underline{Z}_2' + \underline{Z}_m} = \mathbf{Re} + j\mathbf{Xe} \quad (4.15)$$

$$\mathbf{Re} = \frac{\frac{\mathbf{R}_2'}{s} \mathbf{X}_m^2 + \mathbf{X}_m^2 \mathbf{R}_1 + 2\mathbf{X}_m \mathbf{R}_1 \mathbf{X}_2' + \mathbf{R}_1 \left(\frac{\mathbf{R}_2'}{s}\right)^2 + \mathbf{R}_1 \mathbf{X}_2'^2}{\mathbf{X}_m^2 + 2\mathbf{X}_m \mathbf{X}_2' + \mathbf{X}_2'^2 + \left(\frac{\mathbf{R}_2'}{s}\right)^2} \quad (4.16)$$

$$\mathbf{Xe} = \frac{\mathbf{X}_2' \mathbf{X}_m^2 + \mathbf{X}_m^2 \mathbf{X}_1 + \mathbf{X}_m \left(\frac{\mathbf{R}_2'}{s}\right)^2 + \mathbf{X}_m \mathbf{X}_2'^2 + 2\mathbf{X}_m \mathbf{X}_2' \mathbf{X}_1 + \mathbf{X}_1 \left(\frac{\mathbf{R}_2'}{s}\right)^2 + \mathbf{X}_1 \mathbf{X}_2'^2}{\mathbf{X}_m^2 + 2\mathbf{X}_m \mathbf{X}_2' + \mathbf{X}_2'^2 + \left(\frac{\mathbf{R}_2'}{s}\right)^2} \quad (4.17)$$

$$\mathbf{I}_{1\text{calc}} = \frac{\mathbf{U}_1}{\sqrt{\mathbf{Re}^2 + \mathbf{Xe}^2}} \quad (4.18)$$

$$\cos \varphi_{\text{calc}} = \cos \left(\arctan \left(\frac{\mathbf{Xe}}{\mathbf{Re}} \right) \right) \quad (4.19)$$

$$\mathbf{P}_{1\text{calc}} = 3\mathbf{U}_1 \mathbf{I}_1 \cos \varphi \quad (4.20)$$

$$\mathbf{M}_{\text{calc}} = \frac{\mathbf{pm}_1 \mathbf{U}_1^2 \frac{\mathbf{R}_2'}{s}}{\omega_1 \left(\mathbf{R}_1 + c1 \frac{\mathbf{R}_2'}{s} \right)^2 + (\mathbf{X}_1 + c1 \mathbf{X}_2')^2} \quad (4.21)$$

Gradul de coincidență dintre setul de mărimi de stare astfel calculate și setul de valori achiziționate este reprezentat de valoarea erorii relative [41, 42]:

$$\varepsilon_M = 100 \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n (\mathbf{M} - \mathbf{M}_{\text{calc}})^2}}{\frac{1}{n} \sum_1^n \mathbf{M}} \quad [\%] \quad (4.22)$$

$$\varepsilon_I = 100 \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n (\mathbf{I}_1 - \mathbf{I}_{1\text{calc}})^2}}{\frac{1}{n} \sum_1^n \mathbf{I}_1} \quad [\%] \quad (4.23)$$

$$\varepsilon_{\cos\varphi} = 100 \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n (\cos\varphi - \cos\varphi_{\text{calc}})^2}}{\frac{1}{n} \sum_1^n \cos\varphi} \quad [\%] \quad (4.24)$$

$$\varepsilon_P = 100 \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n (P_1 - P_{1\text{calc}})^2}}{\frac{1}{n} \sum_1^n P_1} \quad [\%] \quad (4.25)$$

unde n este numărul punctelor de achiziție care compun setul de date luat în considerare.

Pentru valorile parametrilor $R_1, X_1, X_m, R_2' = f(s), X_2' = f(s)$ determinați prin metoda prezentată, se obțin următoarele erori relative:

$$\varepsilon_M = 0.068 \quad [\%]$$

$$\varepsilon_I = 0.022 \quad [\%]$$

$$\varepsilon_{\cos\varphi} = 0.158 \quad [\%]$$

$$\varepsilon_P = 0.055 \quad [\%]$$

Prezentăm spre comparație, în formă grafică, caracteristicile statice în cuplu $M = f(s)$ și curent $I_1 = f(s)$, în care valorile achiziționate sunt reprezentate cu linie continuă, iar cele calculate utilizând valorile finale ale parametrilor electrici ai schemei echivalente sunt reprezentate cu linie punctată (fig. 61-62).

Reamintim că întregul demers de identificare a parametrilor echivalenți s-a realizat în baza unui set de date achiziționate pe durata pornirii în gol la tensiune redusă $U_1 \cong 0.6U_n$, și că datele au fost procesate off-line. Aceleași proceduri de identificare a parametrilor se pot aplica și la pornirea mașinii la tensiune nominală, caz în care prezumăm erori relative mai mari, bazate pe o variație mai pronunțată a X_1 pe durata pornirii, cauzate de ușoara saturare a căilor de dispersie statorice (mașină cu crestături dreptunghiulare deschise în stator) la alunecări mari.

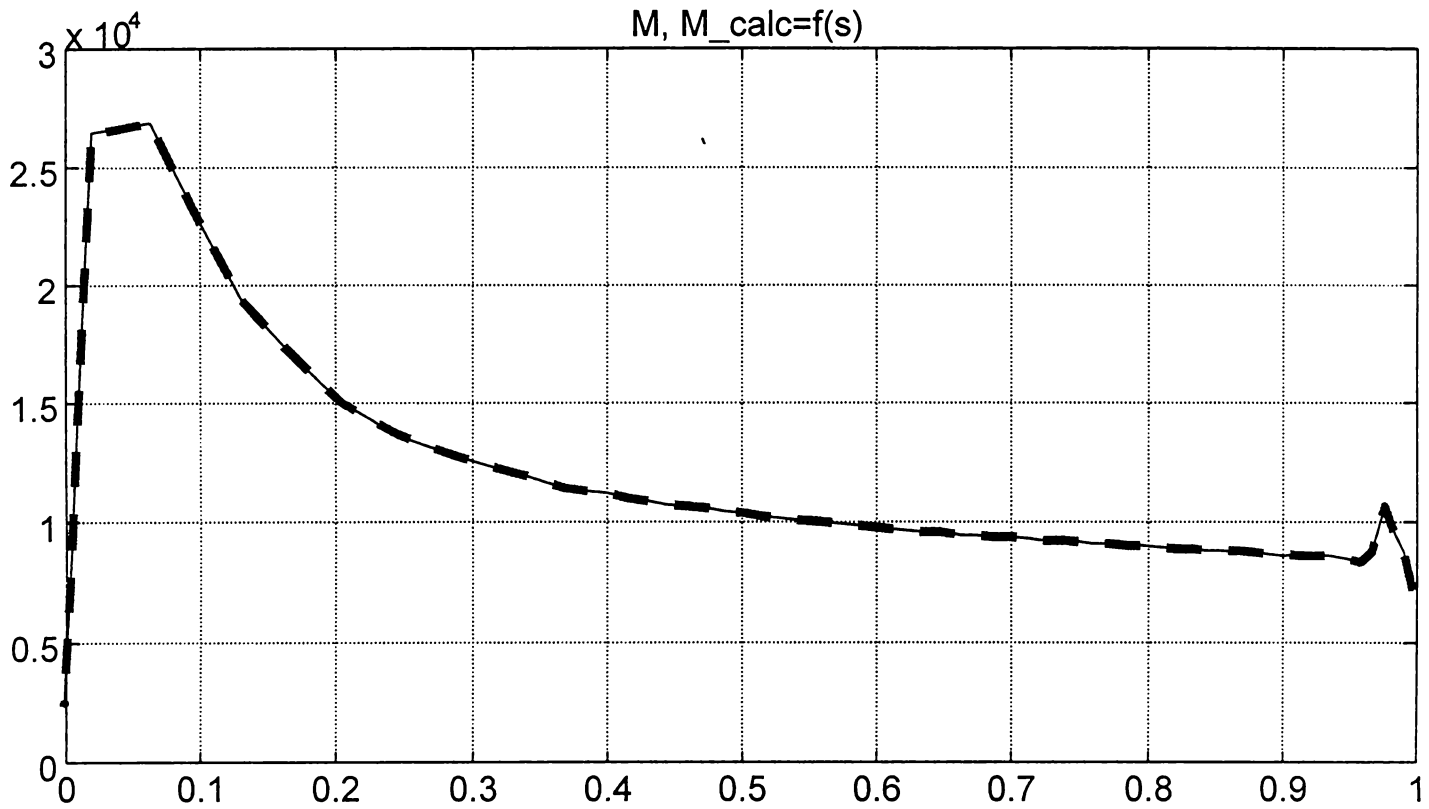


Fig. nr. 61. Comparația între cuplul calculat (-) și cel măsurat (--).

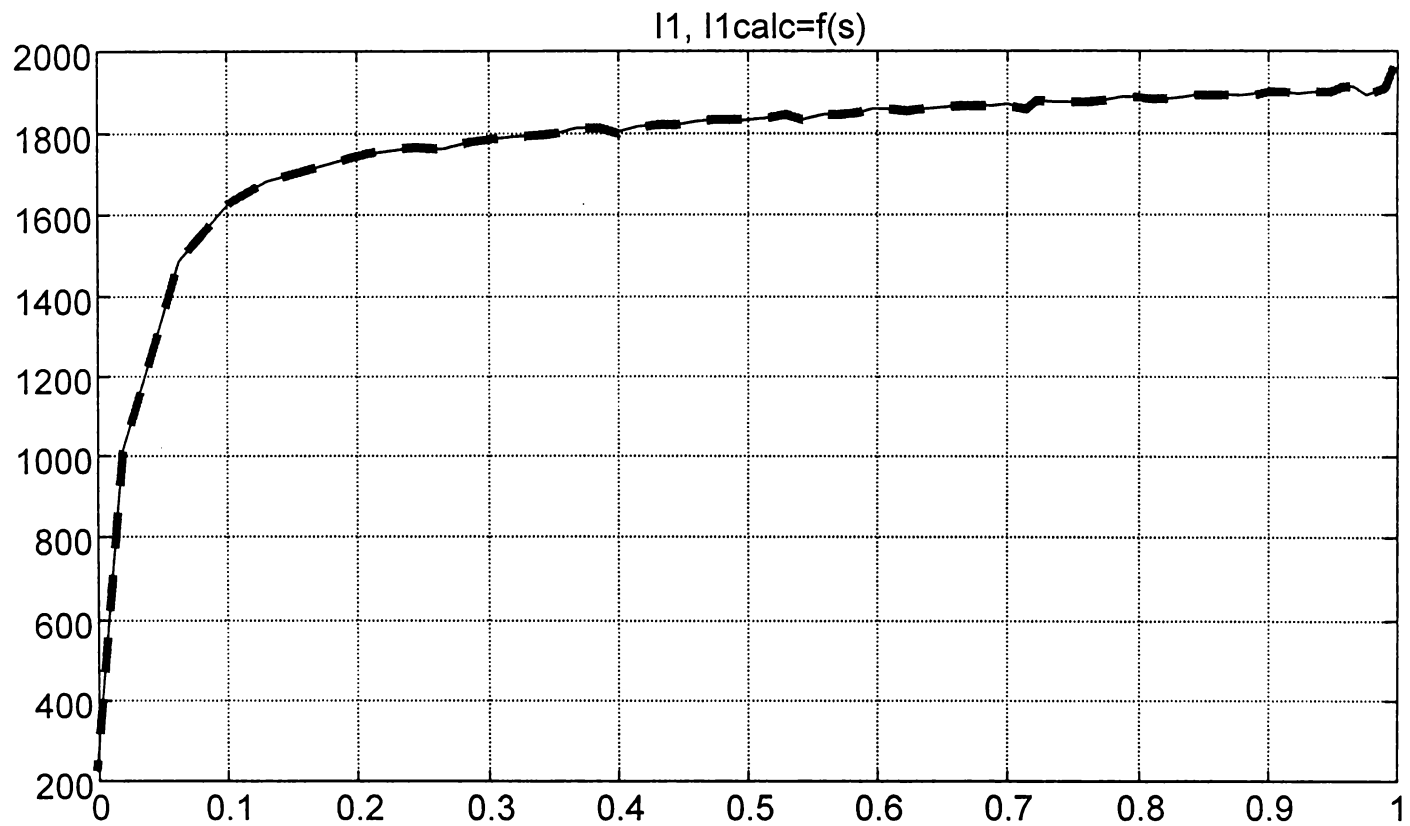


Fig. nr. 62. Comparația între curentul măsurat (-) și cel calculat (--).

Se poate observa că procedurile de determinare a parametrilor schemei echivalente sunt bazate pe calcule elementare, și furnizează rezultate de tip determinist. Trebuie punctat că calculele care au la bază diagrama fazorială iau ca elemente de intrare 3 mărimi de stare (U_1, I_1, M) , din care două (U_1, I_1) sunt achiziționate direct, iar a treia (M) este calculată (prin metoda separării puterilor) din mărimile achiziționate (U_1, I_1, P_1, n) , sau măsurate anterior (R_1) . Avînd în vedere caracterul determinist al rezultatelor, nu este posibilă determinarea unor seturi diferite de parametri electrici echivalenți care să minimizeze eroarea relativă medie în raport cu una sau alta din mărimile achiziționate.

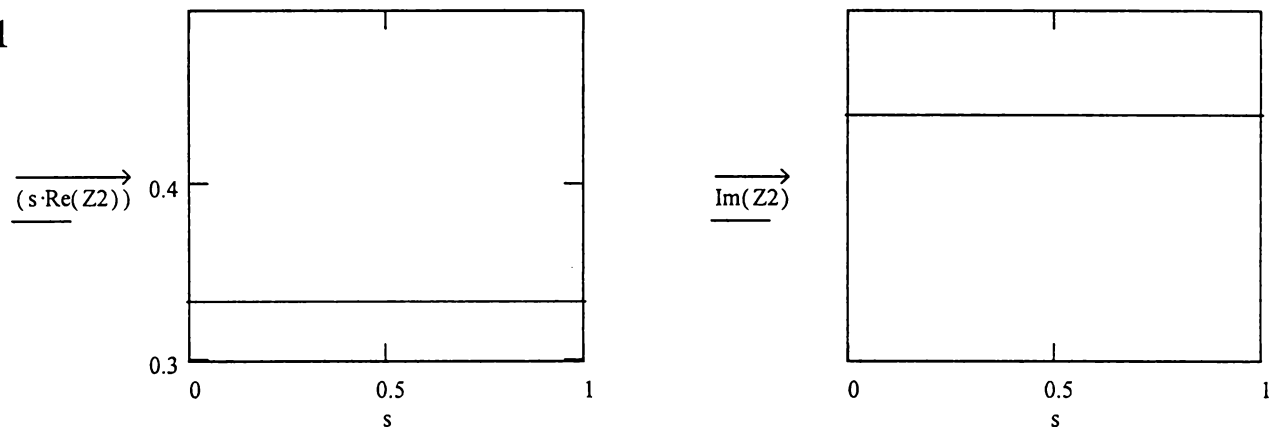
Observăm că procedurile pentru identificarea variației cu alunecarea a parametrilor rotorici $R_2', X_2' = f(s)$ nu se bazează pe algoritmi de tip regresiv, fiind prin urmare mult mai simple și ușor de abordat. Aceste proceduri de identificare au fost implementate folosind unelte software uzuale (MathCAD, MATLAB, MATHEMATICA) care posedă motoare de calcul simbolic și numeric puternice, aflate, prin modul de utilizare și programare, la îndemîna inginerilor de curenți tari din laboratoarele universitare sau standurile industriale de testare mașini electrice. Se renunță astfel la scrierea și punerea la punct a unor programe elaborate în diverse limbaje de programare (Pascal, C), care trebuie pliate pe proceduri numerice (regresii de tip iterativ, calcul matricial, etc) nestandardizate și laborioase, care necesită aportul unor specialiști în software.

Vom încerca în continuare detalierea formei de prezentare a acestor rezultate, în scopul ușurării modului în care acestea pot fi utilizate ulterior.

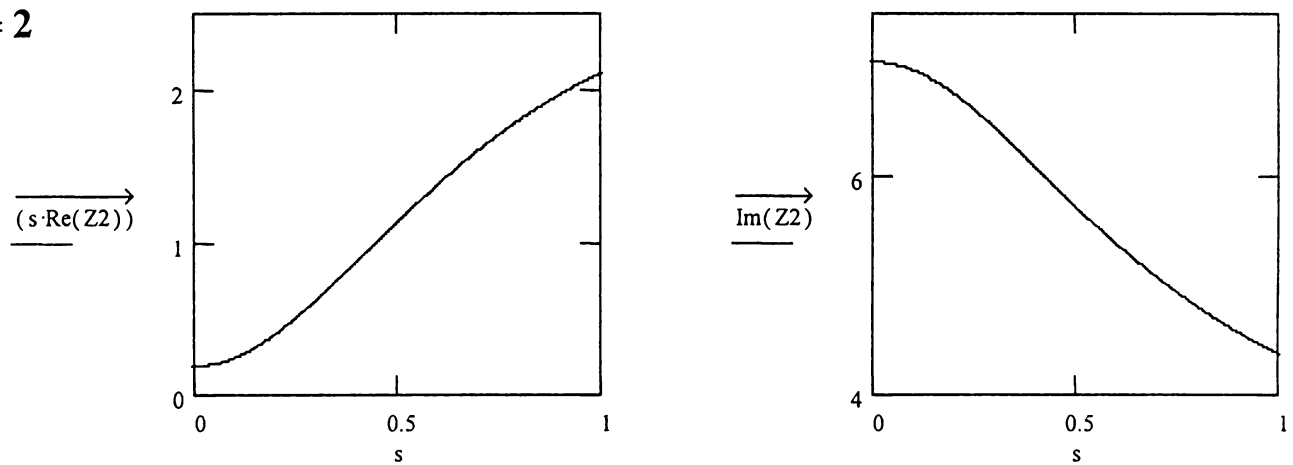
O analiză nepretențioasă a variației parametrilor rotorici cu alunecarea confirmă faptul că colivia mașinii este construită folosind bare adînci. Coliviile din bare adînci pot fi teoretic descompuse în colivii multiple (duble, triple, etc.) a căror parametri nu variază cu alunecarea, fiind mult mai ușor de utilizat pentru calcule sau simulări ale regimurilor statice sau dinamice ale mașinii.

Prezentăm spre exemplificare diverse variații ale parametrilor rotorici echivalenți, funcție de numărul N de colivii echivalente (cu parametri constanți cu alunecarea) considerate (fig. 63).

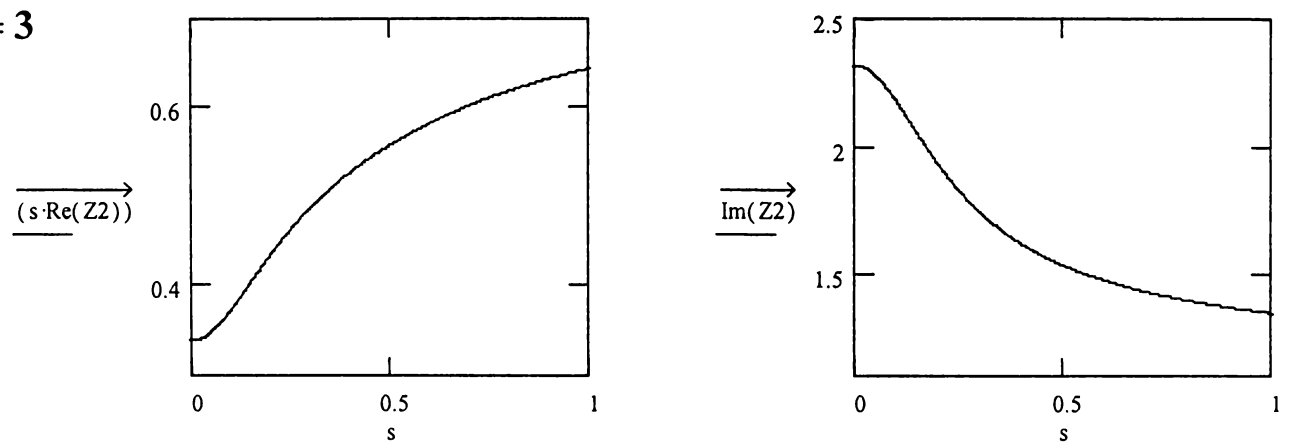
$N = 1$



$N = 2$



$N = 3$



$N = 4$

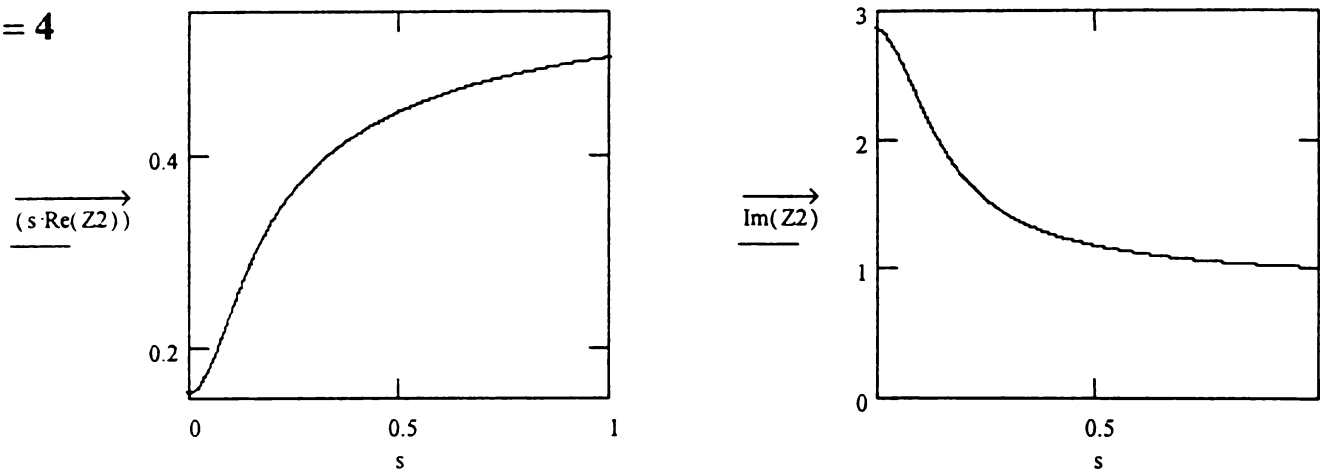


Fig. nr. 63. Alura variației parametrilor echivalenți $R_2', X_2' = f(s)$ pentru colivii multiple.

Analizînd exclusiv aspectul calitativ dezvăluit de variația parametrilor rotorici, considerăm relevante deformările din ce în ce mai pronunțate introduse de luarea în considerare a unor colivii de ordin crescător.

Readucînd în discuție variațiile cu alunecarea ale parametrilor rotorici echivalenți determinați pentru mașina testată (fig. 59, 60), putem deduce orientativ că numărul coliviilor în paralel cu care se poate echivala colivia reală a mașinii testate (bare adînci $b/h = 1/10$) este $N \in (3 - 7)$.

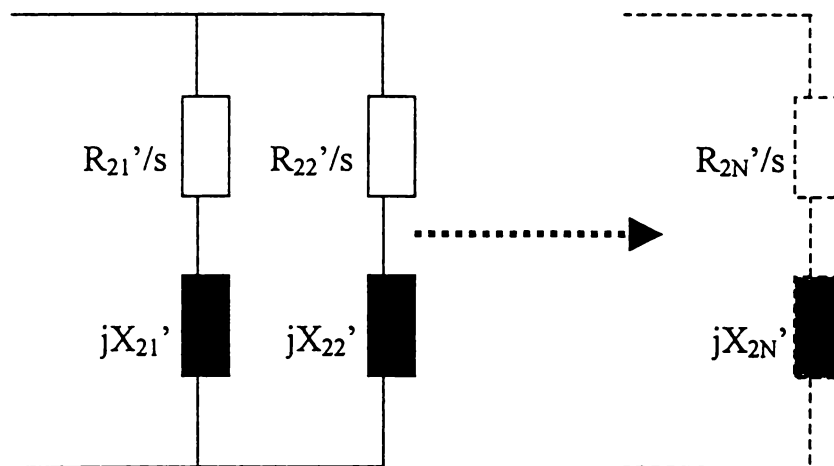


Fig. nr. 64. Schema electrică echivalentă a circuitului rotoric cu colivii multiple.

Considerînd un model cu colivii echivalente cu parametri constanți, scurtcircuitate printr-un inel comun cu parametri neglijabili (fig. 64), vom analiza în continuare în ce măsură acest model se "pliază" pe colivia reală (cu parametri variabili $R_2', X_2' = f(s)$) determinați - fig. 59-60).

Colivia simplă: $N = 1$.

Aplicînd setului de date $R_2', X_2' = f(s)$ un mecanism de regresie corespunzător unui model $y(x) = a$, vom încerca determinarea unor valori R_2', X_2' constante funcție de alunecare, corespunzătoare coliviei simple cu parametri constanți.

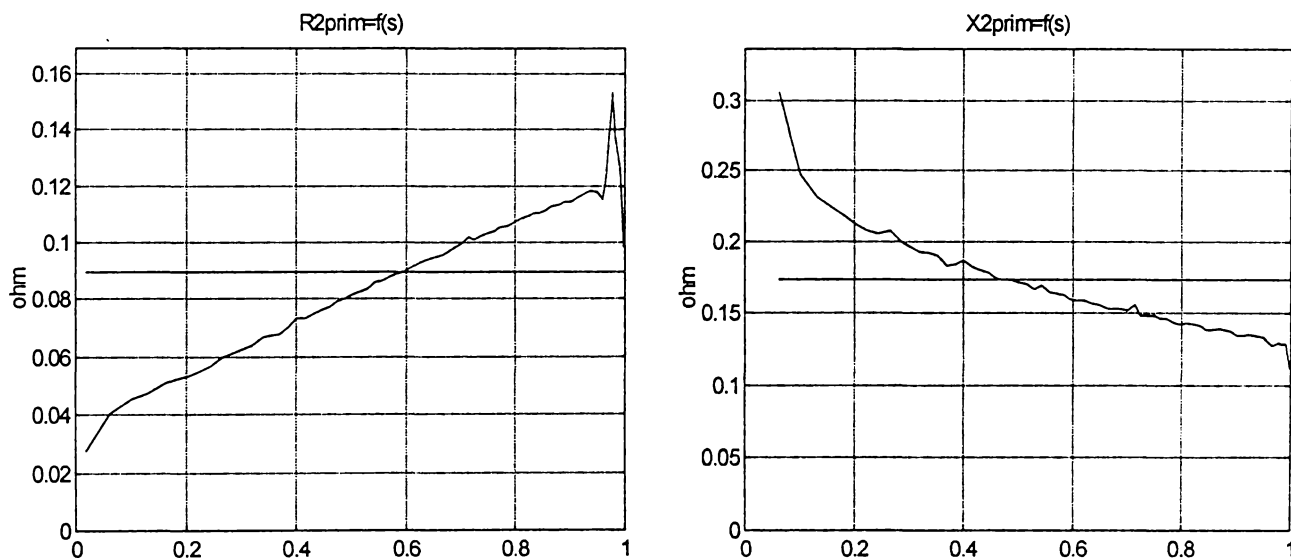


Fig. nr. 65. Echivalare colivie cu bare adînci cu o colivie simplă cu parametri constanți.

Avînd acești parametri, vom calcula, aplicînd aceeași tensiune U_1 , mărimile de stare ale mașinii $M, I_1, \cos \varphi, P_1$, pe care le vom comparăm cu cele reale. Obținem următoarele rezultate:

$$R_2' = 0.0894 \quad [\Omega]$$

$$X_2' = 0.1729 \quad [\Omega]$$

$$\varepsilon_M = 31.47 \quad [\%]$$

$$\varepsilon_I = 10.99 \quad [\%]$$

$$\varepsilon_{\cos \varphi} = 35.26 \quad [\%]$$

$$\varepsilon_P = 28.64 \quad [\%]$$

Este lesne de observat modelul rotoric cu o singură colivie nu este corespunzător, introducînd erori mari în calcularea mărimilor de stare.

Pentru calcularea regresiiilor am utilizat un pachet soft shareware (CurveExpert 1.3) care utilizează algoritmi neliniari de tip Levenberg-Marquand, cu modele prememorate sau definite de către utilizator.

Colivia dublă: $N = 2$.

Impedanțele rotorice corespunzătoare celor două colivii:

$$\underline{Z}'_{21} = \frac{\mathbf{R}'_{21}}{s} + j\mathbf{X}'_{21} \quad (4.26)$$

$$\underline{Z}'_{22} = \frac{\mathbf{R}'_{22}}{s} + j\mathbf{X}'_{22}, \quad (4.27)$$

vor intra în calculul impedanței rotorice echivalente:

$$\underline{Z}'_{2e} = \frac{\underline{Z}'_{21}\underline{Z}'_{22}}{\underline{Z}'_{21} + \underline{Z}'_{22}} = \frac{\mathbf{R}'_{2e}}{s} + j\mathbf{X}'_{2e} \quad (4.28)$$

$$\mathbf{R}'_{2e} = \frac{(\mathbf{X}'_{21}\mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{X}'_{22})s^2 + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{R}'_{22}}{(\mathbf{X}'_{21} + \mathbf{X}'_{22})^2 s^2 + (\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22})^2} = \frac{as^2 + b}{cs^2 + d} \quad (4.29)$$

$$\mathbf{X}'_{2e} = \frac{(\mathbf{X}'_{21}\mathbf{X}'_{22} + \mathbf{X}'_{21}\mathbf{X}'_{22})s^2 + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{X}'_{22} + \mathbf{X}'_{21}\mathbf{R}'_{22}}{(\mathbf{X}'_{21} + \mathbf{X}'_{22})^2 s^2 + (\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22})^2}, \quad (4.30)$$

unde **a, b, c, d** sunt constante:

$$\mathbf{a} = \mathbf{X}'_{21}\mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{X}'_{22} \quad (4.31)$$

$$\mathbf{b} = \mathbf{R}'_{21}\mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{R}'_{22} \quad (4.32)$$

$$\mathbf{c} = (\mathbf{X}'_{21} + \mathbf{X}'_{22})^2 \quad (4.33)$$

$$\mathbf{d} = (\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22})^2 \quad (4.34)$$

În strictă legătură cu parametri electrici echivalenți prin care au fost definiți, toți acești coeficienți trebuie să fie pozitivi.

