

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE ELECTROTEHNICA

Ing. MIRCEA-ALEXANDRU SÂRBU

CONTRIBUTII LA STUDIUL ZGOMOTULUI MASINILOR
ELECTRICE ASINCRONE TRIFAZATE DE PUTERE MICA

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR STIINTIFIC

Prof.dr.ing. IOAN NOVAC

465 773
125 E

- T i m i ș o a r a -
1 9 8 3

INSTITUTUL POLITEHNIC
FACULTATEA DE ELECTROTEHNICA
BIBLIOTECA CENTRALA

P R E F A T A

Sub conducerea Partidului Comunist Român revoluția tehnico-științifică contemporană se impune cu succes în economia românească.

În contextul progresului continuu al științei și tehnicii un loc tot mai important îl ocupă cercetările privind creșterea calității produselor și a combaterii poluării. Studiul acustic al mașinilor electrice contribuie la realizarea acestui deziderat, valorificându-se prin creșterea productivității muncii și a calității vieții.

Lucrarea "Contribuții la studiul zgomotului mașinilor electrice asincrone trifazate de putere mică" a fost elaborată sub conducerea științifică plină de competență, rigurozitate și înțelegere a Profesorului dr.ing. Ioan Novac căruia îi datorez întreaga mea recunoștință și îi adresez cele mai sincere mulțumiri.

Autorul, absolvent al Institutului Politehnic din Timișoara-Facultatea de Electrotehnică, lucrează de 14 ani la Institutul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru industria electrotehnică (ICPE) din București, actualmente în funcția de cercetător științific principal.

Studiile și cercetările întreprinse în ICPE au fost catalizate de condițiile extrem de favorabile promovate cu deosebită competență și generozitate de Directorul general al institutului, dr.ing. Florin-Teodor Tănăsescu, căruia îi adresez respectuoase mulțumiri.

Respectuoase mulțumiri adresez și Profesorului dr.ing. Constantin Apetrei, Director adjunct științific la ICPE, care m-a îndrumat și încurajat pentru finalizarea lucrării.

Mulțumesc, de asemenea, colegilor și colaboratorilor care sub diferite forme m-au ajutat la pregătirea și elaborarea tezei.

Trebuie subliniat faptul că o parte din cercetările întreprinse s-au finalizat prin contractele de cercetare încheiate de ICPE cu industria în domeniul mașinilor electrice trifazate asincrone, în cadrul cărora autorul a răspuns de cercetările de zgomot și vibrații.

Extinzându-se pe 153 de pagini, lucrarea este structurată pe șapte capitole cu 58 de figuri, indicându-se un număr de 101 referințe bibliografice, din care zece sînt lucrări proprii sau în colaborare.

CONTRIBUTII LA STUDIUL ZGOMOTULUI MASINILOR ELECTRICE ASINCRONE
TRIFAZATE DE PUTERE MICA

C U P R I N S

	<u>pag.</u>
1. I n t r o d u c e r e	1
2. Mărimi, niveluri și aparate acustice.	9
2.1. Mărimi acustice.	9
2.2. Niveluri acustice.	13
2.3. Aparatură pentru măsurarea și analiza zgomotului	16
2.3.1. Echipamentul acustic de bază.	16
2.3.2. Caracteristicile aparatelor acustice.	20
2.3.3. Analiza în frecvență	21
3. Măsurarea și investigarea zgomotului mașinilor electrice	24
3.1. Probleme generale.	24
3.2. Măsurarea presiunii acustice	26
3.3. Relațiile de stabilire a puterii acustice în diferite medii de măsurare	27
3.4. Caracteristicile camerei semianecoide de la I C P E	29
4. Componentele zgomotului global al MEATPm.	33
4.1. Probleme generale.	33
4.2. Zgomotul de ventilație	35
4.3. Zgomotul electromagnetic	39
4.3.1. Generalități.	39
4.3.2. Generarea undelor de forță magnetice.	40
4.3.2.1. Armonicile de câmp statorice și rotorice.	40
4.3.2.2. Forțele magnetice radiale.	47
4.3.3. Vibrațiile statorului	51
4.3.4. Calculul radiației acustice și a nive- lului zgomotului electromagnetic.	55
4.4. Zgomotul mecanic	58
4.4.1. Zgomotul lagărelor.	58

4.4.2. Zgomotul periilor	60
4.4.3. Determinarea nivelului zgomotului mecanic	60
4.5. Ponderile componentelor de zgomot în zgomotul global	61
5. Metoda și program de calcul al zgomotului MEATPm.	65
5.1. Prezentarea programului de calcul.	65
5.2. Compararea rezultatelor de calcul cu datele experimentale.	66
Anexe la capitolul 5	71
6. Linii directoare în proiectarea și construcția MEATPm pentru reducerea zgomotului.	81
6.1. Reducerea zgomotului de ventilație	81
6.1.1. Alegerea tipului de ventilator și a dimensiunilor sale principale	81
6.1.2. Reducerea rezistențelor aerodinamice și a debitului de aer necesar.	87
6.1.3. Eliminarea tonurilor singulare.	89
6.1.4. Rezultate experimentale privind reducerea zgomotului de ventilație	95
6.2. Reducerea zgomotului electromagnetic	101
6.2.1. Saturația circuitului magnetic și zgomotul magnetic.	101
6.2.2. Controlul excentricității și atracției magnetice unilaterale. Diminuarea dezechilibrului remanent	103
6.2.3. Modul de realizare a bobinajului.	109
6.2.4. Stabilirea numărului de creștături, a înclinării și deschiderii lor	115
6.2.5. Măsuri secundare de reducere a zgomotului electromagnetic.	127
6.3. Reducerea zgomotului mecanic	131
7. C o n c l u z i i	135
Bibliografie.	141
Lista de simboluri.	150
Index de abrevieri.	153

1. INTRODUCERE

Tehnica modernă, pe lângă rezultatele ei spectaculoase în ceea ce privește satisfacerea necesităților materiale și spirituale ale omenirii, are și consecințe nedorite, între ele poluarea ocupând un rol deosebit.

Una din formele de poluare importante, atât din punct de vedere social, cât și economic, o constituie poluarea sonoră, în care se încadrează și zgomotul produs de mașinile electrice.

Starea de disconfort pe care o introduce o mașină electrică zgomotoasă, care funcționează în vecinătatea unui loc de muncă, era asociată cu scăderea atenției, a productivității muncii personalului lucrător, aspecte care se traduc în pierderi economice importante. În acest caz, măsurile preconizate pentru reducerea zgomotului își dovedesc utilitatea, având o eficiență economică ridicată.

Se apreciază că o majorare a nivelului de zgomot cu 1 dB(A) la locul de muncă, conduce la slăbirea atenției și la creșterea cu 0,5% a timpului de lucru necesar pentru efectuarea aceleiași operațiuni [79].

Mașinile electrice asincrone trifazate, de altfel cele mai utilizate mașini electrice, stau în atenția specialiștilor de mai multă vreme și în ceea ce privește posibilitățile de control și de reducere a zgomotului emis [27,40,51].

Mașinile electrice asincrone trifazate de putere mică, notate în continuare cu MEATPm, adică mașini cu puteri în domeniul de la 1 la 10 kW, constituie fabricații de serii mari, de ordinul sutelor de mii și chiar milioanele de bucăți anual. Funcționând cel mai adesea în imediata vecinătate a utilizatorilor, acestea produc în anumite condiții poluarea acustică a mediului cu consecințe negative din punct de vedere economic și social.

Apare deci natural faptul că nivelul de zgomot al MEATPm s-a impus în ultimul timp ca un parametru sintetic de calitate, toate firmele de prestigiu indicându-l în cataloagele proprii, alături de celelalte caracteristici mecano-energetice. În plus, nivelurile prezentate în aceste cataloage

au un vădit caracter competitiv, fiind, de regulă, sub cele ale recomandării internaționale [93] și mai reduse decât cele impuse prin standardele naționale.

Este cunoscut faptul că un nivel de zgomot redus atestă o proiectare și o construcție modernizată a MEATPm și, de multe ori, constituie garanția unei durabilități competitive.

Ca urmare a utilizării intensive a materialelor în scopul creșterii raportului kW/kg și în condițiile păstrării parametrilor electromecanici de bază în limitele stabilite, sarcina obținerii unui nivel redus de zgomot a MEATPm a devenit însă tot mai dificilă.

Preocupările actuale în domeniul zgomotului MEATPm sînt reflectate în numeroase lucrări de specialitate, printre cele mai reprezentative dintre acestea fiind și cele consemnate în bibliografia lucrării de față. Aceste preocupări sînt îndreptate, în principal, în următoarele direcții:

- stabilirea cauzelor zgomotului;
- studiul influenței asupra zgomotului a datelor de proiectare și parametrilor constructivi și tehnologici ai unei fabricații;
- stabilirea unor metode teoretice și experimentale de calcul a frecvențelor proprii;
- întocmirea unor metode precise de calcul a zgomotului;
- trasarea liniilor directoare de reducere a nivelului de zgomot.

produs

Cercetarea zgomotului/de MEATPm poate să constituie și o metodă de defectoscopie nedistructivă. Astfel, se pot determina, printr-o analiză de zgomot, defecte apărute în cadrul procesului de fabricație ca, întreruperi ale barelor rotorice, excentricități periculoase etc.

Intrucît numărul locurilor de utilizare ale MEATPm cu zgomot redus crește în mod continuu, cercetarile în cauză urmăresc obținerea unor astfel de mașini cu suplimentări minime la cheltuielile de fabricație.

Trebuie remarcat faptul că studiul teoretic și ex-

perimental al producerii zgomotului la MEATPM poate fi tratat în mod unitar și că prin extensie anumite aspecte ale acestui studiu sînt valabile și pentru gama motoarelor electrice asincrone trifazate, cu puteri de ordinul zecimilor sau zecilor de kW, notate în lucrare prescurtat cu MEAT.

Avînd în vedere răspîndirea largă a MEATPM cu rotorul în scurtcircuit, în cadrul lucrării de față cazul general l-a constituit acest tip constructiv, prezentîndu-se totuși, și anumite particularități legate de MEATPM cu rotorul bobinat. În aceeași idee de studiu a variantelor celor mai răspîndite s-a dat atenție mai mare mașinilor închise cu ventilație exterioară, făcîndu-se unele precizări și pentru cele deschise.

Verificările experimentale efectuate la ICPE-București au arătat că în sarcină nivelul de zgomot al MEATPM crește în medie cu 3-5 dB(A) față de mersul în gol, constatarea fiind confirmată și de alte studii și cercetări [31].

Din acest motiv, nivelul de zgomot calculat, la care se fac referiri în lucrare, este nivelul MEATPM în sarcină, deși, ca urmare a dificultăților tehnice întîmpinate, măsurătorile se execută la mersul în gol, așa după cum se indică și în norme [90,93].

Obiectul tezei îl constituie studiul MEATPM în vederea precizării modului în care principalele cauze concură la producerea zgomotului lor, stabilindu-se o metodă și un program de calcul al acestuia.

Aplicarea programului de calcul, precum și verificările experimentale efectuate permit determinarea cu o precizie corespunzătoare a nivelurilor de zgomot ale MEATPM. Punerea în evidență a legăturilor care există între dimensiunile geometrice și măsurile constructive, pe de o parte, și nivelurile de zgomot, pe de altă parte, contribuie la precizarea liniilor directe de bază pentru reducerea nivelului de zgomot al MEATPM.

În continuare se consemnează succint, modul în care obiectivul menționat este atins pe parcursul capitolelor următoare din lucrare.

În capitolul 2 sînt sistematizate principalele no-

țiuni cu care se operează în domeniul măsurătorilor acustice, insistându-se asupra aspectelor utile capitolelor următoare. Plecând de la faptul că recomandările internaționale nu motivează în suficientă măsură condițiile efectuării unor măsurători acustice, la punctul 2.1 autorul prezintă o sinteză referitoare la structura câmpului acustic și implicațiile acesteia asupra condițiilor de măsurare tehnică.

Echipamentul acustic de bază, care a stat și la baza verificărilor experimentale din cadrul lucrării, este sistematizat și prezentat prin principalii săi parametri la punctul 2.3. Tot în cadrul acestui paragraf se prezintă obiectivele și modurile de realizare a analizei în frecvență, care reprezintă mijlocul cel mai eficient de investigare a MEATPm ca sursă de zgomot.

Capitolul 3 este destinat analizei și sistematizării problemelor de măsurare și investigare a zgomotului la mașinile electrice. La punctul 3.2 se indică metoda de măsurare precisă a nivelului presiunii acustice medii, prevăzută în noul proiect de standard elaborat de autor [99]. La punctul 3.3 se justifică necesitatea adoptării ca parametru de calitate acustică a mașinilor electrice a nivelului de putere acustică pe baza măsurării presiunii acustice medii sau prin comparație cu o sursă de putere acustică de referință și se indică, totodată, relațiile de stabilire a puterii acustice în câmpul acustic liber, reverberant și semireverberant. În vederea investigării cu precizie a zgomotului MEATPm condițiile de câmp acustic liber trebuie create în laborator, în camere anecoide sau semianecoide. La punctul 3.4 se redau principalele orientări avute în vedere la proiectarea unei camere semianecoide și caracteristicile acestei incinte construite la ICPE de un colectiv din care a făcut parte și autorul.

Analiza cauzelor principalelor componente de zgomot ale MEATPm, de natură aerodinamică, electromagnetică și mecanică, precum și a frecvențelor la care apar aceste componente, face obiectul capitolului 4. Totodată, în acest capitol, sînt prezentate relațiile de calcul ale zgomotului de ventilație, magnetic și mecanic care constituie componentele zgomotului global al MEATPm.

Pentru zgomotul de ventilație se indică relația de calcul a nivelului de zgomot la ventilatorul cu palete radiale pe baza unor cercetări recente [16,30].

Zgomotul electromagnetic este analizat pornind de la undele de forță magnetice radiale la deformările și vibrațiile corespunzătoare ale statorului și ținând seama de radiația acustică a vibrațiilor la suprafața MEATPm. Metoda de calcul a nivelului de zgomot electromagnetic din paragraful 4.3 conține îmbunătățiri față de alte metode indicate în literatură [27,40,51]. Astfel, pentru cazul MEATPm sînt sistematizate patru tipuri de unde de forță care se reflectă în zgomotul electromagnetic și anume: unde de forță de tipul 1, corespunzătoare interacțiunilor armonicilor de înfășurare și de crestare statorice cu armonicile rotorice corespunzătoare cîmpului principal, de tipul 2, corespunzătoare interacțiunilor dintre armonicile de cîmp reziduale ale armonicilor curentului rotorice cu fundamentală cîmpului principal, de tipul 3, corespunzătoare interacțiunilor armonicilor de saturație rotorice cu cele de înfășurare și crestare statorice și de tipul 4 corespunzătoare interacțiunilor armonicilor reziduale rotorice de excentricitate cu armonicile de înfășurare și crestare statorice.

În ceea ce privește radiația zgomotului la suprafața mașinii, sînt preluate în lucrare curbele de radiație ale radiatorului cilindric [88] mai apropiat ca formă de configurația reală a MEATPm, în comparație cu radiatorul sferic adoptat în calculele de zgomot în lucrări anterioare [25,40], rezultînd o precizie mai bună a metodei de calcul. La punctul 4.4 se prezintă principalele cauze ale zgomotului mecanic produs de rulmenți și ^{de} frecarea periilor pe inelele colectoare. Se redau aici și relațiile de calcul pentru principalele frecvențe din spectrul de zgomot al rulmenților cu bile, precum și o relație de calcul a nivelului de zgomot mecanic a MEATPm din cadrul aceleiași fabricații, pe bază de măsurători statistice.

O orientare asupra ponderilor componentelor de zgomot în zgomotul global al mașinii este indicată în para-

graful 4.5., stabilindu-se pentru MEATPm, pe baza unor rezultate experimentale prezentate în literatură, dominanța zgomotului de ventilație la mașinile bipolare, o participare cu o pondere apropiată a componentei magnetice alături de cea de ventilație pentru mașinile cu $2p=4$, scăderea ponderii ventilației și creșterea importanței componentelor magnetice și mecanice la MEATPm cu $2p > 4$.

Capitolul 5 redă o metodă numerică și un program de calcul de determinare a nivelului de zgomot a MEATPm bazat pe relațiile dezvoltate în capitolul 4.

Se obțin cu calculatorul românesc M 18 succesiv tabelele numerelor de ordine ale undelor de forță, deformărilor și respectiv nivelul de zgomot magnetic, de ventilație și mecanic, precum și zgomotul global.

Aplicarea metodei pentru cinci MEATPm diferite, precum și pentru alte 11 variante constructive ale unuia dintre acestea, atestă precizia metodei, care o recomandă și pentru studiul în detaliu al influenței unor date constructive asupra zgomotului ca, numărul de crestături rotorice, deschiderea și înclinarea crestăturilor.

În capitolul 6 sînt indicate căile de control și de reducere a zgomotului MEATPm, inclusiv în vederea obținerii de motoare cu zgomot redus.

O primă măsură care trebuie luată în ceea ce privește zgomotul de ventilație o reprezintă diminuarea tonurilor singulare. În cadrul capitolului se precizează o metodă de stabilire a modulării unghiurilor dintre paletele ventilatorului pentru reducerea tonurilor singulare. Rezultatele experimentale obținute în lucrare prin aplicarea metodei pe un ventilator de construcție specială, la care a existat posibilitatea modificării unghiurilor dintre palete, au confirmat valabilitatea metodei.

Modularea unghiurilor dintre palete, conform metodei prezentate, elimină practic tonurile singulare și reduce zgomotul global al MEATPm bipolare cu 3-4 dB(A).

Reducerea zgomotului de ventilație se obține și prin reducerea pierderilor aerodinamice și alegerea cores-

punzătoare a dimensiunilor ventilatorului.

Pentru MEATPm cu zgomot redus, în special pentru $p = 1$ și 2 , se indică aplicarea ventilatoarelor semiaxiale sau axiale care contribuie la reduceri ale nivelului de zgomot global de pînă la 12 dB(A) .

Tot în capitolul 6 se detaliază măsurile de reducere a zgomotului electromagnetic. Ele privesc saturația circuitului magnetic, realizarea bobinajului, stabilirea numărului de crestături a armăturilor stator și rotor, deschiderea și înclinarea crestăturilor, excentricitatea, relațiile optime dintre dimensiunile geometrice ale mașinii ș.a.

Utilizarea programului de calcul dezvoltat în capitolul 5, permite verificarea influenței acestor parametri asupra nivelului de zgomot al MEATPm. Confruntarea rezultatelor obținute cu cele experimentale pentru o bună parte din măsurile de reducere preconizate, confirmă justetea indicațiilor date.

Capitolul 7 este destinat concluziilor, care au rezultat din studiile și cercetările efectuate.

Principalele contribuții ale lucrării constau în:

- stabilirea relațiilor de calcul a nivelului de zgomot pentru cazul MEATPm, luîndu-se în considerare formarea undelor de forță prin interacțiuni de patru tipuri considerate ca cele mai semnificative în generarea componentelor de zgomot electromagnetic;

- determinarea unei metode numerice de calcul și întocmirea pe baza acesteia a unui program de calcul al zgomotului global al MEATPm care permite și analizarea influenței asupra zgomotului a unor date constructive importante ca, numărul de crestături, deschiderea și înclinarea lor, dimensiunile geometrice ale miezului feromagnetic etc.;

- precizarea relațiilor și căii practice de evitare a tonurilor singulare din zgomotul de ventilație prin așezarea modulată a paletelor ventilatorului;

- trasarea liniilor directe în proiectarea și fabricația unor MEATPm cu nivel de zgomot cît mai redus.

O parte din studiile întreprinse și sistematizate

În lucrarea de față au contribuit la realizarea unui nivel de zgomot și vibrații corespunzător la seriile de MEATPm optimizate de la IEFS și IMEP în cadrul unor contracte de cercetare ale ICPE-București. La aceste contracte autorul și-a adus contribuția la elaborarea măsurilor constructive și tehnologice legate de controlul și reducerea nivelului de zgomot și a atestat nivelul tehnic al motoarelor rezultate prin măsurătorile de zgomot și vibrații din cadrul probelor de omologare.

În vederea efectuării de măsurători precise în condiții de laborator a nivelului de zgomot, a fost construită camera semianecoidă de la ICPE, care servește la determinări precise ale nivelurilor de zgomot ale MEATPm, precum și la stabilirea zgomotului și a altor produse electrotehnice cercetate și omologate la ICPE.

Cercetările efectuate au stat și la baza elaborării de către autor a standardelor de niveluri de vibrații și metode de măsură [91,92] și au fost valorificate și în cadrul revizuirii standardelor de niveluri de zgomot și metode de măsură la mașini electrice [99,100].

Lucrarea rezultată pe baza unor necesități obiective de stabilire a cauzelor și căilor de reducere a nivelului de zgomot la MEATPm, a condus la precizarea unei metode de calcul a zgomotului și sprijină efortul de ridicare a nivelului tehnic și a competitivității acestor mașini. Nivelul de zgomot reprezintă un parametru sintetic de calitate al MEATPm, prin reducerea zgomotului acestora, crescând calitatea motoarelor electrice asincrone trifazate de putere mică de fabricație românească și asigurându-se o perspectivă îmbunătățită pentru export.

:

2. MĂRIMI, NIVELURI ȘI APARATE ACUSTICE

În acest capitol se face o sinteză a mărimilor acustice de bază și a aparaturii de măsură și analiză corespunzătoare. Se definesc astfel principalele mărimi acustice utilizate în continuare și se prezintă caracteristicile de bază ale aparatelor de măsură și analiză a zgomotului, o parte din acestea servind și la efectuarea verificărilor experimentale incluse în lucrare.

2.1. Mărimi acustice

Sunetul poate fi descris ca reprezentând o undă de propagare a unei variații a densității mediului fizic pe care-l străbate (de regulă aerul), în acest context vorbindu-se despre o undă sonoră. Sunetul este perceput de ureche ca o undă de presiune, suprapusă peste presiunea ambientă a aerului.

O undă sonoră cu variație de presiune sinusoidală de o anumită frecvență și amplitudine și care se propagă cu o viteză bine determinată, funcție de temperatura și presiunea aerului, reprezintă ceea ce numim un ton pur. Prin înălțimea tonului se înțelege frecvența unui ton pur.

Urechea umană răspunde la o gamă de frecvențe cuprinsă între 20 și 16000 Hz, prezentând un maximum de sensibilitate în jurul frecvenței de 3000 Hz.

O undă sonoră de o anumită frecvență este caracterizată de amplitudine, perioadă, lungime de undă și viteză de propagare. Prin definiție, lungimea de undă λ a unei unde sonore de frecvență f și viteză de propagare c este lungimea corespunzătoare unei perioade de vibrație T :

$$\lambda = c \cdot T = \frac{c}{f} \quad (1)$$

Viteza de propagare a sunetului în aer se calculează cu formula lui Newton [38]:

$$c = \sqrt{\frac{p_0}{\rho}} \cdot k_c \quad (2)$$

în care p_0 este presiunea statică a aerului; ρ este densitatea

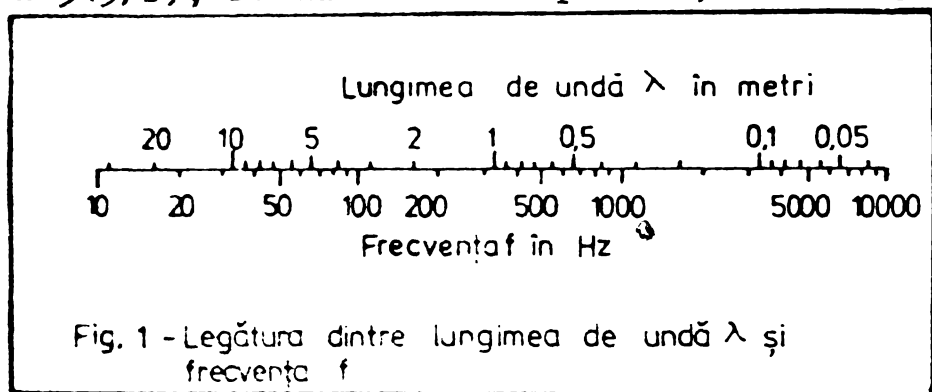
aerului; k_c este raportul dintre căldura specifică la presiune constantă și cea la volum constant.

Viteza sunetului variază și cu temperatura, umiditatea și gradul de ionizare a aerului. De primul factor se poate ține seama și prin relația empirică [38]:

$$c = 20,05 \sqrt{T} \quad , \quad [m.s^{-1}] \quad (3)$$

în care T este temperatura, în $^{\circ}K$.

În condiții standard de temperatură ($20^{\circ}C$) și presiune (1 bar), viteza sunetului în aer este de $343 m.s^{-1}$, pentru legătura dintre lungimea de undă și frecvență ($\lambda = 343/f$), rezultînd corespondența din figura 1.



La o frecvență dată o undă acustică se propagă liber atunci cînd viteza unei particule din mediul fizic de propagare în punc-

tul considerat este în direcția undei de propagare și cînd presiunea și viteza particulei ating valorile maxime sau minime simultan. Acest lucru apare atunci cînd: $k^2 r^2 \gg 1$ și $r \gg a$, unde $k = 2\pi/\lambda = \omega/c$ este numărul de undă, pulsația $\omega = 2\pi \cdot f$, r este distanța de la centrul sursei, iar a este o caracteristică dimensională a sursei acustice, spre exemplu diametrul carcasei la mașina electrică. Aceste condiții sînt satisfăcute pentru majoritatea surselor sonore la distanțe de sursă mai mari de două sau trei ori decît dimensiunile principale ale surselor, distanțe care trebuie să depășească de două sau trei ori și lungimile de undă minime corespunzătoare frecvențelor de la care se analizează cîmpul acustic. În zona în care sînt satisfăcute condițiile de mai sus, se definește cîmpul acustic îndepărtat.

În antiteză cu cîmpul acustic îndepărtat, cîmpul acustic apropiat este o zonă proximală față de sursă în care viteza particulei nu are în mod necesar aceeași direcție cu unda de propagare.

Prin definiție, presiunea acustică efectivă la distanța r de centrul sursei este:

$$p(r) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p_m^2(r,t) dt} \quad , \quad (4)$$

în care $p_m(r,t)$ este valoarea momentană a presiunii acustice la distanța r de centrul sursei.

Pentru o undă acustică care se propagă liber, presiunea acustică momentană $p_m(r,t)$ și viteza momentană a particulei $v_m(r,t)$ la distanța r de sursă și de momentul t sînt legate prin relația:

$$\rho_0 c = \frac{p_m(r,t)}{v_m(r,t)} = Z_c \quad , \quad (5)$$

în care impedanța caracteristică a mediului Z_c este egală cu produsul dintre densitatea normală a aerului ρ_0 și viteza de propagare a undei acustice c . În condiții standard, $Z_c = 415$ rayls [38].

Intensitatea undei acustice este definită ca fluxul de energie acustică care străbate în unitatea de timp, unitatea de suprafață normală pe direcția de propagare a undei. Ea depinde, de asemenea, de distanța r . Pentru valoarea efectivă a unei unde sonore sferice care se propagă liber, rezultă:

$$I(r) = \frac{1}{T} \int_0^T p_m(r,t) \cdot v_m(r,t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T p_m(r,t) \cdot \frac{p_m(r,t)}{\rho_0 c} dt \quad . \quad (6)$$

Folosind (4), relația (6) devine:

$$I(r) = \frac{p^2(r)}{\rho_0 c} \quad . \quad (7)$$

Rezultatul stă la baza măsurării indirecte a intensității efective a sunetului în câmp acustic liber, prin măsurarea presiunii acustice efective.

Puterea acustică efectivă a unei sonore sferice care se propagă liber, reprezintă, prin definiție, energia totală radiată de sursă în unitatea de timp pe suprafața S a sferei de rază r :

$$P(r) = \int_S I(r) dA = \frac{p^2(r)}{\rho_0 c} \cdot 4\pi \cdot r^2 \quad (8)$$

Admițînd un proces de propagare a unei unde sonore sferice cu $P = \text{constant}$ din (7) și (8) rezultă:

$$I \sim \frac{1}{r^2} \quad , \quad (9)$$

relație cunoscută sub denumirea de legea de variație a intensității acustice cu inversul pătratului distanței.

În momentul în care în câmpul acustic apar obstacole, presiunea acustică se modifică din cauza reflexiilor. Proprietățile reflectante ale unui obiect din câmpul acustic sînt caracterizate atît de dimensiunile fizice ale acestuia, cît și de gradul lui de absorbție.

În general, pentru a produce o reflexie care să interfereze efectiv cu câmpul acustic, dimensiunile obiectului reflectant în direcție perpendiculară pe direcția de propagare a unei sonore primare trebuie să fie de ordinul de mărime a lungimii de undă a unei acustice respective sau mai mare.

Se definește câmpul acustic reverberant, ca o zonă în care se realizează o densitate medie a energiei acustice uniformă, ca urmare a reflexiilor multiple. În câmpul acustic reverberant, influența sunetului primit direct de la sursa sonoră este neglijabilă, legea redată cu relația (9) nemaifiind valabilă. În condițiile câmpului reverberant, intensitatea acustică efectivă se determină cu relația [38]:

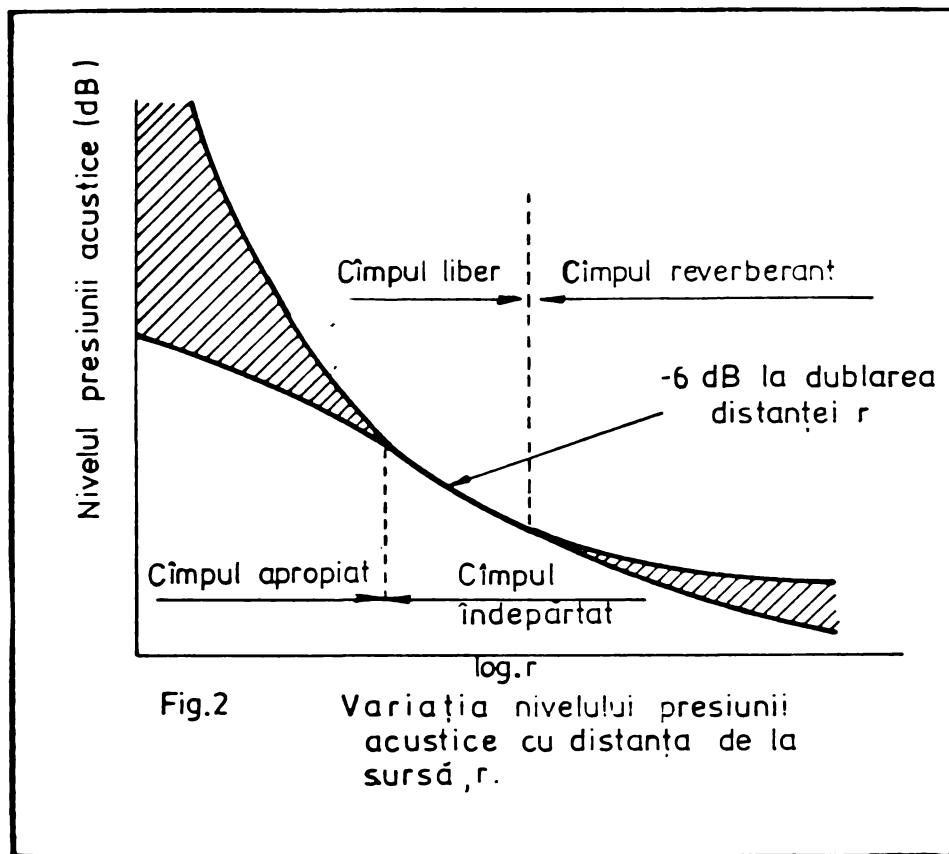
$$I(r) = \frac{p^2(r)}{4 \rho_0 c} \quad (10)$$

Valabilitatea relației (10) este restrînsă pentru condițiile de câmp acustic reverberant și pentru cazul combinării undelor progresive libere necorelate, la care frecvențele de propagare nu coincid. Deoarece în practică această ultimă cerință nu poate fi întrutotul respectată, în vederea minimizării efectului de corelație, $p(r)$ din relația (10) este mediată prin amplasarea a cel puțin șase microfoane în poziții întîmplătoare în câmpul acustic reverberant.