Aplicând setului de date $\mathbf{R}'_2 = \mathbf{f}(s)$ un mecanism de regresie neliniar, corespunzător unui model de tipul:

$$\mathbf{R}'_2(s) = \frac{\mathbf{a}s^2 + \mathbf{b}}{\mathbf{c}s^2 + \mathbf{d}} \quad (4.35)$$

și vom determina valorile coeficienților $\mathbf{a}, \mathbf{b}, \mathbf{c}, \mathbf{d}$:

$$\mathbf{R}'_{2\text{calc}}(s) = \frac{0.67936355s^2 + 0.10078548}{4.0326341s^2 + 2.3299115}$$

Prin urmare, pentru a putea determina parametri electrici echivalenți constanți cu alunecarea corespunzător celor două colivii, trebuie să rezolvăm următorul sistemul de ecuații cu termeni liberi cunoscuți:

$$\begin{cases} \mathbf{X}'_{21}\mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{X}'_{22} = \mathbf{a} \\ \mathbf{R}'_{21}\mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21}\mathbf{R}'_{22} = \mathbf{b} \\ (\mathbf{X}'_{21} + \mathbf{X}'_{22})^2 = \mathbf{c} \\ (\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22})^2 = \mathbf{d} \end{cases} \quad (4.36)$$

În baza premizelor anterioare, acesta se poate separa în două sisteme de ecuații în formă simplificată:

$$\begin{cases} \mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22} = \sqrt{\mathbf{d}} \\ \mathbf{R}'_{21}\mathbf{R}'_{22}\sqrt{\mathbf{d}} = \mathbf{b} \end{cases}, \quad (4.37)$$

cu soluția:

$$\begin{cases} \mathbf{R}'_{21} = \frac{\mathbf{d} + \sqrt{\mathbf{d}^2 - 4\mathbf{b}\sqrt{\mathbf{d}}}}{2\sqrt{\mathbf{d}}} \\ \mathbf{R}'_{22} = \frac{\mathbf{d} - \sqrt{\mathbf{d}^2 - 4\mathbf{b}\sqrt{\mathbf{d}}}}{2\sqrt{\mathbf{d}}} \end{cases}, \quad (4.38)$$

respectiv:

$$\begin{cases} \mathbf{X}'_{21} + \mathbf{X}'_{22} = \sqrt{\mathbf{c}} \\ \mathbf{R}'_{21}\mathbf{X}'_{22} + \mathbf{R}'_{22}\mathbf{X}'_{21} = \mathbf{a} \end{cases}, \quad (4.39)$$

cu soluția:

$$\begin{cases} \mathbf{X}'_{21} = \frac{\mathbf{R}'_{22}\sqrt{\mathbf{c}} - \sqrt{\mathbf{c}\mathbf{R}'_{22}^2 - (\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22})(\mathbf{c}\mathbf{R}'_{22} - \mathbf{a})}}{\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22}} \\ \mathbf{X}'_{22} = \frac{\mathbf{R}'_{22}\sqrt{\mathbf{c}} + \sqrt{\mathbf{c}\mathbf{R}'_{22}^2 - (\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22})(\mathbf{c}\mathbf{R}'_{22} - \mathbf{a})}}{\mathbf{R}'_{21} + \mathbf{R}'_{22}} \end{cases} \quad (4.40)$$

Concret, valorile cunoscute ale termenilor liberi:

$$a = 0.67936355$$

$$b = 0.10078548$$

$$c = 4.0326341$$

$$d = 2.3299115,$$

conduc către următoarele valori ale parametrilor electrici echivalenți:

$$R'_{21} = 1.48184 \quad [\Omega]$$

$$R'_{22} = 0.04455 \quad [\Omega]$$

$$X'_{21} = 1.37437 \quad [\Omega]$$

$$X'_{22} = 0.63376 \quad [\Omega]$$

Pentru verificare, introducem valorile găsite în formulele de definiție și comparăm rezultatele:

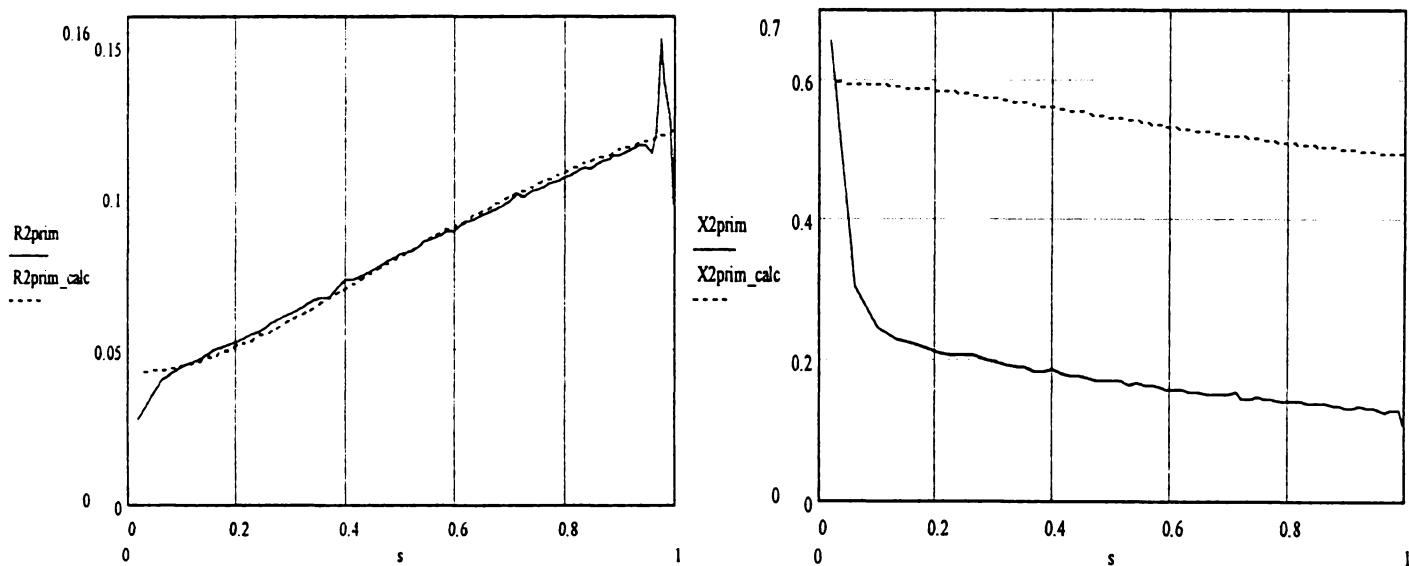


Fig. nr. 66. Echivalare preliminară colivie cu bare adânci cu o colivie dublă cu parametri constanți.

caracterizate de $\varepsilon_{R'_2} = 6.59$ [%], și respectiv $\varepsilon_{X'_2} = 213.10$ [%], unde

$$\varepsilon_{R'_2} = 100 \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n (R'_2 - R'_{2calc})^2}}{\frac{1}{n} \sum_1^n R'_2} \quad [\%] \quad (4.41)$$

$$\varepsilon_{X_2'} = 100 \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n (X_2' - X_{2\text{calc}}')^2}}{\frac{1}{n} \sum_1^n X_2'} \quad [\%] \quad (4.42)$$

Studiul erorilor relative pătratice medii arată că valorile obținute pentru reactanțe sunt necorespunzătoare cantitativ. Subliniem că aceste valori (atît pentru rezistențe cît și pentru reactanțe) au fost obținute doar prin procesarea $R_2' = f(s)$.

Explicația rezidă în inconsistența modelului folosit (4.35), care, la modificarea proporțională a tuturor coeficienților conduce la același rezultat pentru rezistența rotorică echivalentă, dar alt rezultat pentru reactanța rotorică echivalentă. Această particularitate a modelului folosit, cuplată cu modul de definire al sistemelor de ecuații utilizate pentru determinarea rezistențelor, respectiv reactanțelor rotorice asociate celor două colivii, ne oferă posibilitatea căutării și determinării unui factor de proporționalitate $\alpha \in (0..1)$ care conduce la rezultate consistente pentru ambii parametri echivalenți, pornind de la un model de tipul:

$$R_{2e}' = \frac{(\alpha a)s^2 + (\alpha b)}{(\alpha c)s^2 + (\alpha d)} = \frac{ks^2 + l}{ms^2 + n}, \quad (4.43)$$

unde **a, b, c, d** sunt coeficienții anterior determinați.

Am inițiat un proces iterativ simplu, luînd α ca variabilă, care are ca obiectiv minimizarea simultană a erorilor relative pătratice medii $\varepsilon_{R_2'}$, $\varepsilon_{X_2'}$ și am obținut următoarele rezultate:

$$\alpha = 0.041$$

$$k = 0.02785390555$$

$$l = 0.00413220468$$

$$m = 0.1653379981$$

$$n = 0.0955263715$$

$$R_{21}' = 0.25706 \quad [\Omega]$$

$$\mathbf{R}'_{22} = 0.05200 \quad [\Omega]$$

$$\mathbf{X}'_{21} = 0.07938 \quad [\Omega]$$

$$\mathbf{X}'_{22} = 0.32722 \quad [\Omega]$$

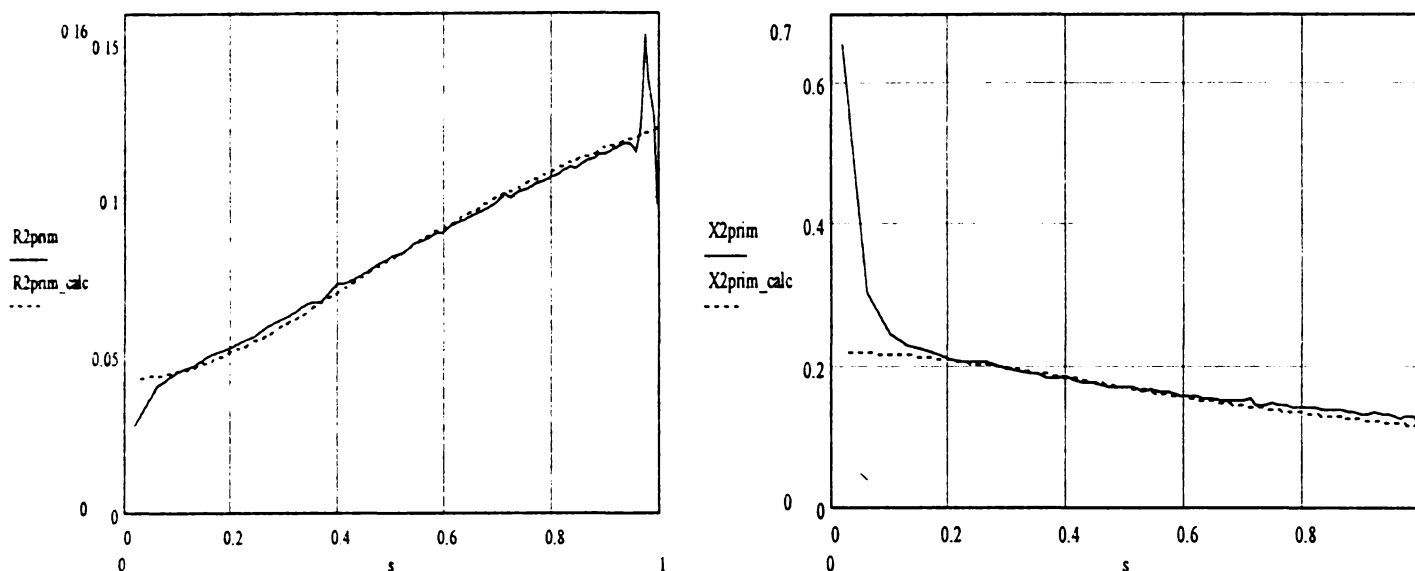


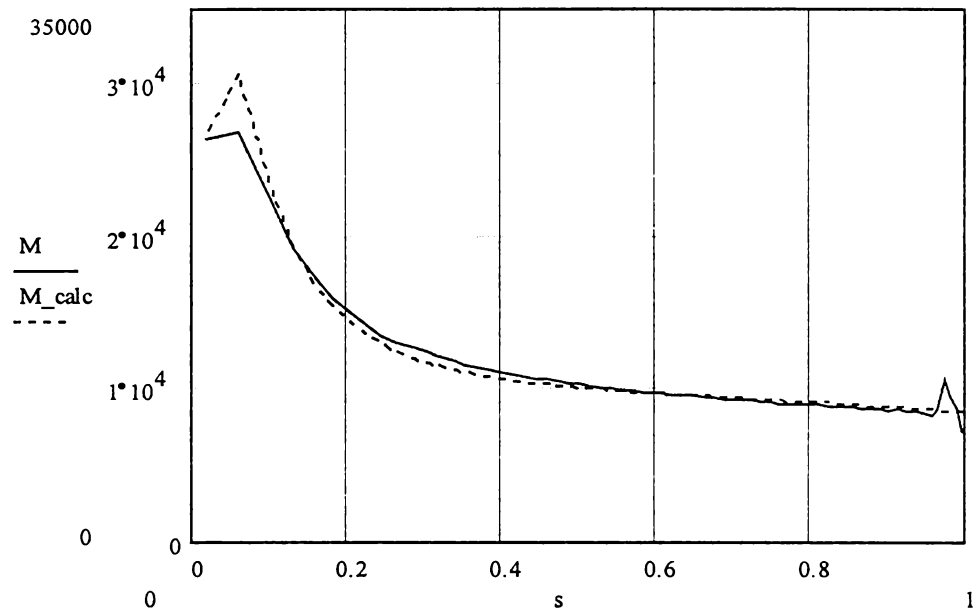
Fig. nr. 67. Echivalare finală colivie cu bare adânci cu o colivie dublă cu parametri constanți.

cu $\varepsilon_{R_2'} = 6.59$ [%], și respectiv $\varepsilon_{X_2'} = 31.09$ [%].

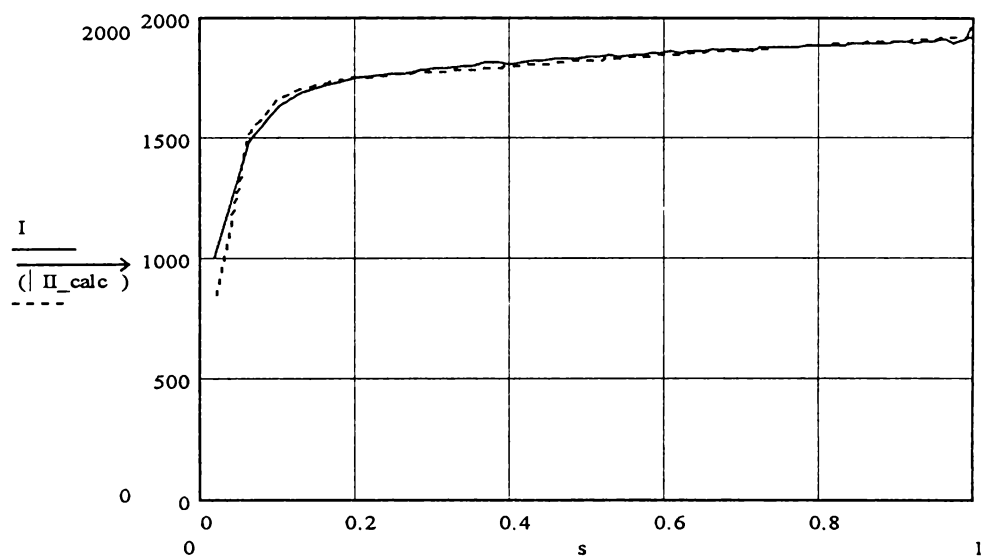
Este acest rezultat utilizabil ? Se observă că eroarea relativă patratică medie calculată relativ la reactanța rotorică echivalentă este ridicată, din pricina gradului redus de "pliere" din domeniul alunecărilor mici $s \in (0.1 - 0)$. Deasemenea, eroarea relativă patratică medie calculată relativ la rezistența rotorică echivalentă este afectată, într-o proporție relativ redusă, de influența cuplurilor parazite ale armonicilor de ordin superior, sesizabile în domeniul alunecărilor mari $s \in (1 - 0.95)$.

Cît de diferită este o mașină cu două colivii cu parametri rotorici $\mathbf{R}'_{21}, \mathbf{R}'_{22}, \mathbf{X}'_{21}, \mathbf{X}'_{22}$ constanți cu alunecarea, față de mașina reală ? Vom afla acest lucru prin introducerea parametrilor rotorici $\mathbf{R}'_{21}, \mathbf{R}'_{22}, \mathbf{X}'_{21}, \mathbf{X}'_{22}$ determinați în formulele de calcul ale mărimilor de stare (4.12-4.21), și compararea erorilor relative pătratice medii dintre seturile de valori calculate și achiziționate.

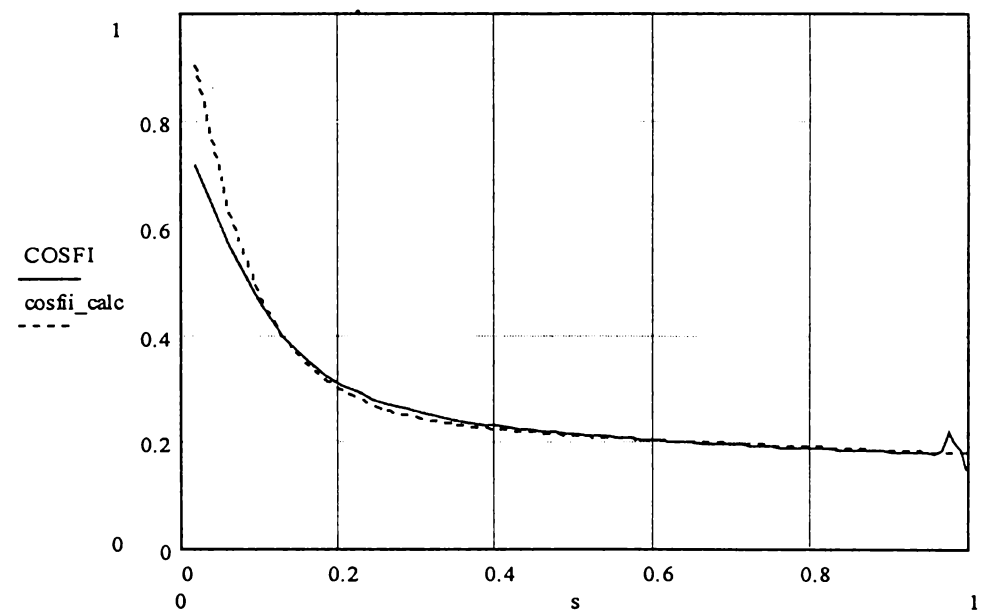
$$\varepsilon_M = 5.78 \quad [\%]$$



$$\varepsilon_I = 1.56 \quad [\%]$$



$$\varepsilon_{\cos\varphi} = 10.95 \quad [\%]$$



$$\varepsilon_p = 5.27 \quad [\%]$$

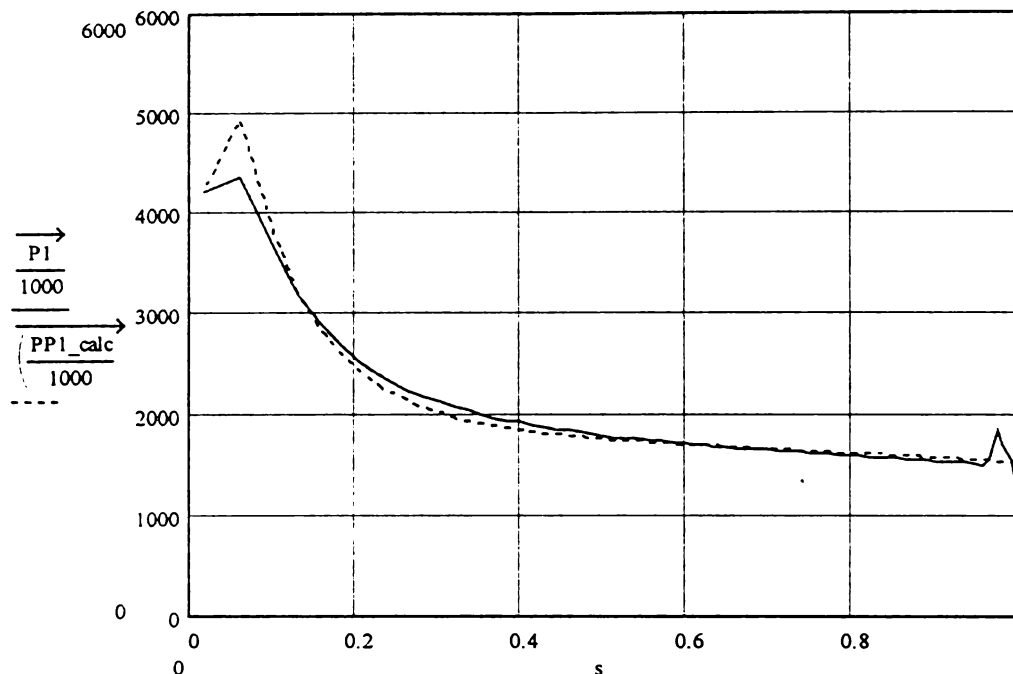


Fig.nr. 68. Comparație parametri de stare mașina reală (-) și echivalentă cu două colivii (--)

Rezultatele arată o similitudine remarcabilă între modelul cu două colivii și mașina reală, care conferă acestui model un grad de acceptabilitate corespunzător pentru simulări ulterioare ale regimurilor statice și dinamice ale mașinii.

Principial, este probabil ca modelul cu două colivii să dea rezultate maxime (erori relative medii sub 1% pentru mărimile de stare) la analiza mașinilor proiectate și realizate cu o un rotor real în dublă colivie. Asocierea mașinilor cu bare adânci (cazul de față) cu un model cu dublă colivie cu parametri constanți este evident limitată prin definiție, motiv pentru care este necesară adoptarea unui model cu un număr superior de colivii în paralel.

Colivia triplă: $N = 3$.

Impedanțele rotorice corespunzătoare celor 3 (trei) colivii:

$$\underline{Z}'_{21} = \frac{\underline{R}'_{21}}{s} + j\underline{X}'_{21} \quad (4.46)$$

$$\underline{Z}'_{22} = \frac{\underline{R}'_{22}}{s} + j\underline{X}'_{22} \quad (4.47)$$

$$\underline{Z}'_{23} = \frac{\underline{R}'_{23}}{s} + j\underline{X}'_{23} \quad (4.48)$$

vor intra în calculul impedanței rotorice echivalente:

$$\frac{1}{\underline{Z}'_{2e}} = \frac{1}{\underline{Z}'_{21}} + \frac{1}{\underline{Z}'_{22}} + \frac{1}{\underline{Z}'_{23}} = \frac{1}{\frac{\underline{R}'_{2e}}{s} + j\underline{X}'_{2e}} \quad (4.49)$$

$$\underline{R}'_{2e} = \frac{as^4 + bs^2 + c}{ds^4 + es^2 + f} \quad (4.50)$$

$$\underline{X}'_{2e} = \frac{gs^4 + hs^2 + k}{ds^4 + es^2 + f}, \quad (4.51)$$

unde **a, b, c, d, e, f, g, h, k** sunt constante:

$$\mathbf{a} = \underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22}\underline{X}'_{23} + \underline{R}'_{22}\underline{X}'_{21}\underline{X}'_{23} + \underline{R}'_{23}\underline{X}'_{21}\underline{X}'_{22} \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{b} = & \underline{R}'_{21}\underline{R}'_{22}\underline{X}'_{23} + \underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22}\underline{R}'_{23} + \underline{R}'_{22}\underline{R}'_{21}\underline{X}'_{23} + \underline{R}'_{22}\underline{X}'_{21}\underline{R}'_{23} + \\ & + \underline{R}'_{23}\underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22} + \underline{R}'_{23}\underline{X}'_{21}\underline{R}'_{22} \end{aligned} \quad (4.53)$$

$$\mathbf{c} = \underline{R}'_{21}\underline{R}'_{22}\underline{R}'_{23} (\underline{R}'_{21}\underline{R}'_{22} + \underline{R}'_{21}\underline{R}'_{23} + \underline{R}'_{22}\underline{R}'_{23}) \quad (4.54)$$

$$\mathbf{g} = \underline{X}'_{21}\underline{X}'_{22}\underline{X}'_{23} (\underline{X}'_{21}\underline{X}'_{22} + \underline{X}'_{21}\underline{X}'_{23} + \underline{X}'_{22}\underline{X}'_{23}) \quad (4.55)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{h} = & \underline{R}'_{22}\underline{X}'_{21}\underline{X}'_{23} + \underline{X}'_{21}\underline{X}'_{22}\underline{R}'_{23} + \underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22}\underline{X}'_{23} + \underline{X}'_{22}\underline{X}'_{21}\underline{R}'_{23} + \\ & + \underline{X}'_{23}\underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22} + \underline{X}'_{23}\underline{X}'_{21}\underline{R}'_{22} \end{aligned} \quad (4.56)$$

$$\mathbf{k} = \underline{X}'_{21}\underline{R}'_{22}\underline{R}'_{23} + \underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22}\underline{R}'_{23} + \underline{X}'_{23}\underline{R}'_{21}\underline{R}'_{22} \quad (4.57)$$

$$\mathbf{d} = (\underline{X}'_{21}\underline{X}'_{22} + \underline{X}'_{21}\underline{X}'_{23} + \underline{X}'_{22}\underline{X}'_{23})^2 \quad (4.58)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{e} = & \underline{X}'_{22}\underline{R}'_{23} + 2\underline{X}'_{21}\underline{R}'_{22}\underline{R}'_{23} + \underline{X}'_{21}\underline{R}'_{22} + 2\underline{X}'_{22}\underline{X}'_{21}\underline{R}'_{23} + \underline{X}'_{21}\underline{R}'_{23} + \\ & + \underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22} + 2\underline{X}'_{22}\underline{R}'_{21}\underline{R}'_{23} + \underline{R}'_{22}\underline{X}'_{23} + 2\underline{X}'_{23}\underline{R}'_{21}\underline{X}'_{22} + \underline{R}'_{21}\underline{X}'_{23} + \\ & + 2\underline{X}'_{23}\underline{R}'_{21}\underline{R}'_{22} + 2\underline{X}'_{23}\underline{R}'_{22}\underline{X}'_{21} \end{aligned} \quad (4.59)$$

$$\mathbf{f} = (\underline{R}'_{21}\underline{R}'_{22} + \underline{R}'_{21}\underline{R}'_{23} + \underline{R}'_{22}\underline{R}'_{23})^2 \quad (4.60)$$

Formal, toți acești coeficienți trebuie să fie pozitivi.

Aplicînd setului de date $\underline{R}'_2 = \mathbf{f}(s)$ un mecanism de regresie neliniar, corespunzător

unui model de tipul $y(x) = \frac{ax^4 + bx^2 + c}{dx^4 + ex^2 + f}$, vom determina valorile coeficienților a, b, c, d, e, f :

$$R'_{2\text{calc}}(s) = \frac{2.9244682s^4 + 0.75164938s^2 + 0.0017466497}{15.08522s^4 + 14.452862s^2 + 0.065932939}$$

Similar, aplicînd setului de date $X'_2 = f(s)$ același mecanism de regresie, corespunzător unui model de tipul $y(x) = \frac{gs^4 + hs^2 + k}{dx^4 + ex^2 + f}$, vom determina valorile coeficienților g, h, k :

$$X'_{2\text{calc}}(s) = \frac{1.3063743s^4 + 2.5686002s^2 + 0.039555033}{15.08522s^4 + 14.452862s^2 + 0.065932939}$$

Permit înșă aceste date identificarea parametrilor electrici $R'_{21}, R'_{22}, R'_{23}, X'_{21}, X'_{23}, X'_{23}$ (constanți cu alunecarea) corespunzători celor 3 (trei) colivii ?

Observăm că relațiile prin care se definesc coeficienții $a, b, c, d, e, f, g, h, k$ - acum cunoscuți - facilitează scrierea unui sistem redundant format din 9 (nouă) ecuații, cu 6 (șase) necunoscute (în speță parametri rotorici). Din motive de ușurință a rezolvării acestuia, alegem un număr de 6 (șase) ecuații, după cum urmează:

$$\begin{cases} R'_{21}X'^2_{22}X'^2_{23} + R'_{22}X'^2_{21}X'^2_{23} + R'_{23}X'^2_{21}X'^2_{22} = a \\ R'_{21}R'_{22}R'_{23}(R'_{21}R'_{22} + R'_{21}R'_{23} + R'_{22}R'_{23}) = c \\ X'_{21}X'_{22}X'_{23}(X'_{21}X'_{22} + X'_{21}X'_{23} + X'_{22}X'_{23}) = g \\ X'_{21}R'^2_{22}R'^2_{23} + R'^2_{21}X'_{22}R'^2_{23} + X'_{23}R'^2_{21}R'^2_{22} = k \\ (X'_{21}X'_{22} + X'_{21}X'_{23} + X'_{22}X'_{23})^2 = d \\ (R'_{21}R'_{22} + R'_{21}R'_{23} + R'_{22}R'_{23})^2 = f \end{cases} \quad (4.61)$$

Avînd în vedere că toți termenii liberi sunt pozitivi, acesta se poate aduce la forma simplificată:

$$\begin{cases} \mathbf{R}'_{21} \mathbf{X}'_{22} \mathbf{X}'_{23} + \mathbf{R}'_{22} \mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{23} + \mathbf{R}'_{23} \mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{22} = \mathbf{a} \\ \mathbf{R}'_{21} \mathbf{R}'_{22} \mathbf{R}'_{23} = \frac{\mathbf{c}}{\sqrt{\mathbf{f}}} \\ \mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{22} \mathbf{X}'_{23} = \frac{\mathbf{g}}{\sqrt{\mathbf{d}}} \\ \mathbf{X}'_{21} \mathbf{R}'_{22} \mathbf{R}'_{23} + \mathbf{R}'_{21} \mathbf{X}'_{22} \mathbf{R}'_{23} + \mathbf{X}'_{23} \mathbf{R}'_{21} \mathbf{R}'_{22} = \mathbf{k} \\ (\mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{22} + \mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{23} + \mathbf{X}'_{22} \mathbf{X}'_{23}) = \sqrt{\mathbf{d}} \\ (\mathbf{R}'_{21} \mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21} \mathbf{R}'_{23} + \mathbf{R}'_{22} \mathbf{R}'_{23}) = \sqrt{\mathbf{f}} \end{cases} \quad (4.62)$$

Din pricina interdependențelor de tip circular existente între variabilele sistemului, nici una din încercările de a rezolva (prin metode simbolice sau numerice) acest sistem nu a dat rezultate.

Bazându-ne însă pe forma ecuațiilor 2,3,5,6 ale sistemului (4.62), am defalcat sistemul în subseturi de ecuații, și am încercat parametrizarea unor variabile funcție de altele:

$$\begin{cases} \mathbf{R}'_{21} \mathbf{R}'_{22} \mathbf{R}'_{23} = \mathbf{t} \\ \mathbf{R}'_{21} \mathbf{R}'_{22} + \mathbf{R}'_{21} \mathbf{R}'_{23} + \mathbf{R}'_{22} \mathbf{R}'_{23} = \mathbf{u} \end{cases}, \quad \text{unde } \begin{cases} \mathbf{t} = \frac{\mathbf{c}}{\sqrt{\mathbf{f}}} \\ \mathbf{u} = \sqrt{\mathbf{f}} \end{cases} \quad (4.63)$$

cu soluția (parametrizată funcție de \mathbf{R}'_{21}):

$$\begin{cases} \mathbf{R}'_{22} = \frac{-\mathbf{t} + \mathbf{R}'_{21} \mathbf{u} + \sqrt{-4\mathbf{t}\mathbf{R}'_{21} + (\mathbf{t} - \mathbf{u}\mathbf{R}'_{21})^2}}{2\mathbf{R}'_{21}} \\ \mathbf{R}'_{23} = \frac{-\mathbf{t} + \mathbf{R}'_{21} \mathbf{u} - \sqrt{-4\mathbf{t}\mathbf{R}'_{21} + (\mathbf{t} - \mathbf{u}\mathbf{R}'_{21})^2}}{2\mathbf{R}'_{21}} \end{cases} \quad (4.64)$$

și, respectiv:

$$\begin{cases} \mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{22} \mathbf{X}'_{23} = \mathbf{r} \\ \mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{22} + \mathbf{X}'_{21} \mathbf{X}'_{23} + \mathbf{X}'_{22} \mathbf{X}'_{23} = \mathbf{w} \end{cases}, \quad \text{unde } \begin{cases} \mathbf{r} = \frac{\mathbf{g}}{\sqrt{\mathbf{d}}} \\ \mathbf{w} = \sqrt{\mathbf{d}} \end{cases} \quad (4.65)$$

cu soluția (parametrizată funcție de \mathbf{X}'_{21}):

$$\begin{cases} X'_{22} = \frac{-r + X'_{21}w - \sqrt{-4rX'_{21}{}^3 + (r - wX'_{21})^2}}{2X'_{21}{}^2} \\ X'_{23} = \frac{-r + X'_{21}w + \sqrt{-4rX'_{21}{}^3 + (r - wX'_{21})^2}}{2X'_{21}{}^2} \end{cases} \quad (4.66)$$

Procedînd la "baleierea" numerică a unor intervale predefinite $R'_{21}, X'_{21} \in (0...10)\Omega$, cu pași $\Delta R'_{21}, \Delta X'_{21}$ impuși, se vor putea calcula seturi de parametri $R'_{21}, R'_{22}, R'_{23}$, și $X'_{21}, X'_{22}, X'_{23}$, respectiv seturi de valori ale $R'_{2calc}(s), X'_{2calc}(s)$.

Pentru trierea acestor seturi de parametri, criteriul de alegere utilizat va fi minimizarea erorii relative pătratice medii combinate:

$$\varepsilon_{rotor} = \sqrt{\varepsilon_{R_2}^2 + \varepsilon_{X_2}^2} \quad [\%] \quad (4.67)$$

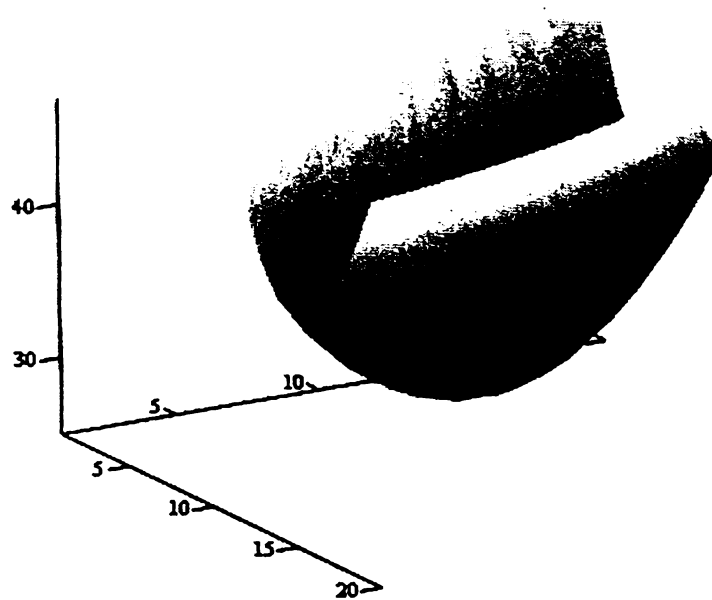


Fig. nr. 69. Forma de variație cu R'_{21}, X'_{21} a erorii relative combinate $\varepsilon_{rotor} [\%]$.

Figura nr. 69 surprinde suprafața pe care se înscrie variația erorii combinate $\varepsilon_{rotor} [\%]$, funcție de valoarea indicilor de ciclare i, j , definatorii pentru valorile impuse:

$$R'_{21} = 0.5 + 0.08i$$

$$X'_{21} = 2.5 + 0.3j$$

Minimul erorii combinate $\varepsilon_{\text{rotor}}$ (extremitatea inferioară a concavității suprafeței prezentate) corespunde concret următorilor parametri echivalenți pentru cele 3 (trei) colivii:

$$\varepsilon_{\text{rotor_minim}} = 28.93 \quad [\%]$$

$$R'_{21} = 1.22 \quad [\Omega]$$

$$R'_{22} = 0.17382 \quad [\Omega]$$

$$R'_{23} = 0.03207 \quad [\Omega]$$

$$X'_{21} = 6.1 \quad [\Omega]$$

$$X'_{22} = 0.10561 \quad [\Omega]$$

$$X'_{23} = 0.52205 \quad [\Omega]$$

În baza acestora putem calcula rezistența, și respectiv reactanța, rotorică echivalentă, pe care le comparăm cu rezultatele $R'_2, X'_2 = f(s)$ inițial obținute:

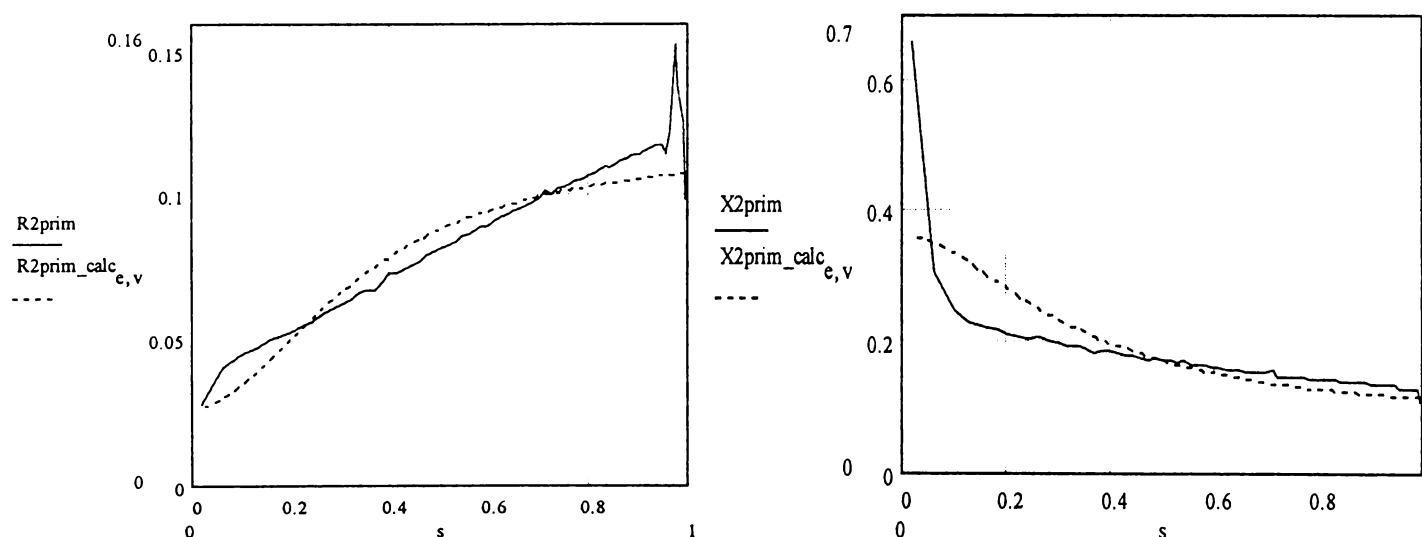
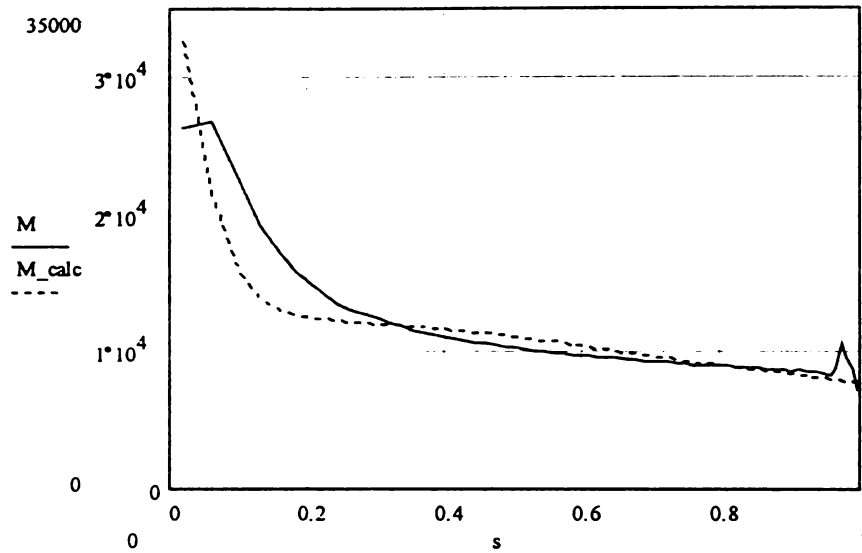


Fig. nr. 70. Echivalare colivie cu bare adânci cu o colivie triplă cu parametri constanți.

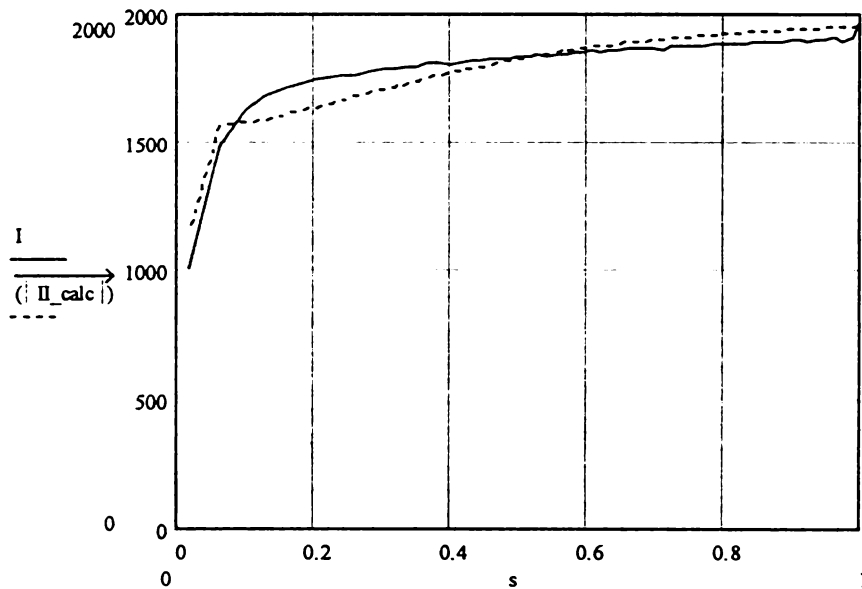
Comparația indică $\varepsilon_{R'_2} = 10.57 \quad [\%]$, și respectiv $\varepsilon_{X'_2} = 26.93 \quad [\%]$.

Cît de diferită va fi în acest caz o mașină cu 3 (trei) colivii cu parametri rotorici $R'_{21}, R'_{22}, R'_{23}, X'_{21}, X'_{22}, X'_{23}$ anterior listați, față de mașina reală ?

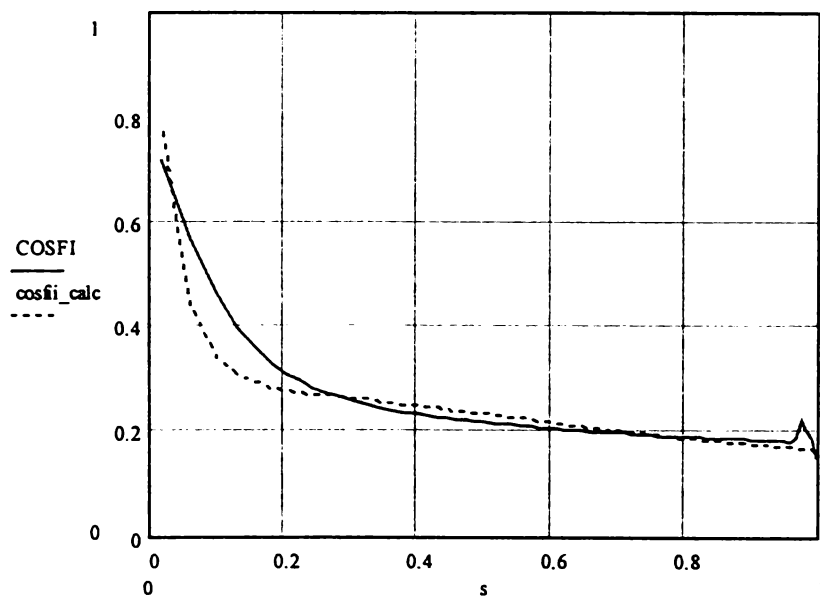
$$\varepsilon_M = 15.72 \text{ [%]}$$



$$\varepsilon_I = 2.83 \text{ [%]}$$



$$\varepsilon_{\cos\varphi} = 13.09 \text{ [%]}$$



$$\varepsilon_p = 14.45 \quad [\%]$$

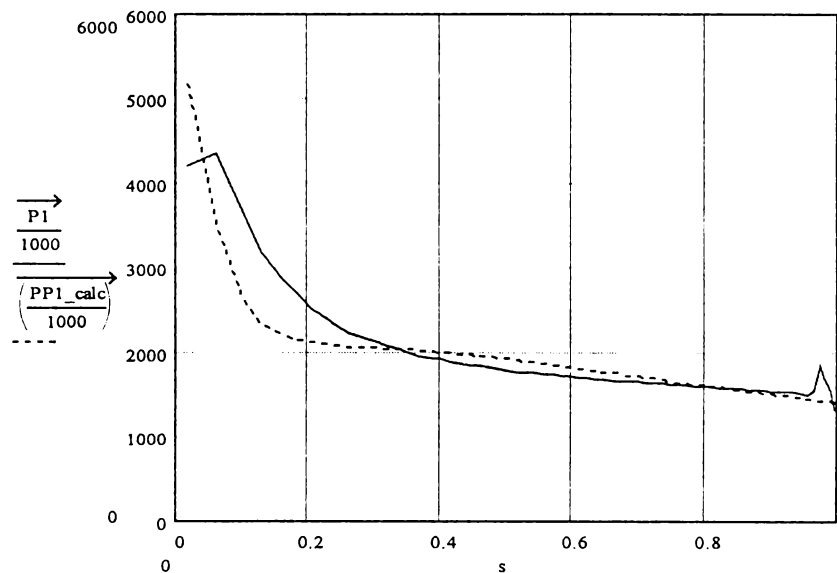


Fig.nr.71. Comparație parametri de stare mașina reală (-) și echivalentă cu triplă colivie (--)

Privind cifrele în ansamblu, gradul de completitudine al modelului cu 3 (trei) colivii, în raport cu cel cu 2 (două) colivii - vezi considerațiile anterioare - pare mai ridicat.

D.p.d.v. al consistenței fenomenologice a acestor rezultate, se remarcă valoarea mare a reactanței coliviei nr. 1 (cea mai apropiată de întrefier) $X'_{21} = 6.1 \quad [\Omega]$, care în mod normal ar trebui să fie cea mai mică dintre cele 3 (trei).

Acest lucru se poate explica prin revizuirea modelului electric luat în considerare, care nu ține cont de reactanțele mutuale de cuplaj prin dispersie între colivii, corespunzătoare liniilor câmpurilor de dispersie comune, corespunzătoare celor trei înfășurări.

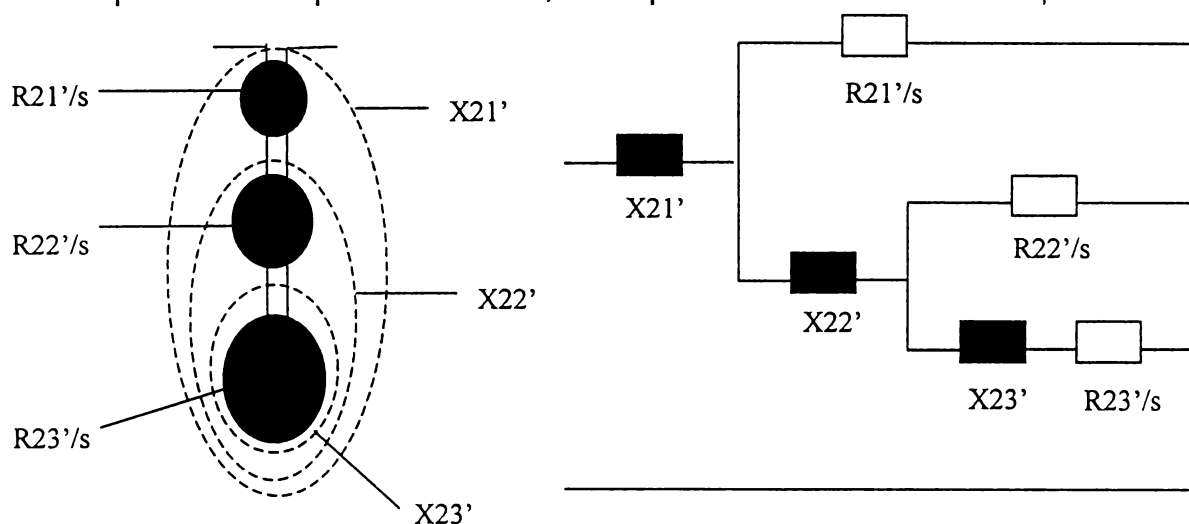


Fig.nr.72. Model echivalent cu includerea reactanței de mutuale de dispersie rotorice [22]

Prin urmare, neluarea în considerare a acestor reactanțe mutuale dintre înfășurările rotorice este la originea inconsistenței semnalate, afectînd în special valoarea reactanței primei colivii rotorice. Însă, deși corespunde unui fenomen real, includerea acestor reactanțe de cuplaj ar complica modelul și implicit procesul de estimare a parametrilor echivalenți rotorici. Avînd desemenea în vedere că parametri rotorici se determină prin metode indirecte [37], - și nu prin măsurarea de curenți și tensiuni direct în rotor -, neglijarea reactanței de cuplaj nu conduce la pierderea informațiilor despre ansamblul circuitelor rotorice.

Comentînd valorile obținute $\varepsilon_{R_2'}$, $\varepsilon_{X_2'}$, ε_M , ε_I , $\varepsilon_{\cos\phi}$, ε_P , care reprezintă gradul de "pliere" a modelului folosit vis-a-vis de mașina reală, constatăm că aceste rezultate nu sunt superioare celor corespunzătoare modelului rotoric cu 2 (două) colivii (tab. nr. 5).

Toate aceste considerații ne fac să conferim valorilor parametrilor identificați R_{21}' , R_{22}' , R_{23}' , X_{21}' , X_{22}' , X_{23}' o valoare de reprezentativitate mai degrabă de ordin matematic, și nu atît fenomenologic.

În context, este dificilă înlocuirea coliviei reale din bare adînci cu 3 (trei) colivii cu parametri constanți, constituită în aceeași crestătură. Pe de altă parte, setul de parametri constanți obținuți oferă o imagine asupra variației cu alunecarea a parametrilor rotorici globali, și pot fi utilizați cu succes în simulări ale unor regimuri statice sau dinamice diverse.

Chiar dacă modelul cu 2 (două) colivii corespunde pentru majoritatea cazurilor practice, considerăm că modelul mai complicat - cel cu 3 (trei) colivii - poate servi analizei unor mașini cu crestături sau/și colivii rotorice de tip special.

Prezentăm în final un tabel sintetic cuprinzînd rezultatele obținute:

$R_1=0.0174$ $X_1=0.6287$ $X_m=29.085$	R_2' Ω	$\epsilon_{R_2'}$ %	X_2' Ω	$\epsilon_{X_2'}$ %	ϵ_M %	ϵ_I %	$\epsilon_{\cos\varphi}$ %	ϵ_P %
1 colivie cu parametri variabili	fig. 59	-	fig. 60	-	0.06	0.02	0.15	0.05
1 colivie cu parametri constanți	0.0894	30.9	0.1729	416	31.47	10.99	35.26	28.6
2 colivii cu parametri constanți	$R_{21}'=0.257$ $R_{22}'=0.052$	6.5	$X_{21}'=0.079$ $X_{22}'=0.327$	31.1	5.78	1.56	10.95	5.27
3 colivii cu parametri constanți	$R_{21}'=1.22$ $R_{22}'=0.173$ $R_{23}'=0.032$	10.57	$X_{21}'=6.1$ $X_{22}'=0.105$ $X_{23}'=0.522$	26.9	15.72	2.83	13.09	14.4

Tabel nr. 5. Afișare sintetică rezultate determinare parametri electrici echivalenți.

Cap. 5. Identificarea dependenței de turație a pierderilor mecanice folosind autofrînarea în gol.

Metoda ce urmează a fi propusă se bazează pe o inovație a modului de prelucrare a rezultatelor experimentale obținute în urma încetinerii naturale în gol a mașinii testate.

Efectuînd bilanțul energetic pentru fiecare din stările pe care mașina le străbate pînă la oprire, se obține în final, utilizînd o singură probă, dependența de turație a pierderilor mecanice. Se presupune cunoscut momentul J de inerție al rotorului. Sunt utilizate datele furnizate de un sistem de achiziție automat, care înregistrează în timp real tensiunea la borne și turația pe parcursul încetinerii. Metoda este ilustrată prin prelucrarea computerizată a datelor rezultate din încetinirea naturala în gol a unui motor trifazat asincron cu colivie din bare înalte de 7500 kW, 6 kV, 1490 rpm, 50 Hz.

Precum s-a prezentat și în cap. 1, încetinirea naturala în gol a motoarelor asincrone, întilnită și sub denumirea de lansare sau autofrînare în gol, este uzual folosită ca metodă de determinare a momentului de inerție J al mașinii. Această metodă de determinare a inerției se bazează pe prelucrarea rezultatelor experimentale obținute în urma încetinerii naturale în gol a mașinii testate, pornindu-se de la o turație inițială superioară celei nominale. O altă utilitate a încetinerii naturale în gol este posibilitatea de a separa, din totalul pierderilor mecanice, fracțiunile datorate frecărilor aerodinamice în circuitul de răcire al mașinii, respectiv a pierderilor datorate strict frecărilor în lagăre.

În cadrul demersului pe care îl propunem în continuare, datele experimentale furnizate de proba încetinerii naturale în gol sunt prelucrate într-o manieră nouă, ce conduce în final la identificarea dependenței de turație a pierderilor mecanice. Aceasta evită metoda clasică de identificare prin ridicarea caracteristicilor de mers în gol la frecvențe (turații) diferite, metodă puțin avantajoasă atît din punct de vedere al costului și duratei încercărilor (dificile mai ales la frecvențe joase), cît și din punctul de vedere al inconstanței erorilor de măsurare (datorată întinderii probelor pe o durată mare de timp și utilizării de transductori cu domenii de măsură diferite de la caz la caz).

În mod similar, sunt utilizate datele furnizate de un sistem de achiziție automat numeric, care înregistrează în timp real tensiunea la borne și turația mașinii pe parcursul încetirii (după deconectarea mașinii - aflată în gol real - de la rețeaua de alimentare).

Metoda nou propusă se prevalează de efectuarea bilanțului energetic pentru fiecare din stările pe care mașina le străbate pînă la oprire, obținîndu-se în final, dintr-o singură probă, dependența de turație a pierderilor mecanice $P_{mec} = f(n)$. Ca premiză considerată îndeplinită, momentul de inerție J al mașinii trebuie în prealabil cunoscut (cap. 3).

Raționamentul de bază folosit în argumentarea teoretică este că pe întregul interval de timp între deconectarea mașinii și oprire, energia cinetică a pieselor în rotație se disipă sub formă de pierderi mecanice, care frînează rotorul, conform relației:

$$\frac{dE_c}{dt} = \frac{d}{dt} \left(J \frac{\omega^2}{2} \right) = J\omega \frac{d\omega}{dt} = -P_{mec}(t) \quad (5.1)$$

, unde: ω - viteza unghiulară a rotorului [rad/s]

$P_{mec}(t)$ - variația în timp a pierderilor mecanice

E_c - energia cinetică a rotorului

J - momentul de inerție al rotorului (cunoscut)

J

Înlocuind în ultima relație viteza unghiulară ω [rad/s] cu turația n [rpm], se obține:

$$\frac{dE_c}{dt} = \frac{4\pi^2 J}{3600} n \frac{dn}{dt} \quad (5.2)$$

În baza acestei ultime relații, se porcede la prelucrarea numerică a datelor înregistrate, fapt ce permite estimarea directă a variației pierderilor mecanice funcție de timp (și respectiv turație).

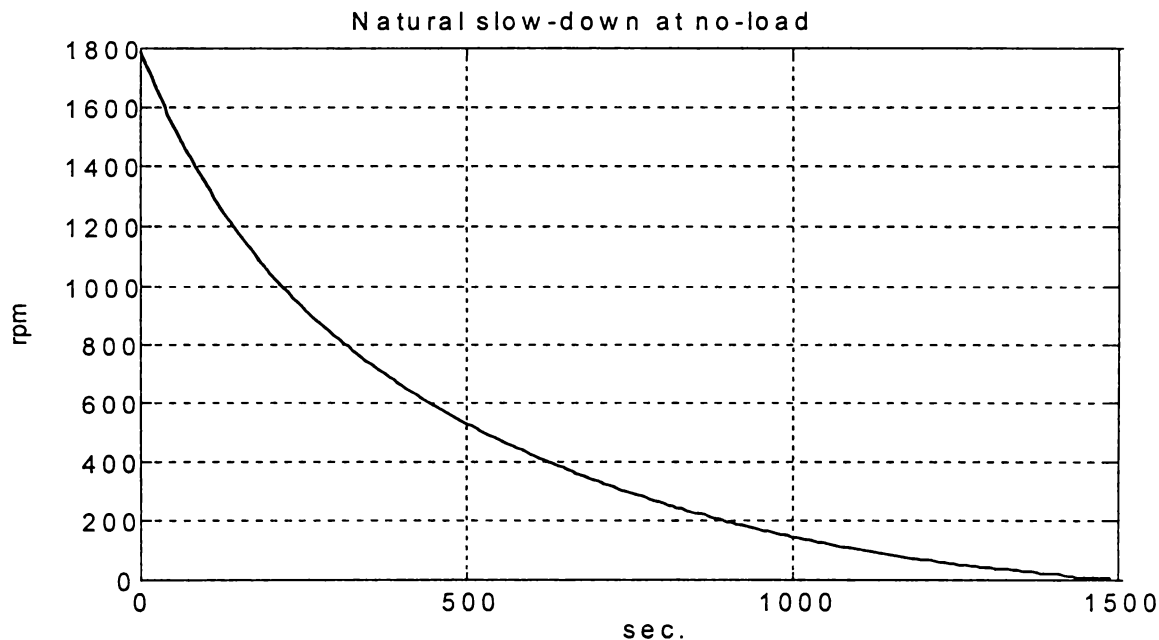


Fig. nr. 73. Turația mașinii pe parcursul autofrinării în gol.

Figura nr. 73 prezintă curba de încetinire a aceluiași motor asincron cu bare înalte de 7500 kW, 6 kV, 1490 rpm, 50 Hz, avînd ca punct de plecare turația de 1800 rpm (motor alimentat la 60 Hz).

Pentru claritate, prezentăm (fig. nr. 74, 75) și etapele derivării numerice (diferențe finite dt și dn). Se observă cîteva pauze (pt modificarea rapoartelor de transmisie în blocul adaptoarelor de semnal), care nu introduc însă diferențe notabile în calculul derivatei.

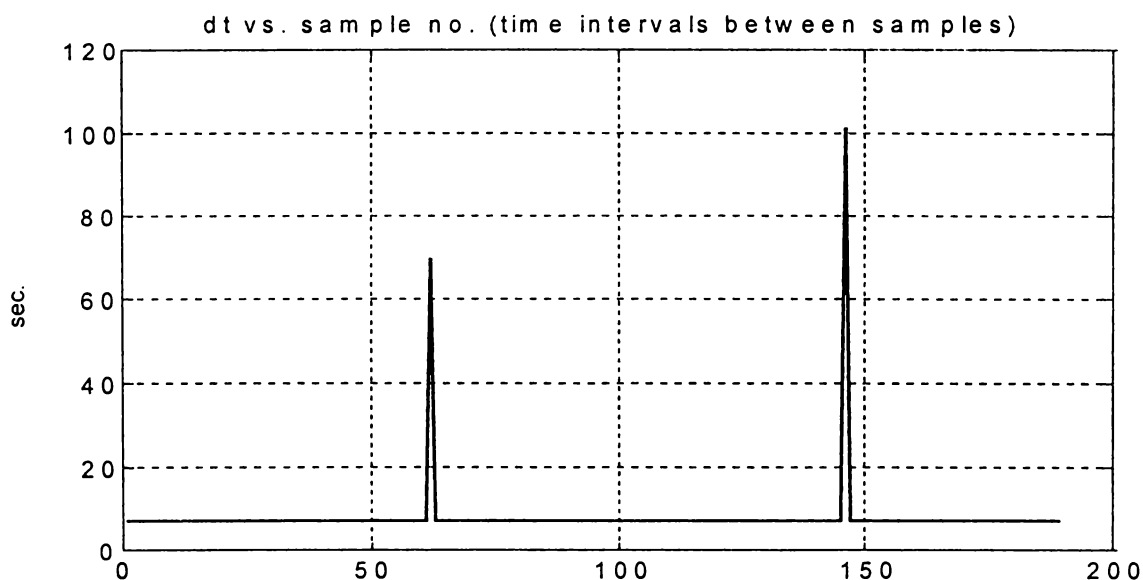


Fig. nr. 74. Diferențele finite dt funcție de numărul de ordine al achizițiilor pe durata opririi.