Câmpul liber este definit ca un câmp acustic sta-

bilit de o sursă sonoră într-un mediu omogen, izotrop și fără limite.

Figura 2 prezintă principial delimitarea câmpului acustic liber de cel reverberant, respectiv a câmpului acustic apropiat de cel îndepărtat în funcție de distanța r față de sursă. După cum se remarcă și din figura 2, legea variației intensității acustice efective cu pătratul inversului distanței, se aplică numai în câmpul acustic liber și în condițiile câmpului acustic îndepărtat. Cunoașterea acestei limitări este



foarte importantă pentru efectuarea de măsurători corecte de zgomot în încăperi.

Factorul de directivitate al unei surse acustice în direcția θ se definește ca raportul dintre intensitatea acustică la o distanță dată în această direcție și intensitatea acustică la aceeași distanță pentru cazul în care întreaga putere acustică a sursei ar fi radiată uniform, în toate direcțiile. Matematic, el se exprimă sub forma:

$$F_d = \left[\frac{I_\theta(r)}{I(r)} \right]_{r=r_1} = \left[\frac{p_\theta(r)}{p^2(r)} \right]_{r=r_1} \quad (11)$$

în care $I(r_1)$ este intensitatea medie provenită de la o sursă acustică pe o suprafață sferică de rază r_1 și centrată pe centrul sursei; $p(r_1)$ este presiunea acustică medie în valoare efectivă pe suprafața aceleiași sfere; $p_\theta(r_1)$ este presiunea acustică medie în direcția θ în raport cu sursa.

2.2. Niveluri acustice

Pentru măsurarea mărimilor acustice se aleg, în

general, scări logaritmice, argumentându-se că senzația acustică produsă este proporțională cu logaritmul intensității acustice la locul de percepție [38]. Experimentările arată că această proporționalitate este respectată foarte bine pentru gama de frecvențe de la 100 la 400 Hz și este în mod aproximativ valabilă pentru restul domeniului de audibilitate [56].

Utilizarea scării logaritmice prezintă avantajul că permite interpretări grafice mai simple și efectuarea calculelor cu numere mult mai mici.

Prin nivelul unei mărimi acustice se înțelege o mărime proporțională cu logaritmul în baza 10 a raportului dintre mărimea acustică considerată și o mărime de același fel, de referință.

Astfel, nivelul presiunii acustice al sursei cu presiunea efectivă p la o distanță dată față de sursă, se determină cu relația:

$$L = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \quad [\text{dB}] \quad (12)$$

în care $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ este presiunea acustică de referință normalizată pe plan internațional [90].

Analog, nivelul intensității acustice la o distanță dată față de sursă este prin definiție:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}, \quad [\text{dB}] \quad (13)$$

în care $I_0 = 10^{-12} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ este intensitatea acustică de referință.

Nivelul puterii acustice al unei surse de putere acustică P este dat de relația:

$$L_P = 10 \lg \frac{P}{P_0} \quad \text{dB} \quad (14)$$

în care $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$ este puterea acustică de referință [4].

În tabelul 1 se prezintă, după [38], câteva din sursele acustice tipice și nivelurile lor de putere acustică.

Tabelul 1

Surse acustice tipice și niveluri de putere acustică

Sursa acustică	Putere [W]	Nivelul de putere acustică L_p [dB]
Soaptă	10^{-7}	50
Voce (în conversație)	10^{-5}	70
Voce (strigăt de intensitate medie)	10^{-3}	90
Magnetofon	10^{-2}	100
Autocamion mare	10^{-1}	110
Ciocan pneumatic	1	120
Instrument de suflat (intensitate maximă)	10	130
Avion cvadrimotor	10^2	140
Racheta Saturn	$3 \cdot 10^6$	195

Indicele de directivitate I_d se definește ca fiind:

$$I_d = 10 \lg \frac{p_\theta^2}{p^2} \quad [\text{dB}] \quad (15)$$

Prin transformări, el poate fi exprimat în funcție de nivelurile presiunii acustice:

$$I_d = 10 \lg \left[\frac{(p_\theta/p_0)^2}{(p/p_0)^2} \right]_{r=r_1} = 20 \lg \frac{p_\theta}{p_0} - 20 \lg \frac{p}{p_0} ,$$

sau ,

$$I_d = L_\theta - L \quad , \quad (16)$$

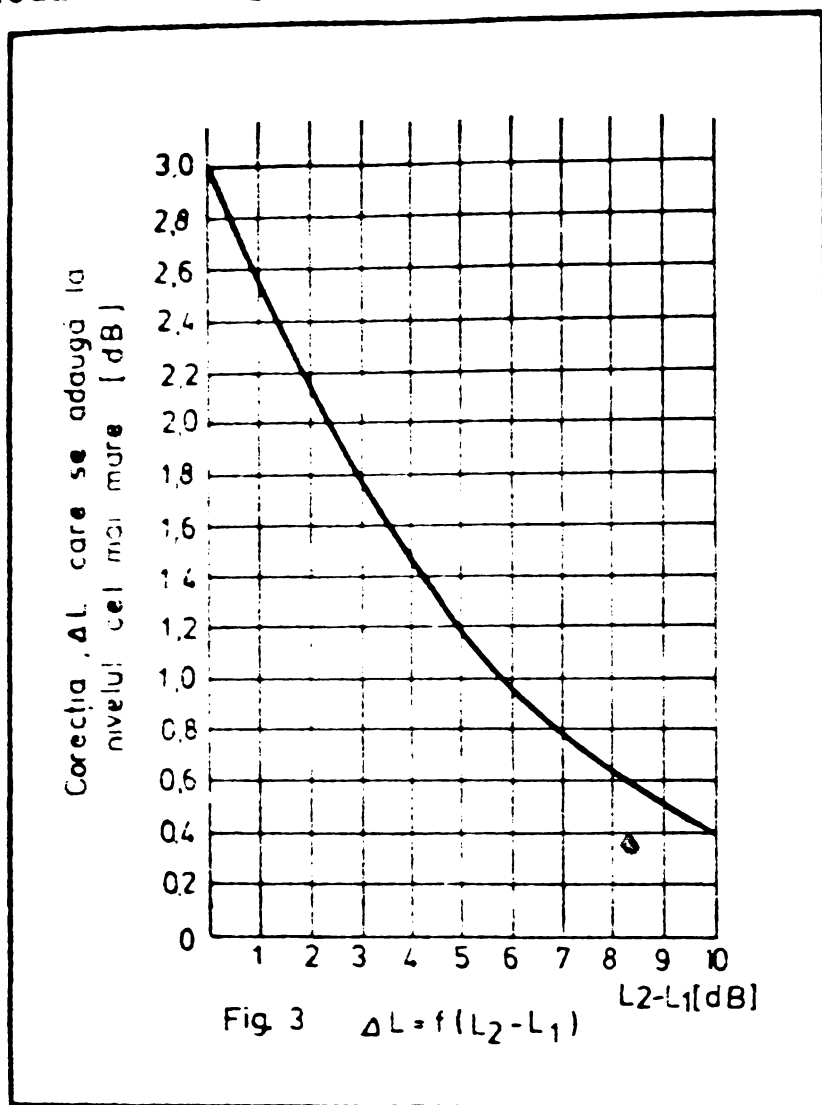
în care cu L_θ s-a notat nivelul presiunii acustice în direcția θ față de centrul sursei, iar cu L nivelul mediu al presiunii acustice, ambele fiind stabilite pe sfera de rază r_1 .

Relația de calcul a nivelului rezultat a două surse acustice care prezintă într-un punct din câmpul lor acustic nivelurile de presiune acustică L_1 , respectiv L_2 , cu $L_2 \gg L_1$, este:

$$L_2 = L_1 + \Delta L \quad , \quad [\text{dB}] \quad (17)$$

în care ΔL ca funcție de $L_2 - L_1$, se poate stabili din diagrama

redată în figura 3 [10].



2.3. Aparatură pentru măsurarea și analiza zgomotului

2.3.1. Echipamentul acustic de bază

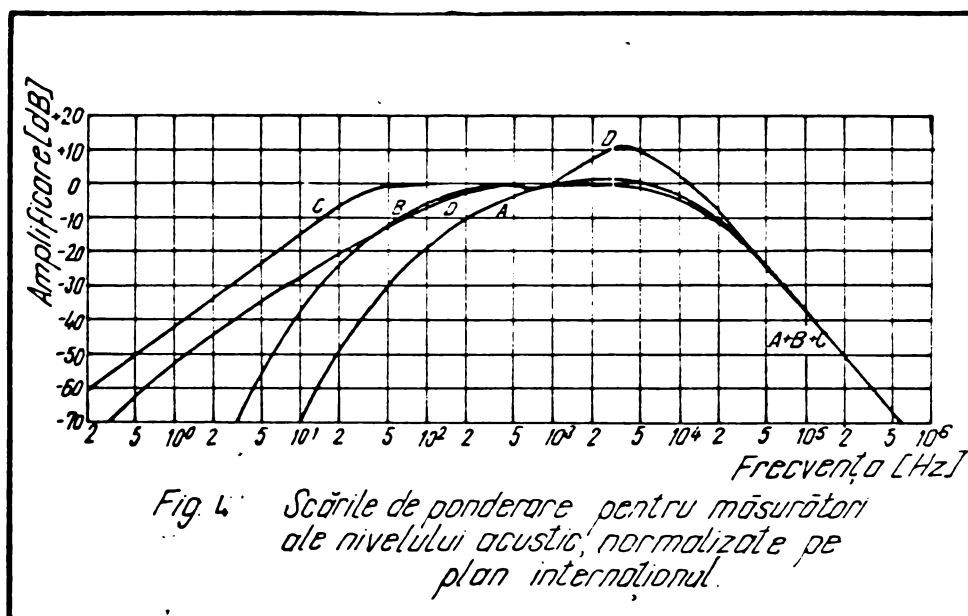
Echipamentul acustic de bază pentru studiul zgomotului cuprinde microfonul, amplificatorul de măsură (care poate conține filtre de ponderare și care poate fi conectat la filtre externe), analizorul de frecvență și înregistratorul. În cazul măsurărilor acustice globale, fără analiză în frecvență, întregul echipament se

poate limita numai la sonometru, care cuprinde primele trei elemente din echipamentul acustic de bază.

Sonometrul este un aparat portabil care servește la măsurarea nivelului de presiune acustică, exprimat în decibeli. Caracteristicile tehnice, etalonarea și verificarea sonometrului sînt stabilite în publicația CEI 124. În aceeași publicație, sînt date și curbele de răspuns ale sonometrelor, numite și curbe de corecție sau de ponderare. În figura 4 sînt redată curbele A, B, C și D care reprezintă patru moduri diferite de ponderare în frecvență a semnalului de la intrarea sonometrului. Pentru mașinile electrice se indică curba de ponderare A [90,93], a cărei aplicare se justifică prin faptul că urechea percepe intensitatea acustică funcție de frecvență, aproximativ cu aceeași ponderare ca și cea redată în figura 4 de curba A.

În raport cu nivelul fizic, neatenuat, al zgomotului, ponderarea A introduce corecții care în cazul lățimilor de bandă de frecvență de 1/3 octavă, au valorile redată în tabelul 2. Tot în tabelul 2 apar și corecțiile pentru lățimile de bandă

de frecvență de 1/1 octavă, în dreptul frecvențelor notate cu asterisc.



Tabelul 2

Valorile corecției pentru calcularea nivelurilor ponderate A în banda de 1/3 octavă

Frecvența centrală a benzii de 1/3 octavă	[dB(A)]	Frecvența centrală a benzii de 1/3 octavă	[dB(A)]
* 100	-19,1	* 800	-0,8
125	-16,1	1000	0
160	-13,4	1250	+0,6
* 200	-10,9	* 1600	+1
250	- 8,6	2000	+1,2
315	- 6,6	2500	+1,3
* 400	- 4,8	* 3150	+1,2
500	- 3,2	4000	+1
630	- 1,9	5000	+0,5

Se pot exprima ponderat A atât nivelurile presiunii acustice, cât și cele ale puterii acustice. Cu majoritatea sonometrelor se poate determina nivelul presiunii acustice ponderat A, utilizându-se filtrul intern de ponderare A, nivelul puterii acustice fiind determinat prin calcul sau comparație, așa cum se va arăta la punctul 3.3.

La aparatele de precizie este prevăzută și posibilitatea efectuării de măsurători pur fizice, fără atenuare, în intervalul de frecvență de la 20 la 40000 Hz, ceea ce co-

respunde unei curbe de răspuns liniare în acest interval.

Etalonarea sonometrului se execută electric, iar verificarea etalonării, cu dispozitive de taraj acustic numite pistofoane.

Elementul principal atât al sonometrului, cât și al analizorului, care determină calitatea întregului ansamblu, este microfonul.

Microfonul este elementul care asigură traducerea energiei acustice în energie electrică. Caracteristicile tehnice ale microfoanelor, destinate măsurătorilor acustice, sînt cuprinse în publicația CEI 123.

De menționat că microfoanele pentru sonometre trebuie să fie nedirecționale și trebuie să acopere domeniul de frecvență cuprins între 31,5 și 8000 Hz. Dintre tipurile de microfoane existente - cu cristal, electrodinamic și de tip condensator - este preferat ultimul tip pentru liniaritatea caracteristicii sale de frecvență pînă la 10000 Hz și buna sa stabilitate cu temperatura și umiditatea, precum și pentru influența practic nulă asupra sa a cîmpurilor magnetice de dispersie.

După modul în care răspund la semnalele acustice, în funcție de unghiul de incidență al acestora, se disting două tipuri de microfoane, de incidență normală sau de cîmp acustic liber și de incidență aleatoare. Microfoanele de incidență normală au răspunsul în frecvență optim pentru undele acustice normale, care sosesc direct de la sursă în cazul cîmpului acustic liber, iar cele de incidență aleatoare se pretează la măsurători în cîmpuri acustice reverberante.

Analizoarele de frecvență indică distribuția spectrului de amplitudine a zgomotului funcție de frecvență.

Alegerea tipului de analizor este determinată de cantitatea de informații necesară: cu cît se cer mai multe informații, cu atît aparatul trebuie să fie mai selectiv.

Analizorul în bandă îngustă este utilizabil pentru orice analiză în frecvență și pentru stabilirea distorsiunilor semnalului acustic. El este un voltmetru electronic de curent alternativ al cărui amplificator de medie frecvență are un filtru de înaltă selectivitate, cu cristal de cuarț. Prin

utilizarea heterodinării, se poate varia frecvența semnalului, păstrându-se un singur filtru de frecvență fixă. Acest tip de analizor funcționează pentru o gamă largă a tensiunilor de intrare, de la $3 \cdot 10^{-6}$ la 300 V. Pentru cuplarea cu sonometrul, este prevăzut cu o scară gradată în dB. Banda constantă la analizoarele mai noi, poate fi reglată în trepte, de la 3,16 la 1000 Hz [10].

Analizorul în procent de bandă constantă care mai este denumit și spectrometru de frecvență este un aparat universal pentru măsurători și analize acustice și se compune dintr-un amplificator de intrare, un sistem de filtre de trecere, un sistem de filtre de ponderare A, B, C și un amplificator de ieșire care comandă un instrument de măsurat sau un înregistrator. Spectrometrele sînt prevăzute cu filtre a căror lățime de bandă este de 1/3 sau 1/1 octavă. Aceste filtre se pot comuta fie manual, fie automat.

Analizorul în timp real asigură intrarea simultană a semnalului acustic la setul de filtre, vizualizînd spectrul de frecvențe la un anumit moment. Unele tipuri de analizoare în timp real utilizează transformarea numerică a semnalului de intrare pentru calcularea transformatei Fourier corespunzătoare. Rezultatul este un spectru de frecvență obținut prin transformarea Fourier rapidă (TFR). Lățimile de bandă de analiză includ analiza în 400 sau 800 de puncte din domeniul de frecvență, în anumite variante constructive și în 1/1 sau 1/3 octavă.

Analizoarele TFR au, de regulă, caracteristici suplimentare, care includ stocarea și compararea a două sau mai multe spectre și calcularea funcțiilor de transfer.

Inregistratorul asigură păstrarea spectrogramelor în vederea analizei lor ulterioare. Un tip obișnuit de înregistrator trasează spectrograma obținută pe hîrtie de dimensiuni standard, etalonată în herzi.

Magnetofonul permite păstrarea zgomotului în vederea unei analize ulterioare pentru redarea unor semnale acustice tranzitorii sau intermitente sau pentru comparația cu un zgomot de referință. Pentru analize de mare precizie, magnetofonul trebuie să fie un instrument de calitate care să aibă o caracteristică în frecvență cît mai constantă, zgomot de fond redus, distorsiuni neliniare mici și viteză constantă.

Pistofonul, utilizat pentru etalonarea acustică, este un oscilator de undă sinusoidală, cu conținut de armonici sub 5%, cu o tensiune de ieșire de 2 V la 400 Hz și impedanța de ieșire de 600Ω [10]. Acest aparat verifică sensibilitatea sonometrului împreună cu microfonul. Nivelul său acustic este suficient de mare pentru ca citirile să nu fie afectate de zgomotul de fond.

2.3.2. Caracteristicile aparatelor acustice

Aparatele folosite pentru măsurarea și analiza zgomotului se definesc prin următoarele caracteristici specifice:

- răspunsul în frecvență;
- domeniul dinamic;
- factorul de vîrf admis pentru semnalul de intrare;
- timpul de răspuns.

Răspunsul în frecvență definește domeniul de frecvență în care sistemul de măsură reproduce corect, în cadrul unor limite acceptabile, amplitudinile relative ale mărimilor care se măsoară. Limite tipice, spre exemplu, sînt de ± 2 dB pentru microfoane și de ± 1 dB sau ± 3 dB pentru înregistratoare.

Domeniul dinamic cuprinde gama de amplitudini între nivelul maxim de intrare și nivelul propriu de zgomot al instrumentului. Domeniul dinamic este dependent de tipul aplicației, în general el trebuie să fie cel puțin de 10 dB, în unele aplicații fiind suficient un nivel de 20-30 dB, în timp ce pentru variații mari în amplitudine este necesar un domeniu de 50-60 dB. Un domeniu dinamic de 60-80 dB este tipic pentru majoritatea sonometrelor, analizoarelor de frecvență și înregistratoarelor.

Factorul de vîrf al unui semnal de intrare reprezintă raportul dintre valoarea lui de vîrf și valoarea efectivă. În practică, factorul de vîrf poate varia de la valori de 3-4 pentru semnale acustice obișnuite la 40 pentru cazul impulsurilor acustice. Sistemul de măsură trebuie să fie capabil să se acomodeze la astfel de factori de vîrf, fără supraîncărcare.

Timpul de răspuns este timpul în care instrumentul indică mărimea semnalului de intrare pe scara de măsură. Timpul de răspuns al microfoanelor, circuitelor electronice și magnetofonelor este adecvat pentru majoritatea semnalelor acustice,

limitarea datorându-se, de regulă, sistemelor de ieșire ca, indicatoare și înregistratoare grafice de nivel.

2.3.3. Analiza în frecvență

Prin analiza în frecvență, semnalul de tensiune, care este proporțional cu presiunea acustică medie pătratică, este trecut printr-o serie de benzi de frecvență adiacente. Se obține astfel spectrul de frecvență care reprezintă dependența dintre nivelul acustic, spre exemplu, nivelul presiunii acustice și frecvență.

Analiza în frecvență are următoarele scopuri:

- să identifice sursele principale de zgomot;
- să permită alegerea metodelor optime, materialelor și structurilor pentru controlul zgomotului;
- să determine încadrarea nivelurilor obținute în cele indicate prin norme.

O analiză în frecvență se poate efectua în următoarele moduri, subdivizate, la rândul lor, în două categorii:

- după lățimea de bandă:
 - . în procent constant al frecvenței centrale sau cu lățimea de bandă constantă;
- după încadrarea în timp:
 - . secvențială sau în timp real.

La un filtru real, se definesc frecvența inferioară f_i , respectiv cea superioară f_s , ca frecvențe la care se produce o atenuare a semnalului, care trece prin filtru cu 3 dB

Analiza în procent de bandă constantă este cea mai răspândită, frecvența centrală a filtrului fiind media geometrică între f_i și f_s :

$$f_c = \sqrt{f_i \cdot f_s} \quad [\text{Hz}] \quad (18)$$

Cele mai utilizate analize în procent de bandă constantă sînt în benzi de 1/1, respectiv 1/3 octavă, frecvențele centrale ale acestora fiind prezentate în tabelul 3.

Relațiile de legătură între frecvențele centrale succesive pentru benzile de 1/1 și respectiv de 1/3 octavă corespund șirurilor definite prin relațiile:

$$f_{c(i+1)} = 2f_{c(i)} \quad (19)$$

respectiv ,

$$f_{o(i+1)} = 2^{1/3}f_{c(i)} .$$

Tabelul 3

Frecvențe centrale în benzi de 1/1 și 1/3 octavă

Bandă de octavă	Bandă de 1/3 octavă	Bandă de octavă	Bandă de 1/3 octavă
	25		800
31,5	31,5	1000	1000
	40		1250
	50		1600
63	63	2000	2000
	80		2500
	100		3150
125	125	4000	4000
	160		5000
	200		6300
240	250	8000	8000
	315		10000
	400		12500
500	500	16000	16000
	630		20000

La stabilirea nivelului acustic al mașinilor electrice în vederea încadrării lor în norme, se admite analiza zgomotului în ambele lățimi de bandă de frecvență amintite [89].

Analiza în lățime de bandă constantă și în lățime de bandă îngustă, servește la precizarea frecvenței unor componente din spectrul de zgomot, spre exemplu tonurile de sirenă ale ventilatorului mașinii electrice, în cadrul cercetării provenienței diferitelor componente.

Analiza secvențială în frecvență asigură parcurgerea domeniului de frecvență în ordine, de la frecvența minimă de analiză spre cea maximă sau invers.

Analiza în frecvență în timp real asigură prezentarea practic fără întârziere a spectrului de frecvență calculat de analizor. Analizoarele în timp real au, de regulă, și capaci-

tatea de memorare a spectrului în frecvență, prin rechemare din memorie, efectuându-se comparația între spectre instanțane din diferite momente.

La analiza în frecvență trebuie să se țină seama de mărimea timpului de mediere. În relația de calcul a presiunii acustice efective a zgomotului (4), T reprezintă timpul de mediere utilizat fizic pentru stabilirea acesteia, putând apărea erori importante dacă se utilizează un T prea mic.

Deoarece fluctuațiile în valoarea efectivă a presiunii mai depind și de lățimea de bandă a măsurătorii Δf , o valoare limită a acestor fluctuații, ξ_f , este dată de următoarea relație [10]:

$$\xi_f = \frac{1}{2\sqrt{\Delta f \cdot T}} \quad (20)$$

în care Δf este lățimea de bandă de analiză în frecvență, în Hz, iar T timpul de mediere, în secunde.

Rezultă că pentru obținerea unei acurateți corespunzătoare la măsurarea și analiza zgomotului este necesar să se mărească timpul de mediere când lățimea de bandă scade. Aceasta este una din regulile de bază ale analizei în frecvență de care trebuie să se țină seama la înregistrarea spectrelor de zgomot.

3. MASURAREA SI INVESTIGAREA ZGOMOTULUI MASI- NILOR ELECTRICE

3.1. Probleme generale

Utilizarea mașinilor electrice în condițiile tehnicii actuale, este asociată cu necesitatea și obligativitatea măsurătorilor de zgomot. Măsurătorile se întreprind atât în scopul cercetării cauzelor producerii zgomotului, cât și a stabilirii nivelului de zgomot, care reprezintă un parametru sintetic de calitate în scopul de a verifica dacă acesta se încadrează în restricțiile impuse de standarde.

Conform [90], mărimile ce caracterizează zgomotul mașinilor electrice sînt fie presiunea acustică la distanța de 1 m, fie puterea acustică, ambele mărimi fiind prezentate în două tabele de valori limită admisibile.

Tendențele care se manifestă în momentul de față pe plan mondial în acest domeniu, sînt conturate în [94,95,98] și prevăd stabilirea puterii acustice ca parametru de comparație pentru zgomotul produs de mașinile electrice, în paralel cu reducerea nivelurilor prevăzute în recomandările internaționale mai vechi [93].

O comparație a nivelurilor presiunii acustice la distanța de 1 m impuse prin norme sau promovate de diferite firme este redată în tabelul 4 pentru cazul mașinilor electrice te-
trapolare cu grad de protecție IP-44.

Se evidențiază din acest tabel tendința firmelor străine de a realiza și impune prin cataloagele proprii niveluri acustice mai reduse decît recomandarea internațională, sau norma națională corespunzătoare, în scopul promovării nivelului admisibil de zgomot al mașinilor electrice ca un parametru de bază al acestora.

Proiectele de revizuire a standardelor românești din domeniu [99,100] se bazează pe tendința mondială de îmbunătățire a metodelor de măsură și de adoptarea drept mărimi de comparație a nivelurilor puterii acustice.

Nivelurile de putere acustică mai reduse decît în standardul actual, țin seama de progresul tehnic realizat în ul-

Tabelul 4

Comparația nivelurilor presiunii acustice admisibile la distanța de 1 m, în dB(A), indicate în recomandări internaționale și standarde naționale (pentru $1320 < n \leq 1900$ rot/min). Mașini cu gradul de protecție IP-44

Puteri	kW	1	2*)	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P ≤ 1,1	71	71	71	71	63-66	68	71	71	38-49	-	-	47-56	49-57	50-54
1,1 < P ≤ 2,2	73	73	73	73	68	68-72	73	73	48-52	-	-	54-56	57-58	54
2,2 < P ≤ 5,5	77	77	77	77	74	72-78	77	77	52-60	-	-	60-64	58-63	54
5,5 < P ≤ 11	81	81	81	81	76	78	81	81	61-64	-	63	63-69	63-70	64-67
11 < P ≤ 22	85	85	84	85	84	78-85	85	83	64-66	62	63-65	68-73	70	67-71
22 < P ≤ 37	86	86	86	86	84	85	86	85	67-69	63-65	67-70	77-79	-	71-75
37 < P ≤ 55	88	88	88	88	85	85-90	88	88	69-70	65-66	70-71	77	-	80
55 < P ≤ 110	92	92	91	92	85	90	92	90	72-74	68-70	73-76	-	-	-
110 < P ≤ 220	94	94	94	94	94	90-93	94	92	74-77	70-73	76	-	-	-
220 < P ≤ 400	96	96	95	96	96	93	96	94	77-82	73-77	-	-	-	-

1. CEI 34-9 din 1972

2. CEI 34-9 Propunere de revizuire din 1979

3. STAS 8274-74

4. CCST 19523-74 (pentru seria A 4)

5. VDE 0530 Teil 1-1972

6. NF C 51-119/1979

7. BS 4999 Part. 51/1973

8. Catalog SIEMENS 1978

9. Catalog SIEMENS 1978 (motoare cu zgomot redus)

10. Catalog GEM-1979 (motoare cu randament ridicat)

11. Catalog ALEC-Franța. Motoare AK-1974

12. Catalog Jeumont-Schneider

13. Catalog GEC-Anglia pentru motoare ALPAK

*) Pentru comparare cu celelalte nivele se scad 2,5 dB(A) din valorile acestei coloane

timii ani și vor contribui la creșterea competitivității MEATPm românești la export.

3.2. Măsurarea presiunii acustice

Măsurarea presiunii acustice se execută, de regulă, cu sonometrul echipat cu microfon, pe scara de ponderare A în nouă puncte de măsură de bază amplasate pe laturile unui paralelipiped de măsură, la distanța de 1 m față de MEATPm, figura 5 [96,99].

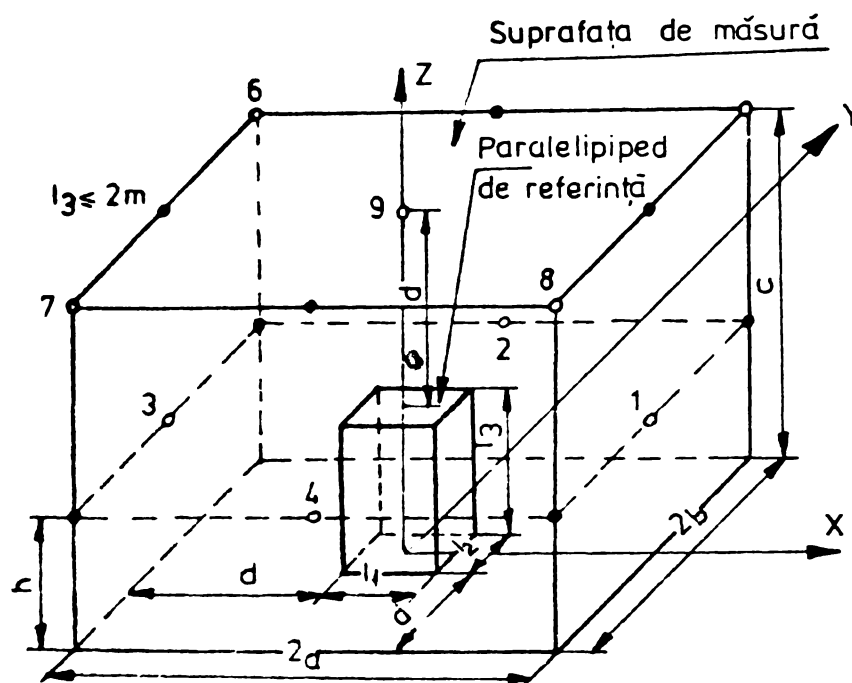


Fig 5 Punctele de măsurare ale nivelului presiunii acustice

- puncte de măsură de bază
- puncte de măsură suplimentare

În figura 5, în afara pozițiilor de măsură de bază ale microfonului sînt reprezentate și pozițiile de măsură suplimentare în care se execută măsurători dacă mașina electrică prezintă un zgomot cu caracter pronunțat direcțional sau dacă diferența dintre nivelul de presiune acustică maxim și minim dintre cele nouă puncte de măsură depășește valoarea de 9 dB [96,99]. Semnificația principalelor dimensiuni din figura 5, este: $a = 0,5 l_1 + d$; $b = 0,5 l_2 + d$; $c = l_3 + d$, h -înălțimea arborelui mașinii, întotdeauna mai mare de 0,15 m [96,99]. Paralelipipedul de referință din figura 5, cu dimensiunile l_1 , l_2 , l_3 , este definit ca cel mai mic paralelipiped ce încadrează MEATPm care trebuie măsurat.

Pe baza determinărilor din toate punctele de măsu-

ră se calculează valoarea medie a nivelului presiunii acustice ponderate A:

$$L_A = 10 \lg \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{Ai}} \right] \quad [\text{dB(A)}] \quad (21)$$

valoare care se compară cu cea maxim admisibilă impusă prin standard. Cu L_{Ai} s-a notat nivelul presiunii acustice ponderat A în punctul de măsură i.