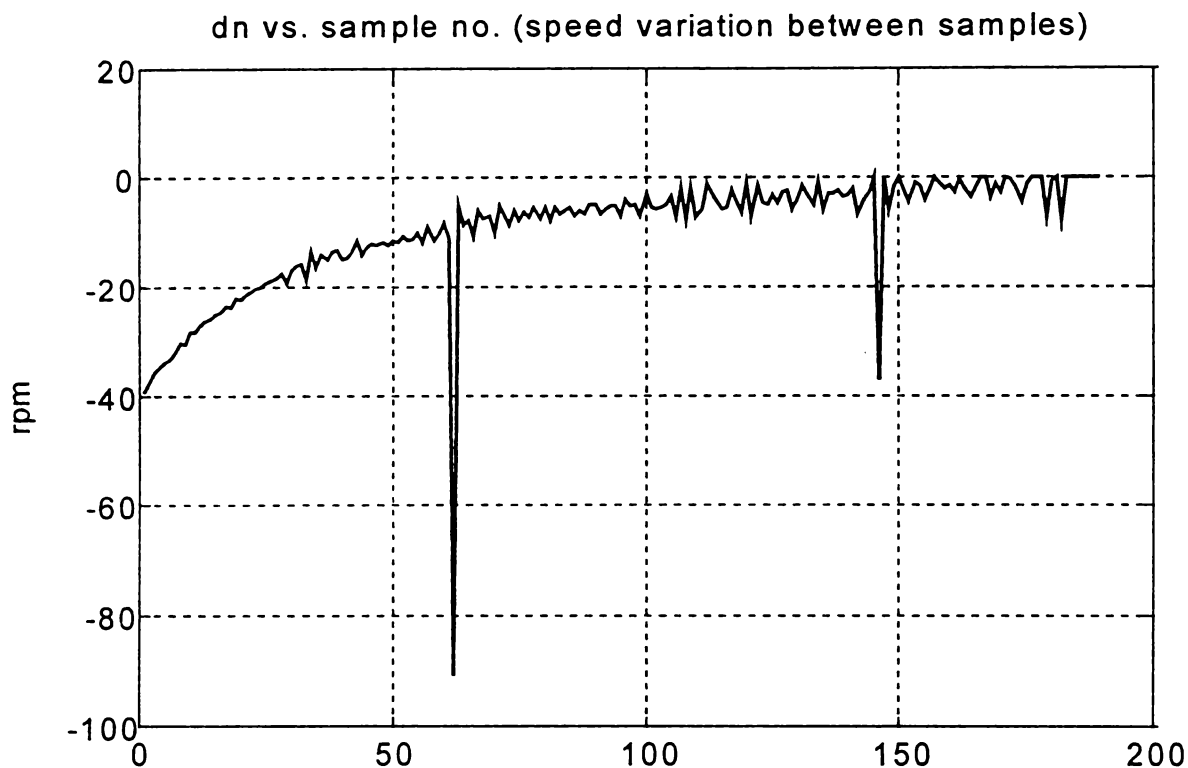


Fig. nr. 75. Diferențele finite dn funcție de numărul de ordine al achizițiilor, pe durata opririi.

Se observă deasemenea că erorile de măsură în turație cresc în domeniul turațiilor reduse (măsurători în treimea inferioară a scalei de măsură). Turația a fost măsurată folosind un tahometru analogic de c.c.

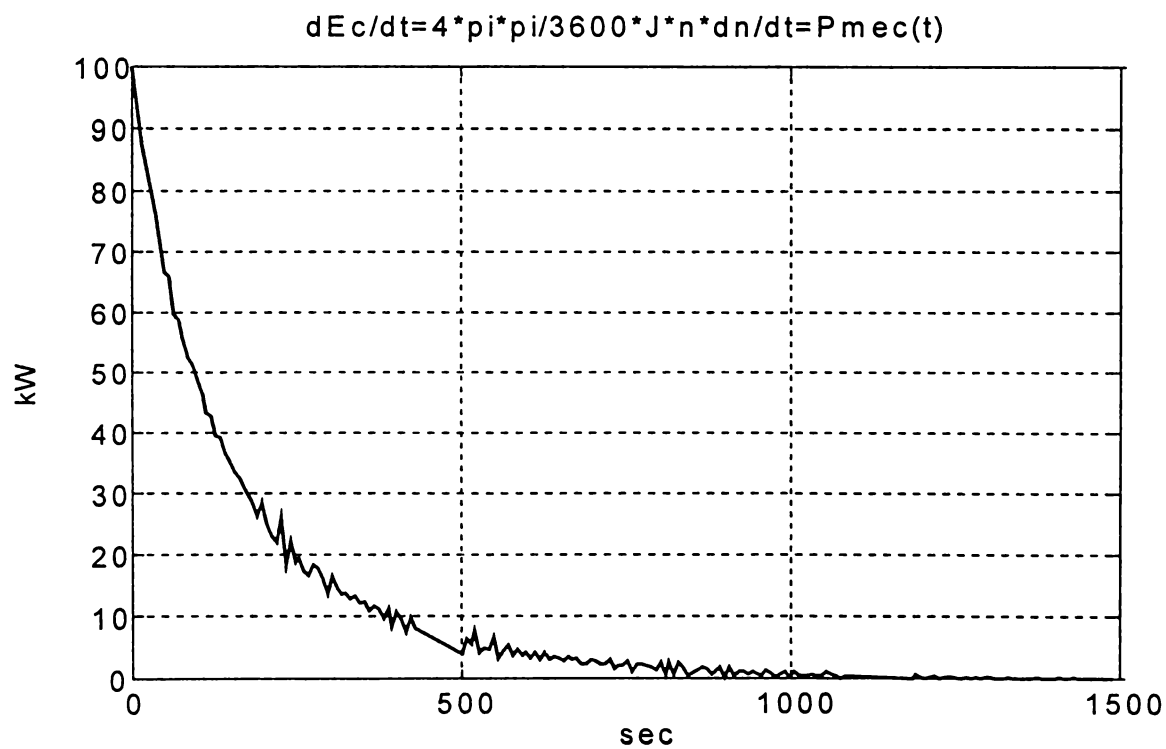


Fig. nr. 76. Derivata energiei cinetice pe durata opririi.

În figura nr. 76 este prezentată derivata (calculată numeric) energiei cinetice, folosind expresia (5.2). Această curbă (puncte unite prin segmente de dreaptă) reprezintă, în baza considerațiilor facute, chiar variația pierderilor mecanice în raport cu timpul. Dependența de turație a acelorasi pierderi mecanice este prezentată în figura nr. 77.

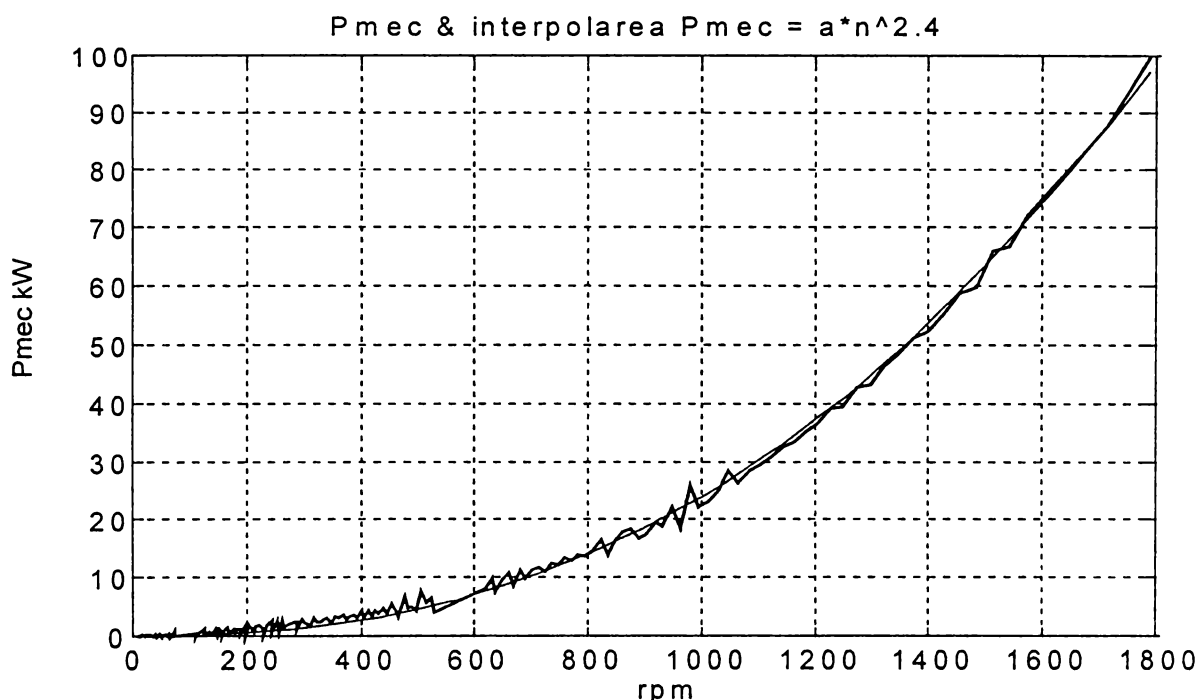


Fig. nr. 77. Pierderile mecanice calculate și regresia exponențială folosită pentru simplificare.

Plaja de împrăștiere a punctelor astfel calculate ne îndeamna să căutam o curbă (obtenabilă prin regresie) care să exprime analitic cât mai simplu dependența de turație a acestor pierderi mecanice. Un asemenea exemplu (se pot opera regresii folosind modele polinomiale sau mai complexe) este, în cazul particular prezentat, următoarea regresie de tip exponențial:

$$P_{mec} = \alpha n^{2.4} \quad (5.3)$$

$$\alpha = 0.001533 \quad (5.4)$$

Această formulă analitică permite calculul pierderilor mecanice la orice turație în plaja $(0-1.2) \times n_n$, și constituie rezultatul esențial al metodei propuse. Derivata turației este calculată numeric, atât achiziția datelor primare cât și prelucrarea acestora fiind realizată de calculator.

Mai trebuie făcută precizarea că un anumit timp după deconectare, își face simțită prezența și o tensiune remanentă (manifestare a energiei magnetice existente în mașină la momentul deconectării), cu valori semnificative (fig. nr. 59).

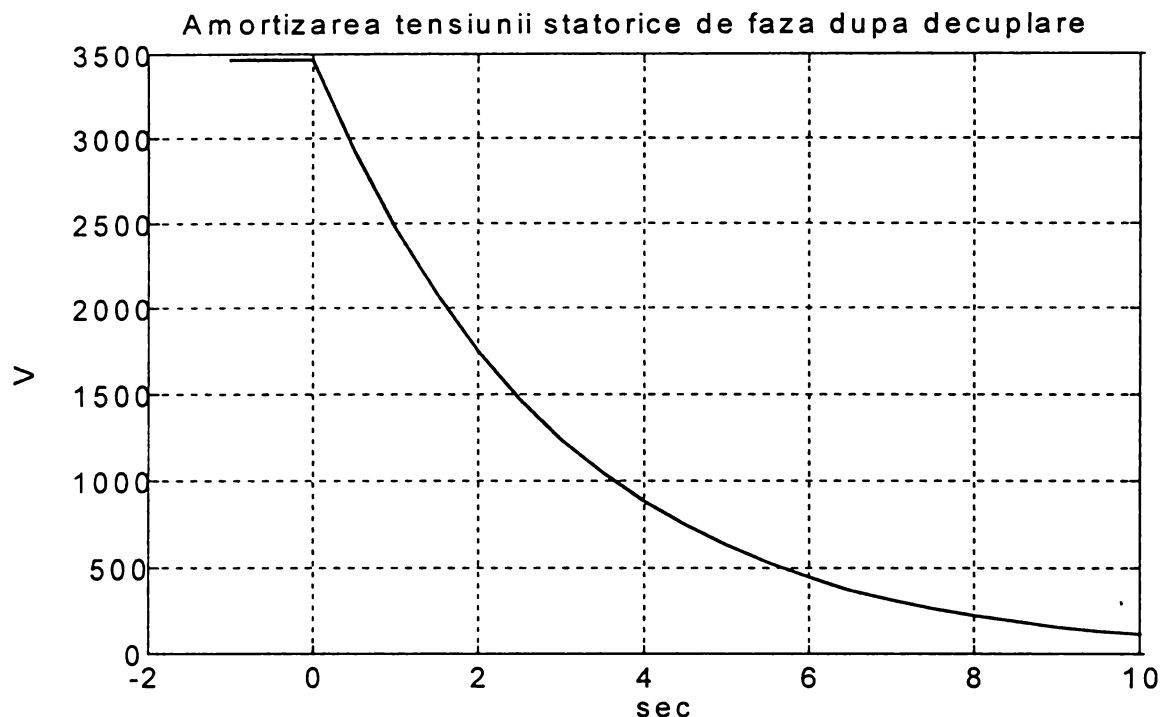


Fig. nr. 78. Stingerea tensiunii remanente statorice după deconenctarea de la rețea.

Vizualizînd achiziția obținută în cadrul aceleiași probe de autofrînare în gol, pentru același motor de 7500 kW, 6 kW, 4 poli, 800 A (fig. nr. 78), se observă ușor ordinul de mărime al constantei de timp rotorice (aprox. 3 sec.) pentru mașini de acest tip și putere. Chiar dacă frecvența tensiunii de alimentare a fost de 60 Hz (pentru a putea realiza turația $1.2 \times n_n$), tensiunea pe mașină a fost menținută (din excitația generatorului sincron folosit) la o valoare egală cu cea nominală.

Referitor la pierderile suplimentare care se disipă pe durata amortizării cimpului din mașină, ele pot fi defalcate în pierderi în fier și cupru rotorice. Considerînd că tensiunea remanentă observată la borne are amplitudinea și frecvența cunoscute (frecvența este direct proporțională cu turația mașinii), propunem aproximarea acestora prin:

$$P_{\text{festop}} = \left(\frac{U}{U_n} \right)^2 P_{\text{feN}} \quad (5.5)$$

iar cele în cuprul rotorice prin:

$$P_{cu2stop} = \left(\frac{U}{U_n} \right)^2 P_{cu2N} \quad (5.6)$$

În lipsa oricaror alte metode de estimare, aceste expresii funcționează ca aproximări orientative, credem suficient de precise pentru a putea fi folosite pentru prelucrări numerice în cazuri reale. Ca logică de verificare, integrarea acestor două tipuri de pierderi pe perioada amortizării cimpului în mașină trebuie să depășească egaleze valoarea energiei magnetice principale existente în motor în momentul decuplării din regimul de gol (care poate fi calculată dacă există disponibile datele electrice și magnetice ale mașinii). Subliniem însă că aceste tipuri de pierderi nu intervin în balanța energetică a mașinii pe timpul opririi, ele fiind calea de disipare a energiei magnetice stocată în mașină în momentul deconectării, și nu o manifestare a energiei cinetice rotorice.

Referindu-ne la probă în ansamblul ei, se observă că, spre deosebire de valoarea găsită prin prelucrarea caracteristicii de mers în gol la turația nominală ($P_{mecN} = 78.628$ kW), pierderile mecanice corespunzătoare turației nominale găsite prin metoda prezentată ($P_{mec} = 64.631$ kW) sunt mai mici. Această tendință s-a remarcat, în proporții cantitativ diferite, la toate tipurile de mașini supuse acestei probe (800, 2200, 2800, 7500 kW). O explicație posibilă ar putea fi legată de includerea pierderilor suplimentare în cadrul aproximațiilor care se fac la proba de mers în gol. Avînd însă în vedere numărul limitat de mașini pentru care s-a constatat acest fenomen, această ipoteză nu poate fi statistic verificată, fiind necesare determinări pe un număr semnificativ de mașini aparținînd aceluiași serii constructive.

D.p.d.v. conceptual, este clar că determinarea P_{mec} folosind proba de mers în gol se prelevează în mod exclusiv pe măsurători și calcule asupra variabilelor electrice (ce caracterizează indirect mașina d.p.d.v. al comportării mecanice), avînd în vedere anumite aproximări (neglijarea pierderilor suplimentare P_{sup} din mașină, considerarea pierderilor în fier P_{mec} ca fiind strict proporționale cu patratul tensiunii la borne, etc.). Metoda nouă propusă, bazată pe analiza directă a turației mașinii pe timpul autofrînării este - credem - direct legată de pierderile mecanice în mașină (care variază inerent cu turația), fiind, cel puțin principial, o metodă mai apropiată de fenomen.

Referitor la precizia metodei, aceasta este strict dependentă de tipul traductorului de turație și a achiziției semnalului de turație, și de modul de prelucrare a datelor, ambele urmînd a fi realizate pe calculator, cu precizii de calcul sub 1%.

Este credem justificata comparația între metoda propusă pentru identificarea dependenței de turație a P_{mec} și cea clasică, prin efectuarea separării P_{mec} din probe de mers în gol la frecvențe (turații) diferite, prezentată în cap. 2.3.

În primul rînd, metoda propusă în prezentul capitol uzează de o singură oprire în gol, fiind clar mai economică d.p.d.v. al timpului și energiei folosite decît realizarea unui număr de 5-8 ridicări ale caracteristicilor de mers în gol pentru frecvențe de alimentare diferite. Un alt aspect este legat de simplitatea schemei de alimentare a mașinii, care utilizează chiar rețeaua de 50 Hz, în comparație cu necesitatea utilizării unei surse de tensiune și frecvență variabile. Uzual în acest scop se folosește fie un grup Ward-Leonard, fie un grup format dintr-un motor (de c.c. + redresor comandat, sau de c.a. + convertizor de frecvență) + generator sincron, ambele implicînd utilizarea și manipularea unor instalații anexe (instalații de ungere și ventilație, excitatoare, instalații electrice diverse, etc.) complexe, care necesită pregătiri și verificări preliminare laborioase. Un alt aspect este cel al personalului utilizat pentru realizarea probei, mult mai redus numeric în cazul probei propuse.

Aceste argumente recomandă metoda prezentată ca fiind o cale ieftină și simplă d.p.d.v. al experimental pentru identificarea variatei P_{mec} cu turația.

Această metodă poate fi privită și utilizată atît ca o metodă de sine stătătoare, cît și în combinație cu metode experimentale de determinare a momentului de inerție J , după cum vom vedea în capitolul următor.

Cap. 6. Studiul experimental al pornirii și autofrînării în gol a mașinii, ca probă separată și unitară.

Ne propunem în continuare o punctare a avantajelor aduse de implementarea celor două probe, care să preceadă definirea pornirii și autofrînării în gol ca probă separată și unitară.

Cf. celor descrise în capitolele anterioare, pentru prelucrarea datelor obținute la pornirea în gol am folosit ca informații apriori - în afara de rezistența statorică R_1 măsurată - valorile P_{mec} și P_{fe} pentru turația și tensiunea nominale, valori obținute din proba de mers în gol la frecvența nominală. Pentru a putea efectua calculele de separare a P_c am luat în considerare o dependență direct proporțională a P_{mec} cu turația, precum și o variație a P_{fe} proporțională cu patratul tensiunii pe mașină. Toate aceste prezumpții - generatoare de erori sistematice de calcul - au servit la estimarea momentului de inerție J al mașinii, folosind una din cele trei cai prezentate anterior.

Această valoare pentru J a fost ulterior folosită în prelucrarea datelor din proba autofrînării în gol), care are ca rezultat obținerea dependenței realiste a P_{mec} cu turația. Putem astfel relua prelucrarea datelor de la pornirea în gol, folosind această nouă dependență a P_{mec} cu turația, fapt care se soldează cu recalcularea lui J , care poate fi, la rîndul său, re-introdus în prelucrările curbei de încetinire.

O ciclare numerică în sensul celor descrise la aliniatul anterior se impune natural. Acest ciclu de calcul va avea ca atractori chiar momentul J de inerție și dependența de turație a P_{mec} . Datele inițiale sunt seturile de date achiziționate pe durată pornirii în gol, respectiv autofrînării naturale în gol, iar procedurile de calcul invocate sunt cele deja definite în capitolele anterioare. Ciclarea se va încheia în momentul în care valorile atractorilor obținute în două etape succesive se înscriu într-o rezoluție prestabilită.

Pornirea în gol și autofrînarea în gol

Date preliminare pornire în gol :

R_1, P_{mecN}, P_{feN} (mers în gol)
 $P, U, I, n = f(t)$

Date preliminare autofrînare în gol:

$n = f(t)$
 J

Ipoteze :

$$P_{mec} = \frac{n}{n_N} P_{mecN}$$

$$P_{fe} = \frac{U^2}{U_N^2} P_{feN}$$

Rezultate :

J
 $M = f(n)$

Rezultate :
 $P_{mec} = f(n)$

Fig. nr. 79. Schemă logică ciclu rafinare $J, P_{mec}=f(n)$

Pentru motorul de 7500 kW, 4 poli, 6 kW, 800 A utilizat pentru probe s-a obținut:

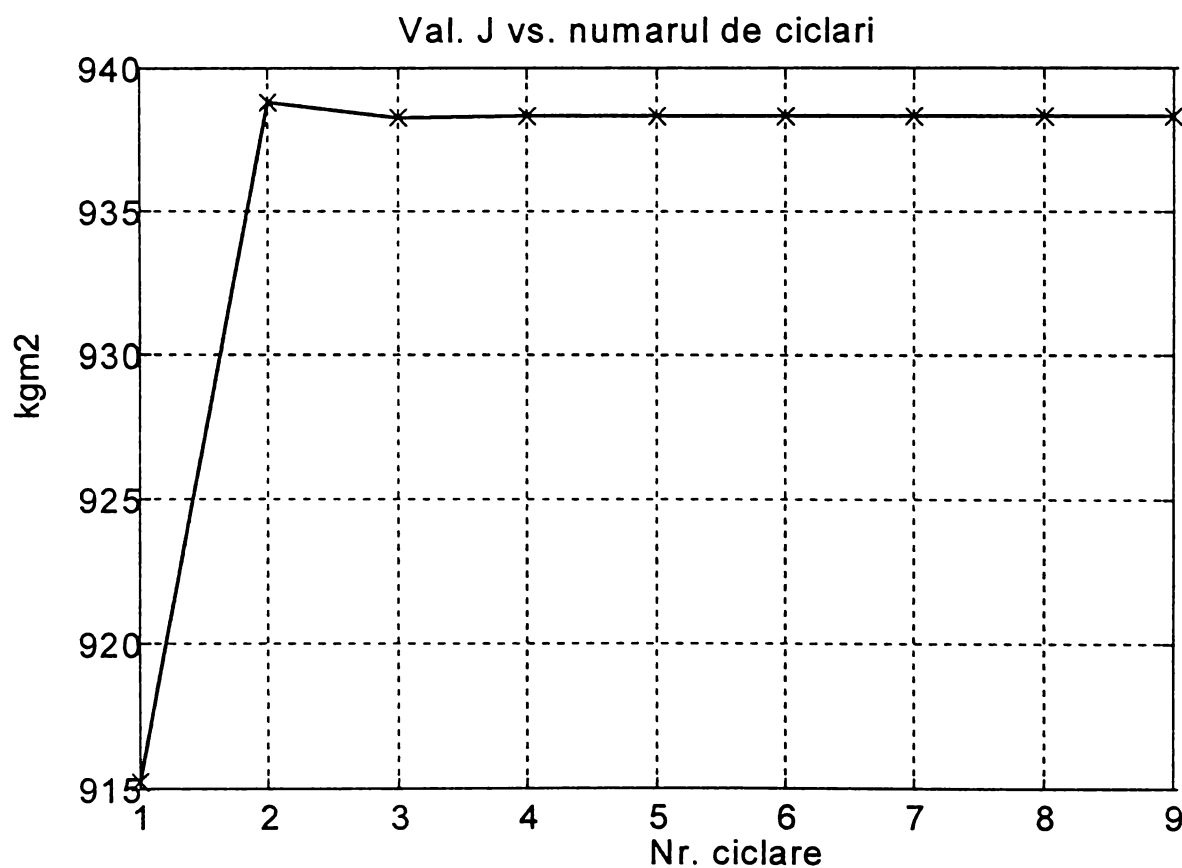


Fig. nr. 80. Valorile momentului de inerție ca parametru al ciclării.

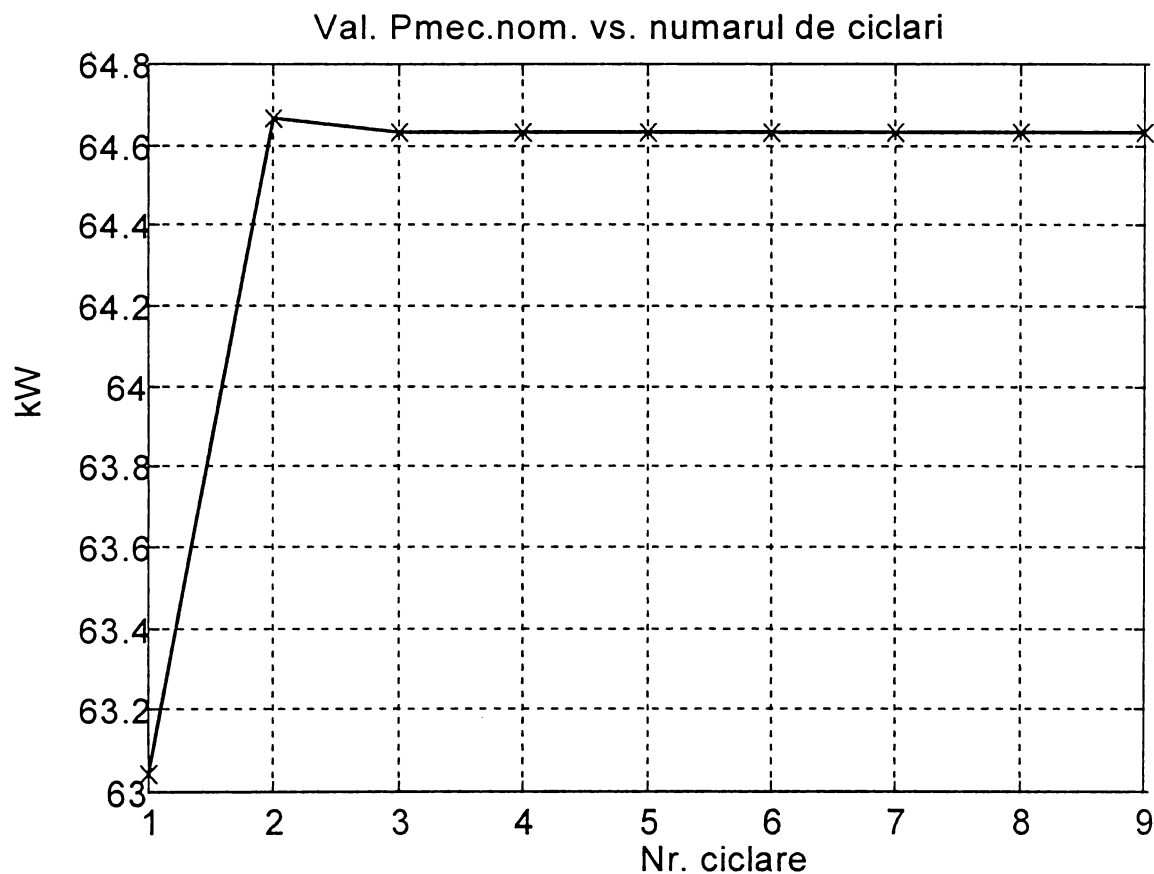


Fig. nr. 81. Valorile pierderilor mecanice nominale ca parametru al ciclării.

Avînd în vedere că calculele rezidă din prelucrări asupra unor mărimi de tip energetic, era de așteptat ca atractorii (\mathbf{J}, P_{mec}) să fie atractori stabili, aspect confirmat de exemplele prezentate (fig. nr. 59, 60). Credem că aspectul convergenței soluțiilor confirmă coerența fundamentării procedurii propuse, conferindu-i acesteia o valoare de adevăr sporită. Pe de alta parte, această convergență trebuie să funcționeze ca și criteriu de confirmare a veridicității soluțiilor găsite (este evident că valori divergente ale momentului de inerție \mathbf{J} nu pot fi luate în discuție).

Practic se constată că nu sunt necesare mai mult de cîteva ciclări pentru a obține valori în plaja de rezoluție propusă. Acest rezultat experimental este confirmat de teste (care folosesc proceduri de prelucrare identice) efectuate pe mașini de 800, 2200, 2800 și 7500 kW, încercate pe Standul UCM Reșița în 1993-1995.

Mai mult, se constată că nu este importantă valoarea inițială a P_{mec} introdusă ca dată de intrare la inițializarea ciclului. Deși am considerat P_{mec} ca fiind cunoscute din proba de mers în gol, și că ele variază proporțional cu turația, se constată că ciclul definit capătă pentru atractorul P_{mec} soluții stabile chiar dacă introducem pentru pierderile mecanice o valoare inițială egală cu puterea nominală a mașinii.

Mergînd mai departe, putem aplica un raționament similar și pentru P_{fe} . Deși presupuse cunoscute din aceeași probă de mers în gol, valoarea inițială introdusă în ciclul de calcul astfel definit nu mai este determinantă. Pentru a ajunge însă la valori realiste (care altfel pot greva rezultatul final) ne folosim de faptul că, pe parcursul pornirii, mașina ajunge să funcționeze în final în regim de mers în gol real, care ne oferă informații asupra puterii și curenților de mers în gol la tensiunea nominală. Aceste informații, disponibile după efectuarea probei, vor servi la separarea succesivă a P_{fe} la tensiunea nominală folosind bilanțul probei de mers în gol $P_{fe} = P - 3R_1 I_0^2 - P_{mecn}$, unde P_{mecn} sunt pierderile mecanice la turația de mers în gol real găsite din autofrînarea în gol (ciclul anterior). Acest criteriu de filtrare a P_{fe} folosește informațiile despre regimul de mers în gol din cadrul aceleiași porniri în gol, și conferă ciclului definit stabilitate și din acest punct de vedere.

Privînd retrospectiv, această posibilitate - aparent stranie - de a putea porni ciclarea folosind pentru P_{fe} și P_{mec} valori inițiale aleatorii, este credem o particularitate fundamentală a ciclului astfel definit. D.p.d.v. conceptual, proba autofrînării în gol funcționează ca o procedură foarte realistă de estimare a $P_{mec} = f(n)$ și P_{fe} , iar pornirea în gol ca o procedură similară pentru estimarea J , aspecte care motivează fără echivoc stabilitatea acestui ciclu.

Urmarea practică a acestei proprietăți este faptul că nu mai avem nevoie de informații preliminare asupra P_{fe} și P_{mec} , acestea putînd căpăta la inițializarea ciclului fie valori estimativ realiste (valori nule sau exprimate de exemplu ca procente din puterea nominală a mașinii), fie valori total aleatorii (caz în care stabilitatea ciclului se atinge

după un număr mai mare de ciclări). Iată deci că proba de mers în gol nu mai este necesar a fi efectuată ca probă preliminară, fapt avantajos d.p.d.v. al costurilor de testare pe stand.

	J (kgm²)	PmecN (kW)
Date furnizate de proiectant	850	60
Proba de mers în gol	-	78.6
Proba autofrînării în gol	780	-
Metoda nou introdusă (ciclu J, Pmec)	938	64.6

Tabel nr. 6. Comparație rezultate obținute prin diverse metode.

Concret, tabelul nr. 6 include valorile numerice obținute prin diverse metode, valori referitoare la mașina de 7.500 kW utilizată pentru probe pe stand.

În concluzie, credem că introducerea acestui ciclu de calcul oferă posibilitatea conceptuală de a privi ansamblul probelor de pornire în gol și de autofrînare în gol ca o probă separată și unitară. Am urmărit prin aceasta definirea unei probe simple d.p.d.v. al experimentului, care să servească obținerii unei cantități cât mai mari de informații despre mașina de încercat.

Proba va consta din pornirea în gol a mașinii de încercat direct la rețea (tensiune și frecvență egale cu cea nominale), urmată de deconectarea motorului după atingerea regimului stabilizat de mers în gol real. Mărimile care se înregistrează sunt **P, U, I, n = f(t)**. Informația despre turație este obținută fie prin cuplarea arborelui mașinii cu un traductor de turație (folosind de ex. o curea de transmisie pentru evitarea cuplării ax la ax), fie prin utilizarea traductoarelor de turație optice.

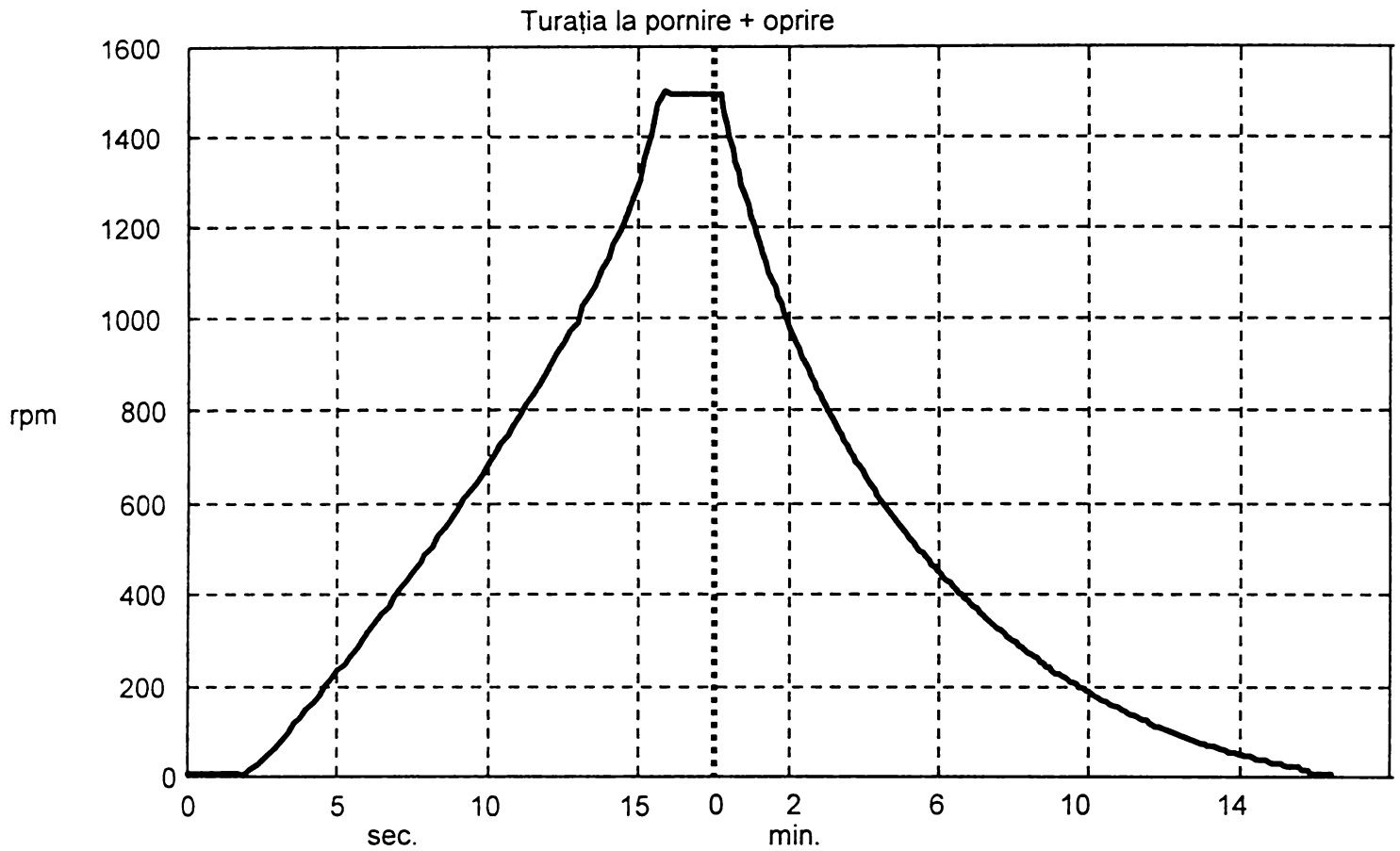


Fig. nr. 82. Evoluția turației pe parcursul probei combinate de pornire și autofrînare în gol.

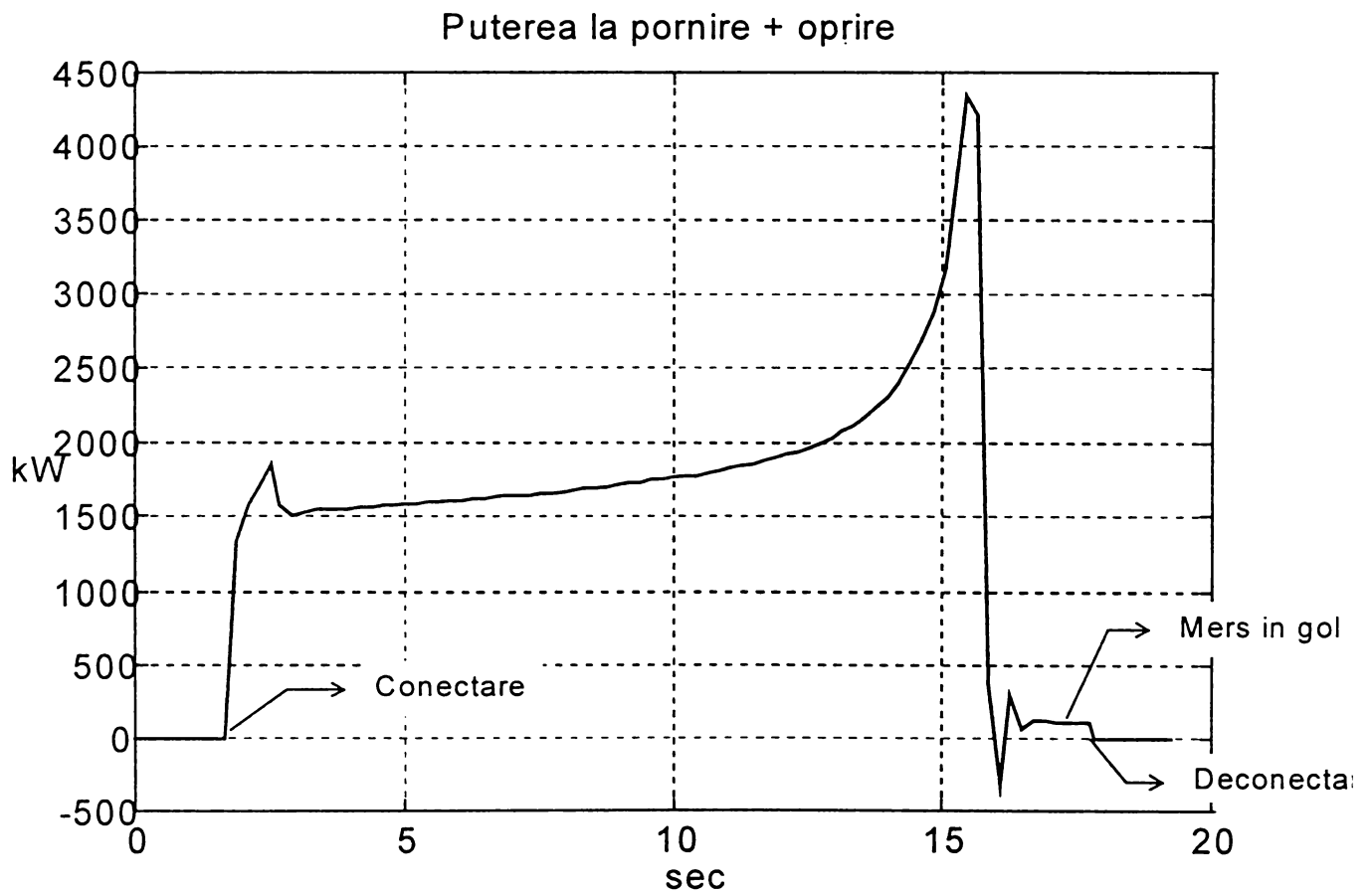


Fig.nr.83. Puterea absorbită pe parcursul probei combinate de pornire și autofrînare în gol.

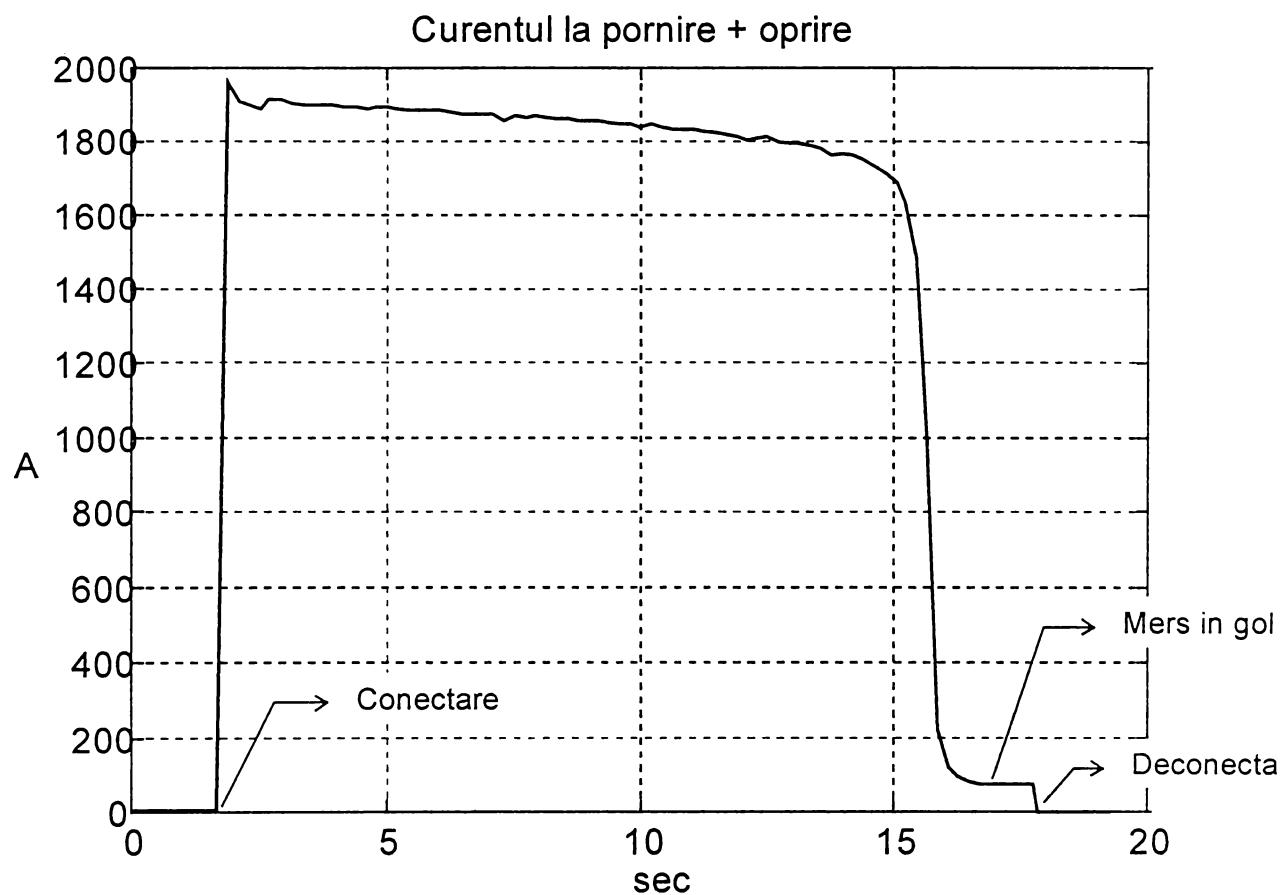


Fig.nr.84. Curentul absorbit pe parcursul probei combinate de pornire și autofrînare în gol.

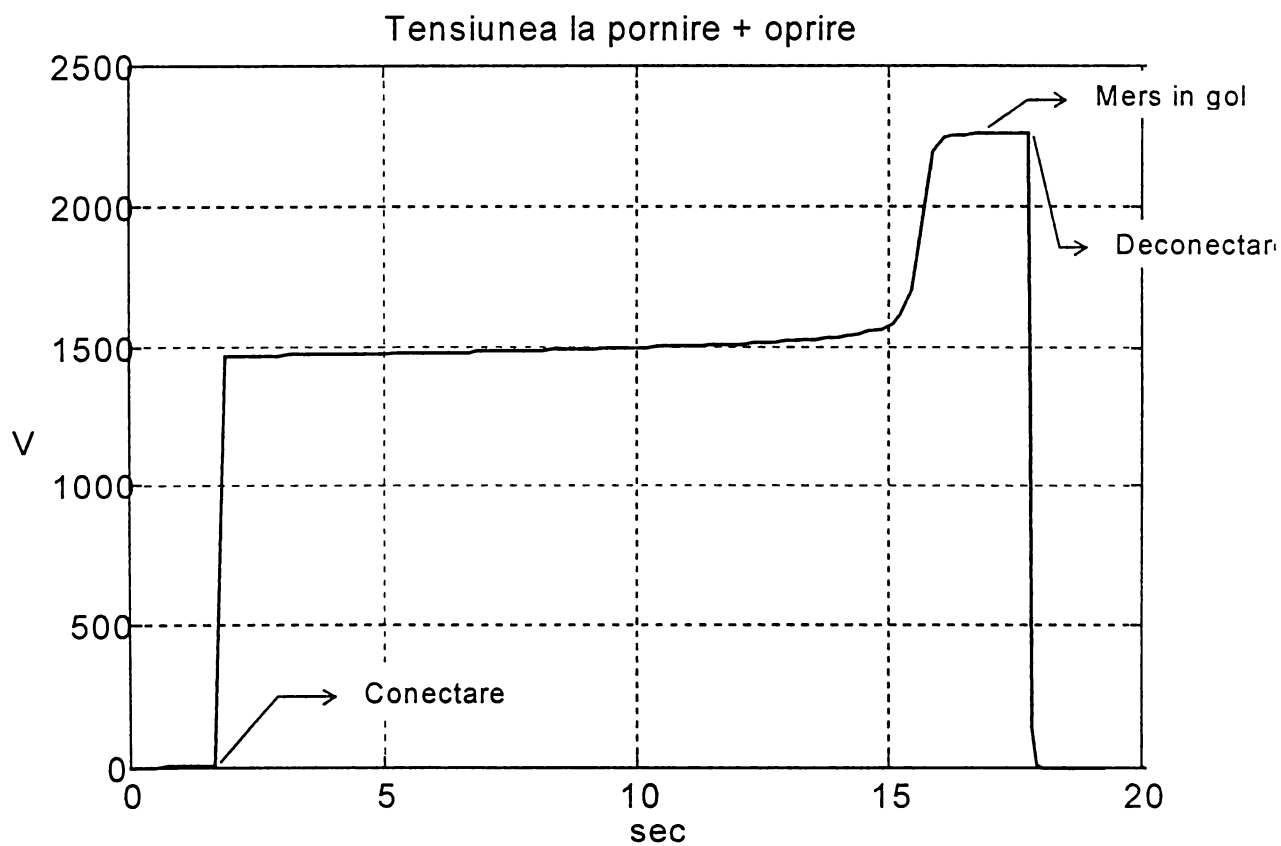


Fig. nr. 85. Tensiunea de alimentare pe parcursul probei de pornire și autofrînare în gol.

Am prezentat (fig. 61 - 65) înregistrările obținute pentru mașina de 7500 kW, 6 kV, 4 poli, 800 A, folosită pentru teste. Având în vedere că oprirea durează mult mai mult decât pornirea, pentru zona opririi am utilizat o scară a timpului potrivită. În acest caz, spre deosebire de metoda clasică, autofrînarea în gol a mașinii se face de la o turație de plecare egală cu cea nominală, și nu superioară. Proba va trebui realizată folosind sisteme numerice de achiziție și prelucrare a datelor, care sunt astăzi echipamente uzuale pentru standurile moderne de testare a mașinilor electrice.

Sintetic, o propunere de schemă logică de prelucrare a datelor în regim off-line este prezentată în fig. nr. 86.

Această schemă logică a fost aplicată pentru prelucrările datelor achiziționate la proba de pornire și autofrînare în gol (ca probă separată) efectuată asupra acelui motor de 7500 kW menționat anterior.

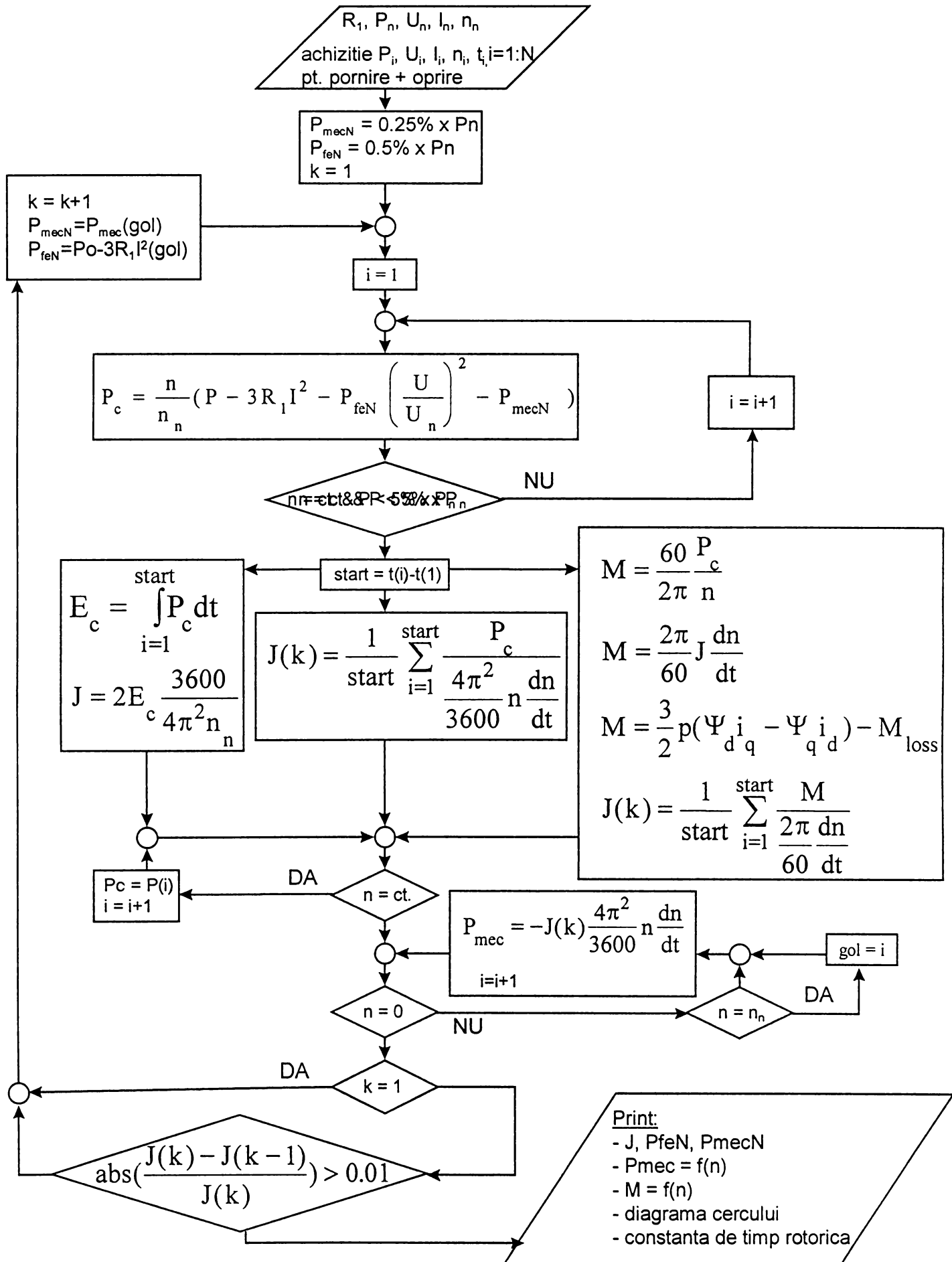


Fig. nr. 86. Procesarea datelor achiziționate din proba de pornire și autofrînare în gol.

Cap. 7. Considerații finale cu privire la posibilitatea standardizării metodelor propuse.

Referindu-ne la sistemele de asigurare a calității produselor, fabricile de mașini electrice mari (ex. ABB Industrie AG - mașini între 1.5-16 MW) realizează, în afara testelor de material și buletinelor de certificare a calității pe parcursul fazelor execuției, următoarele tipuri de teste finale [26]:

- încercări de lot
- încercări de tip
- încercări speciale

Încercările de lot sunt efectuate asupra fiecărei mașini care părăsește linia de fabricație, și sunt incluse în prețul mașinii, fiind bazate în principal pe recomandările IEC (sau NEMA - la cerere) și standardele naționale internaționale de încercări mașini electrice în vigoare. Ele cuprind:

- teste generale asupra accesoriilor cu care este dotată mașina
- măsurarea rezistenței de izolație a mașinii
- măsurarea rezistenței înfășurărilor statorice
- verificarea direcției de rotație
- funcționarea în gol la tensiune și frecvența nominale
- funcționarea în scurtcircuit la curentul nominal și verificarea simetriei curenților de scurtcircuit pe faze la tensiune redusă
- măsurarea în gol a vibrațiilor în lagăre și carcasă
- testarea izolației înfășurărilor statorice cu tensiune mărită
- verificarea debitului de aer de răcire la mers în gol

Testele de tip sunt probe speciale care pot fi realizate la cerere, contra unui cost suplimentar plătit de beneficiar, fiind în special destinate identificării unor parametri electrice sau mecanici care trebuie cunoscuți în anumite aplicații practice, după cum urmează:

- încercarea mașinii la încălzire, prin încărcare în sarcină nominală
- determinarea randamentului prin separarea pierderilor (cf. recomandărilor IEC sau NEMA)
- ridicarea caracteristicilor de mers în gol pînă la $1.1 \times U_n$, cu identificarea pierderilor în fier și mecanice
- ridicarea caracteristicilor de scurt-circuit la tensiune redusă (pînă la $1.3 \times I_n$)

Probele de încălzire și determinare a randamentului sunt efectuate prin încărcare directă în montaj recuperativ, sau prin metoda amestecului de frecvențe (metoda lui Itterberg) la mașini foarte mari sau în construcție verticală. Alunecarea și curenții sunt recalculați, iar pierderile în fier și mecanice sunt luate din proba de mers în gol.

Încercări speciale pot fi de asemenea realizate pe stand, la cererea beneficiarului, contra unui cost suplimentar, după cum urmează:

- ridicarea caracteristicilor randamentului și factorului de putere între $(0.25...1.25) \times P_n$, după recomandările IEC sau NEMA, folosind metoda separării pierderilor [29,31,43]
- ridicarea caracteristicilor randamentului și factorului de putere între $(0.25...1.25) \times P_n$, după recomandările IEC sau NEMA, folosind încărcarea directă în regim recuperativ
- ridicarea caracteristicilor de scurtcircuit pînă la tensiunea nominală
- determinarea cuplului de pornire
- determinarea cuplului și alunecării critice a mașinii
- ridicarea caracteristicii mecanice a mașinii $M = f(s)$ [18,20,25]
- determinarea momentului de inerție J a mașinii
- supraturarea mașinii la $1.2 \times n_n$
- măsurarea zgomotului produs de mașină
- analiza vibrațiilor
- separarea pierderilor suplimentare, cf. Standardului ANSI/IEEE 112-1978
- probe de verificare a gradului de protecție
- măsurători ale calităților dielectrice ale izolației stator ($\tan \varphi$, pierderi dielectrice)
- înregistrarea curbei de amortizare a tensiunii reziduale statorice după decuplare

- determinarea inducției magnetice în stator
- determinarea impedanței satorice

Trebuie precizat că toate aceste teste sau probe nu au nici o legatură cu probele de omologare a mașinii, care sunt exclusiv probe de casa. Deasemenea, d.p.d.v. al producătorului, încercările de lot sunt singurele necesare și suficiente pentru certificarea calității mașinii și acordarea garanției, celelalte tipuri de probe fiind realizate doar dacă beneficiarul solicită și plătește acest lucru.

Producătorii români (ex. UCM Reșița, care însă nu are o gamă standardizată de mașini) includ în probele de lot următoarele [14,15,16]:

- măsurarea rezistenței ohmice satorice
- măsurarea rezistenței de izolație satorice
- încercarea înfășurărilor satorice la tensiune mărită față de masă
- ridicarea caracteristicilor de mers în gol, cu determinarea pierderilor mecanice și în fier la tensiunea nominală
- ridicarea caracteristicilor de scurtcircuit la tensiune redusă (până la $1.2 \times I_n$), cu calcularea curentului de scurtcircuit corespunzător U_n
- verificarea temperaturilor stabilizate în lagăre la mersul în gol
- măsurarea vibrațiilor la mers în gol
- verificari montaj general accesorii (termorezistențe stator + lagăre, rezistențe anticondens, etc.)

După cum se observă, producătorii români includ în probele de lot o serie de probe considerate de către producătorii străini ca teste suplimentare de tip, efectuate doar la solicitarea beneficiarului. Explicația faptului că producătorii străini certifică buna funcționare a mașinii numai prin efectuarea unor probe de lot sintetice - și cu costuri implicit mai reduse - ține de metodele mult mai stabile și eficiente de verificare a calității de-a lungul procesului de execuție a mașinii (teste de materiale, SDV-uri, buletine de probe pentru lucrările intermediare, etc.), proces de fabricație care se supune rigorilor impuse de standardele ISO 9000 de asigurare a calității, aplicate pe scară largă.

Precum am vazut însă, toți producătorii efectuează un rodaj în gol al mașinii, pe parcursul căruia se realizează diverse probe (mers în de gol, verificarea nivelului de vibrații în mașină, verificarea izolației între spire prin alimentare la $1.3 \times U_n$ pe timp limitat, măsurarea temperaturilor stabilizate în lagăre, etc.), ceea ce înseamnă că mașina este pornită și oprită cel puțin o dată pe parcursul acestor probe de lot.

În acest context, în sensul celor descrise în acest capitol, propunem efectuarea studiului experimental al pornirii și autofrînării în gol a mașinii pentru toate mașinile asincrone (de serie sau unicate) produse de diversi fabricanți autohtoni sau străini.

Deși regimuri de pornire și oprire a mașinii sunt inerent cuprinse în rîndul celor de lot aplicate în prezent, propunem înființarea și includerea acestei probe ca probă de lot standard, separată și unitară, aplicabilă tuturor mașinilor electrice medii și mari.

Cel mai puternic argument pentru implementarea acestei probe sunt rezultatele care pot fi obținute ca date de ieșire, după cum urmează:

- variația P_{mec} cu turația, și implicit pierderile mecanice P_{mecN} la turația nominală
- valoarea pierderilor în fier P_{feN} la tensiunea nominală
- caracteristica mecanică a mașinii $M = f(n)$ obținută prin unul din următoarele moduri:

- calcularea $M = \frac{2\pi}{60} J \frac{dn}{dt}$ la pornire, în cazul în care există doar înregistrarea

valorilor efective ale mărimilor electrice (U, I, P)

- calcularea $M = \frac{60}{2\pi} \frac{P_c}{n}$ la pornire, în cazul în care există doar înregistrarea

valorilor efective ale mărimilor electrice (U, I, P).

- calcularea $M = \frac{3}{2} p(\Psi_d i_q - \Psi_q i_d) - M_{losses}$ la pornire, în cazul în care există

înregistrarea valorilor instantanee ale mărimilor electrice (U, I)

- momentul de inerție J [38,48], obținut prin unul din următoarele trei moduri:
 - calcularea integralei puterii cinetice utile P_c pe perioada pornirii

- raportarea puterii cinetice utile P_c la derivata energiei cinetice rotorice

$$\frac{1}{J} \frac{dE_c}{dt} = \frac{4\pi^2}{3600} n \frac{dn}{dt}$$

- raportarea cuplului mecanic util $M = \frac{3}{2} p(\Psi_d i_q - \Psi_q i_d) - M_{\text{losses}}$ la derivata turației

- determinarea parametrilor schemei electrice echivalente [5,21,32,35,40,42,46,52, 54], chiar și pentru mașinile cu bare înalte (modele echivalente cu 1,2 sau 3 colivii), cf. procedurilor numerice propuse în capitolele anterioare
- trasarea diagramei cercului [6, 36, 49, 53]
- constanta de timp rotorică, determinată din curba de amortizare a tensiunii statorice imediat după deconectarea mașinii în gol [8, 9,10,19]

În acest fel, colectăm automat majoritatea informațiilor obținute în cadrul probelor de tip sau speciale. Ridicarea caracteristicilor de mers în gol sau scurtcircuit la tensiune redusă sau nominală - consumatoare de resurse și timp - devine caducă, informațiile despre pierderile mecanice P_{mec} la orice turație sau despre cele în fier P_{fe} la tensiunea nominală fiind obținute mult mai simplu. Determinarea caracteristicii mecanice $M = f(n)$ înseamnă automat cunoașterea cuplului de pornire și al celui critic, precum și posibilitatea identificării unor cupluri parazite ocazionate de realizări constructive inexacte sau a unor defecte ascunse din mașină (ex. bare rotorice sudate incorect sau secționate pe parcursul exploatării, etc.). Cunoașterea setului de parametri corespunzători schemei electrice echivalente permite ridicarea precisă a caracteristicilor de randament și a factorului de putere pentru orice putere în plaja de interes $(0.25-1.25) \times P_n$. Determinarea precisă a momentului de inerție J este de asemenea semnificativă, atât pentru că permite verificarea constanței procesului de fabricație al rotorului, cât și pentru că ușurează realizarea de către producător, la cererea beneficiarului, a unor calcule dinamice diverse legate de utilizarea mașinii în acționari cu turație reglabilă.

Având în vedere nivelul de completitudine și precizie a informațiilor furnizate despre mașina testată, considerăm că standardizarea, ca încercare de lot, a procedurilor prezentate anterior se impune. Costurile de implementare vor fi deasemenea rezonabile, în condițiile existenței unui sistem de achiziție numeric modern.