Precizia măsurării presiunii acustice depinde de condițiile asigurate de mediul de măsură. Cele mai precise măsurători se obțin în câmpul acustic liber realizat în camerele anecoide (fără ecou), sau semianecoide. Măsurători precise se pot realiza și în condițiile câmpului reverberant. În condițiile industriale în care câmpul acustic este de tip semireverberant se pot executa măsurători dacă nivelul zgomotului de fond este cu cel puțin 3-6 dB mai redus decât nivelul propriu al mașinii electrice și dacă încăperea în care este amplasată mașina este suficient de mare.

În mediul industrial, precizia măsurătorilor este scăzută și are caracter informativ ca urmare a nivelului important al zgomotului de fond, cu componente spectrale insuficient cunoscute.

În paragraful 3.4 se prezintă camera semianecoidă de la ICPE, care permite executarea de măsurători precise ale nivelului presiunii acustice pentru $MAATP_m$ în condiții de câmp acustic liber.

3.3. Relațiile de stabilire a puterii acustice în diferite medii de măsurare

Utilizarea puterii acustice în locul presiunii acustice ca parametru sintetic al nivelului de zgomot are la bază următoarele argumente [75,78]:

- puterea acustică împreună cu indicele de direcțivitate al sursei caracterizează complet mașina electrică primită ca sursă de zgomot;

- puterea acustică este constantă pentru o mașină dată, în timp ce presiunea acustică variază cu distanța de măsurare;

- puterea acustică direct legată de energia acustică radiată, ține mai bine seama de gradul de poluare acustică a mediului.

Nivelul puterii acustice în condițiile câmpului acustic liber se stabilește cu relația:

$$L_p = (L - K) + 10 \lg \frac{S}{S_0}, \quad [\text{dB}] \quad (22)$$

în care valoarea medie a presiunii acustice L se calculează cu o relație analogă cu relația (21), K este un termen de corecție ce ține seama de influența mediului de măsurare, S este aria suprafeței de măsură, $S = 4(ab + bc + ca)$ în cazul paralelipipedului de măsură din figura 5, iar $S_0 = 1 \text{ m}^2$ este aria suprafeței de referință.

Precizarea lui K se face prin determinarea diferenței dintre nivelul puterii acustice pentru sursa de referință în locul de măsurare ales L_{p1} și nivelul puterii acustice de referință al aceleiași surse L_{pr} , indicat în fișa sa de etalonare:

$$K = L_{p1} - L_{pr}, \quad [\text{dB}] \quad (23)$$

La valori ale lui $K \leq 2$, condițiile de mediu asigură precizia corespunzătoare metodei de laborator, incertitudinile în determinarea puterii acustice fiind sub 1,5 dB [96].

În cazul în care nu se dispune de o sursă de putere de referință, corecția de mediu K se obține cu relația:

$$K = 10 \lg \left(1 + \frac{4}{A/S} \right), \quad [\text{dB}] \quad (24)$$

în care aria suprafeței de absorbție echivalentă A a încăperii în care se execută încercarea se determină din durata sa de reverberație, iar S este aria suprafeței de măsură.

Nivelul puterii acustice ponderat A , în dB(A), se calculează cu următoarea relație:

$$L_{pA} = 10 \lg \left[\sum_{j=1}^{j_{\max}} 10^{0,1(L_{pj} + C_j)} \right] [\text{dB(A)}] \quad (25)$$

în care L_{pj} este nivelul puterii acustice în banda de frecvență j , cu lățimea de 1/1 sau 1/3 octavă. Corecțiile C_j pentru

1/1 octavă și 1/3 octavă sînt indicate în tabelul 2.

În câmpul acustic reverberant, nivelul puterii acustice se determină pe baza cunoașterii timpului de reverberație T și a volumului V al încăperii de încercare aplicînd relația (26) [10]:

$$L_p = L - 10 \lg \frac{T}{T_0} + 10 \lg \frac{V}{V_0} - 13 \quad , \quad [\text{dB}] \quad (26)$$

în care mai apar $T_0 = 1 \text{ sec.}$, timpul de reverberație de referință, $V_0 = 1 \text{ m}^3$, volumul de referință, 13 dB fiind un termen de corecție ce ține seama de proprietățile câmpului acustic reverberant.

În câmpul acustic semireverberant, la calcularea puterii acustice se folosește o sursă de zgomot de putere acustică cunoscută L_{Pr} , realizîndu-se o comparație între puterea acustică a sursei de referință cu a mașinii electrice investigate.

Pe baza determinării nivelului presiunii acustice medii a mașinii electrice de încercat L și a nivelului presiunii acustice medii a sursei de referință L_r , rezultă nivelul puterii acustice a sursei acustice investigate în câmpul semireverberant:

$$L_p = L_{Pr} + L - L_r \quad \text{dB} \quad (27)$$

Măsurătorile de zgomot executate în condițiile câmpului semireverberant dau informații restrînse despre indicele de directivitate al mașinii electrice considerată ca sursă acustică, în sensul că rezultatele obținute au un grad redus de credibilitate.

3.4. Caracteristicile camerei semianecoide de la I C P E

Camerele anecoide sau semianecoide reprezintă amenajări speciale și costisitoare necesare pentru realizarea câmpului acustic liber. Mașinile electrice funcționînd în aceste condiții radiază liber unde acustice progresive. Camerele semianecoide, indicate în mod special la determinarea nivelului de zgomot al mașinilor electrice [93,96], diferă de camerele anecoide prin aceea că una din suprafețele interioare, podeaua, este reflectantă.

Pentru obținerea câmpului acustic liber, pereții și tavanul camerei semianecoide sînt tratate acustic în mod adecvat. Tratarea acustică trebuie combinată cu o izolare acustică a incintei în vederea realizării unui nivel al zgomotului de fond cît mai redus.

Volumul minim necesar al camerei semianecoide V_{\min} , se stabilește funcție de lungimea de undă a celei mai mici benzi de frecvență ce trebuie măsurată λ_0 , fiind, de asemenea, funcție de volumul maxim al mașinii electrice de încercat.

În vederea unor măsurători de calitate în camerele semianecoide, trebuie respectate următoarele condiții [10]:

$$V_{\min} \geq 3 \lambda_0^2 \quad (28)$$

și

$$V_{\min} \geq 5000 V_{MEATPm} \text{ (maxim)} \quad (29)$$

La ICPE, concretizînd indicațiile de mai sus, un colectiv din care a făcut parte și autorul, a construit, prin autototare, o cameră semianecoidă care servește, în principal, la stabilirea cu acuratețe a nivelului de zgomot al MEATPm și care are următoarele caracteristici și posibilități:

- dimensiuni principale: 4,5 x 7 x 3,2 m
- nivelul zgomotului de fond: sub 20 dB(A)
- domeniul analizei în frecvență: între 100 și 16000 Hz
- alimentare electrică trifazată și alternativă la o tensiune cuprinsă între 50-500 V și o putere de pînă la 50 kW și alimentare electrică în curent continuu la o tensiune cuprinsă între 40-300 V și de putere maximă de 20 kW.

Poddeaua acestei camere semianecoide este izolată de vibrațiile structurale care se pot transmite din afară prin două straturi de plută, în grosime totală de 0,8 m.

Izolarea interioară pornește de la pereții încăperii de bază și se compune dintr-un strat fonoabsorbant de plăci de vată de sticlă fixate pe un schelet de lemn interior, plăci de PFL perforat, pene prismatice din poliuretan expandat cu lungimi de 0,8 m, astfel așezate încît să asigure o suprafață mare de absorbție acustică și multiple reflexii ale zgomotului.

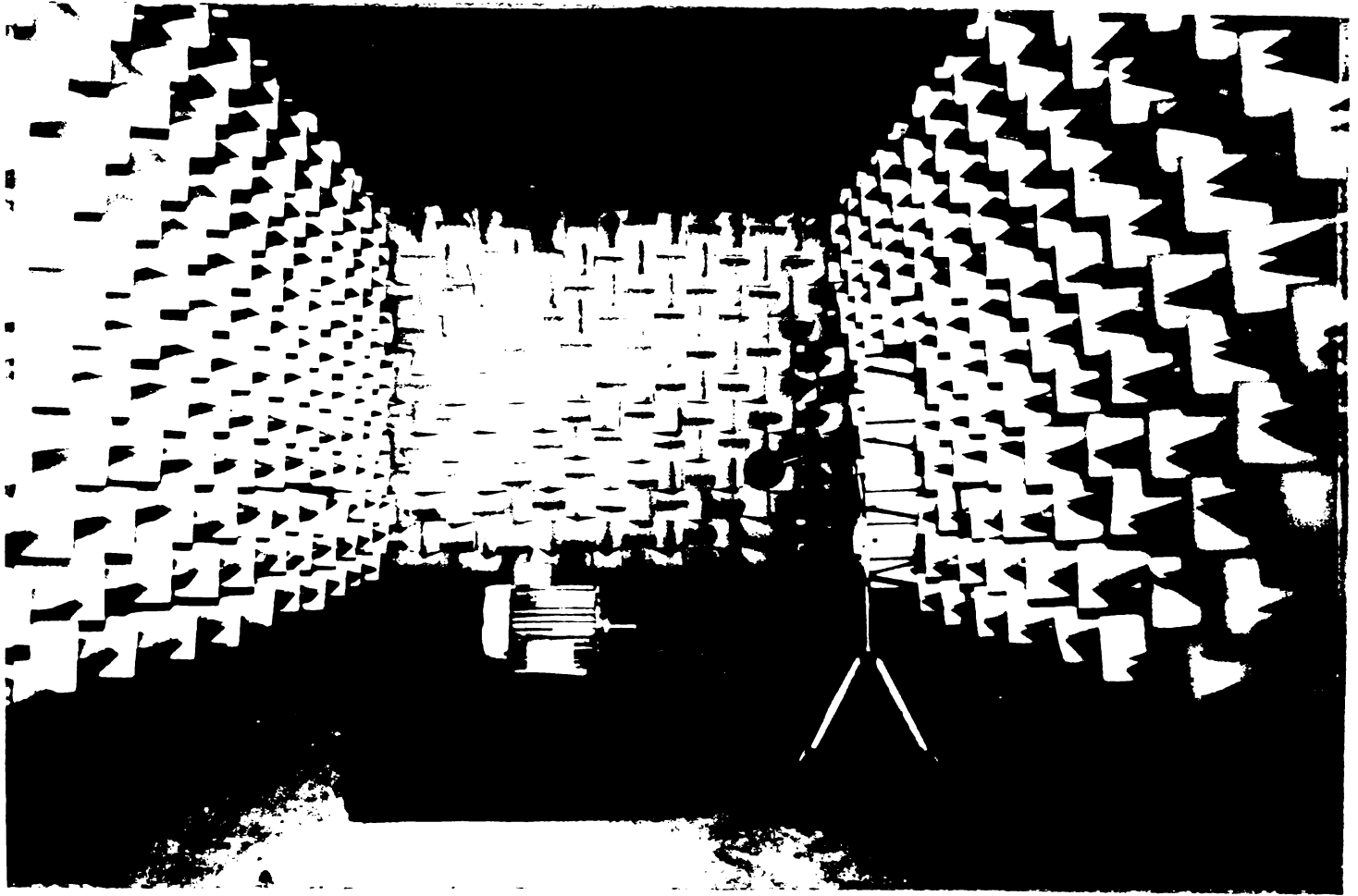


Fig.6.- Vedere interioară a camerei semianecoide de la ICPE

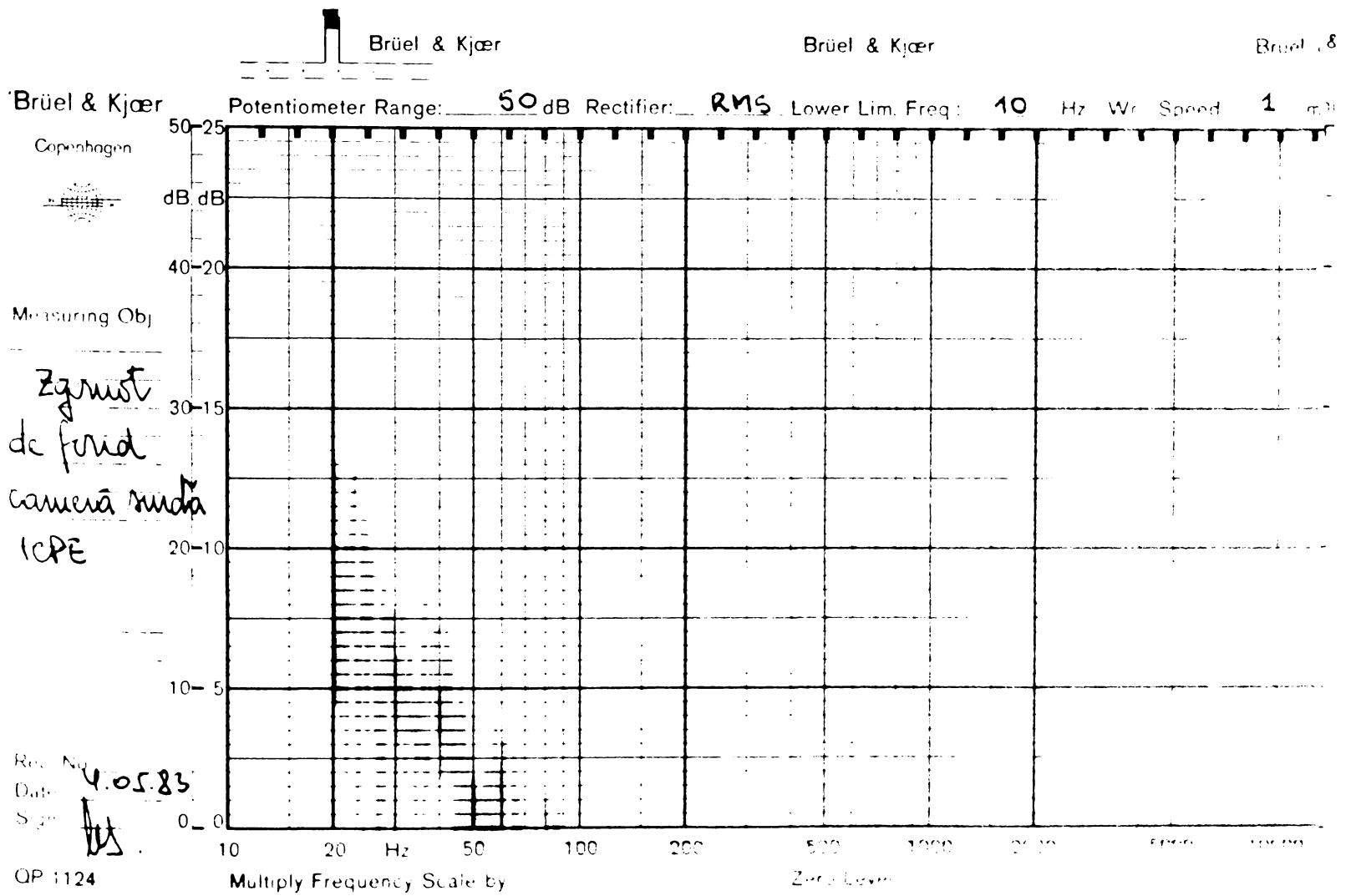


Fig.7.- Analiza spectrală a zgomotului de fond în camera semi-anecoică de la ICPE

Fotografia din figura 6 redă interiorul camerei semianecoide de la ICPE, putînd fi observat și modul de așezare a prismelor interioare din poliuretan expandat.

Analiza spectrală a zgomotului de fond prezentată în figura 7, certifică posibilitatea utilizării respectivei camere semianecoide pentru analize spectrale, în domeniul de frecvențe de peste 100 Hz.

Traductoarele de zgomot și vibrații din camera semianecoidă sînt cuplate electric prin cordonane ecranate cu aparatele de măsură și analiză, care se află într-o încăpere alăturată.

Camera semianecoidă a servit la omologarea seriilor modernizate de MEATPm de la IEPS în anul 1976 și de la IMEP în anul 1977, fiind în continuare utilizată la verificări ale nivelului de zgomot al MEATPm, precum și a altor produse electrotehnice.

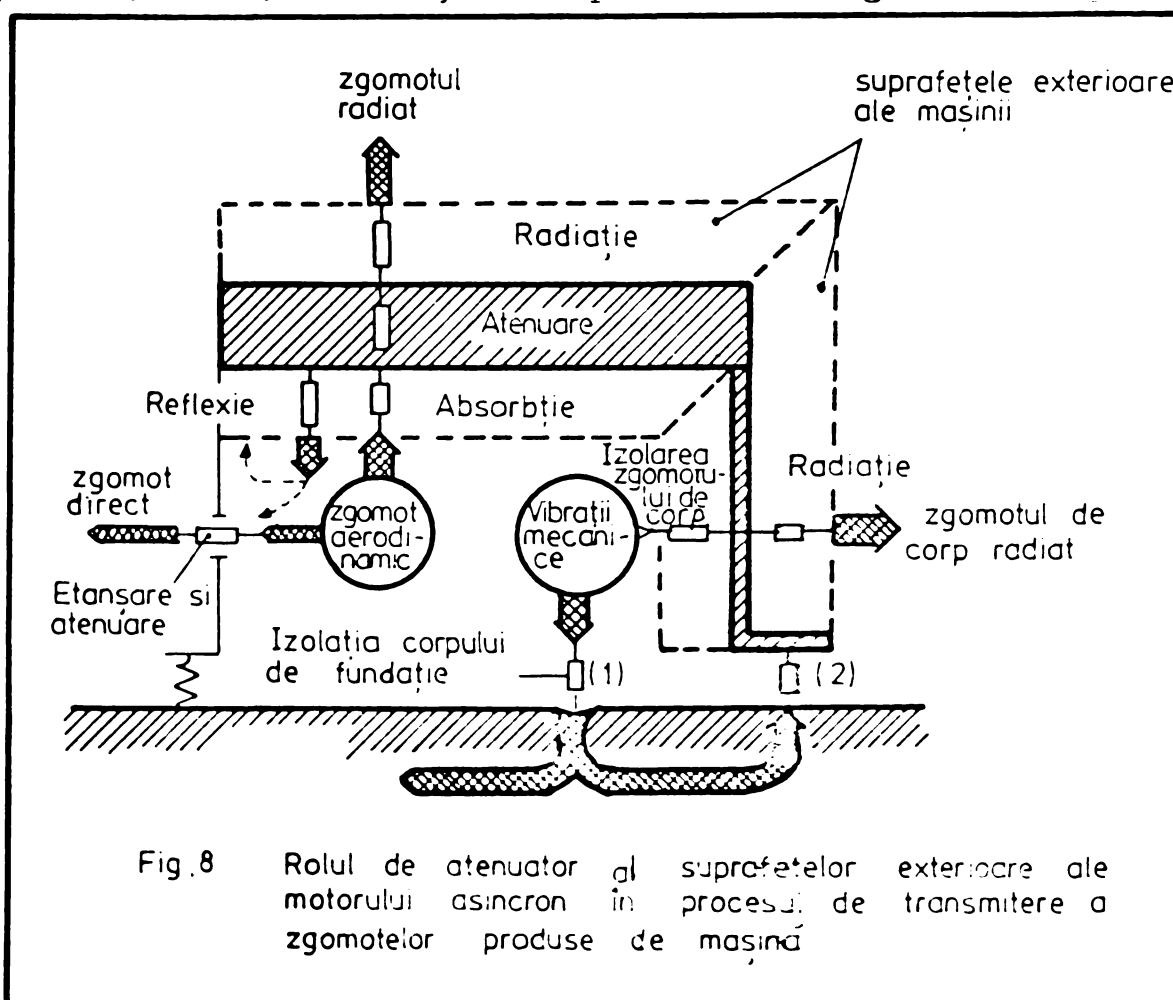
4. COMPONENTELE ZGOMOTULUI GLOBAL AL MEATPm

4.1. Probleme generale

Zgomotul global al MEATPm se poate considera că este format prin acțiunea simultană a următoarelor componente:

- componenta de ventilație, numită și aerodinamică datorită aerului de răcire introdus de ventilator, care se transmite atât direct prin aer, cât și prin structura mecanică a mașinii fiind apoi radiată de la suprafața ei, componenta respectivă stînd la baza zgomotului de ventilație;

- componenta electromagnetică, numită și magnetică datorită forțelor magnetice maxwelliene existente în întrefierul mașinii electrice, care pe baza legii reacției acționează atât asupra statorului, cât și rotorului, excitîndu-le la oscilații elastice; radiația acustică a acestor vibrații transmise suprafeței mașinii și fundației reprezentînd zgomotul magnetic;



- componenta mecanică, datorită neregularităților constructive ale rulmenților, dezechilibrului rotorului, vibrațiilor produse la frecarea perilor pe inelele de contact (în

cazul MEATPm cu inele colectoare), constituind prin radiația acustică de la suprafața mașinii și de la fundație, zgomotul mecanic.

Structura mecanică a mașinii reprezintă un atenuator acustic în calea de transmitere a componentelor de zgomot ale MEATPm, acest lucru putându-se urmări și cu ajutorul figurii 8. Astfel, componenta de ventilație suferă o etanșare și o atenuare pe calea de transmitere, fiind însă singura componentă transmisă și ca zgomot direct. O altă parte a zgomotului aerodinamic este atenuată prin carcasa mașinii și apare la suprafața acesteia ca zgomot radiat. Componentele mecanică și magnetică se manifestă sub formă de vibrații în locurile lor de generare din mașină și suferă și ele atenuări pe căile de transmitere. Vibrațiile ajunse la suprafața mașinii se propagă prin aer și se percep în domeniul frecvențelor audibile sub formă de zgomot de corp radiat, iar vibrațiile transmise fundației dau naștere așa-numitului zgomot structural.

Componentele zgomotului MEATPm, ale căror cauze și relații de calcul se vor preciza în cadrul acestui capitol, pot fi puse în evidență și pe cale experimentală printr-o metodă de separare [15].

Separarea componentelor principale din zgomotul global al MEATPm se poate face pe baza spectrelor acustice ridicate în următoarele condiții:

- a. la tensiune nominală cu ventilator;
- b. la tensiune nominală fără ventilator;
- c. la tensiune redusă cu ventilator;
- d. la tensiune redusă fără ventilator.

Intrucât în cazul a. spectrul acustic conține toate componentele, în cazul b. este înlăturat zgomotul de ventilație, în cazul c. zgomotul magnetic din spectru este atenuat față de cazul a., iar în ultimul caz dispare și zgomotul de ventilație în comparație cu cazul c., fiind prezent numai zgomotul mecanic.

Zgomotul global al MEATPm, în cazul în care se cunosc cele trei componente, de ventilație, magnetică și mecanică, se poate calcula însumând aceste componente logaritmice sau grafic, utilizându-se diagrama din figura 3, prin gruparea a două componente și apoi rezultanta lor cu cea de a treia.

Sînt de remarcate variațiile componentelor zgomotului MEATPm cu sarcina. În principal, zgomotul de ventilație, strîns legat de turația mașinii care se reduce cu 3-7% de la gol la sarcină, rămîne practic neschimbat, în timp ce zgomotul magnetic și mecanic au tendința de creștere cu sarcina.

Verificările experimentale de la ICPE au evidențiat creșterea nivelului de zgomot global al MEATPm de la mersul în gol la cel în sarcină. Aceste rezultate au fost confirmate și de alte experimentări [31], care prin măsurători statistice au diferențiat în cazul unei anumite serii de fabricație (spre exemplu seria A4, CAER) și modificări ale acestor creșteri medii, ΔL în funcție de numărul de perechi de poli ai mașinii, tabelul 5.

Tabelul 5

Creșterile medii de la mersul în gol la mersul în sarcină ale nivelului zgomotului global al MEATPm din seria A4, CAER

p	1	2	3
ΔL [dB(A)]	2,9	4,8	3,1

O anumită tipodimensiune de MEATPm cu date de proiectare precizate se poate considera că are un zgomot propriu față de care variațiile introduse prin modificări tehnologice sînt de maxim 5-10 dB(A) [21]. La alte date de proiectare se schimbă și nivelul zgomotului propriu, într-un anumit caz obținîndu-se varianta optimă constructivă care, în raport cu varianta cea mai dezavantajoasă, poate aduce reduceri de ordinul zecilor de dB(A).

Se deduce de aici că reducerea substanțială a nivelului de zgomot pentru o anumită MEATPm se poate obține, în principal, prin modificarea în întregime a concepției constructive și mai puțin prin aplicarea unor noi măsuri tehnologice [31,64].

4.2. Zgomotul de ventilație

În acest paragraf se prezintă cauzele apariției zgomotului aerodinamic, legătura sa cu principalele dimensiuni ale ventilatorului și o relație de calcul a nivelului presiunii

acustice la distanța de 1 m pentru ventilatoarele centrifugale, radiale, cu palete drepte, utilizate de obicei în cazul MEATPm existente.

Odată cu creșterea încărcărilor magnetice și electrice ale materialelor active din MEATPm a fost necesară creșterea cantității de aer de răcire utilizată pe unitatea de suprafață a secțiunii transversale a mașinilor. Ca urmare a intensificării răcirii a crescut viteza curentului de aer în anumite zone ale circuitului aerodinamic, fapt care a fost însoțit, în majoritatea cazurilor, de creșterea zgomotului produs de ventilație.

Analiza în frecvență a zgomotului aerodinamic pune în evidență un zgomot de bandă largă peste care se suprapun componente la frecvențe discrete, așa-numitele "tonuri singulare". Zgomotul în bandă largă se datorește vârtejurilor de aer cu o distribuție întâmplătoare ce se desprind de pe suprafețele de rotație, variațiilor de presiune la traversarea unor orificii, pierderilor ce apar la schimbările de direcție și pe suprafețele rugoase, iar tonurile singulare își au originea în impulsurile periodice provocate de lovirea aerului de către paletele ventilatorului.

Zgomotul aerodinamic, după rezultatele cunoscute pînă în prezent, este influențat de forma constructivă a ventilatorului, de numărul de palete, de diametrul și viteza sa periferică, de forma și dimensiunile circuitului de ventilație, ca și de viteza aerului care-l străbate [48,68].

Deoarece MEAT de uz general nu au un sens unic de rotație, ventilatoarele care le echipează trebuie să fie de tipul centrifugal, cu palete drepte, dispuse radial.

O comparație făcută între diversele tipuri de ventilatoare centrifugale arată faptul că tipul centrifugal cu palete drepte, radiale este cel mai dezavantajos din punctul de vedere al randamentului și al zgomotului produs [26]. Astfel, randamentul maxim al unui ventilator centrifugal cu palete simple radiale, ce are un debit de $0,25 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ la 1000 rot/min, este de 14% la un diametru exterior al acestuia de 550 mm, în timp ce ventilatorul cu palete drepte și orientate are un randament de 35% și asigură același debit la diametrul de 457 mm, iar ventilatorul cu palete curbate și orientate are un randament de

90%, realizând un debit de $0,3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ la diametrul de 337 mm.

În ceea ce privește nivelurile de zgomot ale ultimelor două tipuri de ventilatoare, în comparație cu ventilatorul cu palete drepte și radiale, acestea sînt cu 5,5 dB și respectiv 13,5 dB mai reduse.

Tonurile de sirenă din spectrul zgomotului se pot descompune prin analiză Fourier într-o componentă continuă și o serie de componente armonice sinusoidale cu frecvențe egale cu multiplii frecvenței impulsului.

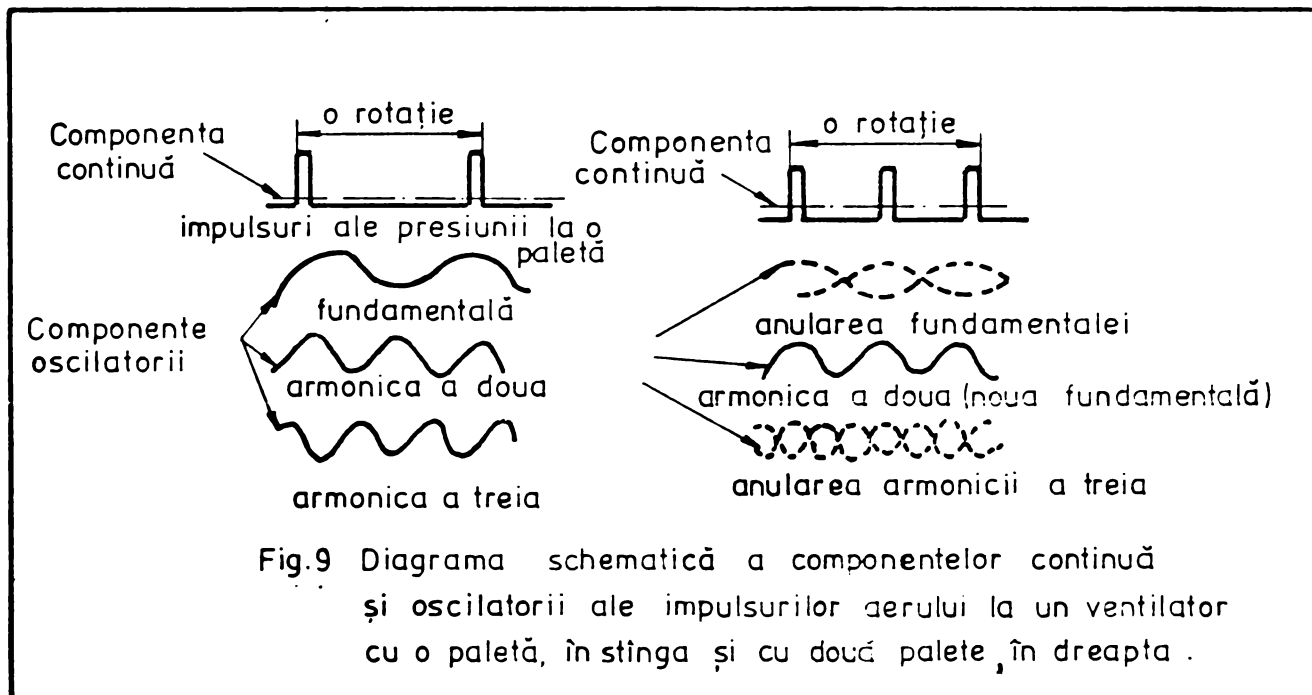


Figura 9 prezintă comparativ componentele continuă și cele armonice produse de un ventilator cu o paletă respectiv două [33].

La ventilatorul cu două palete armonicile pare se anulează, iar amplitudinea armonicilor impare se dublează.

Pentru alegerea ventilatoarelor se utilizează ca mărime caracteristică turația specifică, care se poate determina cu relația [68]:

$$n_{sp} = \frac{3,65 \cdot Q^{0,5} \cdot n}{p^{0,75}} \cdot [\text{rot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (30)$$

în care Q este debitul ventilatorului, în $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, p presiunea la ieșirea ventilatorului în m coloană de aer, iar n turația de regim, în $\text{rot} \cdot \text{min}^{-1}$.