Ca un factor esențial sesizăm economicitatea probei propuse, care utilizează o singură pornire la rețea, urmată de o decuplare și o încetinire naturală în gol pentru a obține aceste rezultate, fapt care aduce scurtarea timpului de încercări, micșorarea costurilor materiale și cu manopera, și implicit al costului mașinii în ansamblu. Acest aspect va fi credem important în acceptarea probei de către producătorii importanți de mașini electrice.

Adoptarea ca standard a probei propuse înseamnă o modificare radicală a tipului de probe finale la care sunt supuse mașinile electrice. O analiză atentă a probelor de tip și speciale practicate de ex. de firma elvețiana ABB Industrie AG, probe care nu se efectuează decît la cererea beneficiarului, relevă faptul că fiecare solicitare a unei probe suplimentare (ex. proba de încălzire, separarea pierderilor în fier și mecanice, determinarea cuplului critic, a momentului de inerție, etc.) însemna efectuarea unui experiment separat, urmat de prelucrări numerice după proceduri speciale, individualizate pe respectiva probă. Dacă beneficiarul nu solicită probe de tip sau speciale (cazul majorității mașinilor produse), producătorul livrează motorul executînd doar probele de lot, strict necesare d.p.d.v. constructiv, dar care furnizează informații extrem de sărace calitativ. Cu alte cuvinte, niciunul din cei doi parteneri de afaceri nu posedă date detaliate despre parametri electrici și dinamici ai mașinii respective, singura garanție fiind aceea că - avînd în vedere sistemul sofisticat de asigurare a calității - mașina se va încadra statistic în datele de catalog pentru mașinile de serie, respectiv în datele de proiectare pentru mașinile unicat.

În sensul observației anterioare, propunem restructurarea acestor teste, după cum urmează:

1. Probe de lot, incluse în prețul mașinii:

- teste generale asupra accesoriilor cu care este dotată mașina (termorezistențe, etc)
- măsurarea rezistenței de izolație a înfășurărilor statorice
- măsurarea rezistenței înfășurărilor statorice
- încercarea izolației înfășurărilor statorice la tensiune mărită față de masă
- verificarea direcției de rotație
- măsurarea vibrațiilor în lagăre și carcasa
- efectuarea probei de pornire și autofrînare în gol a mașinii, prin conectare-deconectare directă la rețea (de tensiune și frecvența nominale), cu stocarea sub formă numerică a trenurilor de eșantioane relevante
- verificarea debitului de aer de răcire, la mers în gol

2. Probe speciale, la solicitarea beneficiarului, contra unui cost suplimentar:

- încercarea mașinii la încălzire, prin încărcare în sarcină nominală
- prelucrări numerice pentru identificarea pierderilor în fier și mecanice, folosind proba de pornire și autofrînare în gol a mașinii
- prelucrări numerice pentru determinarea curentului de scurtcircuit la tensiunea nominală, folosind proba de pornire și autofrînare în gol a mașinii
- prelucrări numerice pentru ridicarea caracteristicii mecanice a mașinii $M = f(s)$, și automat a cuplului de pornire și cuplului critic, folosind proba de pornire și autofrînare în gol a mașinii
- prelucrări numerice pentru analiza curbei de amortizare a tensiunii reziduale statorice după decuplare, folosind proba de pornire și autofrînare în gol a mașinii
- prelucrări numerice pentru identificarea parametrilor schemei electrice echivalente
- prelucrări numerice pentru ridicarea caracteristicilor randamentului și factorului de putere între $(0.25...1.25) \times P_n$
- determinarea momentului de inerție J a mașinii, folosind proba de pornire și autofrînare în gol a mașinii
- supraturarea mașinii la $1.2 \times n_n$
- măsurarea zgomotului produs de mașină
- analiza vibrațiilor
- separarea pierderilor suplimentare, cf. Standardului ANSI/IEEE 112-1978

- probe de verificare a gradului de protecție
- măsurători ale calităților dielectrice ale izolației stator ($\tan \varphi$, pierderi dielectrice)
- determinarea inducției magnetice în stator
- determinarea impedanței statorice

La nivel calitativ, structura de teste propusă necesită realizarea experimentală, ca probă de lot, a probei de pornire și autofrînare în gol, minimizînd necesitatea de a realiza experimente separate suplimentare în cadrul probelor speciale. O mare parte din mărimile electrice și mecanice ale mașinii - cerute doar în secțiunea probelor speciale, vor putea fi obținute doar prin prelucrări numerice ale datelor deja achiziționate de la o probă de lot, fapt care va ușura efortul experimental al producătorului.

La cerere, contra cost, acesta va fi în măsură să furnizeze beneficiarului - în baza informațiilor stocate sub formă numerică ca urmare a efectuării probelor de lot - o mare parte a mărimilor electrice interesante (identificarea curenților de scurtcircuit, a pierderilor de diverse tipuri, a curbelor de randament și factor de sarcină, a setului complet de parametri electrici echivalenți, etc.) și a parametrilor care caracterizează comportarea dinamică a mașinii (caracteristica mecanică a mașinii, momentul de inerție, etc.). Astfel, întregul efort suplimentar se va rezuma la prelucrări numerice pe calculator, fără a fi nevoie de a efectua alte experimente. În acest fel, cel puțin unul din partenerii de afaceri va deține date complete despre mașina executată, chiar dacă acestea nu vor fi prelucrate decît la solicitarea specială a beneficiarului, date care pot fi stocate pe suporturi magnetice sau optice, în vederea unei utilizări ulterioare.

Acest mod de lucru poate fi de o evidentă utilitate, atît producătorului, cît și beneficiarului, dacă acesta întîmpină probleme la punerea în funcție, sau chiar în cazul apariției unui defecțiuni a motorului în perioada de garanție. Existența unei astfel de baze de date pentru fiecare mașină produsă poate deci conferi o nouă dimensiune sistemului de asigurare a calității implementat la producător, ca și - posibil - o reducere statistică a cheltuielilor de întreținere și costurilor indirecte legate de staționarea - la beneficiar - a utilajelor antrenate de mașinile respective.

În concluzie, credem că toate aceste aspecte susțin avantajele includerii probei de pornire și autofrînare în gol printre probele de lot, însoțite de reformarea corespunzătoare a probelor speciale.

Este evident că criteriile și modalitățile specifice de implementare a unei astfel de metode vor fi diferite de la fabricant la fabricant, funcție de tipul și mărimea mașinilor produse, de dotările din standul de probe și de alte aspecte tehnico-economice. Suntem însă convinși că aplicarea metodei poate aduce o nuanță de progres și un plus de succes activității complexe de producere și testare a mașinilor electrice.

Cap. 8. Contribuții și concluzii finale.

a). Capitolul nr. 1 cuprinde un studiu de sinteză care enumeră și documentează metodele cunoscute de determinare a momentului de inerție. În cadrul acestui studiu, se prezintă exhaustiv, coerent și complet fundamentele teoretice pe care se bazează aceste metode, aspect insuficient tratat în literatura de specialitate.

Sunt deasemenea prezentate aspecte de ordin relațional între momentul de inerție și caracteristicile constructive ale mașinilor de inducție, cu exemplificare asupra familiilor de mașini produse de diverși constructori. Materialul prezintă deasemenea 3 (trei) metode de evaluare a vitezei folosind traductoare incrementale optice - utilizate pe scară largă în prezent, și propune utilizarea celei care introduce erori de calcul minime.

Metodele tradiționale prezentate sunt clasificate și d.p.d.v. al experimentabilității acestora asupra unor mașini de diverse tipuri și puteri, prin prisma dificultăților de implementare a acestora în practică. Sunt folosite pentru exemplificare experimente efectuate asupra unor mașini în gama 30-7500 kW. Se realizează și un studiu comparativ al erorilor introduse de aplicarea fiecăreia din metodele prezentate.

Unul din scopurile acestui capitol este acela de a oferi cititorului o imagine consistentă și totală asupra subiectului, prin consultarea unei singure surse.

Un alt scop este acela de a pune în lumină paradigmele de ordin dogmatic care persistă în metodele tradiționale de determinare a momentului de inerție, metode definite cu aproximativ 100 de ani în urmă.

Se pregătește astfel terenul pentru introducerea de noi metode (cap. 3), bazate de utilizarea sistemelor de achiziție moderne.

b). Capitolul nr. 2 punctează metodele tradiționale de separare a pierderilor mecanice folosind proba de mers în gol, și respectiv dependența cu turația a acestora, cu

evidențierea volumului de teste necesar a fi efectuate. În afara principiilor, contribuția materialului rezidă prin aceea că descrie concret și în detaliu procedurile de calcul aferente, astfel încât acestea pot fi aplicate direct, fără a mai fi nevoie de alte referințe. În plus, sunt prezentate experimentele realizate asupra unei mașini asincrone de 7500 kW.

Scopul acestui capitol este familiarizarea cititorului cu acest set de proceduri, a căror rezultate vor fi ulterior folosite în capitolul nr. 3. Având la îndemână această bază, metodele care urmează a fi nou propuse în capitolul nr. 5 vor fi evidențiate cu o relevanță sporită.

c). În contextul celor introduse la capitolul nr. 1, în capitolul nr. 3 se propune o metodă nouă de identificare a momentului de inerție, care folosește date achiziționate la pornirea în gol a mașinii supuse testelor. Fundamentarea teoretică a acestei metode se bazează pe efectuarea bilanțului energetic al mașinii pe durata pornirii în gol, în scopul identificării cantității totale de energie transferată către rotor sub formă de energie cinetică, și este prezentată exhaustiv. Metoda nouă propusă folosește din plin calitățile specifice sistemelor de achiziție și prelucrare numerică a datelor, care practic limitează eroarea de estimare a momentului de inerție la eroarea de măsură a sistemului de achiziție și prelucrare (uzual max. 0.5%).

Se propune deasemenea, în cadrul aceluiași aparat matematic, o metodă conexă de calcul al momentului de inerție, care poate fi folosită pentru verificarea valorilor obținute.

În baza acestora, se descriu 3 (trei) posibilități de trasare a caracteristicii mecanice statice a mașinii, atât pentru prelucrări de tip off-line, cât și on-line.

Explicitarea permanentă, însoțită de exemplificări grafice ale rezultatelor obținute, ajută cititorul în parcurgerea și înțelegerea procedurilor propuse. Cu referire la mașina de 7500 kW pe care s-au efectuat probele, se prezintă particularitățile de ordin experimental constatate în lucrul efectiv pe stand.

În finalul capitolului, se evocă posibilitatea de a realiza aceleași probe fără a dispune de informația de turație pe parcursul pornirii în gol, și se descrie și exemplifică practic cum se poate "reface" această informație din datele de natură strict electrică achiziționate, cu evidențierea erorilor introduse de aplicarea unui astfel de procedeu.

Introducerea acestui ultim mecanism (de reconstruire a informației despre turație) relevă, o dată în plus, soliditatea, coerența și flexibilitatea procedurilor propuse de-a lungul întregului capitol.

d). Capitolul nr. 4 propune o metodă nouă de calculare a întregului set de parametri ai schemei electrice echivalente a mașinii, pornind de datele achiziționate pe durata pornirii. Spre deosebire de metodele descrise în literatura de specialitate - marea majoritate de tip regresiv, metoda nouă propusă este de tip determinist. Fundamentarea teoretică a metodei are la bază diagrama fazorială corespunzătoare regimului de motor, și se remarcă prin simplitate, concizie, și respectiv ușurința cu care poate fi implementată folosind medii standard de programare inginerești (MathCAD, MATLAB), extrem de răspândite în comunitatea inginerilor de curenți tari.

Dintre rezultatele finale, importante sunt îndeosebi obținerea variației parametrilor rotorici echivalenți cu alunecarea $\mathbf{R}'_2, \mathbf{X}'_2 = \mathbf{f}(s)$. Metoda propusă este aplicată unei mașini de 7500 kW cu bare adânci, cu rezultate extrem de promițătoare.

Pe lângă aceasta, obținerea variației cu alunecarea a parametrilor rotorici oferă un câmp deschis intenției de a reduce înfășurarea rotorică din bare adânci la înfășurări echivalente compuse din 1, 2 sau chiar 3 colivii în paralel, cu parametri electrici constanți cu alunecarea.

Sunt în continuare propuse, explicitate și exemplificate metode numerice de identificare a acestor parametri constanți pentru modelele cu pînă la 3 (trei) colivii, cu prezentarea comparativă a rezultatelor. Astfel, posibilitatea de a echivala colivia din bare adânci reală cu un ansamblu de 2-3 colivii cu parametri constanți devine o realitate, permițînd realizarea de simulări rapide ale mașinii în regimuri statice sau dinamice variate.

e). Metoda de identificare a pierderilor mecanice propusă la Capitolul nr. 5 se bazează pe o inovație a modului de prelucrare a rezultatelor experimentale obținute în urma încetirii naturale în gol a mașinii testate. Efectuând bilanțul energetic pentru fiecare din stările pe care mașina le străbate pînă la oprire, se obține în final, utilizînd o singură probă, dependența de turație a pierderilor mecanice. Momentul de inerție se presupune cunoscut.

Această dependență poate fi sintetizată analitic prin aplicarea unor mecanisme de regresie simple, în așa fel încît ulterior, pierderile mecanice vor putea fi calculate ușor pentru orice turație.

Avînd în vedere că metoda propusă analizează un regim de lucru caracterizat de inexistența curentului electric prin înfășurările mașinii, și automat a pierderilor suplimentare, valorile obținute pentru pierderile mecanice vor fi mult mai apropiate de realitate decît cele de la proba de mers în gol. Metoda nou propusă este extrem de simplă, atît d.p.d.v. experimental, cît și al procedurilor de calcul invocate.

f). Pornind de la observația că rezultatele procedurilor de la capitolul nr. 3 servesc ca date de intrare în procedurile de la capitolul nr. 5 și reciproc, propunem cititorului (cap. 5) definirea unui ciclu numeric de rafinare a acestor rezultate, cu rezultate deosebite în mărirea preciziei de identificare a pierderile mecanice și momentului de inerție. Acestea vor funcționa ca niște atractori stabili în cadrul ciclului astfel definit, aspect confirmat de exemplul prezentat referitor la mașina de 7500 kW testată.

Introducerea acestui ciclu oferă posibilitatea conceptuală de unificare a probelor de pornire în gol și autofrînare în gol în forma unei singure probe, separată și unitară. De-a lungul pornirii/opririi motorului este suficientă înregistrarea mărimilor $\mathbf{P, U, I, n = f(t)}$, urmată de aplicarea procedurilor combinate descrise la capitolele 3,4 și 5, pentru a putea determina cu o precizie acceptabilă diverși parametri mecanici și electrici ai mașinii de lucru.

g). Capitolul nr. 7. realizează o analiză exhaustivă dar sintetică a tipurilor de probe (încercări de lot, de tip sau speciale) impuse de standarde sau de normative de firmă. Avînd în vedere procedurile inovatoare introduse la capitolele 3,4 și 5, precum și luînd în considerare aspecte strict experimentale (orice tip de probe clasice presupune pornirea mașinii) care pot aduce simplificări deosebite în munca de testare a mașinilor electrice pe stand, propunem restructurarea acestor tipuri de probe, în sensul introducerii probei pornirii și autofrînării în gol (ca probă separată și unitară) în cadrul probelor de lot, care se vor efectua pentru toate mașinile medii și mari produse.

În afara simplității probei, aceasta este extrem de eficace, în sensul că inginerii de stand vor avea acces rapid și ieftin la o sumă de parametri mecanici ($P_{mec} = f(n), J$) și electrice ($M = f(s), P_{fe}, R_1, X_1, X_m$ și respectiv $R'_2, X'_2 = f(s)$) care pînă acum erau obținuți numai prin efectuarea unor probe de tip complexe, parametri ce caracterizează cvasitotal mașina electrică încercată. Aceștia vor fi deci în măsură să depisteze în timp util o gamă largă de malformații [30, 39, 44, 49, 55] ale mașinii, cu avantajele ce decurg din aceasta.

Ca factor esențial, punctăm economicitatea probei, care obține o gamă largă de parametri folosind o singură probă. Costurile de implementare vor fi deasemenea reduse, în condițiile în care standul de probe respectiv este dotat deja cu un sistem modern de achiziție și prelucrare a datelor.

În concluzie, după ce lucrarea de față fundamentează clar și fără echivoc aceste probe și proceduri, deși propunem modificarea radicală a tipului de probe la care vor fi supuse pe viitor mașinile electrice, susținem și vom promova introducerea procedurilor prezentate pe scară largă printre metodele standard de încercare a mașinilor electrice medii și mari. Eforturile viitoare vor viza deasemenea și gradul de aplicabilitate a acestora în domeniul încercării mașinilor mici.



Cap. 9. Bibliografie.

1. K. O. Abledu, A. A. Mahmoud, "Equivalent load model of induction machines", *Electric Machines & Power Systems*, 9:435-452, 1984
2. S. Ahmed-Zaid, M. Taleb, "Structural modeling of small and large induction machines using integral manifolds", *IEEE Trans. on Energy Conversion*, vol. 6, no. 3, 1991, p. 529-535
3. M. F. Al-turk, M. I. Nhmoud, R. Perret, "An induction motor identification method for performances study and control strategy parameters determination: based on the simplified equivalent circuit", *ICEM 88*
4. E. Andressen, T. Vetter, "Parameter identification and off-line rotor temperature monitoring of AC squirrel cage motors", *ICEM 88*
5. G. Andria, A. Dell'Aquila, L. Salvatore, M. Savino, "Improvement în modeling and testing of induction motors", *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Vol. EC-2, No. 2, pp. 285-293, June 1987
6. S. Ansuji, F. Shokooh, R. Schinzinger, "Parameter estimation for induction machines based on sensitivity analysis, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 25, No. 6, Nov./Dec. 1989
7. R. Babău, "INERTIA AND MECHANICAL LOSSES IDENTIFICATION FOR LARGE INDUCTION MACHINES", *OPTIM 2000*.
8. M. Biriescu, *Mașini electrice rotative - parametri, caracteristici, încercări*, Editura de Vest, Timisoara, 1997
9. I. Boldea, *Parametri mașinilor electrice*, Editura Academiei Române, București, 1991
10. I. Boldea, *Transformatoare și mașini electrice*, E.D.P., București, 1994
11. I. Boldea, S.A. Nasar, *Vector Control of AC Drives*, CRC Press, Boca Raton, Florida, 1992
12. R. Bonert, "Digital tachometer with Fast Dynamic response implemented by a microprocessor", *IEEE Trans.*, vol. IA-19, No. 6, 1983, p. 1052-1056
13. M. Boussak, O. Capolino, "Modern control tools for identification of three-phase induction motor", *ICEM 88*

14. Buletin de omologare nr. 366 - motor asincron trifazat tip TIS 1520/1120-4, 7500 kW, 6 kV, 4 poli, 800 A, UCM Reșița, 1994
15. Buletin de omologare nr. 368 - motor asincron trifazat tip TIS 2400/710-10/12, 2800 kW, 6 kV, 10 poli, 344 A, UCM Reșița, 1994
16. Caiet de sarcini pentru motor asincron trifazat tip TIS 1520/1120-4, de 7500 kW, 6 kV, 4 poli, UCM Reșița, 1991
17. G. A. Capolino, M. Boussak, "Induction machine parameters identification: comparison of different algorithms", ICEM 1988
18. J. Chatelain, M. T. Xuan, S. Traore, L.L. N'Koy, "Measurement of the electromagnetic torque of electrical machines"
19. M. Cobta, J. Haraiva, B. Veica, "Estimation of machine parameters from transient behaviour data", ICEM 88
20. E. Collins, Y. Huang, "A programmable dynamometer for testing rotating machinery using a three-phase induction machine", IEEE Trans. on Energy Conversion, voi. 9, no. 3, 1994, p. 521-527
21. W. H. Creer, "Determination of equivalent circuits for induction machines with skin effect using terminal characteristics", Electric Machines & Power Systems, 10:379-394, 1985
22. T. Dordea, Mașini electrice, E.D.P., Bucuresti, 1987
23. T. Dordea, Proiectarea și construcția mașinilor electrice, IPTV Timisoara, 1982
24. O. Gh. Draganescu, Incercările mașinilor electrice rotative, Ed. Tehnica, 1987
25. E. F. Fuchs, M. Poloujadoff, G. W. Neal, "Starting performance of staurable three-phase induction motors", IEEE Trans. On Energy Conversion, vol.3, no. 3, 1988, p. 624-634
26. General catalog, Cast Iron Motors, ABB Motors, 1996
27. General catalog, Low voltage motors G05, FLENDER-HIMMEL, 1997
28. General catalog, Low-Voltage Three-Phase Motors, SIEMENS, 1996
29. A. Gerlando, I. Vistoli, "A synthetic method for the efficiency measurement of three-phase induction motors", ICEM 1986
30. C. Goldenberg, "Determination of induction motor characteristics form manufacturer data sheets", ICEM 1992

31. K. Haisuke, "Efficiency improvement studies of low voltage three-phase squirrel-cage induction motors for general purpose", IEEE Trans. on Power Apparatus & Systems, vol. 102, no. 12, 1983, p. 3803-3809
32. C. Ilaș, G. Griva, F. Profumo, "On-line identification of Mechanical Parameters and load torque în induction machine field oriented drives", IEEE Trans., 1996
33. Indrumător matematic și tehnic, Ed. Tehnica, 1964
34. G. Jerve, Incercările mașinilor electrice, Ed. Tehnica, 1972
35. M. Eigenmann, C.N. Moser, A. Schwery, M. Tu Xuan, "A new parameter identification method for induction machines", ICEM 1998
36. S.H. Shalami, S. Saadate, "Genetic algorithm approach în the identification of squirrel cage induction motor's parameter", ICEM 1998
37. N. Khenfer, A. Rezzoug, E. J. Gudefin, F. Meibody-Tabar, "Identification of parameters of asynchronous machines. Experimental methods and results", ICEM 1996
38. G. S. Kim, C. H. Kim, "Decoupling control of induction motors with motor parameter identification", IEEE Trans., 0-7803-3544-9/1996, p. 221-228
39. N. J. Kim, "Inertia identification for the speed observer of the low speed control of induction machines", IEEE Trans., voi. IA-32, 1996, p. 1371-1379
40. J. A. Kock, F. S. Merwe, H.J. Vermeulen, "Induction motor parameter estimation through an output error technique", IEEE Trans. on Energy Conversion, vol. 9, no. 1, 1994, p. 69 - 75
41. P. Lagonote, H. Miah, J. C. Trigeassou, "Modelling and non-linear identification of static parameters of a double cage induction machine", ICEM 1992
42. D. Larionescu, Metode numerice, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1989
43. K. Macek-Kaminska, "Estimation of the induction motor parameters", Electric Machines & Power Systems, 23:329-344, 1995
44. A. Mahmoud, R. Menzies, "A complete time domain model of induction motor for efficiency evaluation", IEEE Trans. on Energy Conversion, vol. 1, no. 1, 1996, p. 68-76
45. K. Rae Cho, J. H. Lang, "Detection of broken rotor bars în induction motors using state and parameter estimation", IEEE Trans. on Industry Applications, voi. 28, no. 3, 1992, p. 702-708
46. P. Ramminger, E. C. Andresen, "Prediction of the performance characteristics of small induction motors from measurements without load", ICEM '96

47. M. Ruff, H. Grotstollen, "Off-line identification of the electrical parameters of an industrial servo drive system", IEEE Trans., 0-7803-3544-9/1996, p. 213-220
48. C. Saal, W. Szabo, Sisteme de actionare electrica. Determinarea parametrilor de functionare, Ed. Tehnica, 1981
49. S. A. Shirsavar, M. D. McCulloch, C. G. Guy, "Speed sensorless vector control of induction motors with parameter estimation", IEEE Trans., 0-7803-3544-9/1996, p. 262-269
50. S. A. Soliman, G.S. Christensen, "Modelling of induction motors from standstill frequency response tests and a parameter estimation algorithm", Electric Machines & Power Systems, 20:123-136, 1992
51. Standard de Stat 9904/9-82, "Mașini electrice rotative; Metode de încercare; Determinarea momentului de inerție al rotorului"
52. Standard de Stat 1893/1-87, "Mașini electrice rotative, Conditii tehnice generale"
53. J. Stephan, J. Chiasson, "Real-time estimation of the parameters and fluxes of induction motors", IEEE Trans., 0-7803-0634-1/1992, p. 578-585
54. T. Vetter, M. Augustyniak, "New test techniques for electric motors în batch production, based on parameter identification methods", ICEM 1988
55. Z. Zhang, G.E. Dawson, T. R. Eastham, "Microcontroller based on-line identification of variable parameters în induction motors", Electric Machines & Power Systems, 23:353-360, 1995
56. Z. Xing-hua, R. Zhong-yue, " A new measuring method of short-circuit test of induction motor by microcomputer", ICEM 1988
57. Catalog de motoare electrice asincrone, ELECTROMOTOR, 1996

Anexa nr. 1. Articolul "Inertia and mechanical losses identification for large induction machines", prezentat la a 7-a Conferință asupra optimizării echipamentelor electrice și electronice, OPTIM 2000, Brașov

INERTIA AND MECHANICAL LOSSES IDENTIFICATION FOR LARGE INDUCTION MACHINES

Radu BABĂU,

BEE SPEED Automatizari Ltd., Timișoara, Romania
54 C. Brâncoveanu St., phone/fax: +40 56 204402, e-mail: rbabau@lselinux.utt.ro

Abstract: The paper introduces a new method for inertia and mechanical losses off-line identification in large induction machines, based on Direct On Line (DOL) starting and natural slow-down tests, performed under no-load condition. A short introduction to traditional inertia and mechanical losses identification methods is first presented. The static characteristic of absorbed power is used for validation of results. Experimental results obtained on a 6 kV, 4 poles, 7500 kW machines are presented.

Key words: Testing, Asynchronous machines, Parameter identification.

1. Introduction.

Parameter identification in large induction machines usually involves heavy efforts, in terms of manpower and equipment. Even though the moment of inertia for large machines is very seldom asked for, its identification may be required in the prototype phase, as well as for estimating the dynamic behaviour of the machine-load assembly.

The first way of finding out the inertia moment is the analytic one, based on the rotor drawing and materials. Modern design rules take full benefit of the powerful capabilities of CAD tools, and, once the rotor is entirely defined geometrically and material-wise, automatic calculation of the inertia moment for the rotating parts may be easily calculated.

Among the experimental methods, the literature reveals a grapho-analytic method based on the speed acquisition during a no-load slow-down test, the pendulum and the auxiliary pendulum method, the vertical and horizontal torsional oscillations method and the acceleration at constant torque method [1-4]. All these are characterised by various experimental costs, covering basically the requirements to couple the machine rotor to some other moving part. Few of them can be applied without dismantling the rotor, therefore practical on large machines (10^2 - 10^4 kW).

Due to multiple reasons, J identification error for some of the above methods is up to 15-20%, which makes them unacceptable in practice.

What we propose is a new method, based on the precise measurement brought the modern digital data acquisition tools, normally available today in any testing stand.

If we speak about the identification of mechanical losses, this is normally performed using the no-load test at various supply voltage and mechanical loss segregation. If we come to how the mechanical losses depend on speed, the only available method implies repeating the no-load test at various supply frequencies (speeds), which is time consuming and error-wise unreliable.

2. No-load DOL start-up analysis.

The no-load start-up is the transient process during which the machine reaches a stable speed and electric status. If we refer to large machines, it is a fact that the mechanical time constant overcomes the electric ones by the hundreds or even thousands. For this paper, we will use the assumption that a large machine start-up is a succession of steady-state speed and electric regimes, with all the inherent consequences.

During no-load start-up, a fraction of the energy supplied by the electric network goes to machine losses, while the rest of it stacks as rotor kinetic energy.

$$E_c = J \frac{\omega^2}{2} \quad (1)$$

where ω is the rotor speed [rad/sec.].

This corresponds to the air-gap power that contributes to the rotor speed-up (hereafter called kinetic power), which voids after the speed reaches its steady state.

$$P_c = \frac{dE_c}{dt} \quad (2)$$

The proposed method identifies the total energy amount stored in rotor as kinetic energy, seeking the inertia moment. Common data processing techniques are invoked.

3. Identification of the inertia moment.

When segregating the machine losses, the kinetic power can be reached, as follows:

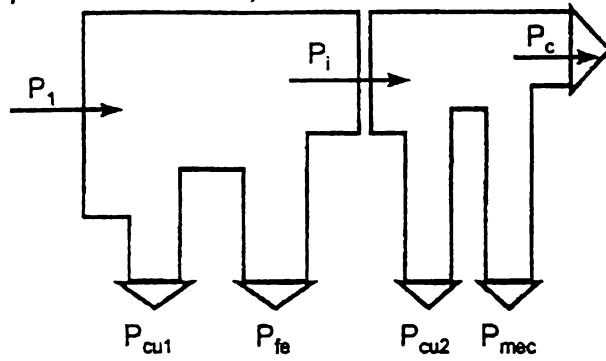


Fig. 1. Loss segregation.

$$P_1 = P_{cu1} + P_{fe} + P_i \quad (3)$$

$$P_{cu1} = 3R_1 I^2 \quad (4)$$

$$P_i = P_{cu2} + P_{mec} + P_c = P_1 - P_{cu1} - P_{fe} \quad (5)$$

$$P_{cu2} = sP_i \quad (6)$$

$$P_c = P_i - sP_i - P_{mec} = \frac{n}{n_1}(P_1 - P_{cu1} - P_{fe}) - P_{mec} \quad (7)$$

, where: P_1 - power absorbed from the network

P_{cu1}, P_{cu2} - stator and rotor copper losses,

respectively

P_{fe} - iron losses

P_i - air-gap power

P_{mec} - mechanical losses

P_c - kinetic power

n, n_1 - speed and synchronous speed, respectively

$s = (n_1 - n) / n_1$ - slip

Consequently, by integrating the kinetic power during start-up period, we will reach the total amount of energy which has been converted into kinetic energy.

$$E_c = \int_0^t P_c dt = J \frac{\omega^2}{2} \quad (8)$$

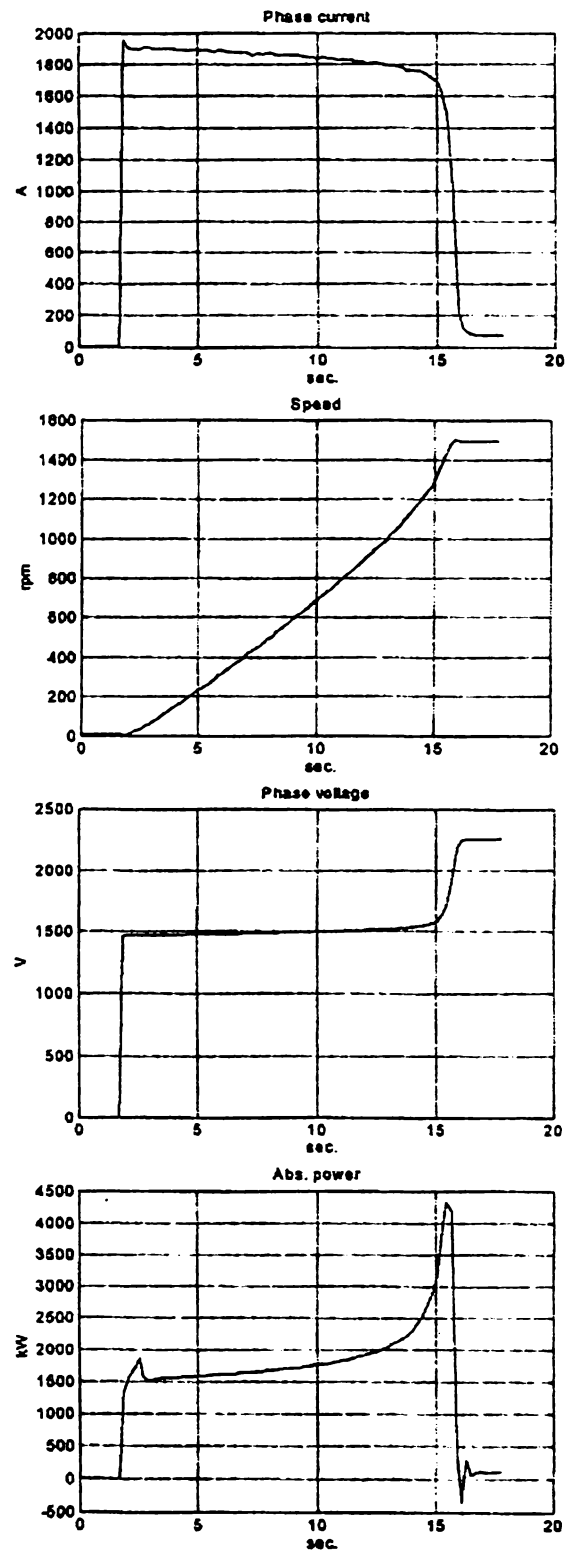


Fig. 2. I, n, U, P versus time at no-load DOL start-up

We can thus calculate the moment of inertia:

$$J = mr^2 = \frac{2E_c}{\omega^2} \quad [\text{kgm}^2] \quad (9)$$

Experimentally, a full set of data acquisitions, consisting of U, I, P, n versus time is needed. This is achieved through a no-load DOL start-up test. We assume, as known prerequisites, the stator resistance R_1 (measured), the rated iron losses P_{feN} and mechanical losses P_{mecN} (no-load test).