Prin definiție, turația specifică este numeric egală cu turația unui ventilator identic cu cel dat, care la randamentul maxim debitează un $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ de aer, la o anumită presiune

Experimental s-a constatat că domeniul de turație specifică cu randament apropiat de cel optim coincide cu domeniul de turație în care ventilatoarele radiale cu palete drepte produc un zgomot minim. Explicația rezidă în faptul că sursele de pierderi aerodinamice și sursele de zgomot coincid în mare măsură, de unde rezultă că mărirea randamentului ventilatorului duce la reducerea nivelului de zgomot. Cercetări recente au precizat relația de legătură dintre puterea acustică P_v și pierderile de ventilație, p_v [13]:

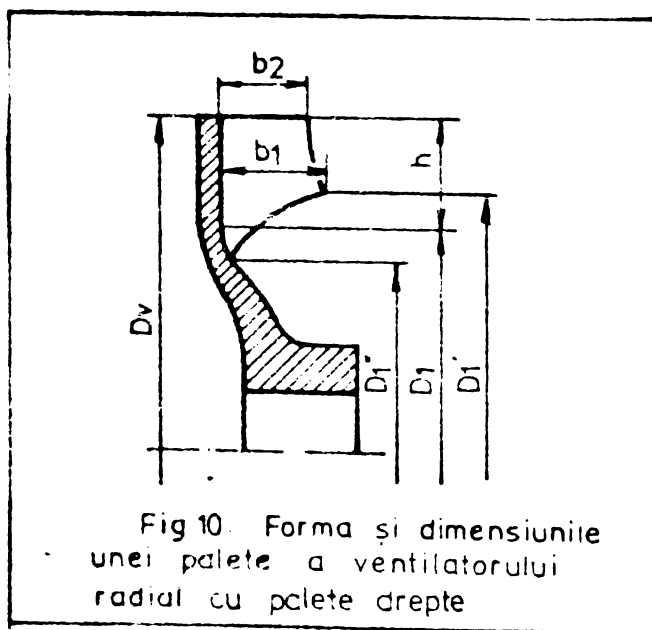
$$P_v = (0,004-0,005) \cdot p_v \cdot Q \left(\frac{1}{\eta_v} - 1 \right) \left(\frac{v}{c} \right)^2, [W] \quad (31)$$

în care: η_v este randamentul ventilatorului, iar $v = \pi \cdot D_v \cdot n / 60$ în $m \cdot s^{-1}$ este viteza periferică a ventilatorului.

Pierderile de ventilație fiind aproximativ proporționale cu pătratul vitezei, iar debitul cu $D_v^2 \cdot v$, relația (31) se mai scrie:

$$P_v = k \cdot \left(\frac{1}{\eta_v} - 1 \right) \cdot D_v^2 \cdot v^5 \quad [W] \quad (32)$$

Stabilirea zgomotului de ventilație pe baza relației (32) este laborioasă necesitînd precizarea randamentului ventilatorului în urma unor verificări experimentale.



O relație de calcul a nivelului presiunii acustice, la distanța de 1 m, pentru ventilatoarele cu palete drepte, radiale, a fost stabilită prin cercetări experimentale și este indicată și în [16]:

$$L_v = 60 \lg v + 10 \lg (D_v \cdot b_v) + \sum_{i=1}^8 k_i \quad [dB(A)] \quad (33)$$

Relația (33) ține seama de dimensiunile geometrice ale ventilatorului, termenii k_i depinzînd și de forma paletelor ventilatorului. Pentru o formă a paletelor ventilatorului similară cu cea din figura 10, relația (33) devine [16]:

$$L_v = 60 \lg v + 10 \lg (D_v \cdot b_v) - 24 D_v + 12 \text{ dB(A)} \quad (34)$$

Relația (34) dependentă numai de dimensiunile geometrice ale ventilatorului, este ușor de aplicat, furnizând rezultate de calcul apropiate de datele experimentale [16,70].

4.3. Zgomotul electromagnetic

4.3.1. Generalități

Forțele alternative electromagnetice ale câmpului electromagnetic din întrefier, acționează atât asupra rotorului, cât și asupra statorului, avînd o repartiție periodică în timp și spațiu. Forțele au componente radiale și tangențiale la creștături înclinate chiar și axiale. În cele mai multe cazuri, cauza esențială a producerii zgomotului o constituie forțele radiale [51].

Aportul magnetostricțiunii, care se produce în pachetul de tole la dublul frecvenței tensiunii de alimentare, se poate neglija, în majoritatea cazurilor, la formarea zgomotului MEAT [51]. Dimpotrivă, în cazul transformatoarelor electrice această componentă este predominantă [3,4].

Forțele magnetice radiale pe unitatea de suprafață sînt proporționale cu pătratul componentei normale a inducției în întrefier, care este funcție de coordonata periferică x și de timp, $B = B(x, t)$:

$$F_r = \frac{B^2(x, t)}{2\mu_0} \quad [\text{N}\cdot\text{m}^{-2}] \quad (35)$$

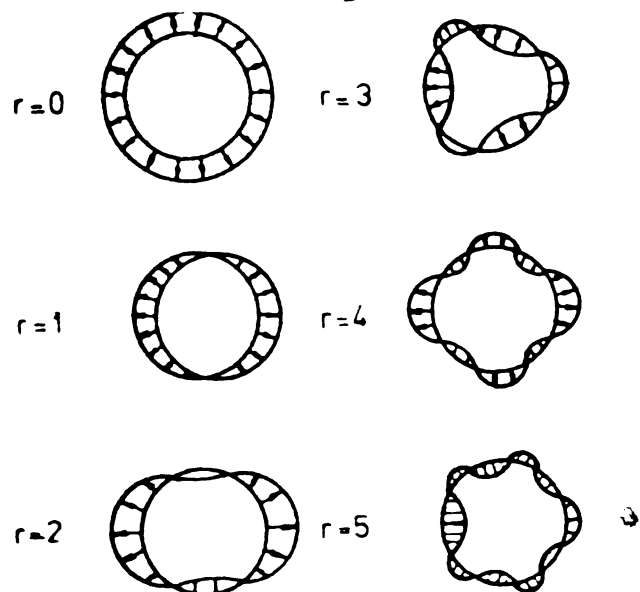
Forțele magnetice radiale se pot reprezenta sub formă de unde radiale rotative, care deformează ondulatoriu statorul, imprimînd aerului înconjurător vibrații acustice [82].

Amplitudinile deformărilor produse sînt invers proporționale cu puterea a patra a numărului de ordine r al oscilațiilor carcusei statorului, ceea ce înseamnă că forțele cu numere de ordine mici stau la baza generării componentelor de zgomot importante.

Din acest motiv, la MEATPm se iau în considerare forțele cu numere de ordine $r \leq 4$, din rîndul cărora componentele de zgomot la frecvențe cuprinse între 200 și 4000 Hz au nivelurile cele mai mari [31].

Amplitudinile deformărilor carcasei sînt foarte mici, spre exemplu la un zgomot cu presiunea acustică de 60 dB(A) la 1000 Hz, ele sînt de ordinul a 10^{-6} mm [40].

Figura 11 indică deformările pachetelor de tole ca urmare a acțiunii forțelor radiale cu numere de perechi de poli $r = 0-6$ [82]. Miezul de fier cilindric se poate asimila



cu un radiator plan, din punctul de vedere al radiației zgomotului, dacă raportul între circumferința sa și lungimea de undă a sunetului la frecvența considerată este mult mai mare decât 1. Dacă acest raport se apropie de unitate, zgomotul emis este mai redus decât în cazul radiatorului plan echivalent.

Fig 11 Deformările pachetului de tole ca urmare a undelor de forță radiale cu număr de perechi de poli $r=0-6$.

MEATPm la care acest raport se apropie de 1, sînt radiatoare de zgomot

mai puțin eficiente, avînd din acest punct de vedere un comportament mai avantajos [82].

Se detaliază, în cele ce urmează, fenomenele fizice legate de generarea undelor de forță produse ca urmare a interacțiunii armonicilor de cîmp, modul în care se interpune impedanța mecanică a mașinii electrice în calea transmiterii vibrației pînă la suprafața mașinii (a se vedea și figura 8), precum și radiația acustică a zgomotului mașinii de la suprafața acesteia prin aer pînă la urechea umană.

4.3.2. Generarea undelor de forță magnetice

4.3.2.1. Armonicile de cîmp statorice și rotorice

Cîmpul electromagnetic din întrefierul mașinii asincrone se poate considera că rezultă prin suprapunerea peste fundamentala B_1 a unor armonici, datorate următoarelor condiții fizice obiective:

- repartizarea înfășurărilor în creștăturile din stator și rotor;

- prezența creștăturilor în cele două armături;
- saturarea circuitului magnetic;
- excentricitatea rotorului față de stator.

Prin interacțiunea armonicilor de câmp statorice și rotorice se generează unde de forță maxwelliene care stau la baza vibrațiilor mecanice din interiorul MEAT.

Tipurile armonicilor superioare statorice și rotorice, numărul lor de poli și pulsația lor, atât pentru rotorul în colivie, cât și pentru rotorul bobinat al MEAT, în cazul unui număr de creștături pe pol și fază întreg, sînt prezentate în tabelul 6.

Se scriu în continuare relațiile pentru fundamentala câmpului magnetic B_1 , proporțională cu curentul de magnetizare I_{1m} , precum și pentru armonicile de înfășurare statorice B_ν proporționale cu curentul de fază statoric I_1 [42].

Fundamentala inducției se calculează cu relația:

$$B_1 = \frac{3\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{W_1 \cdot k_{w1}}{p} \cdot \frac{1/u_0}{\delta \cdot k_{c1} \cdot k_{c2} \cdot k_s} \cdot I_{1m} \quad (36)$$

Armonicile de înfășurare $B_{w\nu}$ se exprimă în raport de B_1 , astfel [40]:

$$B_{w\nu} = \frac{p}{\nu} \cdot \frac{k_{w\nu}}{k_{w1}} \cdot k_{d\nu} \cdot \frac{I_1}{I_{1m}} \cdot B_1, \quad (37)$$

în care:

$$k_{d\nu} = \frac{\sin(\nu \cdot b_{o1}/D)}{\nu \cdot b_{o1}/D} \quad (38)$$

este factorul de deschidere efectiv pentru armonica ν statorică [42].

Armonicile de înfășurare statorice cu numărul de perechi de poli $p_\nu \neq g_1 z_1 + p$, cu $g_1 = \bar{+1}, \bar{+2}, \dots$ suferă ca urmare a prezenței coliviei rotorice o atenuare [40,42,49,87], cu coeficientul de atenuare a_ν :

$$B = a_\nu \cdot B_{w\nu}, \quad (39)$$

în care:

$$a_\nu = 1 - \frac{k_\nu^2 \cdot k_{i\nu}}{1 + \sigma_{i\nu}}, \quad (40)$$

și unde:

Tabelul 6

Numărul de perechi de poli și pulsația armoniilor de câmp statorice și rotorice

Tipul armonicii de câmp	Numărul de perechi de poli	Pulsația
Fundamentală cîmpului	p	ω_1
<u>Armonici superioare statorice</u>		
Armonici de înfășurare (pentru q întreg)	$p_v = p(6g_1 + 1)$, cu $g_1 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_v = \omega_1$
Armonici de înfășurare și crestare	$p_v = g_1 z_1 + p$ $g_1 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_v = \omega_1$
Armonici datorate creșterii ambelor armături	$p_v = g_1 z_1 + g_2 z_2 + p$ $g_1 = g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_v = \omega_1 \left[1 + \frac{g_2 z_2}{p} (1 - s) \right]$
Armonici de saturație	$p_v s = 3p$	$\omega_{v_s} = 3\omega_1$
Armonici de excentricitate	$p_{v_e} = p \pm 1$	$\omega_{v_e} = 0$ pentru excentricitate statică ω_1 pentru excentricitate dinamică
<u>Armonici rotorice pentru rotorul în colivie</u>		
Armonici de înfășurare corespunzătoare fundamentalei din rotor	$p_\lambda = g_2 z_2 + p$ $g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_\lambda = \omega_1 \left[1 + \frac{g_2 z_2}{p} (1 - s) \right]$
Armonici de crestare	$p_\lambda = g_2 z_2 + p$ $g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_\lambda = \omega_1 \left[1 + \frac{g_2 z_2}{p} (1 - s) \right]$

Tipul armonicii de câmp	Numărul de perechi de poli	Pulsati a
Armonici reziduale corespunzătoare armonicilor curentului din rotor	$p\lambda = g_2 Z_2 + p$ $g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_\lambda = \omega_1 \left[\frac{g_2 Z_2 + g_1 Z_1}{p} (1 - s)^{\pm 2} \right]$
Armonici reziduale de saturație	$p\lambda_s = g_2 Z_2 + 3p$ $g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_\lambda = \omega_1 \left[\frac{g_2 Z_2}{p} (1 - s) + 3 \right]$
Armonici reziduale de excentrici- tate	$p\lambda_{\pm 1, 2} = g_2 Z_2 + (p \pm 1)$ $g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_\lambda = \omega_1 \left[\frac{g_2 Z_2}{p} (1 - s) + 1 \pm \frac{\omega_\varepsilon}{\omega} \right]$
<u>Armonici rotorice pentru rotorul bobinat</u>		
Armonici de înfășurare (pentru q întreg)	$p\lambda = p(6g_2 + 1)$ $g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_\lambda = \omega_1 \left[6g_2 (1 - s) + 1 \right]$
Armonici de înfășurare și cres- tare	$p\lambda = g_2 Z_2 + p$ $g_2 = \pm 1, \pm 2, \dots$	$\omega_\lambda = \omega_1 \left[6g_2 (1 - s) + 1 \right]$

$$k_{\nu} = \frac{\sin(p_{\nu} \cdot k_{\tau} \cdot \tilde{\pi} / Z_2)}{p_{\nu} \cdot k_{\tau} \cdot \tilde{\pi} / Z_2} \quad , \quad (41)$$

este factorul de cuplare între înfășurarea statorică și colivia rotorică, iar $\sigma_{i\nu}$ este factorul de dispersie al coliviei rotorice pentru armonica de câmp statorică de ordin p_{ν} , putându-se determina cu relațiile din literatura de specialitate [61,86].

În relația (41) apare și k_{τ} ,

$$k_{\tau} = 1 - \frac{b_{01} + b_{02}}{t_2} \quad , \quad (42)$$

care se mai numește și factorul lui Taegen [42], ce ține seama de deschiderile efective ale ambelor armături.

Factorul de înclinare corespunzător armonicii de ordin p_{ν} statorice, are următoarea expresie:

$$k_{i\nu} = \frac{\sin(p_{\nu} \cdot \alpha_i / 2)}{p_{\nu} \cdot \alpha_i / 2} \quad . \quad (43)$$

Dacă $p_{\nu} = g_1 z_1 + p$, armonicile de înfășurare și de crestare, cu același factor de înfășurare cu fundamentală a câmpului, nu mai sînt atenuate și inducția rezultantă se obține prin compunerea lor vectorială, ținînd seama că între ele există același defazaj φ ca între tensiunea la borne U_1 și curentul pe fază I_1 [42]:

$$B_{\nu} = \sqrt{B_{w\nu}^2 + B_{\nu n}^2 - 2B_{w\nu} B_{\nu n} \sin\varphi} \quad . \quad (44)$$

$B_{w\nu}$ se calculează cu relația (37), iar $B_{\nu n}$, reprezentînd armonica de crestare cu același număr de ordine ca și B_{ν} are expresia [40,42]:

$$B_{\nu n} = (-1)^{\nu} \frac{k_{c1} - 1}{k_{02} \cdot k_s} \cdot k_n \cdot B_1 \quad . \quad (45)$$

În relația (45) k_n este factorul de crestare care se calculează cu următoarea relație [42]:

$$k_n = \frac{\sin(n \cdot \tilde{\pi} / k_{c1})}{n \cdot \tilde{\pi} / k_{c1}} \quad . \quad (46)$$

Armonicile de câmp rotorice corespunzătoare fundamentalei curentului rotorice se pot determina astfel [42]:

$$B_{\lambda} = -(-1)^{g_2} \cdot \frac{u_0}{\delta} \cdot \frac{p}{\lambda} \cdot k_p \cdot I_i \sqrt{2} \cdot \frac{1}{k_{C1} \cdot k_{C2}} \quad , \quad (47)$$

în care k_p este factorul de cuplare k_{ν} din relația (40), calculat pentru $p_{\nu} = p$, iar

$$I_i = k_I \frac{6w_1 \cdot kw_1 \cdot I_1}{z_2} \cdot \frac{1}{2 \sin \frac{p\pi}{z_2}} \quad , \quad (48)$$

$$\text{cu } k_I = 0,2147 + 0,797 \cos \varphi \quad . \quad (49)$$

k_I fiind aproximat prin regresie liniară, după caracteristica $k_I = f(\cos \varphi)$ indicată în [61].

Armonicile cîmpului rezidual rotoric, corespunzătoare curentului rotoric, se determină cu relația:

$$B_{\lambda_{\nu}} = (-1)^{g_2} \frac{\nu}{\lambda_{\nu}} \cdot \frac{k_{\nu}^2 \cdot k_{i\nu}}{(1 + \sigma_{i\nu}) \sqrt{1 + (\beta_{\nu}/s_{\nu})^2}} \cdot B_{\nu} \quad , \quad (50)$$

în care mai apar: β_{ν} rezistența raportată la inductivitate a coliviei rotorice pentru armonica ν și s_{ν} alunecarea armonicii de ordin ν .

Relația (50) se poate simplifica fără a afecta precizia de calcul a nivelului acustic, considerînd pentru $B_{\lambda_{\nu}}$ aproximarea [42]:

$$B_{\lambda_{\nu}} \approx (-1)^{g_2} \cdot \frac{\nu}{\lambda_{\nu}} \cdot k_{\nu}^2 \cdot k_{i\nu} \cdot B_{\nu} \quad . \quad (51)$$

De regulă, în calculul zgomotului prezintă interes armonicile $B_{\lambda_{\nu}}$, determinate de armonicile B_{ν} cu număr de perechi de poli $p_{\nu} = g_1 z_1 + p$, care interacționînd cu armonicile statorice, conduc la unde de forță corespunzătoare creșterii reciproce a statorului și rotorului [22].

Ca urmare a saturației dinților, curba cîmpului se aplatisează și o analiză armonică pune în evidență fundamentală saturației și armonicile sale [43]. Astfel, la MEAT apar în rotor armonici reziduale de saturație a căror distribuție în raport cu un sistem de coordonate fix față de stator, este dată de relația:

$$b_{\lambda_s} = B_{\lambda_s} \cos(p\lambda_s x - \omega p\lambda_s - \varphi p\lambda_s) \quad (52)$$

în care:

$$B_{\lambda_s} = (-1)^{g_2} \cdot \frac{3p}{p\lambda_s} \cdot \frac{3|s|}{\sqrt{\beta\lambda_s^2 + (3s)^2}} \cdot \frac{k^2\lambda_s \cdot k_i\lambda_s \cdot \Gamma}{1 + \sigma_s^2} \cdot B_1, \quad (53)$$

unde: $\beta\lambda_s$ este rezistența coliviei raportată la inductivitatea acesteia pentru armonica de ordin $3p$; $k\lambda_s$ este factorul de cuplare care se calculează cu relația (41) pentru $p_v = 3p$; $k_i\lambda_s$ este factorul de înclinare, care se calculează cu relația (43) înlocuind pe p_v cu $3p$; Γ reprezintă raportul dintre fundamentală saturației și a cîmpului principal B_1 .

La fel ca și mai sus, în acest caz se poate simplifica relația (53) cu o precizie încă satisfăcătoare, obținîndu-se:

$$B_{\lambda_s} = (-1)^{g_2} \cdot \frac{3p}{p\lambda_s} \cdot k^2\lambda_s \cdot k_i\lambda_s \cdot \Gamma \cdot B_1 \quad (54)$$

Notînd cu:

$$k_z = \frac{F_t - F_d^0}{F_t}, \quad (55)$$

raportul Γ se poate exprima funcție de k_z astfel [43]:

$$\Gamma = \frac{B_s}{B_1} = \frac{1 - k_z}{3k_z} \quad (56)$$

Excentricitatea rotorului prin variația la fiecare rotație a reluctanței întrefierului conduce la armonici ale curentului rotoric care, la rîndul lor, produc armonici reziduale ale cîmpului rotoric [43]:

$$b_{\lambda_\varepsilon} = B_{\lambda_\varepsilon} \cdot \cos(p\lambda_\varepsilon x - \omega_\varepsilon t - \varphi_{p\pm 1}) \quad (57)$$

cu amplitudinea:

$$B_{\lambda_\varepsilon} = (-1)^{g_2} \cdot \frac{p\pm 1}{p\lambda_\varepsilon} \cdot \frac{s\lambda_{\varepsilon 1,2}}{\sqrt{\beta\lambda_{\varepsilon 1,2}^2 + s^2\lambda_{\varepsilon 1,2}}} \cdot \frac{k^2\lambda_{\varepsilon 1,2} \cdot k_i^2\lambda_{\varepsilon 1,2}}{1 + \sigma_{i\lambda_\varepsilon}} \cdot \frac{\varepsilon}{2\delta_0}, \quad (58)$$

în care:

$$s\lambda_{\varepsilon 1,2} = \frac{\omega \pm \omega_\varepsilon}{\omega} - \frac{p \pm 1}{p} (1 - s), \quad (59)$$

este alunecarea pentru armonicile de excentricitate cu număr de perechi de poli $p+1$, respectiv $p-1$ [32]; $\beta\lambda_{\varepsilon 1,2}$ reprezintă rezis-

tența coliviei raportată la inductivitatea ei pentru armonicile de ordin $p+1$, respectiv $p-1$; $k_{\lambda\xi 1,2}$ este factorul de cuplare din relația (41) calculat pentru $p+1$, respectiv $p-1$; $k_{i\lambda\xi 1,2}$ este factorul de înclinare care se determină cu relația (43) pentru $p_{\nu} = p_{\pm 1}$; $G_{i\lambda\xi 1,2}$ este factorul de dispersie al coliviei rotorice pentru armonicile de ordin $p+1$, respectiv $p-1$; ξ este excentricitatea rotorului exprimată în metri.

Si de această dată, pentru calculul zgomotului se preferă simplificarea relației (58), care poate fi utilizată cu o precizie încă suficientă sub următoarea formă:

$$B_{\lambda\xi} = (-1)^{g_2} \frac{p_{\pm 1}}{p_{\lambda\xi 1,2}} \cdot k_{\lambda\xi 1,2}^2 \cdot k_{i\lambda\xi 1,2} \cdot \frac{\xi}{2\delta_0} \cdot B_1 \quad (60)$$

Pentru MEATPm cu rotorul în colivie, acestea sînt principalele tipuri de armonici de cîmp care se iau în considerare la formarea undelor de forță, ele constituind și cele mai importante cauze de producere a zgomotului electromagnetic [27,40,82].

4.3.2.2. Forțele magnetice radiale

Forțele magnetice radiale specifice de ordin r , care acționează pe unitatea de suprafață a statorului rezultă din relația (35), în care în locul lui B^2 se introduce produsul dintre componenta statorică B_{ν} și rotorică B_{λ} stabilite în paragraful anterior.

Deși în cazul general al MEAT rezultă șapte sume de produse de tipul $B_i B_j$, care conțin produse și de forma $B_{\nu 1} \cdot B_{\nu 2}$ respectiv $B_{\lambda 1} \cdot B_{\lambda 2}$ [51,54] numai produsele de forma $B_{\nu} B_{\lambda}$ sînt semnificative din punctul de vedere al zgomotului produs [82].

Considerînd într-un punct din întrefier un sistem de coordonate rectangular drept $x y z$, cu x în direcția axială a mașinii și z tangențial la rotor, rezultă y în direcție radială. Valorile momentane ale lui b_{ν} și b_{λ} ca funcții de timp și ținînd seama și de înclinarea crestăturilor rotorice, măsură constructivă adoptată aproape în totalitate cazurilor la MEATPm, sînt:

$$b_{\nu} = B_{\nu} \cos (p_{\nu} \cdot z - \omega_{\nu} t - \varphi_{\nu}) \quad , \quad (61)$$

$$\text{și} \quad b_{\lambda} = B_{\lambda} \cos \left(p_{\lambda} z - \omega_{\lambda} t - \varphi_{\lambda} - \frac{p_{\lambda} \cdot \alpha_1 \cdot x}{1} \right) \quad . \quad (62)$$

În relațiile (61) și (62) mai apar pulsațiile ω_v și ω_λ , defazațele φ_v și φ_λ pentru armonicile cu număr de perechi de poli p_v respectiv p_λ ; punctul în care s-a scris armonica b_λ aflându-se la distanța x față de capătul rotorului, iar,

$$\alpha_i = 2\tilde{\pi} \cdot t_i \quad , \quad [\text{rad}] \quad (63)$$

fiind unghiul de înclinare considerat funcție de pasul înclinării t_i , ce reprezintă diferența dintre proiecțiile pe circumferința rotorului a capetelor unei bare înclinate, raportată la circumferința rotorului.

Înlocuind, conform celor precizate mai sus, pe b_v și b_λ în relația (35), forța radială specifică rezultă:

$$F_r = \frac{1}{2/u_0} \cdot B_v \cdot B_\lambda \cos \left[(p_v \pm p_\lambda)z - (\omega_{p_v} \pm \omega_{p_\lambda})t - \left(\varphi_{p_v} \pm \varphi_{p_\lambda} \right) \mp p_\lambda \alpha_i \cdot \frac{x}{l} \right] \quad (64)$$

Integrînd pe lungimea l a miezului magnetic relația (64), se obține valoarea medie a forței radiale specifice de ordin r :

$$F_{rm} = \frac{i}{l} \int_{-\frac{1}{2}l}^{+\frac{1}{2}l} F_r \cdot dx = F_{rmax} \cdot k_{i\lambda} \cdot \cos(rz - \omega_r t - \varphi_r) \quad , \quad (65)$$

cu

$$F_{rmax} = \frac{B_v \cdot B_\lambda}{2/u_0} \text{ amplitudinea } (66) \text{ forței } i$$

și cu $k_{i\lambda}$ factorul de înclinare corespunzător armonicii rotative cu număr de perechi de poli p_λ , care se obține prin înlocuirea în relația (43) a lui p_v cu p_λ ;

$$r = p_v \pm p_\lambda \quad , \quad (67)$$

fiind numărul de ordine al undei de forță;

$$\omega_r = \omega_{p_v} \pm \omega_{p_\lambda} \quad , \quad (68)$$

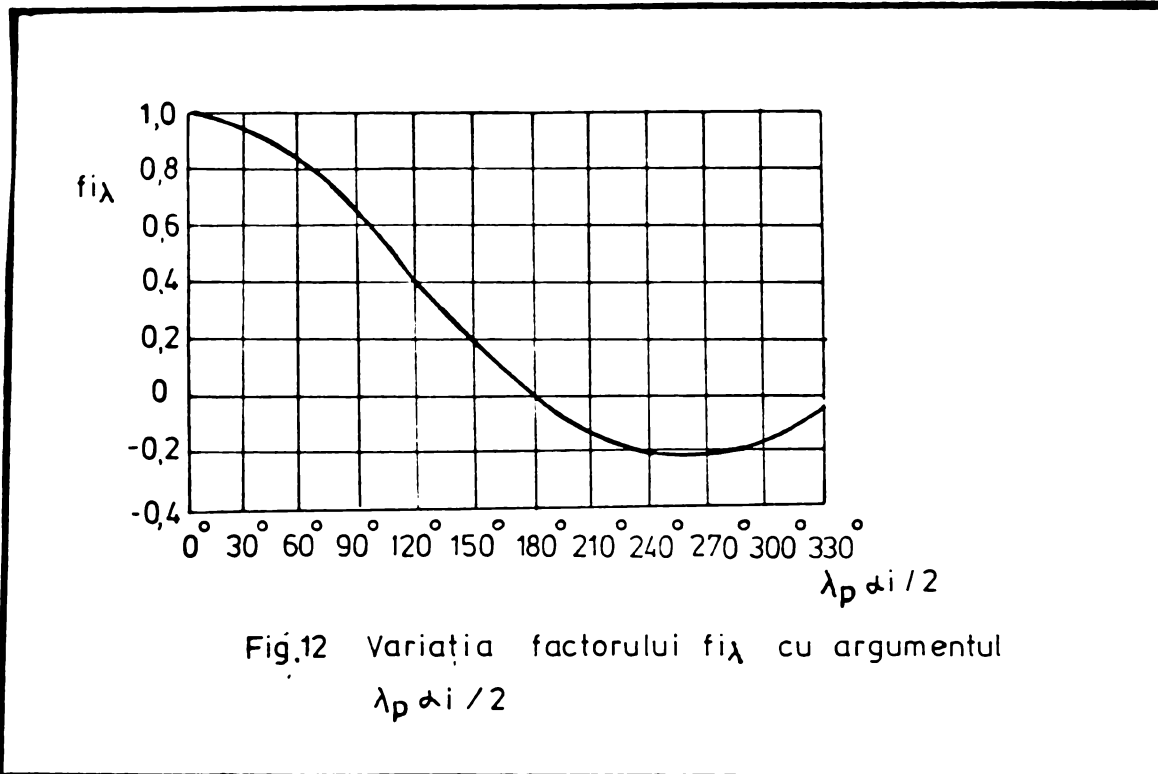
frecvența circulară a undei de forță, iar

$$\varphi_r = \varphi_{p_v} \pm \varphi_{p_\lambda} \quad , \quad (69)$$

faza undei de forță de ordin r .

Variația factorului de înclinare $k_{i\lambda}$ cu $p_\lambda \alpha_i / 2$ este redată în figura 12.

Se constată că anularea unei armonici de forță pe-



riculoase de ordin r , determinată de armonica rotorice are loc pentru $k_i \lambda = 0$. Soluțiile acestei ecuații trigonometrice rezolvate în raport cu α_i sînt:

$$\alpha_i = \frac{(2k+1) 2\pi}{p\lambda}, \quad (70)$$

din care este de reținut valoarea cea mai mică, $\alpha_i = 2\pi/p\lambda$, pentru care dezavantajele înclinării creștăturilor rotorice sînt mai reduse.

Undele de forță cu numărul de ordine r , corespunzător relației (67), condiționează apariția componentelor din spectrul zgomotului electromagnetic la frecvențele [54,85]:

$$f_r = f_{p\nu} + f_{p\lambda} \quad (71)$$

Cunoscînd principalele armonici ale cîmpului electromagnetic care contribuie, prin interacțiunea lor, la formarea undelor de forță de ordin r , respectiv la apariția în spectrul de zgomot a componentelor f_r pentru cazul MEATPm cu rotorul în scurtcircuit, în lucrare se face următoarea clasificare pe patru tipuri de interacțiuni caracteristice.

1. Interacțiunea de tip 1 a armonicilor de înfășurare și de creștere statorice B_ν cu armonicile rotorice corespunzătoare cîmpului principal B_λ la care:

$$r_1 = p_\nu \pm p_\lambda = p (6\sigma_1 + 1) \pm (\sigma_2 Z_2 + p) \quad (72)$$

iar,

$$f_{r1} = f_{p_\nu} \pm f_{p_\lambda} = f_1 \cdot \begin{bmatrix} \frac{\sigma_2 Z_2}{p} (1-s) & +2 \\ & 0 \end{bmatrix} \quad (73)$$

2. Interacțiunea de tip 2 dintre armonicile de câmp reziduale corespunzătoare armonicilor curentului rotoric B_{λ_V} cu fundamentala câmpului statoric B_1 ; deși practic sînt posibile interacțiuni rotorice de tip 2 cu oricare alte armonici superioare statorice, trebuie luată în considerare numai interacțiunea cu fundamentala câmpului din care rezultă forțe magnetice care uneori pot avea semnificație din punctul de vedere al producerii zgomotului electromagnetic [42].

Numărul de ordine r_2 rezultă:

$$r_2 = p \lambda_V \pm p = g_2 Z_2 + p_V \pm p = g_2 Z_2 + g_1 Z_1 + 2p \quad (74)$$

Frecvențele zgomotului electromagnetic corespunzătoare lui r_2 se calculează tot cu relația (73) [42].

3. Interacțiunea de tip 3 dintre armonicile de saturație rotorice B_{λ_S} cu armonicile de înfășurare și crestare statorice. Numerele de ordine a acestor forțe și frecvențele lor, sînt:

$$r_3 = p \lambda_S \pm p_V = (g_2 Z_2 + 3p) \pm p (6g_1 + 1) \quad (75)$$

cu,

$$f_{r_3} = f_1 \left[\begin{array}{c} g_2 \cdot Z_2 \\ \left(\frac{\quad}{p} (1 - s) \pm 2 \right) \end{array} \begin{array}{c} \pm 2 \\ 0 \end{array} \right] \quad (76)$$

În cazul MEATPm se recomandă verificarea efectului saturației asupra zgomotului electromagnetic pentru undele de forță de ordinul $r_3 = 0, 1$ și 2 [43].

4. Interacțiunea de tip 4 dintre armonicile reziduale rotorice de excentricitate $B_{\lambda_{\xi_{1,2}}}$ și armonicile de înfășurare și crestare statorice, la care:

$$r_4 = p_V \pm p \lambda_{\xi_{1,2}} = p (6g_1 + 1) \pm [g_2 Z_2 + (p \pm 1)] \quad (77)$$

și

$$f_{r_4} = f_r \pm f_1 \frac{1 - s}{p} \quad (78)$$

Relația (78) redă frecvențele componentelor de zgomot electromagnetic în cazul excentricității dinamice, cazul general pentru MEATPm, prin f_r înțelegîndu-se frecvențele componentelor de zgomot electromagnetic de la tipul 1 la 3, față de care, la distanțele laterale $\pm f_1 \cdot (1-s)/p$, apar componentele spectrale corespunzătoare excentricității dinamice.

Această clasificare a principalelor unde de forță care corespund cauzelor de bază ale componentei magnetice a zgomotului permite stabilirea mărimii undelor de forță periculoase, prin aplicarea de fiecare dată a relației (65). Pentru un calcul rapid, este preferabilă întocmirea unui program de calcul pe calculatorul numeric, lucru realizat în cadrul lucrării și prezentat în capitolul 5.

4.3.3. Vibrațiile statorului

Sub acțiunea undelor de forță magnetice radiale rotitoare din întrefier, statorul și rotorul motoarelor asincrone oscilează cu o frecvență proprie determinată constructiv.

Vibrațiile radiale ale statorului și rotorului generează zgomotul electromagnetic care poate fi amplificat în mod deosebit dacă frecvența undelor de forță este apropiată sau coincide cu frecvența oscilațiilor proprii ale statorului. Este necesar, deci, să se stabilească frecvențele proprii de oscilație ale statorului.

Trebuie remarcat faptul că la MEATPm contribuția carcasei la stabilirea frecvențelor proprii este redusă, în vreme ce la mașinile electrice mari, de pildă, mașini sincrone mari sau hidrogenatoare de zeci sau sute de MW, frecvențele proprii sînt puternic condiționate de carcasă [36], acest lucru fiind avut în vedere și într-o lucrare de doctorat prezentată la Institutul Politehnic din Timișoara [63], care stabilește relațiile de calcul a nivelului de zgomot al hidrogenatoarelor, funcție de strîngerea existentă între carcasă și pachetul stator.

O comparație între momentele de inerție de suprafață, care intră în calculul frecvențelor proprii, pentru două mașini și anume un MEAT de 45 kW la 1500 rot.min⁻¹ și o mașină sincronă de 625 kW la 375 rot.min⁻¹, arată că raportul între momentul de inerție de suprafață al pachetului și cel al carcasei este de 1:29 în primul caz și 1:0,3 în cel de al doilea caz [36].

Momentul de inerție al ansamblului stator-carcasă J_{st} se calculează pe baza momentelor de inerție ale miezului magnetic J_{Fe} și carcasei J_{car} cu o relație de forma [63]:

$$\frac{1}{J_{st}} = \frac{1}{J_{Fe}} + \frac{1}{J_{car}} \quad (79)$$

Verificînd contribuția carcusei la stabilirea momentului de inerție echivalent, rezultă că pentru un motor asincron de 4 kW ea este de 3,4%, iar pentru mașina sincronă de 625 kW este de 30,3%, în primul caz această contribuție putînd fi neglijată. De aici rezultă că la mașinile mici strîngerea carcusei-stator nu mai joacă același rol important ca și la mașinile mari [63,67] lucru evidențiat și în [88].

Pentru creșterea preciziei calculelor de stabilire a frecvențelor proprii și a vibrațiilor rezultante ale MEATPm, în cadrul lucrării se va considera totuși influența carcusei în ipoteza ajustajului rigid între aceasta și pachetul stator, ipoteză corespunzînd tehnologiilor actuale de fabricație din țară. Aceste tehnologii, neunificate încă, prevăd presarea la cald a carcusei de fontă pe pachetul stator la IEPS, turnarea carcusei de aluminiu peste pachetul stator la IMEP și presarea la rece a pachetului stator în carcasa de fontă la IEMP, rezultînd un ajustaj cu 100% strîngere, între carcasă și pachetul stator, în majoritatea cazurilor.

Relațiile de calcul a frecvențelor proprii, prezentate în continuare, mai iau în considerare și următoarele aspecte:

- la masa fierului statoric se adaugă masa dinților și a înfășurării statorice;

- se consideră numai oscilațiile radiale ale ansamblului pachet stator-carcasă.

Frecvența proprie a miezului statoric pentru unda de torță de ordin zero, se calculează cu relația [63]:

$$f_{oFe} = \frac{1}{\pi \cdot D_{j1}} \sqrt{\frac{E_{Fe}}{\rho_{Fe} \cdot \eta_{j1}}} \quad , \quad (80)$$

în care:

$$\eta_{j1} = \frac{G_{j1}}{G_{j1} + G_{Cu1}} \quad , \quad (81)$$

G_{j1} fiind masa jugului statoric, iar G_{Cu1} masa cuprului înfășurării statorice.

În mod similar, frecvențele proprii de ordin zero pentru carcasă, se determină astfel:

$$f_{o \text{ car}} = \frac{1}{D_{\text{car}}} \sqrt{\frac{E_{\text{car}}}{P_{\text{car}}}} \quad (82)$$

Frecvența proprie de ordin zero a ansamblului carcasă-pachet stator se deduce cu relația:

$$f_{o \text{ st}} = \sqrt{f_{o \text{ Fe}}^2 \cdot \eta_{\text{Fe}} \cdot f_{o \text{ car}}^2 \cdot \eta_{\text{car}}}, \quad (83)$$

în care:

$$\eta_{\text{Fe}} = \frac{G_{\text{Fe } 1}}{G_{\text{Fe } 1} + G_{\text{car}}}, \quad (84)$$

iar $\eta_{\text{car}} = 1 - \eta_{\text{Fe}} \quad (85)$

În relațiile (84) și (85) s-a notat cu $G_{\text{Fe } 1}$ masa totală a fierului activ statoric și cu G_{car} masa carcasei. Pentru calcularea frecvențelor proprii corespunzătoare unei de forță de ordin 1, se utilizează relația 40 :

$$F_{r1} = \frac{1}{2\tilde{\eta}} \sqrt{\frac{c_e}{M_{\text{rot}}}} \quad (86)$$

în care c_e , în $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$, reprezintă constanta elastică a axului rotor, iar M_{rot} masa rotorului, cu:

$$c_e = \frac{3\tilde{\eta}}{4} \cdot E_{o1} \left(\frac{d}{l}\right)^4 + 1 \quad [\text{N}\cdot\text{m}^{-1}], \quad (87)$$

iar $M_{\text{rot}} = 6126 [(D^2 - d^2) l + 0,5 d^2 \cdot l_a] \quad [\text{kg}] \quad (88)$

Pentru o undă de forță de ordin $r \geq 2$, frecvența proprie a miezului statoric depinde de $f_{o \text{ Fe}}$ după următoarea relație [42]:

$$f_{r \text{ Fe}} = f_{o \text{ Fe}} \cdot \frac{r(r^2-1)}{\sqrt{r^2+1}} \cdot \frac{2h_{j1}}{D_{j1}} \cdot \frac{1}{\sqrt{12+3r^2(2h_{j1}/D_{j1})^2}} \quad (89)$$

Frecvența proprie a carcasei pentru $r \geq 2$ se obține cu relația:

$$f_{r \text{ car}} = f_{o \text{ car}} \cdot \frac{r(r^2-1)}{\sqrt{r^2+1}} \cdot \frac{2h_{\text{car}}}{D_{\text{car}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{12+3r^2(2h_{\text{car}}/D_{\text{car}})^2}} \quad (90)$$

în care h_{car} este grosimea carcusei în metri.

În mod similar cu calculul frecvenței proprii de ordin zero, frecvența proprie a ansamblului carcasă-pachet stator pentru $r \geq 2$ rezultă:

$$f_{r \text{ st}} = \sqrt{f_{r \text{ Fe}}^2 \cdot \eta_{\text{Fe}} + f_{r \text{ car}}^2 \cdot \eta_{\text{car}}}, \quad (91)$$

$r=0; r \geq 2$

Determinarea frecvențelor proprii pentru diferite ordine ale undelor de forță a fost necesară în vederea stabilirii amplitudinii vibrației radiale dinamice la suprafața mașinii electrice, care se exprimă după cum urmează [65] :

$$Y_{0 \text{ din}} = \frac{D \cdot D_{j1}}{4E_{Fe} \cdot h_{j1}} \cdot \frac{1 - \left(\frac{f_0}{f_{0st}}\right)^2}{1 - \left(\frac{f_0}{f_{0Fe}}\right)^2} \cdot F_0, \quad (92)$$

$$Y_{1 \text{ din}} = \frac{D i_a}{2c_e} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{f_1}{f_{r1}}\right)^2} \cdot F_1, \quad (93)$$

$$Y_{r \text{ din}} = \frac{D \cdot D_{j1}}{4EF_e \cdot h_{j1}} \cdot \frac{1 + 3i^2(r^2 - 1)}{i^2 (r^2 - 1)^2} \cdot \frac{1 - \left(\frac{f_r}{f_{rst}}\right)^2}{1 - \left(\frac{f_r}{f_{rFe}}\right)^2} \cdot F_r, \quad (94)$$

cu

$$i = \frac{h_{j1}}{\sqrt{3} \cdot D_{j1}} \quad (95)$$

și cu valorile lui F_0 , F_1 și $F_r (r \geq 2)$ înlocuite din relația (65).

Dacă nu se iau în considerare factorii de amplificare la rezonanță din relațiile (92), (93) și (94) se obțin valorile deformațiilor statice sub acțiunea undelor de forță.

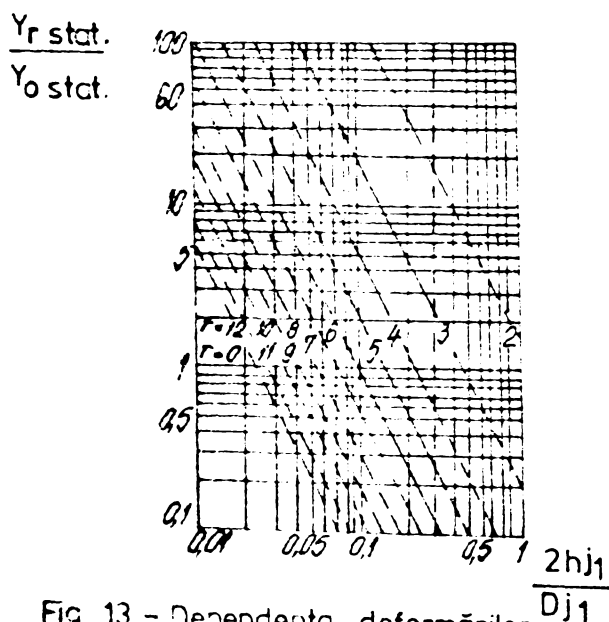


Fig. 13 - Dependența deformațiilor statice raportate la $2h_{j1}/D_{j1}$ pentru unde de forță de ordin $r = 2 \div 12$

O comparație între deformațiile statice funcție de raportul $2h_{j1}/D_{j1}$ este redată în figura 13. Pentru MEATPm acest raport este cuprins între 0,1 și 0,4, în acest domeniu cele mai importante fiind vibrațiile determinate de undele de forță de ordin $r = 2$. Urmează în ordinea importanței ordinele 3, 4 și apoi zero.

4.3.4. Calculul radiației acustice și a nivelului zgomotului electromagnetic

Vibrațiile radiale ale statorului sînt precis determinate, cunoscîndu-se mărimea Y_{rdin} a amplitudinii deformării radiale a suprafeței mașinii electrice sub acțiunea unei de forță de ordin r , precum și frecvența f_r la care se produce această deformare.

Intensitatea acustică la suprafața unui radiator plan pentru o undă acustică de ordin r , care produce deformarea radială Y_r din, se poate determina cu relația [42]:

$$I_{pl,r} = 840 \cdot \pi^2 \cdot f_r^2 \cdot Y_{rdin}^2 = 8290 \cdot f_r^2 \cdot Y_{rdin}^2 \quad (96)$$

Calcululele cu această relație nu sînt suficient de apropiate de comportarea practică atunci cînd dimensiunile radiatoarelor sînt mari în comparație cu lungimea de undă a sunetului în aer.

Presiunea sonoră pentru unda acustică de ordin r la suprafața radiatorului plan rezultă:

$$P_{pl,r} = \sqrt{\rho_{aer} \cdot c \cdot I_{pl,r}} = 1820 f_r \cdot Y_{rdin} \quad (97)$$

Pentru un calcul mai precis s-a recurs la asimilarea mașinii electrice cu un radiator sferic [40], iar, mai recent, la asimilarea ei cu un radiator cilindric [38], care aproximează cel mai bine forma mașinii electrice, ultima îmbunătățire fiind preluată și în programul de calcul din capitolul 5.

Puterea acustică de radiație relativă de ordin r la suprafața radiatorului sferic, respectiv cilindric, se obține din raportul intensităților sonore de amplitudini egale la suprafața radiatorului sferic sau cilindric și a celui plan

$$P_{rel,sf,(cil),r} = \frac{I_{sf(cil),r}}{I_{pl,r}} = f \left(\frac{\tilde{u} \cdot D_{car}}{\lambda_r} \cdot r \right) \quad (98)$$

Figura 14 redă valorile lui $P_{rel,sf,r}$ pentru cazul asimilării mașinii electrice cu un radiator sferic, iar în figurile 15.a-15.d se redau $P_{rel,cil,r}$ pentru cazul asimilării mașinii electrice cu un radiator cilindric la numere de ordine ale undelor de forță $r = 1-4$ și la rapoarte dintre lungimea și

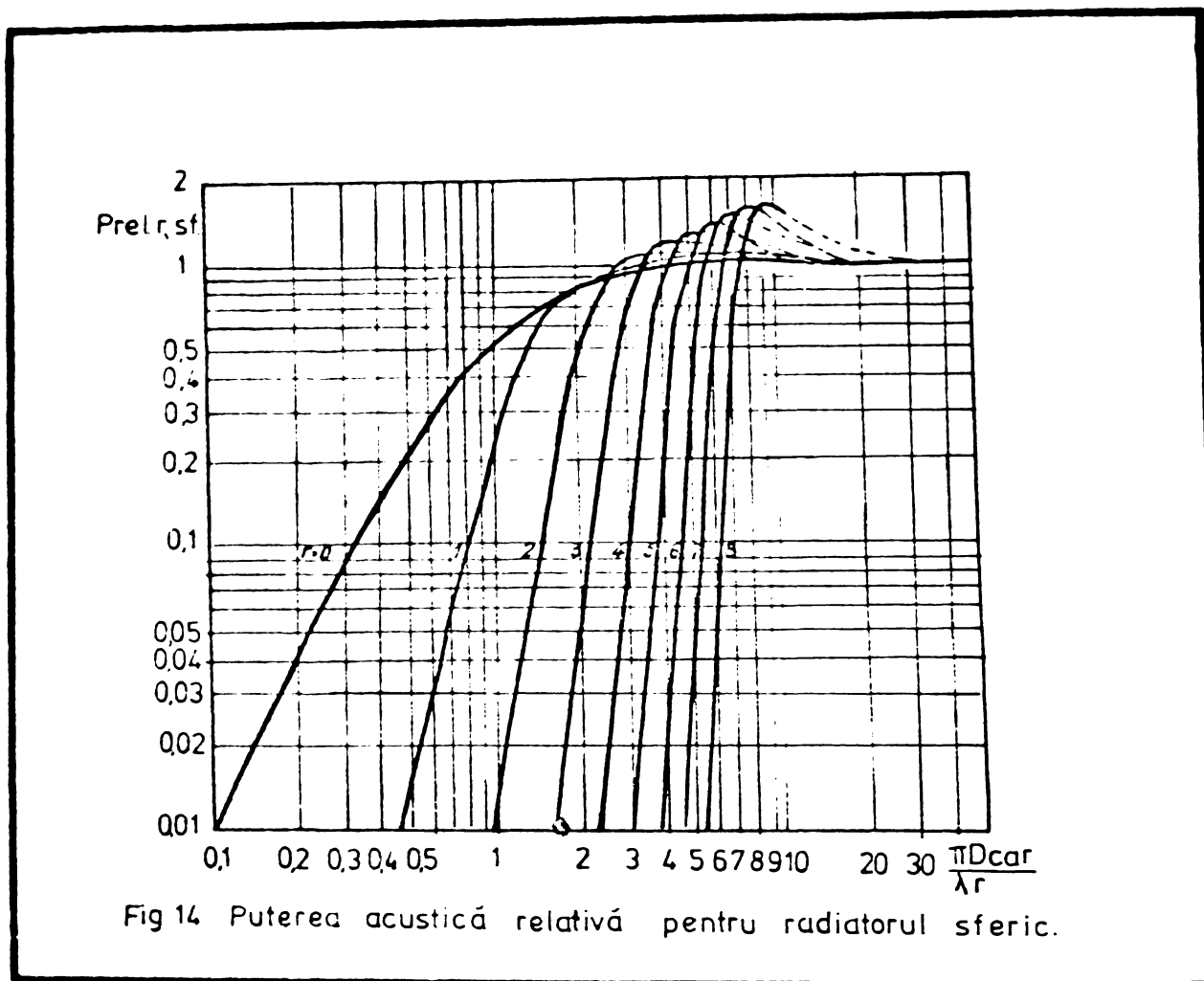


Fig 14 Puterea acustică relativă pentru radiatorul sferic.

diametrul exterior al cilindrilor L_{car}/D_{car} de 0,25, 1 și 4.

Intensitatea acustică pe suprafața laterală a radiatorului sferic sau cilindric pentru vibrația de ordin r , rezultă:

$$I_{sf, (cil), r} = I_{pl, r} \cdot P_{rel, sf, (cil), r} = 8290 \cdot f_r^2 \cdot Y_{rdin}^2 \cdot P_{rel, sf, (cil), r} \quad (99)$$

Presiunea acustică, corespunzătoare vibrației de ordin r , la suprafața radiatorului sferic sau cilindric, se calculează cu următoarea relație:

$$P_{sf, (cil), r} = P_{pl, r} \sqrt{P_{rel, sf, (cil), r}} = 1820 \cdot f_r \cdot Y_{rdin} \sqrt{P_{rel, sf, (cil), r}} \quad (100)$$

Nivelul presiunii sonore, pentru unde de forță de ordin r , la suprafața mașinii electrice devine:

$$L_r = 20 \lg \frac{P_{sf, (cil), r}}{p} = 20 \lg 9,1 \cdot 10^7 \cdot f_r \cdot Y_{rdin} \cdot P_{sf, (cil), r} \quad (101)$$

Nivelurile din relația (101) în vederea ponderării A se corectează cu valorile ΔL din tabelul 2 și se însumează logaritmic pentru stabilirea nivelului de zgomot electromagnetic total, cu relația:

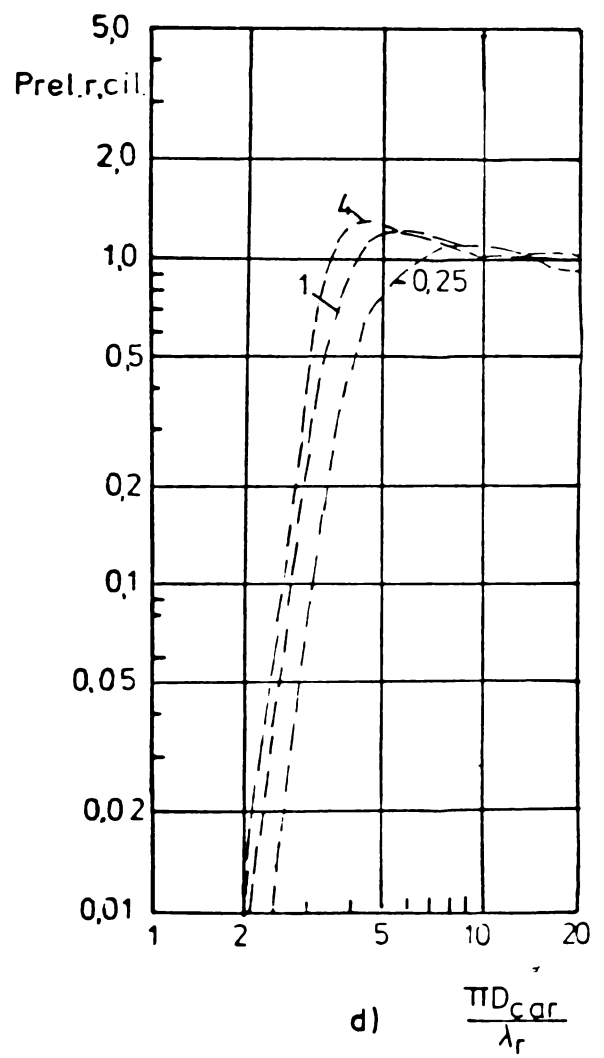
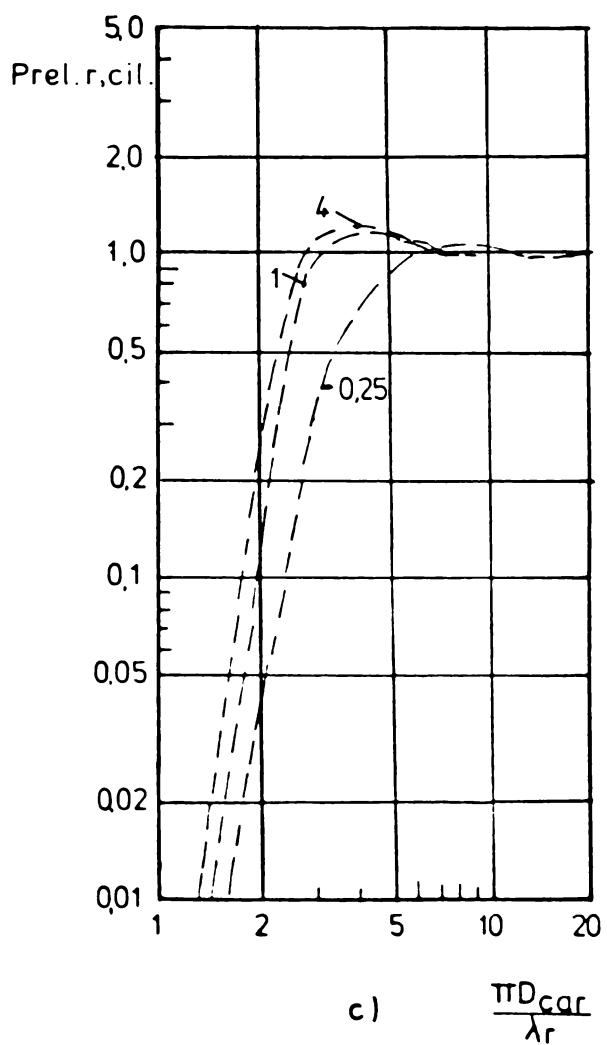
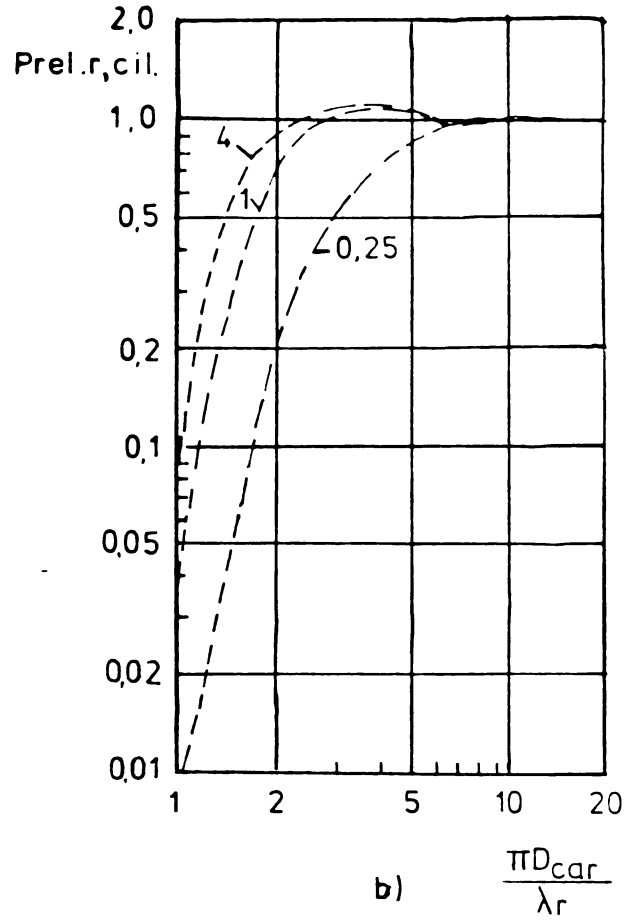
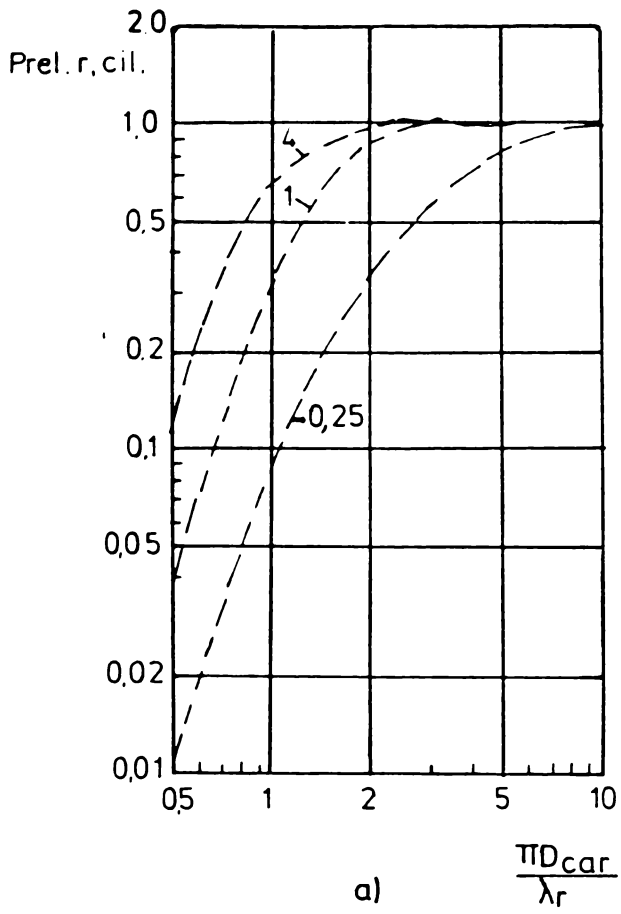


Fig 15 Puterea acustică relativă pentru radiatorul cilindric la
a) $r=1$, b) $r=2$, c) $r=3$, d) $r=4$

Caracteristicile sînt prezentate la rapoarte L_{car}/D_{car}
de 0,25, 1 și 4

$$L_m^* = 10 \lg \sum 10^{0,1 L_r} \quad . \quad (102)$$

Deoarece măsurătorile nivelului de zgomot pentru MEATPm în concordanță cu standardul în vigoare [89], constau în stabilirea nivelului presiunii acustice la distanța de 1 m în condițiile câmpului acustic liber, realizat în camere semi-anecoide, lui L_m^* i se va mai aplica o corecție legată de diferența dintre nivelul presiunii acustice la suprafața mașinii și la distanța de 1 m, care pe baza unor determinări experimentale, este apreciată la 12 dB(A):

$$L_m = L_m^* - 12, [\text{dB(A)}] \quad (103)$$

în care L_m reprezintă nivelul presiunii acustice ponderat A la distanța de 1 m corespunzător zgomotului magnetic.

4.4. Zgomotul mecanic

4.4.1. Zgomotul lagărelor

Lagărele de alunecare sau rulmenții cu care sînt prevăzute mașinile electrice asincrone trifazate reprezintă, adeseori, o puternică sursă de zgomot.

Din cauza imperfecțiunilor de fabricație a bilelor, roletelor, coliviilor, cămășilor și căilor de rulare, apar eforturi variabile în timp, ce fac ca axul mașinii să execute deplasări radiale scurte cu accelerații mari.

În timp, din cauza cojirii, coroziunii, fisurării și ruperii elementelor lagărului, deformările și imperfecțiunile elementelor rulmenților existente inițial se pot accentua, conducînd și la creșterea energiei șocurilor dintre elementele rulmentului [51].

Distribuția statistică a acestor șocuri reprezintă o cauză a zgomotului rulmenților și are ca urmare un fîșîit într-o bandă largă de frecvențe. Uneori, pot apare și oscilații proprii de rezonanță ale inelului lagărului [33].

Deoarece pelicula subțire de vaselină nu atenuează vibrațiile produse, ele se transmit atît elementelor mobile ale rulmenților, cît și celor în mișcare, care devin surse de vibrații și emit zgomot într-un spectru de frecvență cu bandă largă. Zgomotul mecanic depinde, în bună măsură, de condițiile de rezonanță ale părților mecanice cu care rulmenții vin în contact și

care devin emițătoare de zgomot.

Frecarea la rulmenți are o importanță secundară în producerea zgomotului, dacă între căile și elementele de rulare nu există particule de murdărie.

Zgomotul lagărelor crește cu diametrul rulmentului, cu turația arborelui, cu dezechilibrul rotorului și cu majorarea forțelor de atracție magnetică unilaterală.

Spectrul zgomotului rulmenților conține, datorită deformărilor căilor și elementelor de rulare, componente armonice la următoarele frecvențe [33]:

$$f_{er} = \frac{n}{60} \quad (104)$$

pentru excentricități ale rotorului față de centrul geometric al lagărului,

$$f_{der} = \frac{n}{60} \cdot \frac{r_1}{r_1 - r_2} \quad (105)$$

pentru deformarea simultană a căilor de rulare și a elementelor de rulare,

$$f_{der} = \frac{n}{60} \cdot \frac{r_1 \cdot r_2}{r_b(r_1 + r_2)} \quad (106)$$

pentru deformarea unui element de rulare,

$$f_{dce} = n_b \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{r_1}{r_1 + r_2} \quad (107)$$

pentru deformarea căii exterioare de rulare,

$$f_{dci} = n_b \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{r_2}{r_1 + r_2} \quad (108)$$

pentru deformarea căii interioare de rulare.