We have performed this task for a induction motor produced by U.C.M. Resita, type TIS 1520/1120-4, 7500 kW, 6 kV, 800 A, 1490 rpm, 50 Hz, Yo connection, $R_1 = 0.0173 \text{ ohm.}$, DOL started at 6/10 of rated voltage.

Due to network power limitations, we were only allowed to perform the no-load start-up at reduced supply voltage (through a 6/10 kV step-up trafo backwards connected). However, a peak of 4 MW instant power was absorbed at around critical slip. The no-load test was earlier performed, with the following results:

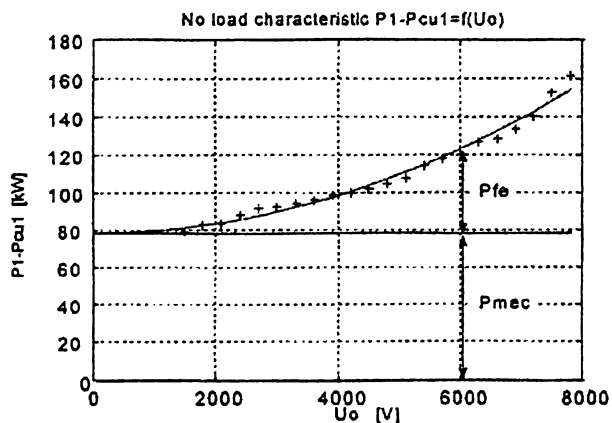


Fig. 3. No-load characteristic.

The segregation of the kinetic power during start-up uses the following assumptions:

$$P_{fe} = P_{feS} + P_{feR} = P_{feN} * (1 + s * \frac{D^2 - D_i^2}{D_c^2 - D^2}) * (\frac{U}{Un})^2 \quad (10)$$

$$P_{mec} = (1 - s) * P_{mecN} \quad (11)$$

$$P_{cu1} = 3 * R_1 * I^2 \quad (12)$$

where D_i, D, D_c are the inner, air-gap and outer iron core diameters, respectively.

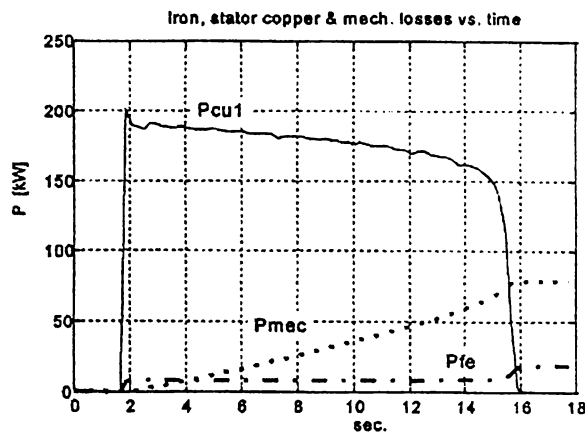


Fig. 4. Copper, iron and mechanical losses.

The kinetic power can be thus obtained:

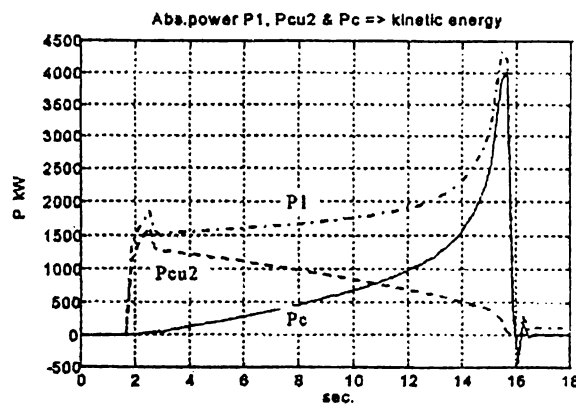


Fig. 5. Segregation of kinetic power.

By integrating the kinetic power along the start-up time (till the machine reaches rate speed), we get the kinetic energy stored in the rotor during the acceleration process. The inertia can be easily calculated using expression (9).

Since we have now the kinetic power, we are able to write:

$$P_c = \frac{dE_c}{dt} = \frac{J d\omega^2}{2 dt} = J\omega \frac{d\omega}{dt} = \frac{4\pi^2}{3600} Jn \frac{dn}{dt} \quad (13)$$

If we derive the speed numerically, we get instant values of J :

$$J = \frac{P_c}{\frac{dE_c}{dt}} = \frac{P_c}{\frac{4\pi^2}{3600} n \frac{dn}{dt}} \quad (14)$$

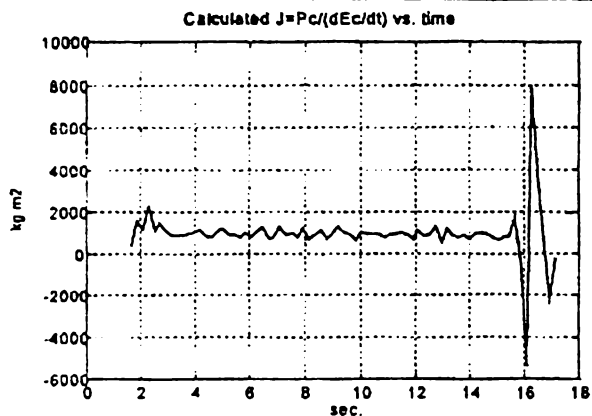


Fig. 6. Instant moment of inertia.

The final J can be calculated as an average value on a precise interval, disregarding the pendulation phenomenon:

$$J = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N(n=n_{nom})} J_i \quad (15)$$

We can compare the kinetic power calculated by introducing the first J value (obtained by using expression (9)) in expression (13) with the kinetic power from loss segregation:

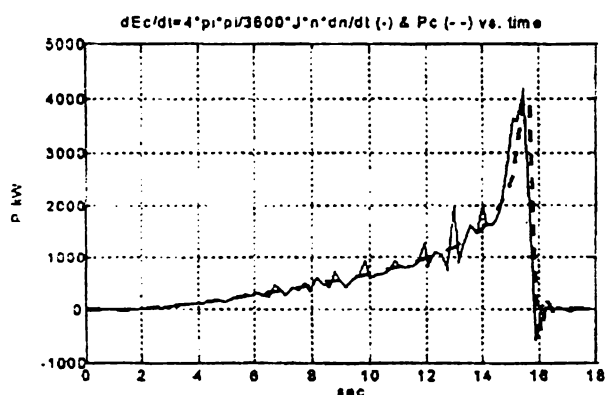


Fig. 7. Comparison of methods.

In our case the comparison shows an average square relative error of 0.45%.

4. Identification of mechanical losses.

The rated value of the mechanical losses can be determined using the no-load test (fig. 3). In principal, in order to find out how the mechanical losses depend on speed, we have to repeat the no-load test at different supply frequencies, therefore different speeds.

Our present proposal uses the natural slow-down at no-load. We would like to point out that, traditionally, the natural slow-down test at no-load was used in

order to determine the moment of inertia. We will use this single test here in order to determine the variation of mechanical losses with speed $P_{mec} = f(n)$. We take the J moment of inertia as already known.

During the slow-down process, the kinetic energy already built in the rotor is gradually dissipating, mainly into mechanical losses. Since the machine is disconnected from the network, the only electric losses are those in the rotor copper and stator core during the rotor flux decaying, which are quantitatively low (to be treated later on). We can therefore write:

$$\frac{dE_c}{dt} = \frac{d}{dt} \left(J \frac{\omega^2}{2} \right) = \frac{4\pi^2}{3600} J n \frac{dn}{dt} = -P_{mec}(t) \quad (16)$$

If we know how speed is decaying while slow-down, we will be able to compute the mechanical losses at any speed below the rated one.

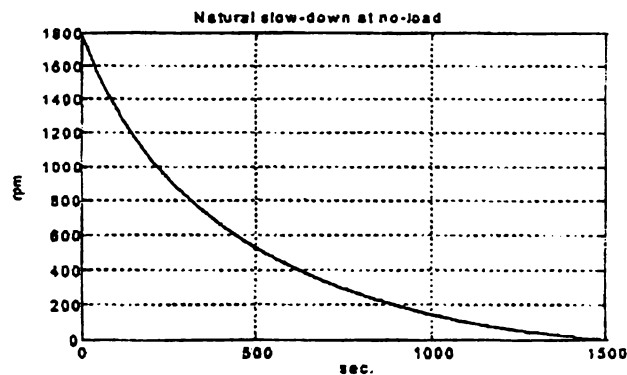


Fig. 7. Natural slow-down at no load.

The 7500 kW machine was launched, under natural slow-down conditions, from 1800 rpm (60 Hz supply). Numeric derivation is used in order to calculate the speed derivative component.

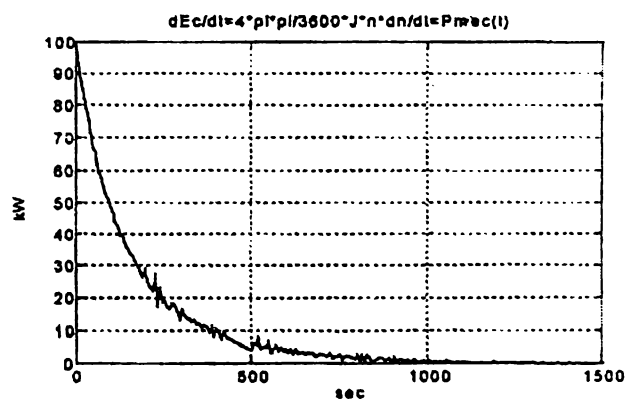


Fig. 8. Mechanical losses versus time.

We can draw the mechanical losses versus speed curve, and use regression methods in order to obtain polynomial expression for $P_{mec} = f(n)$.

Since the calculation involves energetic type variables, J and $P_{mec} = f(n)$ are stable attractors within the above described cycle.

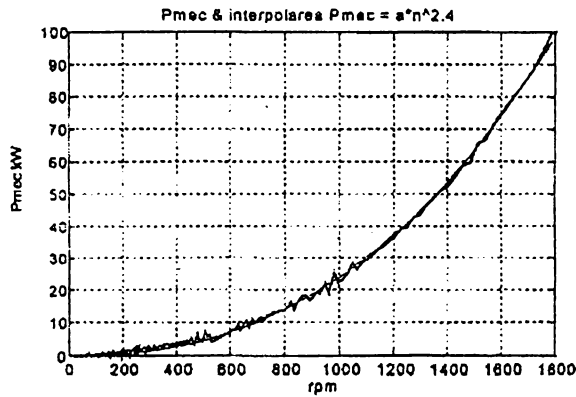


Fig. 9. Mechanical losses versus speed.

For this machine, the best fit was reached using the following polynomial:

$$P_{mec} = \alpha n^{2.4}, \quad \alpha = 0.001533 \text{ [W]} \quad (17)$$

5. Combined cyclic algorithm.

During any DOL no-load test, the start-up and natural slow-down test are inherently performed. Based on the above theoretical approach, these two tests can be combined into a single one, having as goal, the experimental determination of the moment of inertia and mechanical losses versus speed. Since any modern testing stand has some numeric data acquisition tools, the presented calculations are possible to make with adequate data processing software tools. Parameter estimation methods for induction motors have also been the subject of several investigations [5-6].

As we already saw, if we talk about no-load start-up and inertia determination, in order to get an accurate result, we have to assume a certain variation of mechanical (11) losses versus speed. This assumption is partially true, and thus, the J value obtained contains an already built-in error. We take this preliminary J value as input data for a more precise determination of the mechanical loss variation with speed, using the natural slow-down test. This new $P_{mec} = f(n)$ is definitely more precise than a linear variation with speed, initially assumed. We put this late curve again in the no-load start-up, get a more precise J moment, and so on, in a cyclic process which will reach stabilised values of J and $P_{mec} = f(n)$ in few cycles.

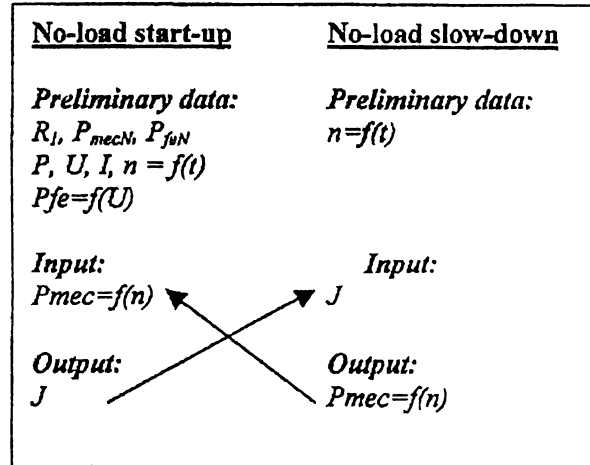


Fig. 10. Cyclic diagram.

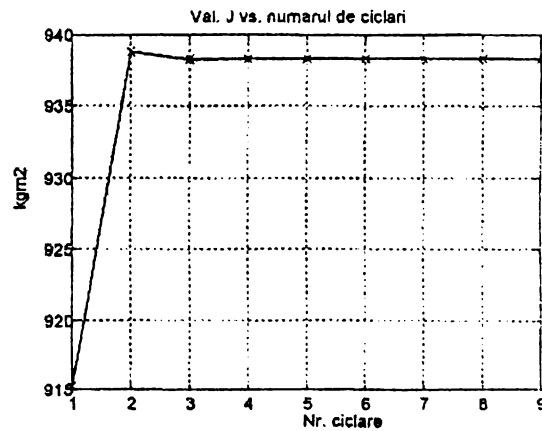


Fig. 11. J moment versus cycle no.

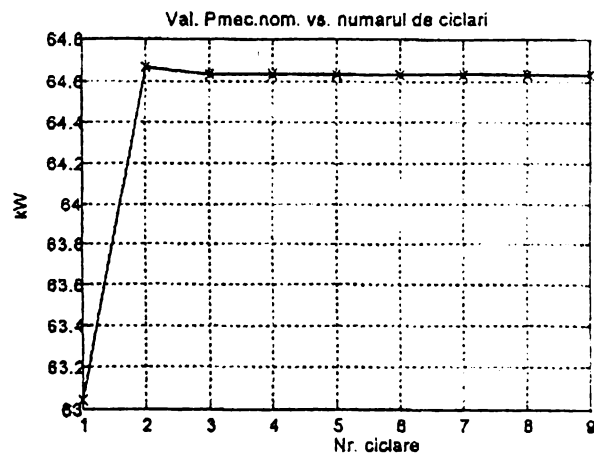


Fig. 11. P_{mecN} versus cycle no.

The cycle stability is high. Even if the initial P_{mecN} is totally wrong, the final variation of $P_{mec} = f(n)$ will be obtained after 5-10 cycles.

The final results are shown for comparison in Table 1:

Table 1. Final results of the cyclic algorithm.

Method of approach	J [kgm ²]	P_{mecN} [kW]
Design stage	850	60
No-load test		78.6
Natural slow-down (graphic method)	780	
Proposed method	938	64.6

5. Conclusions.

The presented combined method maximises the utility of start-up and slow-down tests, which are currently performed, but very seldom comprehensively analysed. The stability of the presented cyclic processing technique insures reliable results, in accordance with experimental facts.

A full electric parameter identification methodology for medium and large machines will be searched for, based on the no-load start-up test. Testing stand engineers should have a this as basic software tool for common testing of induction motors.

7. Acknowledgements.

We wish to address our gratitude to UCM Resita, and the testing lab team, lead by Mr. Gh. Liuba, Ph.D., for the support during tests. Kind thanks are due to Prof. Ion Boldea, of University "Politehnica" Timisoara, my Ph.D. advisor, for his continuous guidance.

8. References.

1. Boldea, I.: *Parametrii masinilor electrice (Parameters of Electric Machines)*, Editura Academiei, Bucuresti, 1991
2. Draganescu, O. Gh.: *Testarea masinilor electrice (Testing of Electric Machines)*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1987
3. Jerve, G.: *Incarcarea masinilor electrice (Testing of Electric Machines)*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1972
4. Saal, C., Szabo, W.: *Sisteme de actionare electrica. Determinarea parametrilor de functionare (Parameter identification of drive systems)*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1981
5. Eigenmann, M.: *A new parameter identification method for induction machines*, In: Proceedings of International Conference on Electric Machines, p. 408-416, 1988.
6. Macek-Kaminska, K.: *Estimation of induction motor parameters*. In: Electric Machines & Power Systems, 23:329-344, 1995.

Anexa nr. 2. Buletin de încercare / omologare nr. 366 - motor asincron trifazat tip TIS
1520/1120-4, 7500 kW, 6 kV, 4 poli, 800 A, emis de U.C.M. Reșița

BULETIN DE INCERCARE nr. 366



MOTOR ASINCRON TRIFAZAT Tip TIS 1520/1120-4
 Nr. masina 60344 Pn = 7500 kW
 Data fabricatie mar.1994 Un = 6000 V
 Nr. lucru 92188-05-01 In = 800 A
 n = 1490 rpm
 f = 50 Hz cosfi nom. = 0.923

REZ. OHMICA SI DE IZOLATIE	FAZA A	FAZA B	FAZA C
Rez.ohmica t = 10 oC ohmi 0.0173 0.0174 0.0172			
Rez.izolatie R60 Mohmi 6000 6500 6250			
megohm. 5000 V R15 Mohmi 2250 2500 2400			
la t= 10 oC K 2.66 2.6 2.5			

Inercarea la tens. KVolt 13 13 13
marita fata de masa min. 1 1 1

INCERCAREA LA MERS IN :				G O L	S C U R T
Tensiunea	U	V	6000	1174.7	
Frecventa	f	Hz	50	50	
Curent	I	A	121	800	
Putere	P	kW	123.271	296.073	
P in fier	Pfe	kW	44.643	1.75	
P mecanice	Pmec.	kW	78.628	---	

INCERCAREA IZOLATIEI INTRE SPIRE STATOR U = 7.8 kV t = 5 min.
 VERIFICAREA TEMPERATURILOR STABILIZATE LA RODAJ

Lagar cuplaj 52 oC
 Lagar opus cuplaj 54 oC
 Bobinaj stator 32 oC
 Temperatura ambianta 15 oC

MASURAREA VIBRATIILOR la 1800 rpm

	O	V	A
Lagar cuplaj	7	12	15 μm
Carcasa	8	10	8 μm
Lagar opus cuplaj	12	13	13 μm

VERIFCARE MONTAJ GENERAL Corespunde
 INTREFIER

Parte cuplaj 4.12-4.15-4.17-4.15 mm
 Parte opus cuplaj 4.17-4.15-4.15-4.12 mm

CONTROL TERMIC 12 buc.bune bobinaj; 2 buc.bune lagari;
 4 buc.bune rezistente anticondens

OBSERVATII Curentul estimat la pornire $I_p = 5.19 \times I_n$

G.T.C.

DATA
 25.04.94

INTOCMIT

BULETIN DE OMOLOGARE
nr. 366



MOTOR ASINCRON TRIFAZAT
Tip : TIS 1520/1120-4
Putere : 7500 kW
Tensiune : 6000 V
Curent : 800 A
Factor de putere : 0,92
Turatie : 1490 rpm

MASURAREA REZISTENTEI OHMICE A INFASURARILOR STATORICE PRIN
METODA VOLT-AMPERMETRICA.

	SIMBOL	U.M.	FAZA U1-U2	FAZA V1-V2	FAZA W1-W2
TENSIUNE	U	V	2.093	2.08	2.08
CURENT	I	A	120.2	120	120.2
REZISTENTA	R	Ω	0.0174	0.0173	0.0173
TEMPERATURA	T	$^{\circ}\text{C}$	10	10	10

REZISTENTA OHMICA A INFASURARILOR STATORICE RECALCULATA LA 75 $^{\circ}\text{C}$.
 $R_{75} = 0.02195 \Omega$

MASURAREA REZISTENTEI DE IZOLATIE.

		U.M.	FAZA U1-U2	FAZA V1-V2	FAZA W1-W2
REZ. DE IZOLATIE 15"	R15"	M Ω	2250	2500	2400
REZ. DE IZOLATIE 60"	R60"	M Ω	6000	6500	6250
COEFICIENTUL DE ABSORBTIE	R60" --- R15"		2.66	2.6	2.60
TENSIUNEA FOLOSITA	U	V	5000	5000	5000
TEMPERATURA	T	$^{\circ}\text{C}$	10	10	10

INCERCAREA IZOLAȚIEI ÎNTRE SPIRE CU TENSIUNE MARITĂ.
(regim de mers în gol)

	SIMBOL	U.M.	U _{RS}	U _{ST}	U _{RT}
TENSIUNEA DE LINIE	U	V	7800	7800	7800
CURENTUL DE FAZĂ	I	A	201	201	201
DURATA	t	min.	5	5	5
FRECVENȚA	F	Hz	50	50	50
TEMPERATURA	T	°C	10	10	10

CORESPUNDE.

INCERCAREA IZOLAȚIEI ÎNFĂȘURĂRILOR STATOR CU TENSIUNE MARITĂ
(față de masă)

	SIMBOL	U.M.	FAZĂ U1-U2	FAZĂ V1-V2	FAZĂ W1-W2
TENSIUNE	U	kV	14.3	14.3	14.3
DURATA	t	min.	1	1	1
TEMPERATURA	T	°C	10	10	10

CORESPUNDE.

CARACTERISTICA DE MERS IN GOL LA 50 Hz.

	TENSIUNE DE LINIE	CURENT DE FAZA	PUTERE
	U	I	P
	[V]	[A]	[kW]
1	7800	201	163.8
2	7500	181.8	154.8
3	7200	165	142.2
4	6900	151.5	135
5	6600	139.5	129.6
6	6300	130.25	127.8
7	6000	121	120.6
8	5700	112.4	118.8
9	5400	106.4	115.2
10	5100	98.9	108.2
11	4800	92	105
12	4500	86.25	102.6
13	4200	79.85	105.3
15	3900	73.7	99
16	3600	68.55	96.3
17	3307.5	63.25	94.3
18	3000	58.25	92.9
19	2700	52.7	91.8
20	2400	48.75	88.2
21	2100	45	83.7
22	1800	43.45	82.8
23	1500	42.75	79.2

CARACTERISTICA DE SCURTCIRCUIT LA 50 Hz.

	TENSIUNE DE LINIE	CURENT DE FAZA	PUTERE
	U	I	P
	[V]	[A]	[kW]
1	302.5	202	19.2
2	402.5	269.6	31.8
3	502.5	333	52.8
4	602.5	400.8	74.4
5	702.5	468.4	97.2
6	755	508.6	115.2
7	802.5	540	133.2
8	852.5	573.6	148.8
9	902.5	604.8	170.4
10	950	636	189.6
11	1002.5	673.6	207.6
12	1055	709.6	230.4
13	1105	750	261.6
14	1172.5	796.8	291.6
15	1255	855.6	337.2
16	1377.5	949.6	420
17	1450	1004	458.4

CARACTERISTICA DE SCURTCIRCUIT LA 7 Hz.

	TENSIUNE DE LINIE	CURENT DE FAZA	PUTERE
	U	I	P
	[V]	[A]	[kW]
1	55	258	13.5
2	90	385.2	30.9
3	115	498	51.3
4	151.25	595.2	73.8
5	175	690	100.2
6	203.75	794.4	138
7	206.75	808.8	141

INCERCAREA LA SUPRATURATIE LA 1800 rpm. DURATA 2 min.
CORESPUNDE.

INCERCAREA LA SUPRACURENT DE SCURTA DURATA LA 1200 A.
CORESPUNDE.

DETERMINAREA INCALZIRII IN SARCINA NOMINALA PRIN METODA CELOR
DOUA FRECVENTE.

Temperaturi stabilizate:

- bobinaj stator 83 oC
- lagar cuplaj 53 oC
- lagar opus cuplaj 55 oC
- ambiant 16 oC

CORESPUNDE.

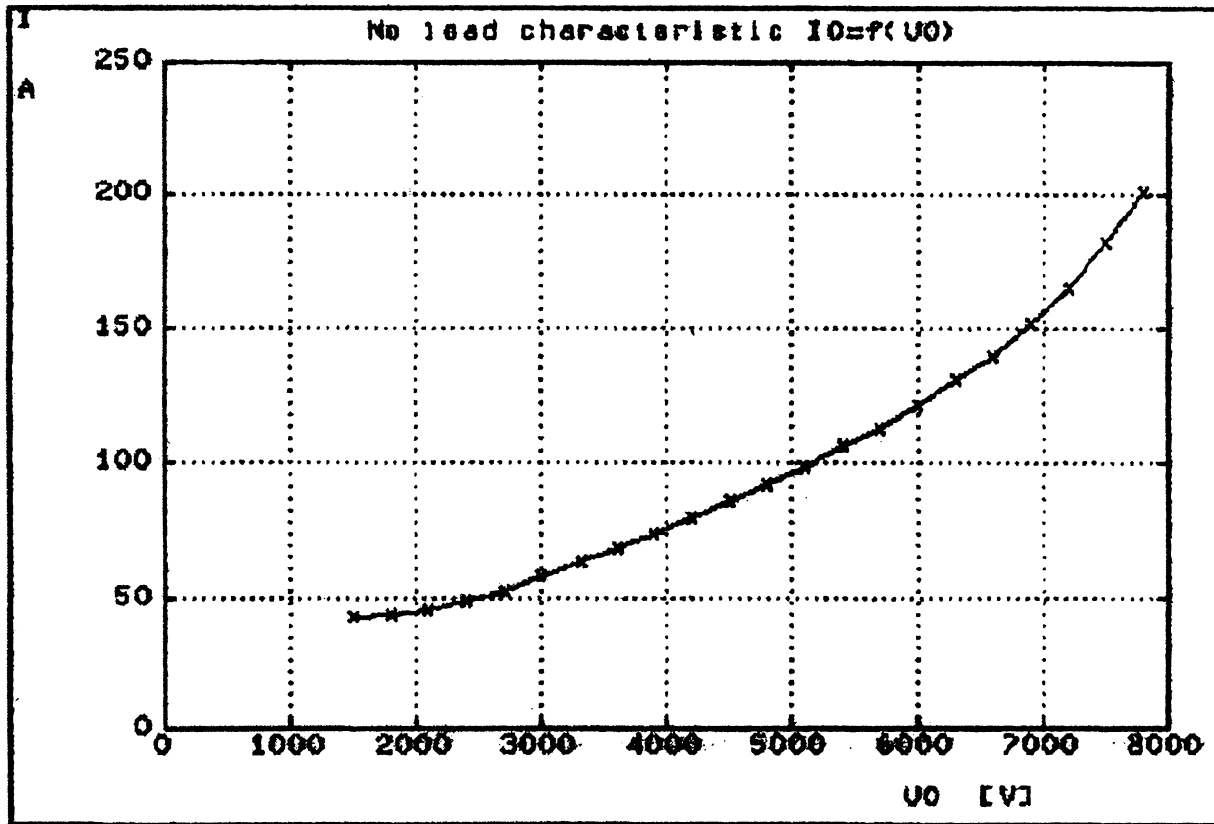
Proiectant
[Signature]

C.T.C.
[Signature]

DATA
9.05.93

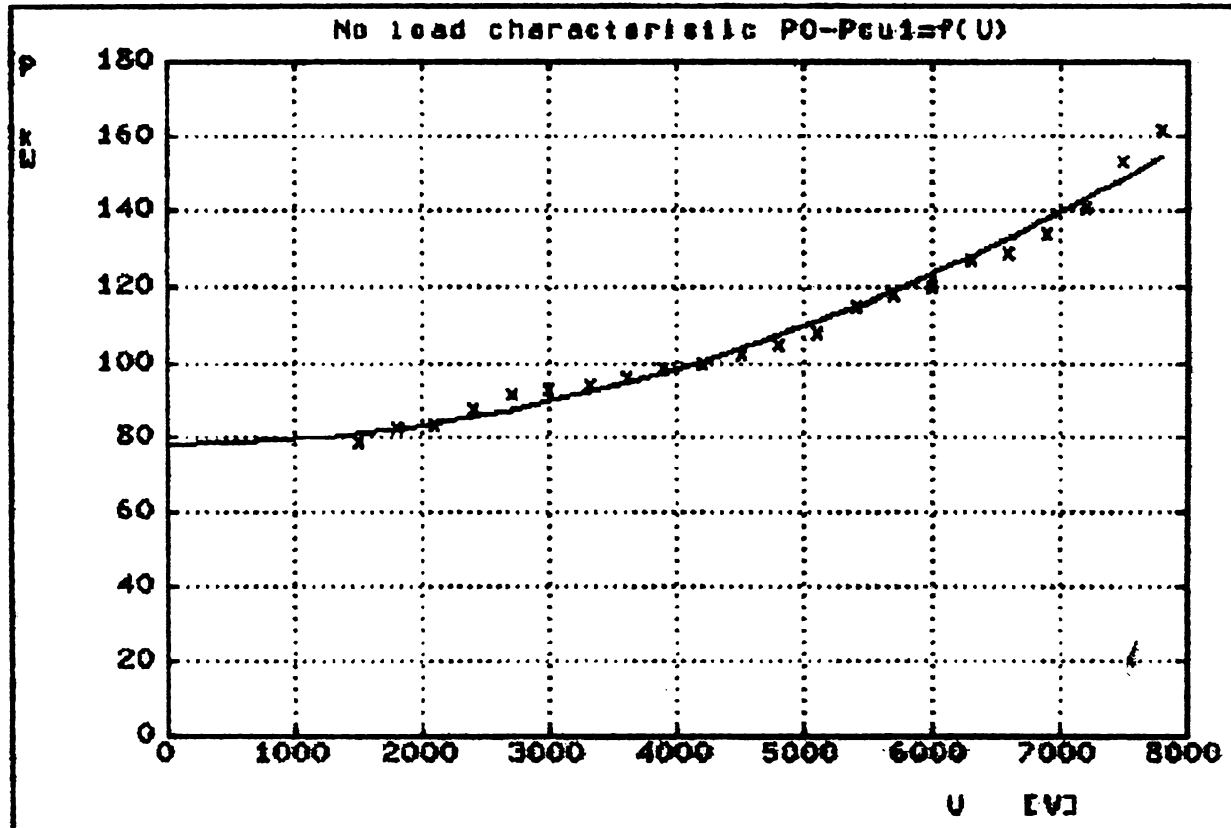
INTOCMIT
[Signature]

CARACTERISTICILE DE MERS IN GOL LA 50 Hz.