În relațiile anterioare, n_b reprezintă numărul elementelor de rulare de rază r_b , iar r_1 și r_2 , razele căilor interioare, respectiv exterioare de rulare.

În ceea ce privește lagărele de alunecare, acestea, comparativ cu rulmenții, generează zgomote practic neînsemnate [51]. Din cauza deformărilor inevitabile ale fusului și bușei lagărului, ca și din cauza frecărilor care sînt dependente de sarcină, de ungere, de temperatura lagărului și de forțele al-

ternative exterioare, apare un fîșit într-un spectru larg de frecvență.

Datorită alimentării insuficiente cu lubrefiant și supraîncărcării parțiale sau totale a lagărului, la lagărele de alunecare se produce "fenomenul de arcuș", manifestat printr-un ton pur de frecvență înaltă, atunci cînd grosimea peliculei de lubrefiant se micșorează pînă la ordinul de mărime al rugozității suprafețelor lagărului și fusului.

4.4.2. Zgomotul periilor

Această componentă de zgomot mecanic apar la MEATPm cu inele colectoare și depinde de calitatea suprafeței inelelor colectoare, de starea de rodare a periilor, de ghidarea lor în portperii și de presiunea periilor pe inelele colectoare [51]. Zgomotul periilor are o pondere mai mare la micromotoare cu turații ridicate (peste 4000-5000 rot/min).

Studiile teoretice și experimentale au scos în evidență majorarea zgomotului periilor ca urmare a ovalității inelelor colectoare. În tabelul 7 se indică majorarea nivelului presiunii acustice la diferite tipuri de perii în cazul ovalizării inelelor.

Tabelul 7

Tipul periilor	Valorile comparative ale nivelului presiunii acustice dB	
	inel rotund	inel eliptic
HM	50	75
EW	48	71

Gradul de precizie al execuției inelelor colectoare, al subansamblului perie-portperie și condițiile de frecare ale periei pe inelul colector, reprezintă principalele cauze în producerea acestui tip de zgomot mecanic.

4.4.3. Determinarea nivelului zgomotului mecanic

Zgomotul mecanic poate fi exprimat, în principal, funcție de tipul rulmenților, de turația la care lucrează și de sarcina lor dinamică, în condițiile în care rotorul MEATPm nu prezintă practic dezechilibru.

La MEATPm se utilizează cel mai adesea rulmenții cu bile pe un singur rând, turația lor fiind chiar turația mașinii electrice, iar sarcina fiind dependentă de soluția constructivă aplicată.

Rezultă că pentru o anumită fabricație de rulmenți aplicată la o anumită fabricație de mașini electrice se pot stabili nivelurile de zgomot mecanic prin măsurători statistice, luând ca parametri turația și puterea mașinii electrice, acestea din urmă condiționând sarcina rulmenților.

Spre exemplu, pentru MEATPm de fabricație IMEF zgomotul mecanic s-a determinat pe baza metodei experimentale de separare a componentelor zgomotului global, prezentată la punctul 4.1. Verificările efectuate pe motoare de polarități și puteri diferite au condus la următoarea relație de calcul a nivelului presiunii acustice corespunzătoare zgomotului mecanic la distanța de 1 m:

$$L_{mec} = 41 + \frac{10}{p} + 1,3 P_n \quad (109)$$

relație valabilă pentru $p = 1-4$ și $P_n \leq 7,5$ kW.

Probabilitatea de încadrare în valorile $L_{mec} \pm 3$ dB(A) calculată din măsurătorile pe un lot experimental avut la dispoziție a rezultat de 0,78. Aceste rezultate experimentale pot servi la estimarea zgomotului mecanic în operația de predeterminare a zgomotului global și pentru alte variante constructive de MEATPm din cadrul aceleiași fabricații.

4.5. Ponderile componentelor de zgomot în zgomotul global

În zgomotul global al MEATPm se manifestă simultan zgomotul de ventilație, cel electromagnetic și cel mecanic. Dacă se consideră separat aceste componente, ele intervin în zgomotul global fiecare cu o anumită pondere, care este funcție de nivelul tehnic al unei anumite fabricații, de puterea și de numărul de poli al mașinii.

Relația de calcul a zgomotului global pornind de la componentele sale se poate scrie astfel:

$$L = 10 \lg \left[10^{0,1 L_v} + 10^{0,1 L_m} + 10^{0,1 L_{mec}} \right] \quad (110)$$

La nivelul tehnic actual, MEATPm bipolare au zgomotul global practic determinat de componenta zgomotului de ventilație în timp ce la MEATPm cu patru poli zgomotul magnetic este de același ordin de mărime cu zgomotul de ventilație [30,31,33,46]. Pentru MEATPm cu șase și opt poli, rolul zgomotului de ventilație scade mult, putînd fi adeseori neglijat [30], cu ponderi importante intervenind pentru aceste cazuri zgomotul magnetic și în anumite condiții și zgomotul mecanic.

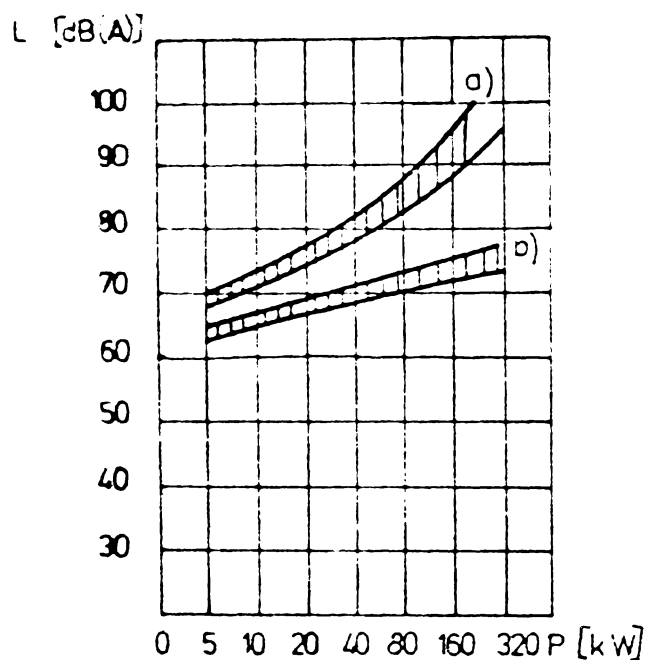


Fig.16 Dispersia valorilor presiunii acustice la motoare asincrone trifazate bipolare de fabricație AEG :
a) zgomot global ;
b) zgomot magnetic .

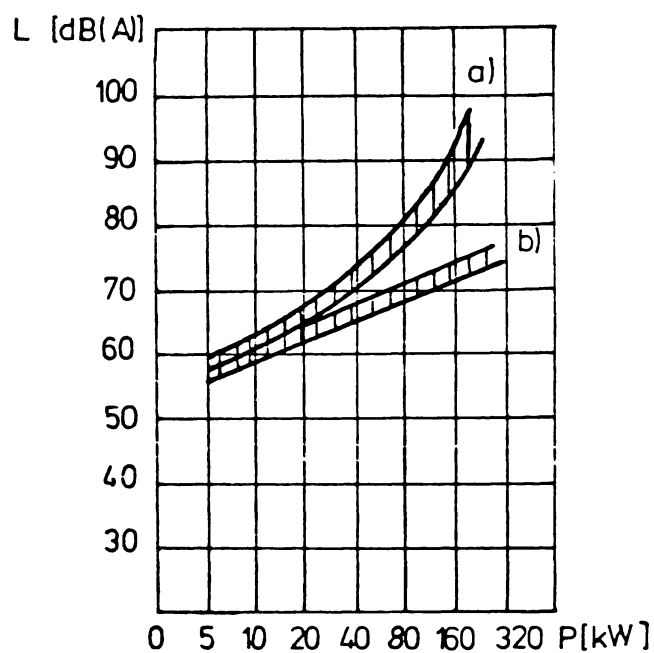


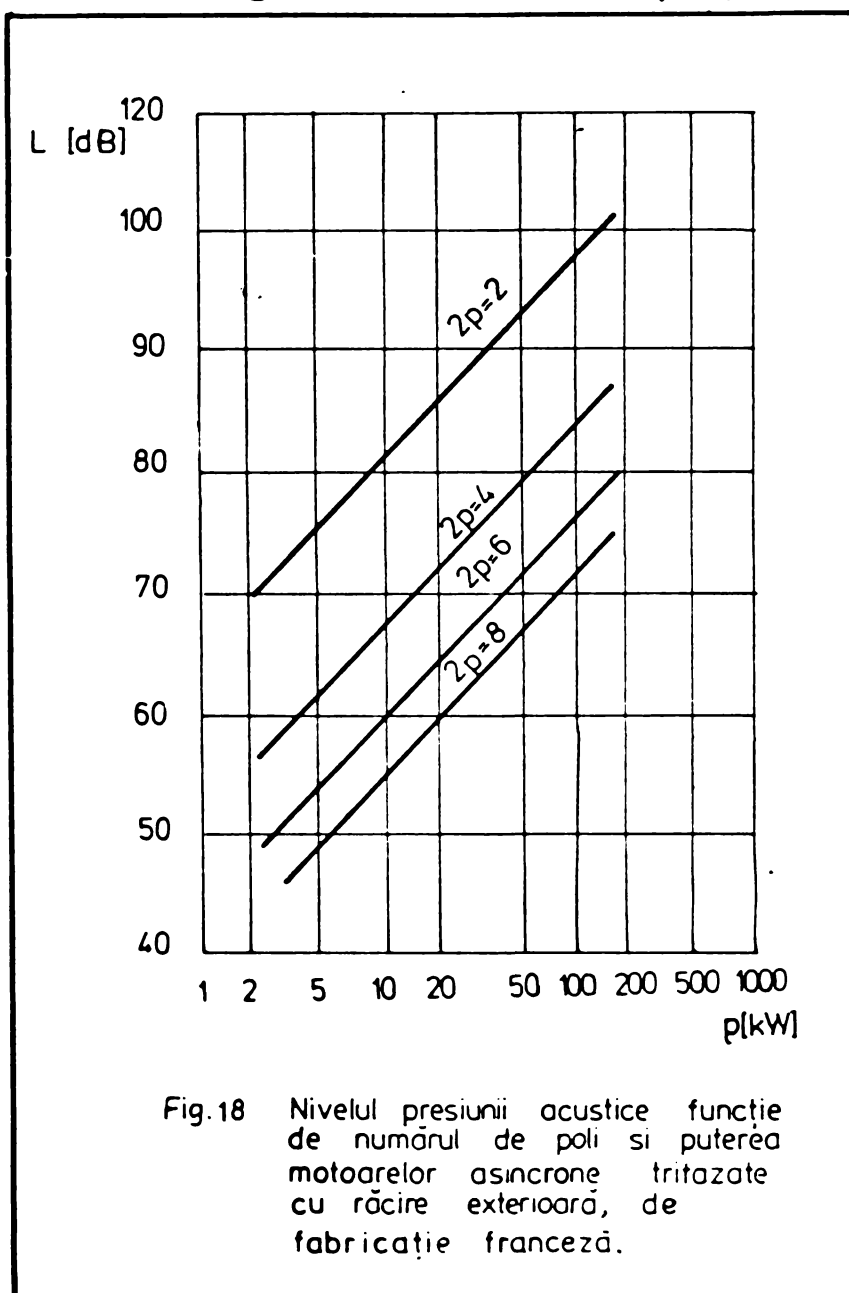
Fig.17 Dispersia valorilor presiunii acustice la motoare asincrone trifazate tetrapolare de fabricație AEG :
a) zgomot global ;
b) zgomot magnetic .

Luînd ca exemplu seria de MEAT bipolare și tetrapolare de fabricație AEG, cu puteri de pînă la 300 kW, se analizează ponderile componentelor de ventilație și magnetică în zgomotul lor global.

În figurile 16 și 17 se redau hașurat dispersiile zgomotului global și respectiv electromagnetic determinate pe cale experimentală, pentru aceste mașini. Din examinarea figurilor 16 și 17 rezultă că în domeniul de puteri de la 5 kW la 300 kW, la mașinile bipolare zgomotul global depășește zgomotul electromagnetic cu 6-24 dB(A) și în același domeniu de puteri, pentru mașinile tetrapolare diferența amintită este de 2-20 dB(A). Zgomotul global în aceste cazuri este determinat de componentele de ventilație și electromagnetică a căror pondere se

poate stabili prin aplicarea relației (110), în care se neglijează aportul zgomotului mecanic. Considerând valorile medii din zonele hașurate din figurile 16 și 17 rezultă că zgomotul de ventilație are o pondere de 75-100% din zgomotul global al MEAT bipolare și de 36-100% pentru MEAT tetrapolare. Valorile mai mici aparțin MEATPm și vin să confirme cele susținute anterior.

Spre exemplificare se urmărește însumarea componentelor de ventilație și electromagnetică la un MEATPm de 5,5 kW cu $2p = 2$ de fabricație AEG. Zgomotul global al acestuia, stabilit prin nivelul presiunii acustice la distanța de 1 m, de 69 dB(A) se compune din zgomotul magnetic la un nivel de 63 dB(A) și zgomotul de ventilație, care rezultă din relația (110),



în care s-a neglijat zgomotul mecanic, ca având nivelul de 68 dB(A). Zgomotul magnetic se manifestă deci prin majorarea cu 1 dB(A) a zgomotului de ventilație, contribuție care poate fi neglijată ținând seama că însăși precizia sonometrului este de acest ordin de mărime. Pentru numere de perechi de poli mai mari, $p > 2$, zgomotul magnetic intervine cu o pondere importantă ca urmare a reducerii ponderii zgomotului de ventilație. Deși zgomotul mecanic descrește cu reducerea turației, pentru $p > 2$ și el devine o componentă de care trebuie să se țină seama. Este de semnalat pentru

mașinile cu $p > 2$, chiar și o descreștere absolută a nivelului zgomotului electromagnetic în comparație cu MEAT cu numere de perechi de poli mai mici, în urma deplasării frecvențelor unde-

lor de forță excitatoare, dependente de turație, în domeniul frecvențelor mai joase, relațiile (73), (76), (78), în care ponderările A sînt mai mari.

Scăderea generală a nivelului zgomotului global al MEATPm este pusă în evidență și de valorile limită indicate în standardul românesc și în cataloage de firmă [90,97], care confirmă această tendință.

Figura 18 redă variația nivelurilor de zgomot cu puterea pentru cazul MEAT cu ventilație exterioară de fabricație franceză [26], evidențiindu-se și în acest caz reducerea nivelurilor de zgomot globale măsurate, cu creșterea numărului perechilor de poli.

5. METODA SI PROGRAM DE CALCUL AL ZGOMOTULUI MEATPm

5.1. Prezentarea programului de calcul

Pe baza relațiilor dezvoltate în capitolul 4, autorul a întocmit un program de calcul pentru determinarea din datele de proiectare a zgomotului global, exprimat sub formă de nivel al presiunii acustice ponderat A la distanța de 1 m, în dB(A).

În metoda utilizată, zgomotul global este considerat ca fiind format din cele trei componente de bază, a căror efect simultan este evaluat cu ajutorul relației (110). Dacă relațiile de calcul ale zgomotului de ventilație (34) și mecanic (109) sînt simple, rezultatele obținîndu-se prin înlocuiri directe, pentru stabilirea zgomotului magnetic se parcurg toate etapele prevăzute la punctul 4.3 și anume: calculul armonicilor de cîmp statorice și rotorice, calculul forțelor, stabilirea deformației specifice, precizarea puterii relative de radiație pentru numărul de ordine al undelor de forță, calculul nivelului de zgomot magnetic pentru o anumită undă de forță cu relația (101) și calculul zgomotului magnetic total cu relația (103)

Programul de calcul întocmit conține peste 200 de linii de programare, a fost scris în limbaj Fortran, fiind compatibil cu tipurile de calculatoare care dispun de un compilator Fortran (Felix, M18, M118GS, I-100 etc.). Rularea unei variante de calcul, conform programului prezentat în anexa 5.1, durează 40" pe microcalculatorul M18.

Posibilitățile programului de calcul al zgomotului MEATPm sînt următoarele:

- calculează nivelul zgomotului magnetic afișînd tabelul componentelor acestuia, numărul de ordine r al undelor de forță care au generat aceste componente luînd în considerare cele patru tipuri de interacțiuni de bază prezentate la punctul 4.3 și frecvențele de apariție f_r a componentelor zgomotului magnetic;

- determină nivelul zgomotului de ventilație, mecanic și global;

- stabilește variația zgomotului global și a compo-

mentelor acestuia cu numărul de creștături rotorice, cu înclinarea și deschiderea creștăturilor, precum și cu pasul de scurtare a înfășurării statorice, conform opțiunii alese.

Conținutul programului de calcul se poate urmări în anexa 5.1 și el este aplicabil celei mai utilizate variante constructive de MEATPm, cu rotorul în scurtcircuit și ventilație exterioară.

Mai trebuie precizat faptul că în timp ce relațiile de calcul ale zgomotului global indicate în capitolul 4 reprezintă valori ale zgomotului în sarcină, verificările experimentale se execută preferențial în gol în vederea eliminării unor componente introduse de transmisia mecanică sau de mașina antrenată de motorul de încercat. Diferențele între zgomotul global măsurat în gol, respectiv în sarcină, nu depășesc, în medie, valorile de 3-5 dB(A) [31], existând astfel posibilitatea comparării lor directe, fără erori importante.

5.2. Compararea rezultatelor de calcul cu datele experimentale

Metoda și programul de calcul întocmit au fost verificate în practică. Compararea rezultatelor de calcul cu cele experimentale, s-a efectuat prin aplicarea programului de calcul și respectiv prin măsurători ale nivelurilor componentelor de zgomot, obținute prin metoda separării lor, precizată la punctul 4.1, pe un lot de 16 MEATPm, din care cinci sînt variante distincte, iar alte 11 reprezintă construcții modificate din punctul de vedere al deschiderii și înclinării creștăturilor în raport cu unul din primele cinci motoare.

Tabelul 8 redă principalele caracteristici ale celor cinci MEATPm, care au servit la evaluarea preciziei metodei de determinare a nivelului de zgomot global și a componentelor acestuia.

Datele suplimentare pentru variantele constructive ale lui M1 sînt indicate în tabelul 9.

Cele 11 variante experimentale ale motorului M1, inclusiv aceasta, reprezintă rezultatul combinării a două stațoare, la care diferă numai mărimea istmului creștăturilor, cu șase rotoare, cu deschideri sau înclinări diferite, rezultînd următoarele tipuri de motoare:

- cu rotoare cu creștături neliniare, M11, M14, M21, M24;

- cu rotoare cu creștături înclinate cu $0,66 t_1$, M12, M13, M22, M23;

- cu rotoare cu creștături înclinate cu $0,726 t_1$, M15, M15, M25, M26.

Deschiderile creștăturilor statorului și rotorului sînt luate în considerare prin coeficientul lui Carter global, k_C , care pentru aceste 12 motoare are patru valori diferite, care pot fi urmărite în tabelul 9.

Tabelul 8

Simbol motor	M1	M2	M3	M4	M5
Parametru					
P_n [kW]	7,5	3	3	1,1	3
p	2	2	3	3	4
Z_1	36	36	36	36	36
Z_2	28	28	39	39	39
U_f [V] conexiune în stea	220				
f [Hz]	50				

Tabelul 9

Simbo- lizare motor	M11 M1	M12	M13	M14	M15	M16	M21 M2	M22	M23	M24	M25	M26
Stator	1			2								
Rotor	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Incli- nare rotor [t_1]	0	0,66	0,726	0	0,66	0,726	0	0,66	0,726	0	0,66	0,726
k_C	1,56			1,61			1,2			1,23		

Datele comparative obținute prin măsurători, res-

pectiv calculate pentru zgomotul global și componentele sale la motoarele M1-M5, se redau în tabelul 10, în care la rubrica E apar rezultatele experimentale, iar la rubrica C, cele calculate. Toate datele reprezintă niveluri ale presiunii acustice la distanța de 1 m și sînt exprimate în dB(A).

Tabelul 10

Motor	M1		M2		M3		M4		M5	
	E	C	E	C	E	C	E	C	E	C
Nivelul de zgomot [dB(A)]										
L_v	63,6	63,1	54	54,6	48	47,6	42	40,7	49,5	45
L_m	68	64,6	56,6	58,3	4,1	50,5	61	60,8	63,5	43,6
L_{mec}	57	56	51	49	49	48,2	48	45,8	49	47,4
L	69,5	67,3	59,2	60,2	56	53,8	61,3	61	63,8	63,8

Tabelul 10 atestă o precizie corespunzătoare a metodei de calcul aplicate, diferențele de zgomot global între valorile calculate și cele experimentale fiind pentru acest lot de cinci MEATPm sub 2,3 dB(A).

Pe componente de bază, diferențele dintre valorile calculate și experimentale sînt de maxim 4,5 dB(A) pentru zgomotul de ventilație, 3,4 dB(A) pentru zgomotul magnetic și 3,2 dB(A) pentru cel mecanic.

Metoda de calcul a zgomotului prezentată în lucrare pentru cazul MEATPm are o precizie mai bună decît alte metode aplicate MEAT. Astfel, calculul componentelor de zgomot magnetic pentru o MEAT de 600 kW cu $p = 5$, a evidențiat diferențe de 8 dB(A) în raport cu datele experimentale, conform [42], iar în cazul unei MEAT de 75 kW cu $p = 3$, aceleași diferențe au fost de circa 7 dB(A) [81].

Trebuie remarcată și corespondența satisfăcătoare dintre componentele spectrale ale zgomotului magnetic determinate experimental și cele calculate la motoarele M1-M5. Corespondența nivelurilor spectrale este numai satisfăcătoare ca urmare a faptului că ele sînt determinate experimental fără a putea fi eliminat zgomotul mecanic (motorul este echipat cu rulmenții proprii), ceea ce face ca la anumite frecvențe să

apară o suprapunere a componentelor mecanice peste cele magnetice.

Tabelul 11

f [Hz]	700	800	1300	1400	1500	2800	2900	3500
L_m E	55	60	39	34	53*	56*	49*	59*
[dB(A)] C	57,9	60,6	37,6	38,6	31,6	44,6	44,8	53,5

În tabelul 11, în care se redă comparația componentelor spectrale magnetice și mecanice pentru motorul M1, s-au notat cu stea acele componente determinate experimental, la care componenta magnetică și mecanică au apărut la aceleași frecvențe, intervenind însumarea lor logaritmică. Restul componentelor în concordanță cu rezultatele de calcul putînd fi puse pe seama numai a zgomotului magnetic.

Pentru ilustrarea capacității programului de urmărire a variației nivelurilor de zgomot global și a componentelor acestora cu parametrii constructivi ai MEATPm, se consideră cazul variantelor aceluiasi motor M1, la care s-au determinat, cu ajutorul programului de calcul, curbele de variație ale zgomotului magnetic cu înclinarea și deschiderea creștăturilor. Caracteristicile $L_m = f(k_c)$ la valori ale lui $t_1 = 0,25, 0,5, 0,75, 1, 1,25, 1,5t_1$ sînt prezentate în figura 19.

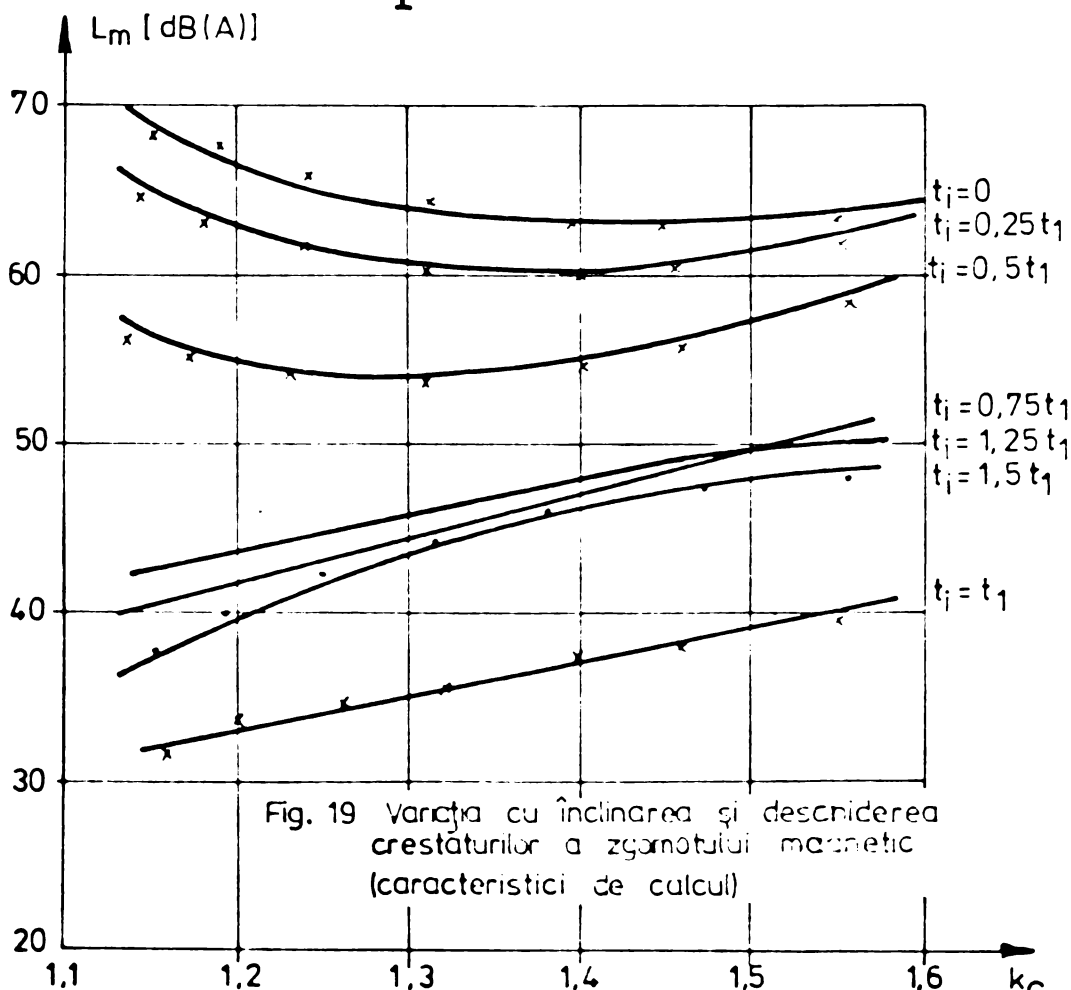


Figura 19 indică, în cazul motorului M1, reducerea zgomotului magnetic cu înclinarea și cu coeficientul lui Carter. Un comentariu mai amănunțit al alurii familiei de caracteristici obținute pentru acest motor se va face în capitolul 6.

Pentru a confrunța rezultatele de calcul cu cele experimentale la motoarele M11-M26, se procedează la o comparație a nivelurilor combinate de zgomot magnetic și mecanic, I_{m+mec} , deoarece zgomotul magnetic nu se poate disocia experimental de cel mecanic, acesta din urmă existând în oricare din verificările experimentale de separare a componentelor.

Tabelul 12 prezintă nivelul presiunii acustice la distanța de 1 m pentru componenta magnetică însumată cu cea mecanică, în dB(A), în cazul motoarelor M11-M26, putându-se constata o bună concordanță a rezultatelor de calcul și experimentale, diferențele dintre ele nedeșășind 4 dB(A).

Tabelul 12

	M11	M12	M13	M14	M15	M16	M21	M22	M23	M24	M24	M26
E	68,3	61,8	61,8	70,2	60,3	60,8	64,8	60,6	60,6	65,2	60,3	60
C	65,2	59,2	58,5	66,4	60,4	59,5	67,3	57,1	56,5	66,4	57,1	56,6
E-C	3,1	2,6	3,3	3,8	-0,1	1,3	-2,5	3,4	4	-0,8	3,2	3,4

Programul de calcul prezentat poate fi aplicat și pentru studiul variației zgomotului cu numărul de creștături rotorice și cu scurtarea pasului înfășurării din stator, rezultatele aplicării sale în aceste cazuri fiind urmărite în capitolul 6.