CURENTUL DE MERS IN GOL LA TENSIUNEA NOMINALA $I_0 = 121$ A

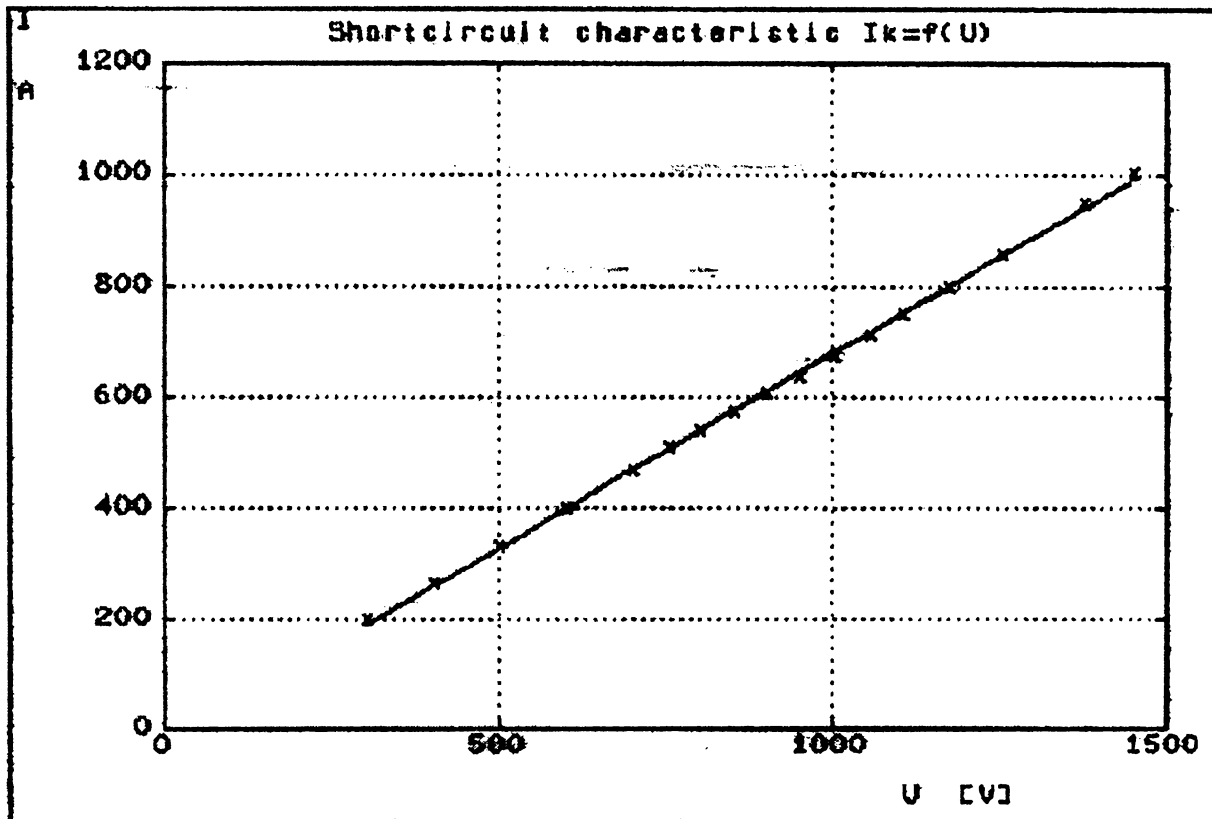
IDENTIFICAREA PIERDERILOR IN FIER SI MECANICE.



$P_{r.e.} = 44.6435 \text{ kW}$

$P_{m.e.c.} = 78.628 \text{ kW}$

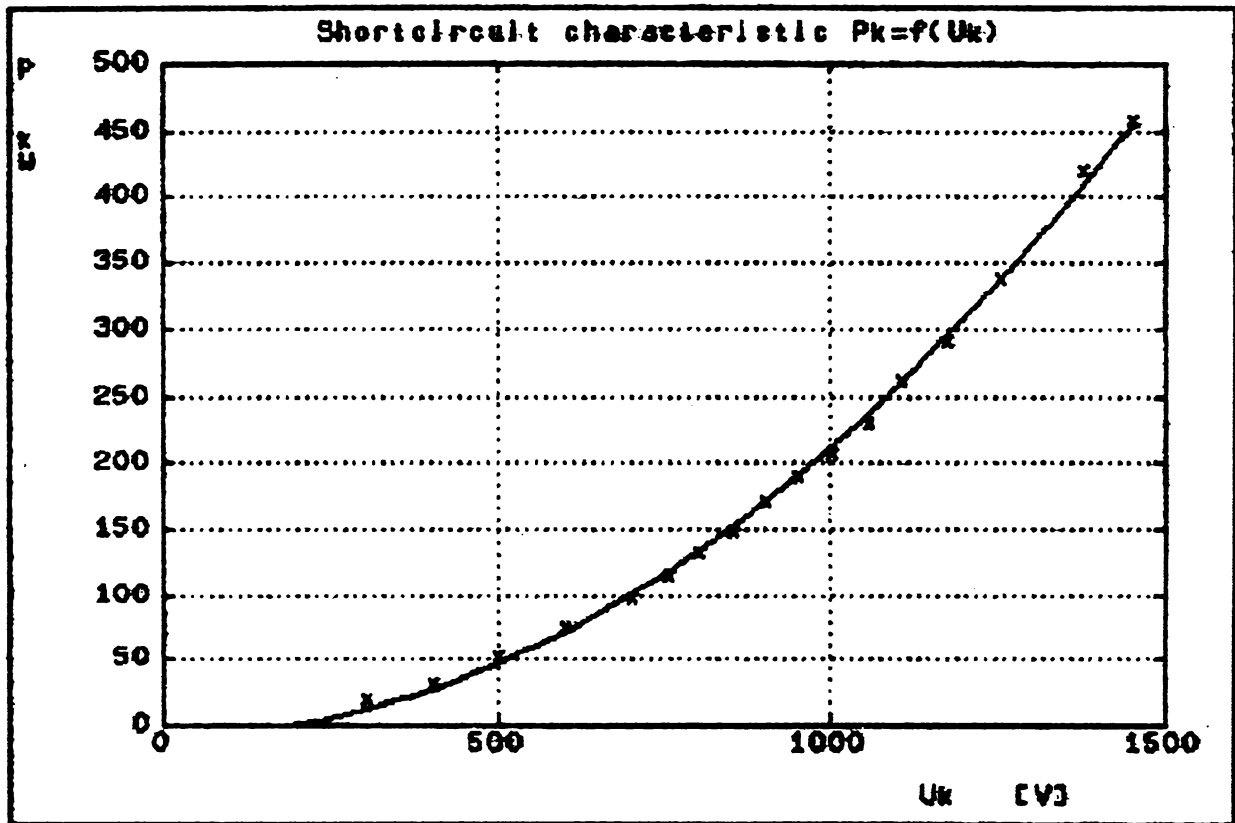
CARACTERISTICILE DE SCURTCIRCUIT LA 50 Hz.



TENSIUNEA DE SCURTCIRCUIT LA CURENTUL NOMINAL $U_n = 1174.7$ V

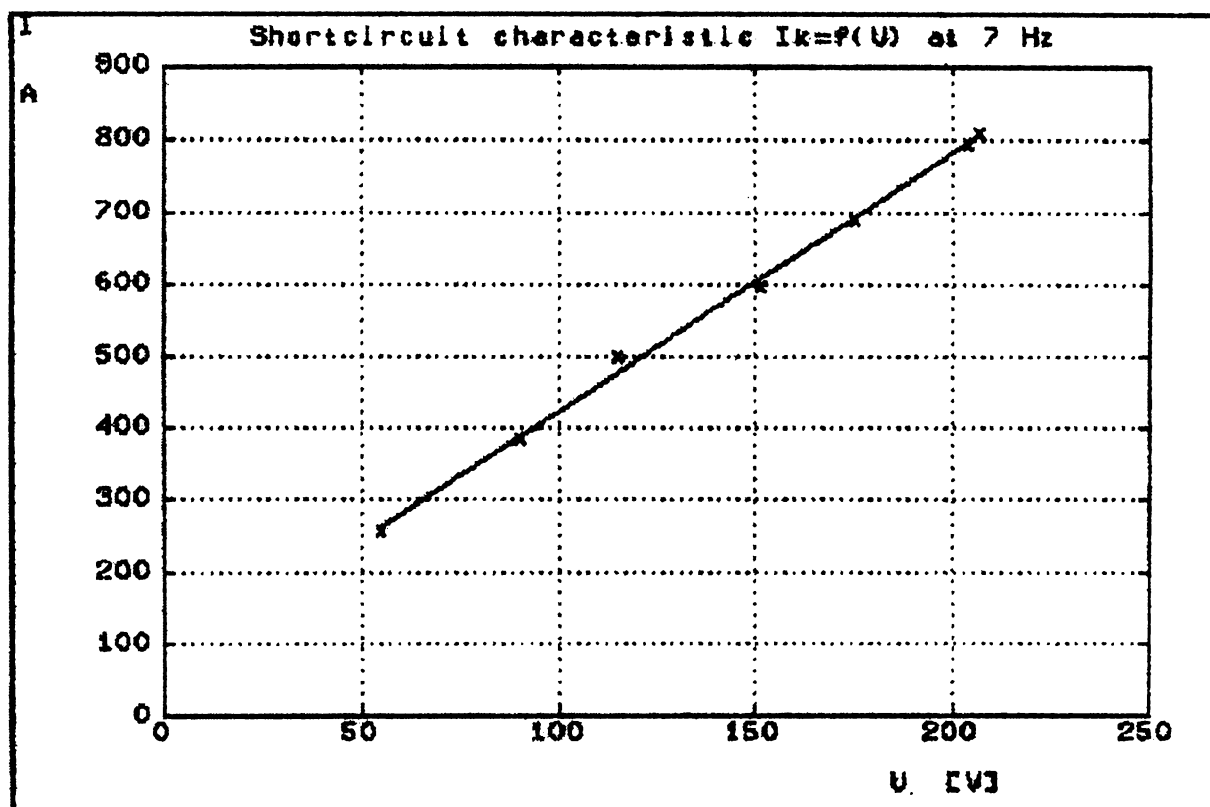
ESTIMAREA CURENTULUI DE SCURTCIRCUIT (DE PORNIRE) LA TENSIUNEA
NOMINALA

$$I_{start} = 4157.1 \text{ A} = 5.1963 \times I_n$$

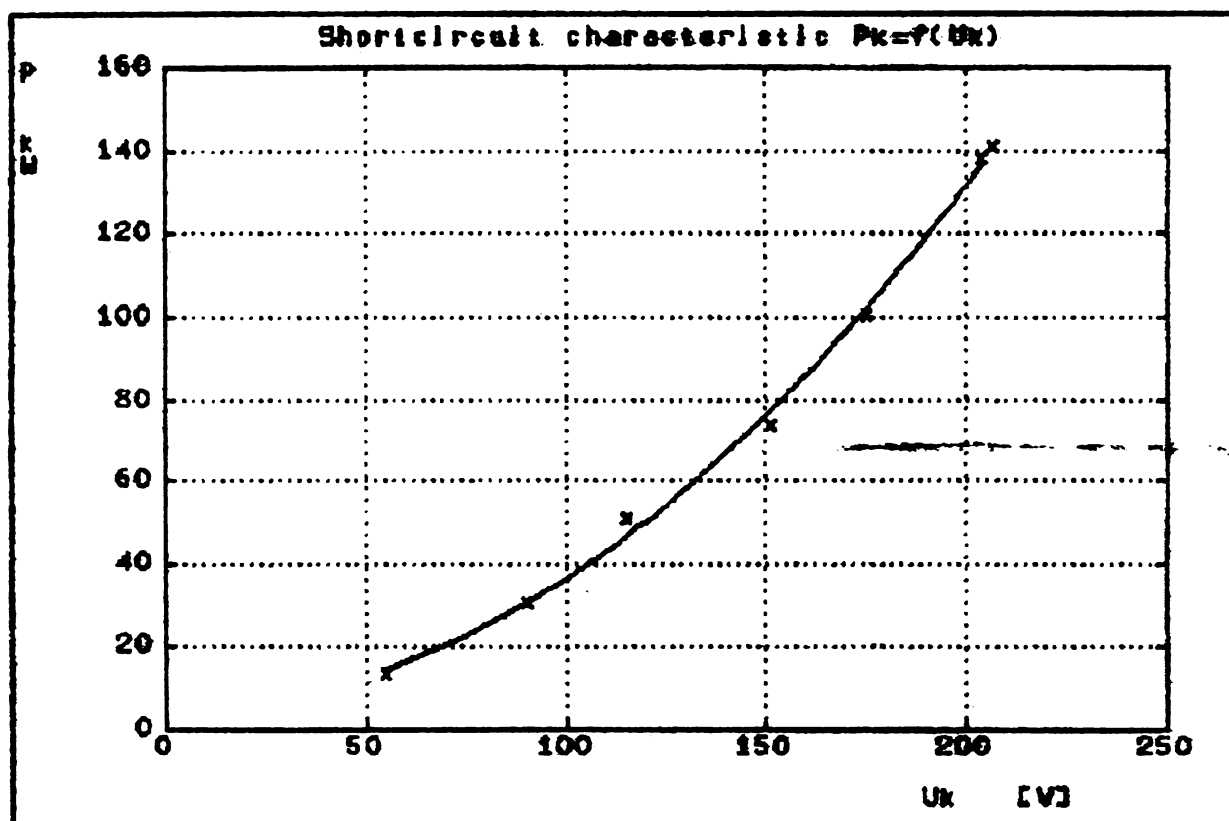


PUTEREA DE SCURTCIRCUIT LA CURENTUL NOMINAL $P_k = 296.073$ kW

CARACTERISTICILE DE SCURTCIRCUIT LA 7 Hz.

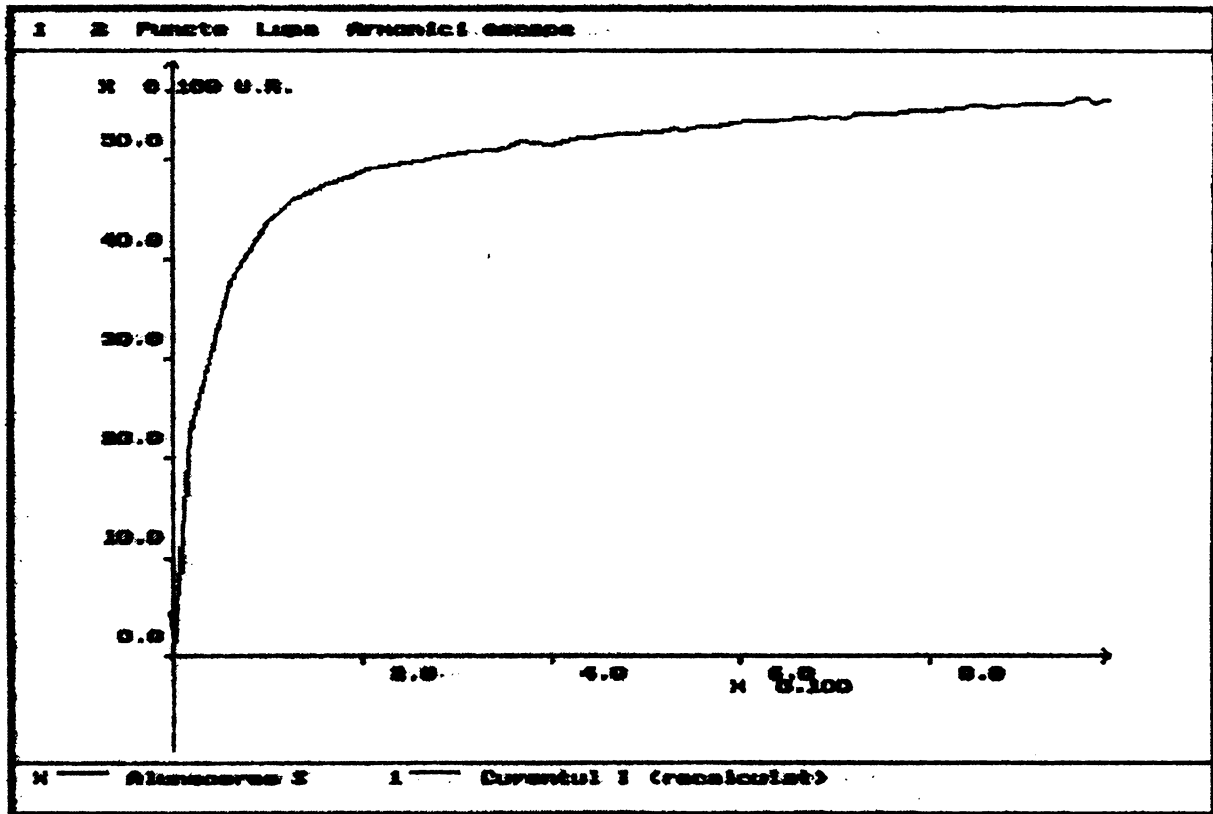


TENSIUNEA DE SCURTCIRCUIT LA CURENTUL NOMINAL $U_k = 205.105$ V



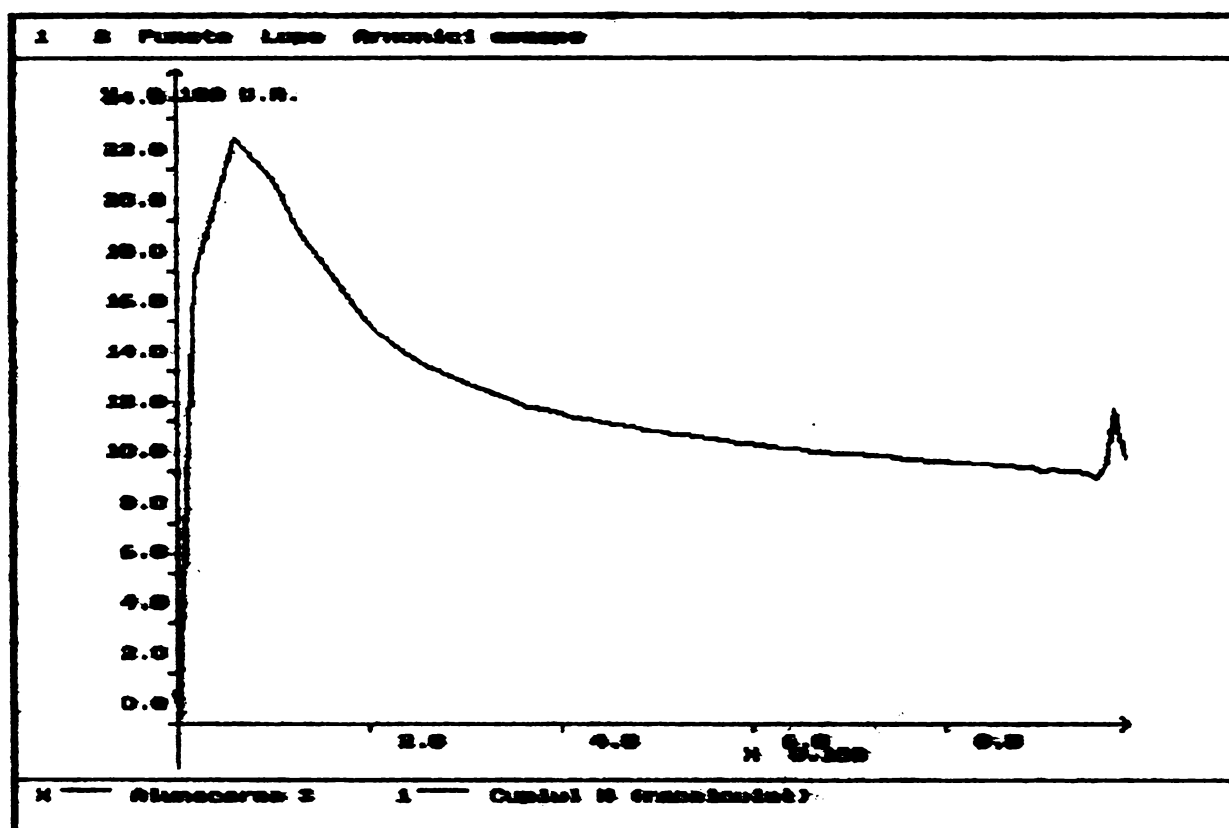
PUTEREA DE SCURT-CIRCUIT LA CURENTUL NOMINAL $P_k = 138.2979$ kW

MASURAREA CURENTULUI LA PORNIREA DIRECTA. (unitati relative)



$$I_{\text{start}} = 4495.36 \text{ A} = 5.6192 \times I_N \quad (\text{curent masurat})$$

MASURAREA CUPLURILOR DE PORNIRE SI MAXIM LA PORNIREA DIRECTA.
(unitati relative)

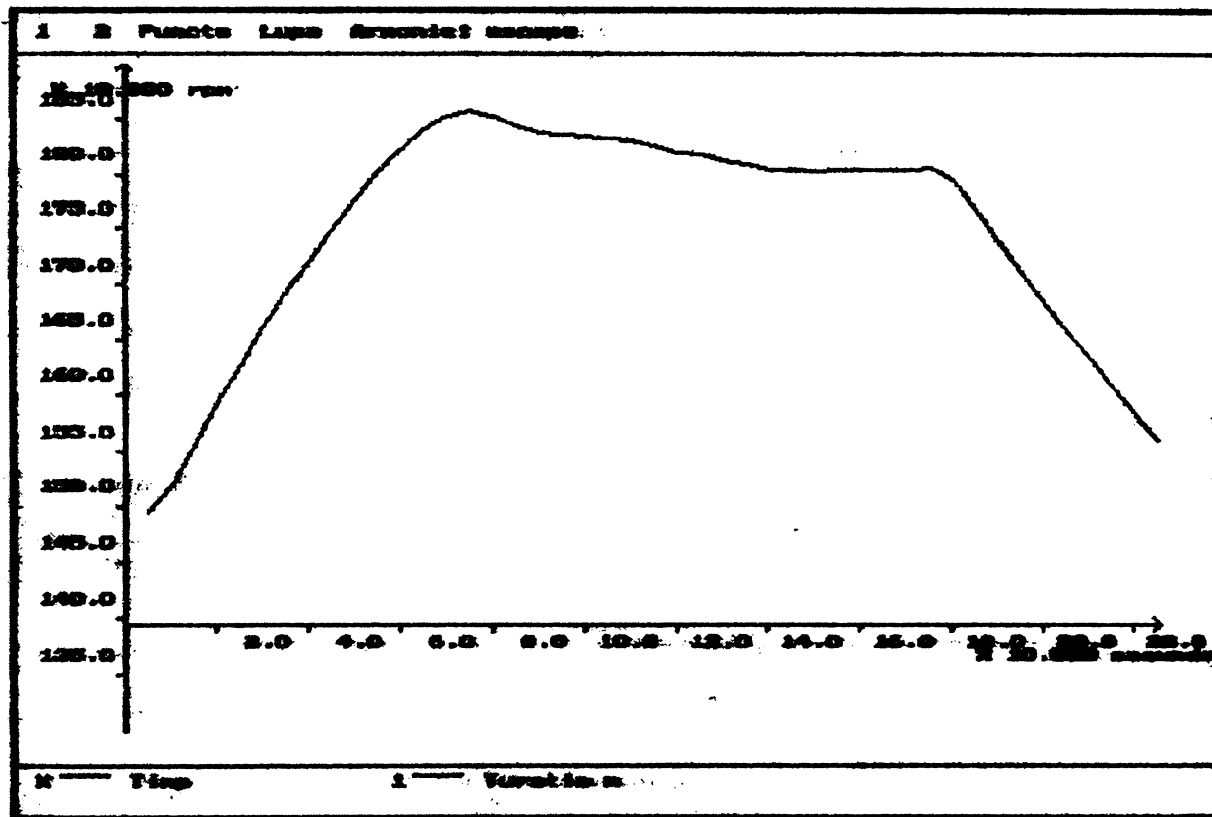


$$T_{start} = 0.9737 \times T_r$$

$$T_{max} = 2.3239 \times T_r$$

(masurate)

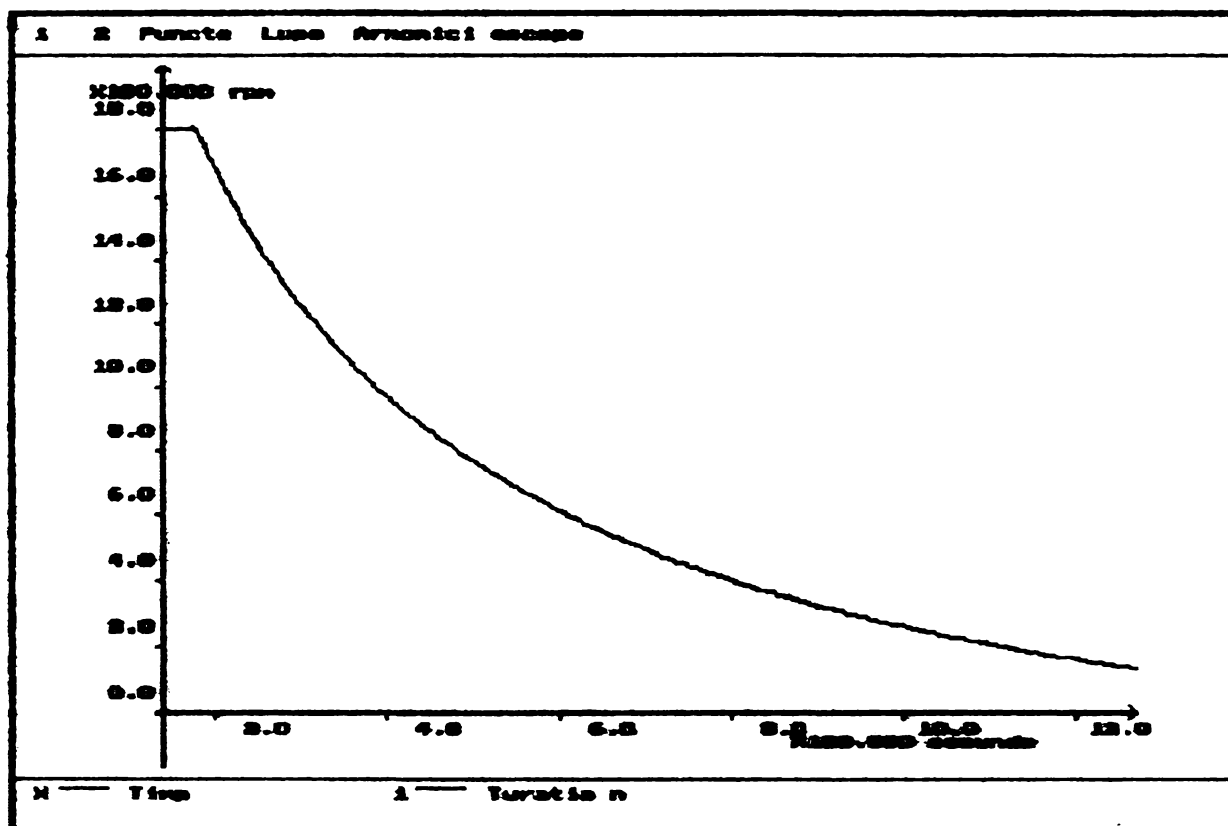
INCERCAREA LA SUPRATURARE LA 1800 rpm.



AMPLITUDINEA VIBRAȚIILOR LA 1800 rpm

	U.M.	VERTICAL	ORIZONTAL	AXIAL
LAGAR OPUS CUPLAJ	μm	13	12	13
CARCASA	μm	10	8	8
LAGAR CUPLAJ	μm	12	7	15

CARACTERISTICA DE INCETINIRE PRIN DECUPLARE DE LA REȚEA.
(turatie initiala : 1800 rpm)



DETERMINAREA RANDAMENTULUI PRIN METODA SEPARARII PIERDERILOR

Pierderi la functionarea in sarcina nominala

$P_{mec.} = 78.628 \text{ kW}$
 $P_{cu1} = 3 \cdot R \cdot (I^2) = 41.856 \text{ kW}$
 $P_{cu2} = s \cdot P_2 = 63.7 \text{ kW}$
 $P_{fe.} = 44.623 \text{ kW}$
 $P_{sup.} = 0.5 \cdot P_n = 37.5 \text{ kW}$

Pierderi totale = 266.307 kW = ΣP

Randamentul

$$\eta = \frac{P_{nom}}{P_{nom} + \Sigma P} = 0.9657$$

Alunecarea nominala

$$s = 0.0085$$

Factorul de putere

$$\cos \phi = 0.935$$

DETERMINAREA INCALZIRII IN SARCINA NOMINALA PRIN METODA CELOOR DOUA FRECVENTE

Temperaturi stabilizate:

- bobinaj stator	83 oC
- lagar cuplaj	53 oC
- lagar opus cuplaj	55 oC
- aer cald	62 oC
- aer rece	42 oC
- ambient	16 oC