În anexa 5.2 la acest capitol, sînt prezentate rezultatele de calcul pentru componentele de zgomot magnetic la motor M1 iar în anexa 5.3 sînt redade nivelurile componentelor de zgomot pentru același tip de motor în condițiile variației deschiderii și înclinării creștăturilor.

```

DIMENSION TZ2(6), TX(8,5), TXa(7,5), TL(7,5), TCU(7,5)
DIMENSION TY2(3), IIF(9), CE(9), INIO(24), TALFI(7), TBOI(7)
DIMENSION TFOR(25,15), TFE(50), TY(50,15), TZN(50,15)
DIMENSION TCAK(4), TFE(4), TFEI(4), ILAM(24)
DIMENSION ITER(25,15), IGE(24), IGE1(25), IGE2(25)
DATA TZ2/24.,28.,32.,35.,39.,40./
DATA TALFI/0.,.0448,.0896,.1344,.1792,.224,.2688/
DATA TY2/7.,8.,9./
DATA TBOI/5.35E-3,5.E-3,4.5E-3,4.E-3,3.5E-3,3.E-3,2.5E-3/
DATA IIF,CE/200,400,600,800,1000,2000,2500,4000,
1 -10.7,-4.6,-3.2,-1.9,-0.8,0.,1.5,1./
DATA TL/0001,.01,.4,.9,1.,1.,1.,.0001,.01,.334,.7,.846,1.,
1 1.,.0001,.01,.2,.677,1.,1.05,1.,.0001,.01,.757,1.,1.17,1.,
2 1.,.0001,.01,.5,1.,1.254,1.,1./
DATA TCU/109,.65,.516,.05,3*0.,.039,.457,.051,.304,.166,2*0.,
1 .0253,.353,.69,.51,.105,.017,0.,.0144,.59,.623,.152,.033,0.,0.,
2 .0122,.36,.5952,.296,.0406,0.,0./
DATA TFE/095,.1,.7,4*2.26,.062,.33,1.,1.52,3*2.,.444,.836,1.33,
1 2.,2.63,2*3.1,.72,1.41,2.65,3.07,3*4.14,1.18,2.03,3.3,
2 4.14,5.,5.,5./
DATA TFEI/0095,.1,.7,2.26,4.,20.,40.,50.,.082,.33,1.,1.52,2.,
1 2.93,20.,50.,.444,.836,1.33,2.,2.63,3.1,6.,50.,.72,1.41,
2 2.65,3.07,4.49,9.25,20.,50.,1.18,2.03,3.3,4.14,5.,11.27,
3 20.,50./
DATA RJI,RJ1,FFE,RFEE,RCAR,RCAR,ECAR,RCAR,GJ1,GFE1,GD1,
1 GDI,GCAR,GC1,DRIC,FL1,CCAP/93.2E-3,18.6E-03,.8E11,
2 7600.,.108,0.01,7.810,2700.,14.018,18.24,4.222,3.9,4.5,
3 2.1E11,4.2E-02,.27,-15./
DATA ISE/ -1,1,-2,2,-3,3,-4,4,-5,5,-6,6,-7,7,-8,8,
1 -9,9,-10,10,-11,11,-12,12/
DATA I,BLL,BO2,Z1,W1,P,J,Y,CAS,AIM,
1 A11,FI,PI/.133,.3E-03,0.,35.,125.,2.,
2 3.0,2.,1.22,5.37,15.7,.56736,3.141592/
DO 5 IJL=1,7
ALFI=TALFI(IJL)
WRITE(2,14) ALFI
14 FORMAT(27A,'VALORI PENTRU ALFA= ',F5.4/12A,'KC',3A,
1 'BOI(IA)',2X,'LM(DB(A)) LV(DB(A)) LMEC(DB(A)) LG(DB(A))')
DO 5 IJL=1,7
BOI=TBOI(IJL)
ZZ=28
IF(ZZ.FT.38.) GO TO 5
YS=7.79.
DO 200 I=1,24
DO 200 J=1,15
200 ITER(I,J)=5
DO 115 I=1,48
DO 115 J=1,15
115 TZN(I,J)=1.
ILIN=0
ICUL=0
DO 1 I=1,24
GE1=FLDAB(IGE(I))
ANI=P*(6*GE1+1)
ICBL=ICUL+1
IGE1(ICBL)=GE1
INIO(ICBL)=ANI
NLIN=ILIN
DO 60 J=1,24
GE2=IGE(J)
ALFA=P*.152*ZZ

```

```

40 R=ALA+A*1
41 IF (ABS(R).GT.4) GO TO 100
42 ILI=ILEI+1
43 IGEZ(ILEI)=GEZ
44 ILA(ILEI)=ALA
45 IFE=(ILEI,ICOL)=R
100 R=ALA-A*1
46 IF (ABS(R).GT.4) GO TO 50
47 ILEI=ILEI+1
48 IGEZ(ILEI)=GEZ
49 ILA(ILEI)=ALA
50 IFE=(ILEI,ICOL)=R
51 CONTINUE
52 IF (ILEI.EQ.ILEI) ICOL=ICOL-1
53 GO TO 50
54 A10=4*PI*1.7-07
55 T1=PI*0.771
56 T2=PI*0.722
57 ABC1=1+BC1*BC1/(4*DEL*DEL)
58 ABC2=1+BC2*BC2/(4*DEL*DEL)
59 BCS1=5+T(ABC1)
60 BCS2=5+T(ABC2)
61 G1=4/PI*(BC1*ATAN(BC1/(2*DEL)))/(2*DEL)-ALOG(BCS1)
62 G2=4/PI*(-BC2*ATAN(BC2/(2*DEL)))/(2*DEL)-ALOG(BCS2)
63 CAC1=T1/(T1-G1*DEL)
64 CAC2=T2/(T2-G2*DEL)
65 B1S=2/PI*(BC1*ATAN(BC1/(2*DEL))-DEL*ALOG(ABC1/4))
66 B2S=2/PI*(BC2*ATAN(BC2/(2*DEL))-DEL*ALOG(ABC2/4))
67 G1S=4/PI*(T1S/(2*DEL)*ATAN(BC1/(2*DEL))-ALOG(BCS1))
68 G2S=4/PI*(T2S/(2*DEL)*ATAN(BC2/(2*DEL))-ALOG(BCS2))
69 CAC1S=T1/(T1-G1S*DEL)
70 CAC2S=T2/(T2-G2S*DEL)
71 CAC1=CAC1
72 CAC2=CAC2
73 CAC1S=CAC1S
74 CAC2S=CAC2S
75 FORMAT(5(3X,E12.5))
76 ANI=P*ALF1/2
77 USIO=1
78 IF (ALF1.EQ.0) GO TO 10
79 C10=0.1*(1)/7741
10 CSX=SIN(PI/6)*SIN(YS*PI/2)*CSIO/(2*SIN(PI/(Q*6)))
11 DO 11=1,ICOL
12 GEI=IGZ(1)
13 ANI=P*(1*GEI+1)
14 ALI2=ANI*ALF1/2
15 ANP2=ANI*PI/(6*P)
16 CSI=1
17 IF (ALF1.EQ.0) GO TO 11
18 CSI=SIN(ALI2)/ALI2
19 CSX=SIN(ANP2)*SIN(4*P2+3*YS)*CSI/(Q*SIN(ANP2/2))
20 FI=3*3.1415926/PI*ALF1*CSX*AMC*ALF1/(P*DEL*CAC1*CAC2*CAS)
21 CSO=SIN(ANI*B1S/D)/(ANI*B1S/D)
22 P2N=P*CSX+CSO*ALI2/ALI2/(ANI*CSX*ALI2)
23 INI=-1
24 IND=1
25 IF ((ANI-P)/Z1.NE.1.FI*((ANI-P)/Z1)) IND=2
26 GO TO (3,4),IND
27 V=(A1-A1)/Z1
28 N=IABS(V)
29 FI1=V*PI/CAL1
30 CSX=1
31 IF (PI.EQ.0) GO TO 33
32 CSX=SIN(FI1)/FI1
33 INI=-1

```

```

      BNN=INI*CS1+PI*(CA15-1)/(CA25*CA5)
      BN=SQRT((BNN*BNN+BNN*BNN-2*BNN*BNN*SIN(PI)))
      GO TO 2
CAT=1-(B15+B25)/T2
      PIKT=2.018*CAT*PI/22
      CSNI=1
      IF(PIKT.EQ.0) GO TO 5
      CSNI=SIN(PIKT)/PIKT
77  SI=1.002+0.0105*(SIN(XNI*PI/14))**2
      AN=1-(CSNI*CSNI+CSNI)/(1+SI)
      BN=AN*BN
2  CONTINUE
      INB=-1
      DO 7 IJ=1,ILIN
      LIN=2*IJ
      GE2=IGE2(IJ)
      IF(ITER(IJ,7).EQ.5) GO TO 7
      ALA=GE2*Z2*P
      CAT=1-(B15+B25)/T2
      PACA=P+CAT*PI/22
      CSNI=1
      IF(PACA.EQ.0) GO TO 97
      CSNI=SIN(PACA)/PACA
77  CAI=.2147+.797*COS(PI)
      AII=CAI*8*PI*CSNI*PI/((22*2+SIN(P*PI/22))
      INB=-INB
      BLA=-INB*AN*P*CSNI*AII*SQRT(2.)/(DEL*ALA*CA15*CA25)
      FR1=50*GE2*Z2/P
      FR2=FR1+100
      TER(LIN-1)=ABS(FR1)
      TER(LI,1)=ABS(FR2)
      CCC=ALA*ALF1/2
      CSIL=1
      IF(CCC.EQ.0) GO TO 72
      CSIL=SIN(CCC)/CCC
      FR=BN*BLA*1.507*CSIL/(5*PI)
      TER(IJ,1)=FR
7  CONTINUE
7  CONTINUE
      FTJ1=JJI/(5*FE1+50J1)
      FTFC=GF1/(5*FE1+50AR)
      FTCAK=GCAR/(5*FE1+50AP)
      FDFE=5*FTFE/(5*FE1+50J1)/(2*PI*9J1)
      FDCAR=5*FTFC/(5*FE1+50AR)/(2*PI*9CAP)
      FDRST=SQRT(FDFE*FDFE+FTFE+FDCAR*FDCAR*FTCAR)
      DRIC=(1-IC/EL1)*Y*DEL1*3*PI/4*ECL
      GRDTP=PI/25*(D*0-D*IC+D*IC)*ELPAC+.5*DRIC*DRIC*EL1)
      FR1=SQRT(D*IC/GRDTP)/(2*PI)
      DO 40 I=2,4
      K=1
      FR2=FR1*FR1*(R**K-1)/SQRT(K**K+1)*HJ1/(RJI*SQRT(12+3*K**K+
      HJ1*HJ1/(RJI*RJI)))
      FRRCAR=FRRCAR**K*(R**K-1)*HCA-7/(RCAR*SQRT((R**K+1)*(12+3*K**K+HCA**
      HCA)/(RCAR*RCAR)))
      FRST=SQRT(FR2*FR2+FR1*FR1*FTFE+FR1*RCAR*FRRCAR*FTCAR)
      TER(I-1)=FR1*FR1
      TCAR(I-1)=FRRCAR
      FST(I-1)=FRST
7  CONTINUE
      DO 41 I=1,ILIN
      DO 41 J=1,ICAR
      K=1+ABS(ITER(I,J))+1
      I0I=2*I-1

```

```

      IOI=2*I
      GO TO (42,43,44,44,44,41),*
42  TY(2*I-1,J)=D*PJ/(2*E*H*HJ1)*(1-(TEK(IOI-1)/EOST)**2)*TEOR(I,J)
      / (1-(TEK(IOI-1)/EOST)**2)
      TY(2*I,J)=D*PJ/(2*E*H*HJ1)*(1-(TEK(IOI)/EOST)**2)*TEOR(I,J)
      / (1-(TEK(IOI-1)/EOST)**2)
      GO TO 41
43  Y(2*I-1,J)=PI*U*E*E1*TEOR(I,J)/(2*CM*IC*(1-(TEK(IOI-1)/EOR1)**2))
      Y(2*I,J)=PI*U*E*E1*TEOR(I,J)/(2*CM*IC*(1-(TEK(IOI)/EOR1)**2))
      GO TO 41
44  AIII=HJ1/(2*E*H*HJ1*(3.141592653589793))
      T11=(1.3*AIII*ITERK(I,J)+ITERK(I,J)-1)/(AIII*AIII*(ITERK(I,J)
      +ITERK(I,J)-1)**2)
      T12=D*PJ/(2*E*H*HJ1)
      K1=N
      IF(K1,GT,3) K1=3
      T13=(1-(TEK(IOI-1)/EOST(K1))**2)/(1-(TEK(IOI-1)/EOR(K1))**2)
      Y(2*I-1,J)=T11*T12+T13*TEOR(I,J)
      T13=(1-(TEK(IOI)/EOST(K1))**2)/(1-(TEK(IOI)/EOR(K1))**2)
      Y(2*I,J)=T11*T12+T13*TEOR(I,J)
45  CONTINUE
      NL1=ILIN*2
      MD=2*RCAM
      DO 45 I=1,NL1
      IJ=1/2
      IF(IJ,NE,1/2) IJ=IJ+1
      T11=PI/343*MD*TEOR(I)
      T11=ABS(T11)
      DO 45 J=1,ICOL
      K=IABS(ITERK(IJ,J))+1
      IF(K,GT,6) GO TO 45
      IF(K,GT,5) K=2
      CALL ALG6(T11,PSEL,K,IL,TXN,TCU,TX)
      CIP=(9.1E7*TEK(I)*Y(I,J)*SQRT(PREL))
      TZM(I,J)=20*ALG6(CIP)
      DO 5 I=1,5
      TFSOI=ABS(TEK(I))
      IF(TEKDI,GE,ITE(M+1),AND,TEKDI,GE,ITE(M)) GO TO 9
6  CONTINUE
      WRITE(2,10) TFS(I)
7  FORMAT(15X,'VALOR DE A',F12.4,' NO EXISTA I',
1  ' TABELUL FREQVENTELOR')
      CEF=0
      GO TO 9999
8  CEF=CEF+(CEF(M+1)-CEF(M))/(ITE(M+1)-ITE(M))
1  *(TEK(I)-ITE(M))
9999  TZM(I,J)=TZM(I,J)+CEF-12
99  CONTINUE
1000  CONTINUE
      SUM=0
      DO 1003 I=1,NL1
      DO 2222 IJ=1,ICOL
      IF(IZM(I,IJ),EQ,1) GO TO 2222
      CP=.1*IZM(I,IJ)
      SUM=SUM+10.*CP
2222  CONTINUE
1003  CONTINUE
      ZM=10*ALG6(SUM)
      DV=.246
      BEZ=.039
      PN=7.5
      N=1500
      V=PI*DV*PN/60

```

```

ZV=60*ALOG(1/AV)+10*ALOG(1/10*(B+10))=20+10*...
ZDEC=41+10/7+1.3*...
ZT=10*ALOG(1/10*(1.1734)+10*(1.1907)+10*(1.1...))
BOI=101*1000
WRITE(2,110) CAC1, Z, ZV, ZDEC, ZT
110  FORMAT(10X, 'D.2, 20X, 'D.2, 4X, 'D.2, 5X, 'D.1, 5X, 'D.1, 7X, 'D.1,
5  CONTINUE
CALL SCR(1001, I, I, 100L)
DO 56 I=1, IEL
IFR=IFR-(2*I-1)
DO 112 I=1, I00L
1  IF(TZ*(2*I-1, IEV).E.0.) GO TO 113
2  CONTINUE
3  112 CONTINUE
4  113 TZVA=ABS(TZ*(2*I-1, IEV))
5  CALL SCR(TZVA, IEV, 1)
6  WRITE(2, 53) IFR
7  53  FORMAT(10X, 'D.2, 10X, 'D.2, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1')
8  TIE=ITER(I, IEV)
9  CALL SCR(TIE, I, 2)
10 WRITE(2, 57) I00Z(1), IEL(1)
11 IFR=IFR*(2*I)
12 57  FORMAT(10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1')
13 TZVA=ABS(TZ*(2*I, IEV))
14 CALL SCR(TZVA, IEV, 1)
15 WRITE(2, 53) IFR
16 WRITE(2, 54)
17 54  FORMAT('D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1')
18 CONTINUE
19 WRITE(2, 55) Z, ZV, ZDEC, ZT
20 55  FORMAT(//7710X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1,
21 1  ' [DB(A)]'/10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1,
22 2  ' [DB(A)]'/10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1,
23 3  ' [DB(A)]'/10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1, 10X, 'D.1,
24 4  ' [DB(A)]')
25 STOP
26 END

```

ROGRAM UNIT LENGTH=1000 (7016) BYTES
ATA AREA LENGTH=2001 (10657) BYTES

OBJECTIVES REFERENCE:

11	310	APP
21	035	APP
EDW1	AL00	APP
LOCAT	1000	APP
INIT	101	APP
42	101	APP
58	101	APP
MA	101	APP
CH	100	APP
NP	100	APP
EA	100	APP
LEG	100	APP
CK	100	APP

PARAMETERS:

TZ	0001"	TA	0.17"	TA	0.17"
IL	0145"	TR	1.01"	TR	1.01"
ITP	0269"	CU	1275"	CU	1275"
TAL	0200"	T001	0200"	T001	0200"
TR	00E3"	TY	1990"	TY	1990"

TABLES:

10L	0005'	5L	1053'	14L	2575"
20L	0087'	11L	0054'	1L	2155"
30L	0206'	100L	0246'	50L	2575"
40L	06A4'	5L	0E10'	11L	2702'
70L	0951'	4L	0460'	70L	0994'
7L	0354'	40L	0408'	7L	0005'
67L	0037'	30L	0061'	72L	00A0'
40L	1102'	41L	16F0'	42L	1222'
43L	1335'	44L	1493'	60L	19F7'
3L	18F1'	9L	1931'	10L	2780"
4999L	19C4'	1000L	1A17'	1003L	1AA1'
2172L	1A9F'	116L	252F"	00L	1801'
112L	1007'	113L	1007'	03L	2565"
57L	2896"	50L	2550"	015L	25E5"

```

1 SUBROUTINE CAN(I6E1,I4I0,I00L)
2 DIMENSION I6E1(25),I4I0(24)
3 WRITE(2,555)
4 555L FORMAT('1')
5 PAUSE 1
6 WRITE(2,13)
7 13L FORMAT(555,'TABLEAU NIVEAU DE LOP PRECISION 11',
8 1 ' ACUSTICE (03(A))'//)
9 WRITE(2,14)
10 WRITE(2,14)(I6E1(I),I=1,I00L)
11 FORMAT(1X,'*',1X,'*',1X,'*',5X,'*',51,'*',1X,'*',2X,'1')
12 WRITE(2,15)(I4I0(I),I=1,I00L)
13 15L FORMAT('*',4X,'*',4X,'*',10,'*',14(15,2X,'1'))
14 WRITE(2,16)
15 WRITE(2,17)
16 WRITE(2,18)
17 WRITE(2,19)
18 16L FORMAT(' * 02',4X,'*',5X,'*',14(7X,'1'))
19 17L FORMAT(' * 52',4X,'*',3X,'*',2X,'*',14(7X,'1'))
20 19L FORMAT(1X,127('X'))
21 18L FORMAT(' *',5X,'LA 0A8',14(7X,'1'))
22 RETURN
23 END

```

PROGRAM UNIT LENGTH=055E (238) BYTES
DATA AREA LENGTH=0110 (272) BYTES

SUBROUTINES REFERENCED:

110	142	147
4PA		

VARIABLES:

I6E1	0001"	I4I0	0003"	I00L	0005"
I	0047"	I	000000		0000"

LABELS:

555L	0007"	13L	"	14L	0005"
14L	0048"	15L	0077"	16L	0005"
17L	0048"	18L	0005"		

```

1 SUBROUTINE 3005(2,1,0)
2 DIMENSION ARR(14),A (5),ARR(9)
3 DATA ARR/2X,'*',1X,'*',1X,'*',1X,'*',2X,'*',5X,'*',4X,'*',

```

```

1   'DOK, '10 00, '1600, '1700, '1800,
2   '900, '1000, '1100, '1200,
DATA ARY/ ('1', '140', '150', '160', '170', '180', '190', '200', '210', '220', '230', '240', '250', '260', '270', '280', '290', '300', '310', '320', '330', '340', '350', '360', '370', '380', '390', '400', '410', '420', '430', '440', '450', '460', '470', '480', '490', '500', '510', '520', '530', '540', '550', '560', '570', '580', '590', '600', '610', '620', '630', '640', '650', '660', '670', '680', '690', '700', '710', '720', '730', '740', '750', '760', '770', '780', '790', '800', '810', '820', '830', '840', '850', '860', '870', '880', '890', '900', '910', '920', '930', '940', '950', '960', '970', '980', '990', '1000')
AR(1)=ARY(1)
AR(2)=ARY(2)
AR(3)=ARY(3)
AR(4)=ARY(4)
AR(5)=ARY(5)
AR(6)=ARY(6)
AR(7)=ARY(7)
AR(8)=ARY(8)
IF(J.EQ.2) GO TO 7
WRITE(2,AR) 2
RETURN
7
AR(5)=ARY(9)
AR(6)=ARY(7)
AR(7)=ARY(6)
AR(8)=ARY(4)
I2=2
WRITE(2,AR) I2
RETURN
END

```

GRA UNIT LENGTH=0100 (256) BYTES
 A AREA LENGTH=0085 (134) BYTES

ROUTINES REFERENCED:

310	311
312	313

TABLES:

0001"	1	0003"	J	11"
0007"	25	0038"	ARY	15"
00002	0083"	10	0084"	

ELS:

0045"

```

SUBROUTINE ALLOC(X,Y,K,T,M,CO,AR)
DIMENSION A(4,7), I(7,5), J(7,5), CO(7,7)
IF(X.LT.A(1,K)) GO TO 10
DO 9 I=1,7
IF(X.LT.A(I+1,K)) GO TO 9
CONTINUE
Y=1
RETURN
9
Y=T(I,K)+(X-X(I,K))*CO(I,K)
RETURN
10
WRITE(2,1) A
FORNT(40, 'VALOR A ', 14.7, ' IFSE 01. 14.00')
I=1
X=A(1,K)
GO TO 9
END

```

009 UNIT LENGTH=0132 (1319) BYTES
 TA AREA LENGTH=0045 (69) BYTES

ROUTINES REFERENCED:

H11
H20
H19
H12

H17
H24
H17
H10

H11
H17
H12

VARIABLES:

Y 0001"
T 0007"
A 0000"
I 0012"
T:030000

0012"

Y 0002"
A 0007"
T:000000
T:010000
T:040000

0008"
0014"
0012"

K 0000"
CC 0000"
T:000000
T:020000

0011"
0012"

LABELS:

10L 0005"
1L 0010"

9L 0071"

9L 0092"

TABELUL NIVELURILOR FRESIUNII ACUSTICE [DB(A)]

	G1	-2	2	-3	4	-5	5	-7	7	-9	9	-10	11	12	12		
* NIU *	-22	26	-34	50	-58	62	-82	86	-104	110	118	134	142	148			
G2																	
FR																	
LAMDA																	
I 700I	44.0I																
-1I---I -26*	R=-4I																
I 600I	40.8I																
I 700I		28.3I															
-1I---I -26*	R= 0I																
I 600I		25.7I															
I 700I			30.6I														
1I---I 30*	R= 4I																
I 800I			33.2I														
I 700I				57.9I													
1I---I 30*	R=-4I																
I 800I				60.6I													
I 1400I					38.5I												
-2I---I -54*	R=-4I																
I 1300I					37.6I												
I 1400I						35.3I											
-2I---I -54*	R= 4I																
I 1300I						34.4I											
I 1400I							30.8I										
1I---I 58*	R= 0I																
I 1500I							31.6I										
I 1400I								22.0I									
2I---I 58*	R= 4I																
I 1500I								22.8I									
I 1700I									8.2I								
-3I---I -82*	R= 0I																
I 2000I									7.9I								
I 1700I										11.5I							
3I---I 86*	R= 4I																
I 2000I										11.8I							
I 2100I											19.2I						
-2I---I -82*	R= 4I																
I 2000I											10.8I						
I 2100I												15.1I					
3I---I 86*	R= 0I																
I 2200I												15.4I					
I 2800I													40.7I				
-4I---I -110*	R=-4I																
I 2700I													40.5I				
I 2800I														40.5I			
-4I---I -110*	R= 0I																
I 2700I														40.3I			
I 2800I															43.9I		
4I---I 114*	R= 4I																
I 2900I															44.0I		
I 2800I																0.9I	
4I---I 114*	R= 4I																
I 2700I																9.0I	
I 3500I																	8.7I
-5I---I -138*	R= 4I																
I 3400I																	8.7I
I 3500I																	51.0I
-5I---I -138*	R= 4I																
I 3400I																	50.9I
I 3500I																	47.3I
5I---I 142*	R= 0I																
I 3600I																	47.4I
I 3500I																	50.1I
5I---I 142*	R= 4I																
I 3600I																	50.0I

NIVEL ZGOMOT MAGNETIC: 64.2 [DB(A)]
 NIVEL ZGOMOT VENTILATIE: 63.1 [DB(A)]
 NIVEL ZGOMOT MECANIC: 55.7 [DB(A)]
 NIVEL ZGOMOT GLOBAL: 67.0 [DB(A)]

VALORI PENTRU ALFA= 0.0000					
KC	B01 [M]	LMCDB(A)]	LVCDB(A)]	LMECCDB(A)]	LGCDDB(A)]
1.55	.00535	64.2	63.1	55.7	67.0
1.49	.00500	63.1	63.1	55.7	66.5
1.41	.00450	62.8	63.1	55.7	66.4
1.33	.00400	64.0	63.1	55.7	66.9
1.27	.00350	65.5	63.1	55.7	67.8
1.21	.00300	67.0	63.1	55.7	68.7
1.16	.00250	68.4	63.1	55.7	69.7
VALORI PENTRU ALFA= .0448					
KC	B01 [M]	LMCDB(A)]	LVCDB(A)]	LMECCDB(A)]	LGCDDB(A)]
1.55	.00535	61.9	63.1	55.7	66.0
1.49	.00500	61.1	63.1	55.7	65.7
1.41	.00450	60.8	63.1	55.7	65.6
1.33	.00400	61.5	63.1	55.7	65.8
1.27	.00350	62.7	63.1	55.7	66.3
1.21	.00300	64.1	63.1	55.7	67.0
1.16	.00250	65.4	63.1	55.7	67.7
VALORI PENTRU ALFA= .0896					
KC	B01 [M]	LMCDB(A)]	LVCDB(A)]	LMECCDB(A)]	LGCDDB(A)]
1.55	.00535	59.7	63.1	55.7	65.2
1.49	.00500	58.6	63.1	55.7	65.0
1.41	.00450	57.4	63.1	55.7	64.7
1.33	.00400	57.1	63.1	55.7	64.6
1.27	.00350	57.8	63.1	55.7	64.8
1.21	.00300	59.0	63.1	55.7	65.1
1.16	.00250	60.3	63.1	55.7	65.4
VALORI PENTRU ALFA= .1344					
KC	B01 [M]	LMCDB(A)]	LVCDB(A)]	LMECCDB(A)]	LGCDDB(A)]
1.55	.00535	56.0	63.1	55.7	64.5
1.49	.00500	54.7	63.1	55.7	64.3
1.41	.00450	52.8	63.1	55.7	64.1
1.33	.00400	50.9	63.1	55.7	64.0
1.27	.00350	49.8	63.1	55.7	64.0
1.21	.00300	49.7	63.1	55.7	64.0
1.16	.00250	50.6	63.1	55.7	64.0
VALORI PENTRU ALFA= .1792					
KC	B01 [M]	LMCDB(A)]	LVCDB(A)]	LMECCDB(A)]	LGCDDB(A)]
1.55	.00535	48.0	63.1	55.7	63.9
1.49	.00500	46.9	63.1	55.7	63.9
1.41	.00450	45.1	63.1	55.7	63.9
1.33	.00400	43.3	63.1	55.7	63.9
1.27	.00350	41.3	63.1	55.7	63.8
1.21	.00300	39.5	63.1	55.7	63.8
1.16	.00250	38.1	63.1	55.7	63.8
VALORI PENTRU ALFA= .2240					
KC	B01 [M]	LMCDB(A)]	LVCDB(A)]	LMECCDB(A)]	LGCDDB(A)]
1.55	.00535	40.5	63.1	55.7	63.8
1.49	.00500	39.5	63.1	55.7	63.8
1.41	.00450	38.0	63.1	55.7	63.8
1.33	.00400	36.4	63.1	55.7	63.8
1.27	.00350	34.7	63.1	55.7	63.8
1.21	.00300	33.1	63.1	55.7	63.8
1.16	.00250	31.7	63.1	55.7	63.8
VALORI PENTRU ALFA= .2688					
KC	B01 [M]	LMCDB(A)]	LVCDB(A)]	LMECCDB(A)]	LGCDDB(A)]
1.55	.00535	50.1	63.1	55.7	64.0
1.49	.00500	49.2	63.1	55.7	64.0
1.41	.00450	47.8	63.1	55.7	63.9
1.33	.00400	46.3	63.1	55.7	63.9
1.27	.00350	44.8	63.1	55.7	63.9
1.21	.00300	43.4	63.1	55.7	63.9
1.16	.00250	42.3	63.1	55.7	63.8

6. LINII DIRECTOARE ÎN PROIECTAREA ȘI CONSTRUCȚIA MEATPm PENTRU REDUCEREA ZGOMOTULUI

În acest capitol se sistematizează și se justifică măsurile de reducere a zgomotului MEATPm, tratându-se separat componentele aerodinamice, electromagnetice și mecanice.

La reducerea zgomotului trebuie avute în vedere cele două căi principale de atenuare a nivelului său și anume calea directă, acționând asupra surselor și calea secundară, majorând impedanțele mecanice pe traseul de transmitere a zgomotului. Măsurile de reducere a zgomotului la sursă, acționând asupra cauzelor, sînt mai eficiente și mai economice, ele fiind primele care trebuie luate în considerare într-o analiză de diminuare a nivelului zgomotului global al MEATm.

6.1. Reducerea zgomotului de ventilație

Principalele căi pentru reducerea zgomotului de ventilație constau în:

- alegerea unui tip constructiv de ventilator cu zgomot cât mai mic;
- dimensionarea corectă a ventilatorului;
- reducerea rezistențelor aerodinamice și a debitului de aer necesar;
- eliminarea tonurilor singulare.

6.1.1. Alegerea tipului de ventilator și a dimensiunilor sale principale

Ventilatoarele cele mai utilizate la MEATPm sînt de tip centrifugal, cu palete drepte, radiale, de o formă similară cu cele din figura 10. Ele funcționează cu aceleași caracteristici, independent de sensul de rotație. La anumite variante constructive ale MEATPm, în vederea reducerii zgomotului, se folosesc și ventilatoare semiaxiale și axiale, care revin însă unele dezavantaje ce limitează aplicarea lor.

Ventilatoarele radiale destinate MEATPm au un număr de 5, 7, 9, 11, 13, ... palete, numerele optime stabilite prin măsurătorile de ventilație fiind de 7 și 9 palete [39]. Aceste

numere sînt favorabile atît din punctul de vedere al randamentului ventilatorului, cît și din punctul de vedere al zgomotului de ventilație.

O verificare experimentală făcută comparativ pentru ventilatorul echipat cu 7 respectiv 30 de palete, a indicat majorarea zgomotului de ventilație cu 3 dB pentru numărul mare de palete, fără o îmbunătățire a ventilației mașinii [88].

S-a constatat că grosimea paletelor ventilatorului influențează, de asemenea, zgomotul de ventilație. Reducerile nivelului zgomotului de ventilație ΔL_v la micșorarea grosimii b a paletelor ventilatorului la dimensiuni cuprinse între 50% și 10% din grosimea inițială b_0 , sînt prezentate în tabelul 13, ele putîndu-se stabili cu relația [31] :

$$\Delta L_v \approx 10 \lg b / b_0 \quad [\text{dB}] \quad (111)$$

Tabelul 13

b/b_0	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
ΔL_v [dB]	3	4	5,2	7	10

Este de remarcă că reducerea grosimii paletelor este limitată de rezistența mecanică minim necesară, precum și de tehnologia de execuție. Tehnologiile de turnare a ventilatoarelor din aluminiu și mase plastice, des utilizate la MEATPm, limitează grosimea minimă a paletelor la valori de 1-1,5 mm.

Micșorarea diametrului exterior al ventilatorului contribuie la scăderea nivelului zgomotului de ventilație, efectul fiind mai pronunțat la reduceri de peste 0,9-0,8 ale lui D_v/D_{v0} .

În tabelul 14 sînt redate atenuările zgomotului de ventilație ΔL_v cu micșorarea diametrului exterior al ventilatorului pînă la 0,5 din mărimea sa inițială [31], D_{v0} .

Tabelul 14

D_v/D_{v0}	0,95	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
ΔL_v [dB]	1,34	2,7	5,8	9,3	13,3	19

Datele prezentate în tabelul 14, corespund aplicării relației (32), o verificare experimentală pentru cazul unui ven-

tilator cu palete drepte, radiale, stabilind o reducere cu 17 dB(A) a nivelului zgomotului aerodinamic la înjumătățirea diametrului ventilatorului la un MEAT bipolar de 11 kW [34], rezultat apropiat de valoarea de calcul de 19 dB din tabel.

Deoarece simultan cu reducerea nivelului de zgomot trebuie păstrată și răcirea motorului, aplicarea acestei măsuri este condiționată de reducerea pierderilor din circuitul de ventilație sau/și utilizarea a două ventilatoare în locul unuia singur.

O soluție constructivă, care a reunit cele două deziderate de mai sus, este prezentată în [65] pentru cazul unui MEATPm bipolar de 3,6 kW la care s-a înlocuit ventilatorul radial unilateral cu două ventilatoare formate din aripioarele coliviei rotorice mult alungite.

Această construcție a condus la micșorarea necesarului de aer de răcire pentru fiecare ventilator în parte cu 30%, ca urmare a parcurgerii unui circuit aerodinamic mai scurt și pe baza studiului întreprins au fost micșorate și pierderile din circuitul de ventilație.

Îmbunătățirea caracteristicilor circuitului de răcire a condus la o scădere a temperaturii mașinii cu 4°C. Paletele ventilatoarelor, rezultate prin turnarea rotorului, s-au poziționat la unghiuri inegale și au eliminat tonurile singulare din zgomotul de ventilație. Zgomotul aerodinamic s-a redus în total cu 12 dB(A) la acest motor, în urma aplicării măsurilor prezentate.

Această soluție de reducere a zgomotului de ventilație aplicabilă la MEAT în construcție deschisă, cu puteri de câțiva kW, poate fi generalizată cu succes și la motoarele de fabricație românească similare, bi-și tetrapolare la care zgomotul de ventilație are o contribuție importantă în zgomotul global.

Utilizarea a două ventilatoare de diametre mai mici, dar de tip semiaxial, este aplicată de firma AEG la fabricarea MEAT de tip "LD", din gama de puteri 15-90 kW, cu grad de protecție IP-23. Nivelurile presiunii acustice măsurate la distanța de 1 m de la aceste motoare, sînt de 64-73 dB(A), în medie cu 12 dB(A) mai reduse față de motoarele din seria normală [66].

Curentul de aer

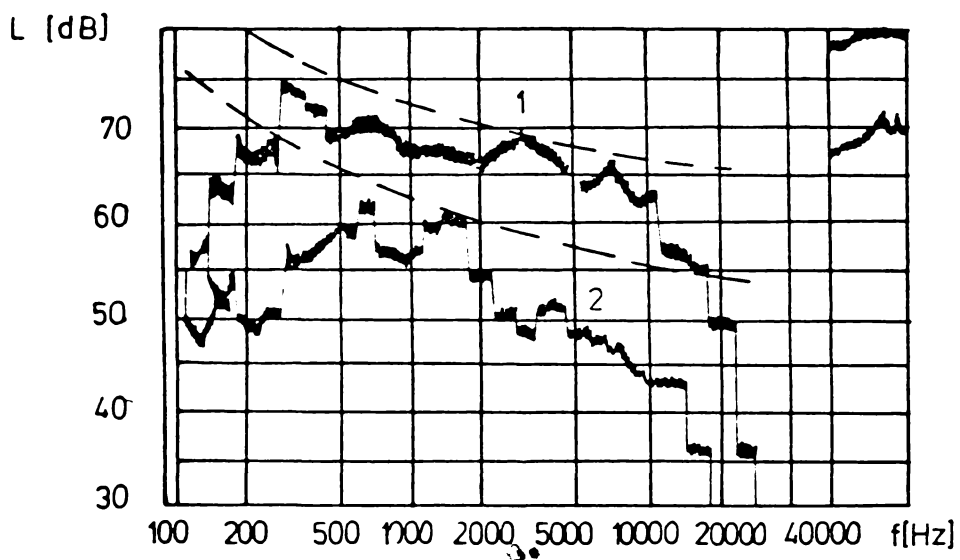
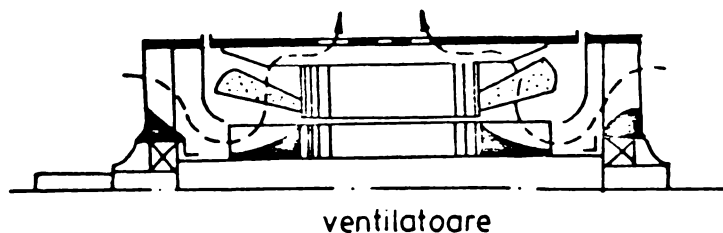


Fig.20. Analiza zgomotului în treime de octava la un motor bipolar de 30 kW ;
1 - motor în construcție normală ;
2 - motor cu zgomot redus în construcția schițată sus.

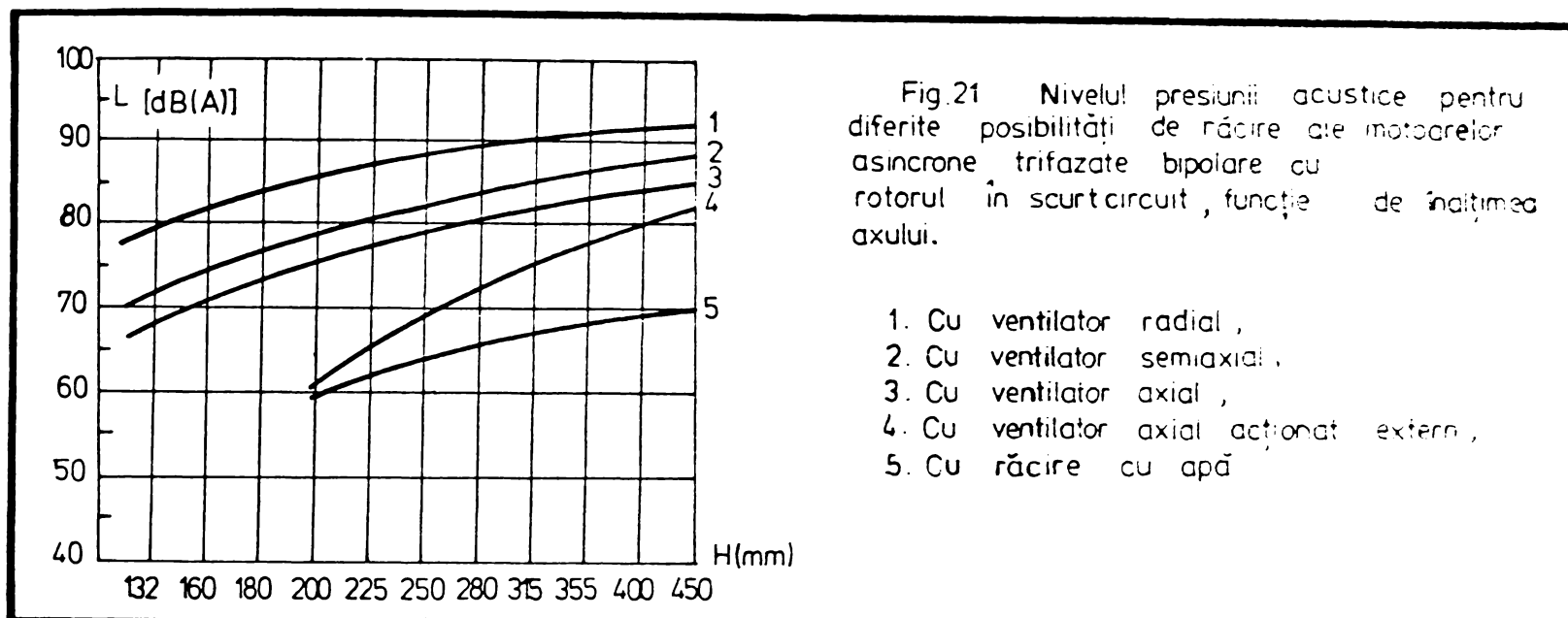
În figura 20 sînt prezentate, comparativ, spectrele acustice ale unui motor din construcție normală, bipolar, cu puterea de 30 kW și a motorului de aceeași putere și turație în construcție "LD".

Este de sesizat faptul că cele două ventilatoare pot fi utilizate în cazul construcțiilor deschise și că ventilatorul semiaxial este, ca și cel radial, independent de sensul de rotație. Deoarece ventilatoarele motoarelor "LD" sînt dispuse chiar în apropierea pachetului rotoric, sub capetele de bobină ale înfășurării statorice se obține, în acest caz, și o reducere a dimensiunii axiale a mașinii.

Alegerea modului de răcire joacă un rol important asupra zgomotului de ventilație produs.

Comparația nivelurilor de zgomot de ventilație ale MEAT bipolare, cu înălțimi de ax de pînă la 450 mm, este prezentată în figura 21 [32], pentru cazul echipării acestora cu

ventilatoare de tip radial, semiaxial, axial, respectiv axial în varianta cu motor de antrenare separat, precum și în cazul răcirii cu apă.



În comparație cu ventilatorul radial, la un același motor ventilat, ventilatorul semiaxial asigură reduceri ale nivelului presiunii acustice de la 5 la 7 dB(A), curba 2 din figura 21, valorile mai mari corespunzând motoarelor din gama MEATPm.

Ventilatorul semiaxial, păstrând avantajele funcționării sistemului de ventilație independent de sensul de rotație al mașinii, ca urmare a refulării aerului în direcție radială, este aplicat de anumite firme, ca spre exemplu firma Siemens, pentru seria de MEAT cu zgomot redus din gama de puteri de la 11 la 400 kW, pentru mașinile bipolare și tetrapolare. Conform datelor de catalog, la puterile menționate, nivelurile de zgomot sînt mai scăzute la motoarele cu zgomot redus în comparație cu motoarele din seria normală cu 3-5 dB(A) [97], după cum se constată și din tabelul 4.

Explicația rezidă în faptul că ventilatorul semi-axial cu un randament aproximativ dublu față de cel radial, la același debit al aerului de răcire, are un diametru mai mic, rezultînd și un nivel de zgomot mai redus.

Atît ventilatoarele semiaxiale, cît și cele axiale, au dimensiuni axiale mai mari decît cele radiale similare și pot fi montate numai în cazul în care există suficient loc axial în mașina electrică.

Un dezavantaj în plus al ventilatoarelor axiale,

față de cele semiaxiale, constă în faptul că ele funcționează la parametri nominali numai pentru unul din sensurile de rotație. Ventilatoarele axiale montate pe mașinile electrice bipolare asigură reduceri de zgomot de circa 10 dB(A) [64]. În cazul unui MEAT de 18,5 kW, bipolar, reducerea măsurată a fost de 9 dB(A) [13].

În scopul folosirii ventilatoarelor axiale, indiferent de sensul de rotație al mașinii electrice, se propune în literatură [12], utilizarea ventilatorului axial cu inel de ghidare a aerului, acționat extern de la un motor de curent continuu, fixat direct pe carcasa mașinii răcite și cu legăturile electrice scoase la cutia de borne a mașinii de bază (figura 21, curba 4).

Ventilatoarele axiale, acționate din exterior, asigură la MEATPm Siemens bi-și tetrapolare, de la gabaritele 132 și 160 mm, reduceri cu 7-10 dB(A) ale nivelurilor de zgomot în comparație cu cele ale seriei normale, dimensiunile axiale ale mașinii sporind cu numai 10 mm față de construcția de bază [12].

Noua construcție, mai scumpă cu circa 25% față de construcția clasică, se recomandă spre aplicare la MEATPm cu zgomot redus, destinate să lucreze la locurile de muncă cu o mare concentrare a atenției. De observat că majorarea prețului de cost la MEATPm cu zgomot redus este compensată prin creșterea valorii lor de întrebuințare, legea analizei valorii aplicată în acest caz, justificând această diversificare.

La MEATPm nu se aplică răcirea cu apă, ea aducând reduceri de peste 20 dB(A) la MEAT cu gabarit mai mare de 200 (curba 5 din figura 21).

Sintetizând cele prezentate în acest paragraf, pentru MEATPm se recomandă utilizarea ventilatoarelor centrifugale radiale cu palete cât mai subțiri, în număr de șapte sau nouă, la diametrul exterior minim. Atunci când este posibil, în special în cazul ventilației deschise pentru MEATPm bi-și tetrapolare, este indicată folosirea a două ventilatoare de dimensiuni mai mici, așezate pe ambele părți ale mașinii, care reduc zgomotul de ventilație și îmbunătățesc răcirea mașinii.

Pentru MEATPm cu zgomot redus, se recomandă utilizarea ventilatoarelor semiaxiale, axiale sau axiale cu antre-

nare independentă (în special pentru puterile mai mari ale grupei MEATPm), construcții care au dezavantajul creșterii dimensiunii axiale și scumpirii mașinii.

6.1.2. Reducerea rezistențelor aerodinamice și a debitului de aer necesar

Locurile principale din circuitul aerodinamic al MEATPm cu ventilație exterioară, în care se produc pierderi de ventilație, sînt ilustrate în figura 22.a, pentru cazul ventilatorului radial și constau în: 1-grătarul capotei, prin care pa-

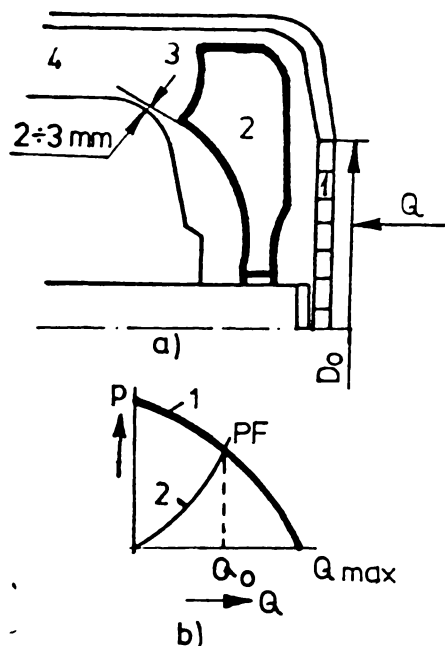


Fig. 22

trunde aerul în ventilator; 2-paletele ventilatorului; 3-la ieșirea aerului din ventilator; 4-de-a lungul nervurilor de racire ale carcasei. Figura 22.b indică punctul de funcționare al ventilatorului, PF, la intersecția caracteristicii sale 1, presiune debit, cu caracteristica rezistenței aerodinamice, 2. Se recomandă o formă circulară a găurilor din grătarul capotei [12]. Diametrul de intrare în capotă a aerului de răcire trebuie ales cu

relația [31]:

$$D_0 = 0,75 - 0,85 D_v \quad (112)$$

Rezistențele aerodinamice întâmpinate de aerul de răcire pe paletele ventilatorului cresc cu numărul paletelor din acest punct de vedere preferîndu-se ventilatoarele cu număr de palete minim acceptabile din punctul de vedere al creerii debitului necesar, deci șapte sau nouă, așa cum s-a stabilit anterior ca optim pentru ventilatoarele ce echipază MEATPm.

Dimensiunile principale ale ventilatorului, în vederea unui zgomot de ventilație cît mai scăzut, trebuie să corespundă următoarelor relații (a se vedea și figura 19) [31]:

$$\frac{D_1'}{D_1''} \geq 1,35, \quad (113)$$

și

$$b_1 \approx 0,3 D_0 \quad (114)$$

cu,

$$0,7 b_1 \leq b_2 \leq b_1 \quad (115)$$

Reducerea rugozității ventilatorului și a părților interioare ale capotei, prin utilizarea maselor plastice la construcția acestor repere, are un rol important pentru scăderea

pierderilor aerodinamice. Această soluție constructivă adoptată și la MEATPm românești modernizate, prin cercetările ICPE, a condus la reducerea zgomotului de ventilație cu 3-5 dB(A), o reducere similară de 5 dB(A) fiind raportată și în cazul unui MEATPm de 1,1 kW bipolar [16].

Un alt mod de reducere a pierderilor aerodinamice la ieșirea ventilatorului constă în alegerea profilului ventilatorului în așa fel încât prelungirea muchiilor paletelor sale să fie la o distanță de cel puțin 2-3 mm față de carcasă [31]. Verificările experimentale au indicat drept favorabilă secțiunea triunghiulară a nervurilor carcasei, care în comparație cu secțiunea dreptunghiulară, conduce la reduceri de pînă la 8 dB(A) a zgomotului de ventilație [38].

Reducerea pierderilor aerodinamice la suprafața MEATPm se poate realiza prin mărirea distanței dintre nervuri, reducerea înălțimii și grosimea lor. O relație de optimizare a dimensiunilor nervurilor conține și coeficientul α de transmitere a căldurii dependent conform nomogramei din figura 23 de viteza medie v a aerului de răcire, lungimea l_n a nervurilor carcasei și de gradul de turbulență a aerului în circuitul de

răcire:

$$\sqrt{\frac{b \cdot \lambda}{\alpha}} = (3-4) h \quad (116)$$

în care mai apare b , distanța dintre nervurile de înălțime h și λ conductivitatea termică a carcasei.

Pentru evitarea turbulenței, se recomandă ca în toate secțiunile circuitului de ventilație al MEATPm, viteza aerului să nu depășească 15-20 m.s⁻¹ și să fie evitate modificările bruște ale secțiunilor de trecere în special în locurile în care viteza aerului depășește 10 m.s⁻¹ [31].

O cale radicală de diminuare a zgomotului de venti-

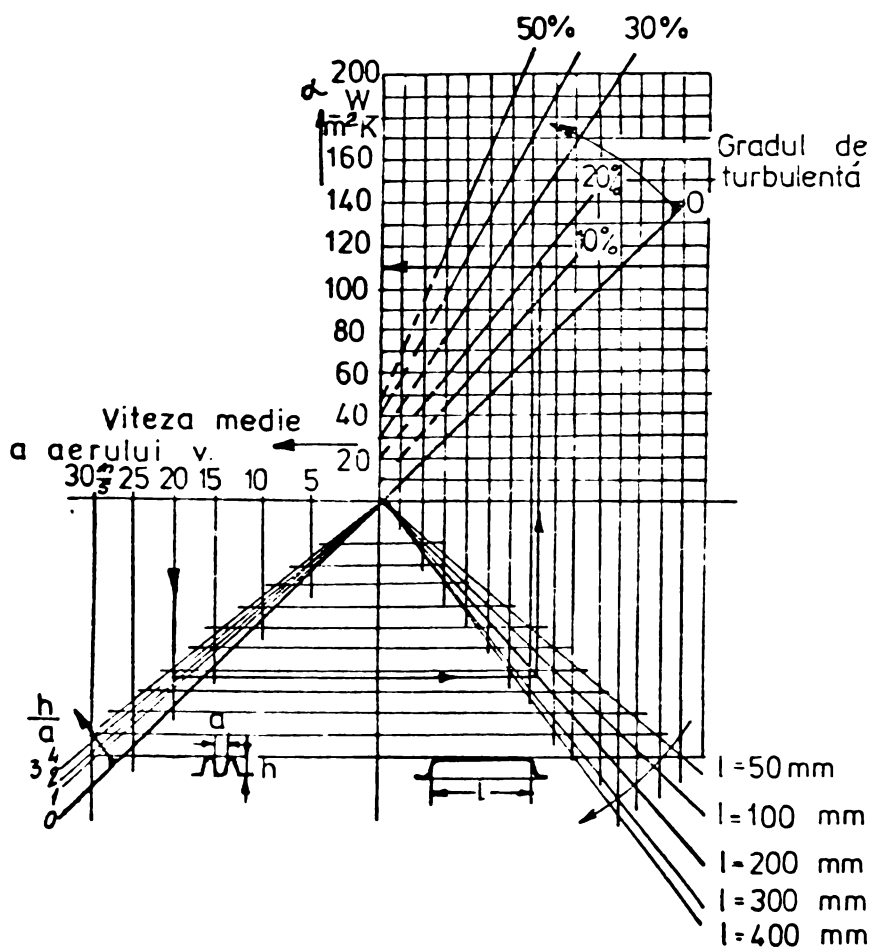


Fig. 23 Modul de stabilire a coeficientului de transmitere a căldurii α la suprafața MEATPm.

lație constă în micșorarea debitului de aer necesar pentru răcirea MEATPm, care se poate obține la proiectarea optimă a mașinilor din punctul de vedere al materialelor active, inclusiv prin utilizarea unei table electrotehnice cu pierderi reduse și/sau prin trecerea la o clasă de izolație superioară.

Micșorarea pierderilor din circuitul magnetic conduce la reducerea debitului de aer de răcire necesar și în consecință și a zgomotului de ventilație.

Trecerea la o clasă de izolație superioară (spre exemplu de la B la F), are drept consecință mărirea capacității calorice a aerului care iese din circuitul de răcire, diminuându-se debitul de aer necesar și reducându-se și în acest caz zgomotul de ventilație.

6.1.3. Eliminarea tonurilor singulare

Atunci când distanța dintre părțile rotitoare ale ventilatorului și obstacole din apropierea sa ca nervuri, bosaje de prindere etc., se găsește sub o anumită limită, analiza armonică a zgomotului MEATPm pune în evidență tonuri singulare.

Acestatea sînt tonuri pure ce apar la frecvența:

$$f_t = N \cdot n/60 \quad [\text{Hz}] \quad (117)$$

unde cu N s-a notat numărul de palete ale ventilatorului.

Analiza zgomotului în bandă îngustă de frecvență, indică și prezența armonicilor lui f_t [74].

În vederea evitării tonurilor singulare din zgomotul corespunzător ventilației, se recomandă în [16] păstrarea unei distanțe minime ventilator-obstacole proximale a_{\min} :

$$a_{\min} \geq (0,04 - 0,06) D_v \quad (118)$$

Dacă din motive constructive nu se poate respecta relația (118), trebuie cel puțin ca a_{\min} să satisfacă relația [68]:

$$a_{\min} > \frac{v^2}{30} \quad (119)$$

în care v este viteza periferică a ventilatorului, în $m.s^{-1}$.

O altă modalitate de reducere a tonurilor singulare, constă în folosirea ventilatoarelor cu număr redus de palete, în acest caz fundamentală tonului singular deplasându-se în regiunea frecvențelor joase cu atenuări mari pe scara A.

Astfel, în cazul ventilatorului cu șapte palete utilizat la un MEAT bipolar, tonul singular de la 350 Hz suferă o atenuare de circa 6 dB(A), conform curbei de ponderare A din figura 4, în comparație cu tonul singular de la 850 Hz sau mai mult ce ar rezulta la un ventilator cu un număr de palete mai mare sau egal cu 17.

Reducerea tonurilor singulare din zgomotul ventilatorului se obține și ca urmare a folosirii unghiurilor inegale dintre palete [84,88]. Prin această măsură, energia acustică se distribuie în mai multe benzi de frecvență, fiecărei din aceste benzi revenindu-i o parte din conținutul total de energie.

Tehnica alegerii unui pas variabil între paletele ventilatorului în vederea reducerii tonurilor singulare deși cunoscută, nu este suficient clarificată ca eficiență și mod concret de aplicare în cazul MEATPm.

O variantă a aplicării unghiurilor inegale dintre paletele ventilatorului o constituie așezarea modulată a paletelor, după relația:

$$\theta_i' = \theta_i + \Delta \theta \sin (m \theta_i) \quad (120)$$

în care θ_i' este noua poziție unghiulară modulată a paletei, luând ca referință paleta N, θ_i reprezintă poziția unghiulară a paletei i pentru cazul paletelor egal distanțate, $\Delta \theta$ este amplitudinea modulării și reprezintă variația maximă a unghiului dintre palete, iar m este numărul de cicluri de modulare.

Pentru exemplificarea modulării a unghiurilor dintre paletele ventilatorului, în figura 24 se indică pozițiile unghiulare ale paletelor pentru ventilatorul cu șapte palete, la un ciclu de modulare cu $m = 1$ și la o amplitudine a modulării de 0,25 radiani.

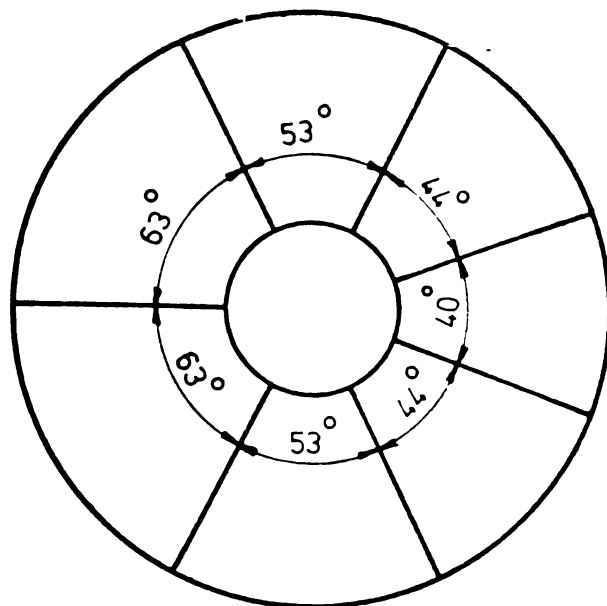


Fig. 24 Pozițiile unghiulare ale paletelor la un ciclu de modulare cu $m=1$ și cu amplitudinea modulării de $0,25\text{rad}$. (ventilator cu 7 palete).

Se prezintă în continuare relațiile cu care pot fi stabilite componentele de zgomot la așezarea modulată a paletelor ventilatorului.

Funcția, care reprezintă presiunile imprimare aerului la fiecare rotație a ventilatorului, are N vârfuri și este periodică, de perioadă egală cu turația mașinii. Ea se descompune în serie Fourier după relațiile cunoscute:

$$f(t) = f_0(t) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin n \Omega t + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \cos n \Omega t \quad , \quad (121)$$

în care:

$$A_n = \frac{\Omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\Omega} f(t) \sin (n \Omega t) dt \quad , \quad (122)$$

$$B_n = \frac{\Omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\Omega} f(t) \cos (n \Omega t) dt \quad . \quad (123)$$

Deoarece $\Omega = 2\pi f_r$ (cu f_r frecvența rotației rotorului), iar $\theta = \Omega t$, rezultă că $d\theta = \Omega dt$ și în relațiile lui A_n și B_n se poate face schimbarea de variabilă de la t la θ obținându-se:

$$A_n = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(\theta) \sin (n\theta) d\theta \quad , \quad (124)$$

$$B_n = \frac{1}{2\tilde{\pi}} \int_0^{2\tilde{\pi}} f(\theta) \cos(n\theta) d\theta \quad (125)$$

Neglijînd, într-o primă aproximație, unghiul de fază dintre armonicile de același ordin, amplitudinea armonicii rezultante de ordin n , C_n , rezultă:

$$C_n = \sqrt{A_n^2 + B_n^2} \quad (126)$$

Impulsul de presiune dat aerului la trecerea fiecărei palete a ventilatorului se poate aproxima cu o sinusoidă de perioadă egală cu distanța dintre două palete consecutive, aproximație considerată apropiată de realitate pentru cazul unui număr mai mic de 15-20 de palete [24].

Funcția $f(\theta)$ pentru ventilatorul cu N palete se definește, în acest caz, ca fiind:

$$f(\theta) = \sum_{i=0}^N \sin \frac{2\tilde{\pi}(\theta - \theta_i)}{\theta_{i+1} - \theta_i} \quad (127)$$

și este valabilă pentru orice $\theta_i < \theta < \theta_{i+1}$.

Notînd cu:

$$D_i = \frac{2\tilde{\pi}}{\theta_{i+1} - \theta_i} \quad (128)$$

și înlocuind în relațiile (124) și (125), rezultă:

$$A_n = \frac{1}{2\tilde{\pi}} \sum_{i=1}^N \left[\frac{\sin[(D_i - n)\theta - D_i\theta_i]}{D_i - n} - \frac{\sin[(D_i + n)\theta - D_i\theta_i]}{D_i + n} \right] \Bigg|_{\theta_i}^{\theta_{i+1}} \quad (129)$$

și

$$B_n = \frac{-1}{2\tilde{\pi}} \sum_{i=1}^N \left[\frac{\cos[(D_i + n)\theta - D_i\theta_i]}{D_i + n} - \frac{\cos[(D_i - n)\theta - D_i\theta_i]}{D_i - n} \right] \Bigg|_{\theta_i}^{\theta_{i+1}} \quad (130)$$

Valorile lui A_n și B_n sînt definite pentru orice $n \neq D_i$.

Pentru $\theta_{i+1} - \theta_i = 2\tilde{\pi}/D_i$, valorile determinate ale funcțiilor se pot obține utilizînd regula lui Hôpital. Prin derivarea în raport cu D_i a numărătorului și numitorului din relațiile (129) și (130) și înlocuind $D_i = n$, rezultă:

$$\lim_{D_i \rightarrow n} \frac{\sin[(D_i - n)\theta_{i+1} - D_i\theta_i] - \sin[(D_i - n)\theta_i - D_i\theta_i]}{D_i - n} = (\theta_{i+1} - \theta_i) \cos D_i\theta_i \quad (131)$$

respectiv

$$\lim_{D_i \rightarrow n} \frac{\cos [(D_i - n)\theta_{i+1} - D_i \theta_i] - \cos [(D_i - n)\theta_i - D_i \theta_i]}{D_i - n} = (\theta_{i+1} - \theta_i) \sin D_i \theta_i \quad (132)$$

Inlocuind în relațiile (129) și (130), rezultă valorile A_n și B_n pentru nedeterminarea introdusă în punctul $D_i = n_i$:

$$A_n = \frac{1}{2\tilde{\omega}} \sum_{i=1}^N \left| (\theta_{i+1} - \theta_i) \cos D_i \theta_i - \frac{\sin [(D_i + n)\theta - D_i \theta_i]}{D_i + n} \right|_{\theta_i}^{\theta_{i+1}}, \quad (133)$$

$$B_n = - \frac{1}{2\tilde{\omega}} \sum_{i=1}^P \left| \frac{\cos [(D_i + n)\theta - D_i \theta_i]}{D_i + n} - (\theta_{i+1} - \theta_i) \sin D_i \theta_i \right|_{\theta_i}^{\theta_{i+1}} \quad (134)$$

Cu relațiile (129) și (130) și în cazul nedeterminării $\theta_{i+1} - \theta_i = 2\tilde{\omega}/D_i$ cu relațiile (133) și (134) se obțin componentele armonice ale dezvoltării în serie Fourier a semnalului sonor proporțional cu impulsurile date aerului pentru ventilatoarele cu palete radiale, indiferent de așezarea unghiulară a paletelor.

Efectul modulării unghiurilor dintre palete se reflectă prin atenuarea fundamentalei tonului singular și apariția unor componente laterale la frecvențele [24]:

$$f_1 = N \cdot n / 60 \pm k \cdot m \cdot n / 60, \quad (135)$$

în care k este un număr întreg.

O simplificare a calculului pozițiilor unghiulare modulate a paletelor ventilatoarelor, se obține prin stabilirea acelor combinații de unghiuri dintre palete la care componentele f_1 apar distinct, în așa fel încât energia tonului singular să se repartizeze și asupra lor.

Pe de altă parte, fundamentala tonului singular și componentele laterale, din spectrul zgomotului de ventilație, trebuie să se afle la o distanță de minim 1/3 octavă pentru ca ele să fie sesizate drept componente distincte [10], în acest caz urechea percepend scăderea efectivă a nivelului tonului singular fundamental.

Metoda astfel concepută de stabilire a unghiurilor

inegale dintre palete o denumim metoda simplificată.

Lăţimea de bandă, L_B , în care apar primele două frecvenţe laterale, cele mai importante de altfel, se deduce cu relaţia [24]:

$$\frac{1}{2} L_B = m \cdot N \cdot n/60 \cdot \Delta\theta \quad (136)$$

Cunoscînd frecvenţa fundamentalei tonului singular, f_t , ce se poate stabili cu relaţia (117) şi determinînd lăţimea benzii de 1/3 octavă care o conţine pe aceasta, tabelul 3, din relaţia (136) se explicitează $\Delta\theta$ la un număr de cicluri de modulare m . Poziţiile unghiulare modulate rezultă în continuare prin aplicarea relaţiei (120).

Spre exemplificare se consideră cazul ventilatorului cu şapte palete echiunghiulare care echipează MEATPm bipolară. Aplicînd relaţia (117) rezultă $f_t = 350$ Hz. Din tabelul 3 se constată că lăţimea benzii de 1/3 octavă ce conţine frecvenţa de 350 Hz este de $B = 85$ Hz.

Calculînd $\Delta\theta$ din relaţia (136) rezultă $\Delta\theta = 0,25$ rad. Refăcînd calculele pentru ventilatorul cu nouă palete în aceleaşi condiţii, se poate lua în mod acoperitor tot $\Delta\theta \approx 0,25$ rad., ambele calcule fiind făcute pentru $m = 1$ cicluri de modulare.

Tabelul 15 redă unghiurile θ'_i în radiani ale paletelor aşezate modulat, unghiurile θ_i corespunzătoare aşezării echiunghiulare, respectiv diferenţele $\theta'_{i+1} - \theta'_i$ pentru ventilatoarele cu şapte palete şi cu nouă palete, stabilite pe baza metodei simplificate de modulare prezentată anterior.

Tabelul 15

Ventilatorul cu şapte palete			Ventilatorul cu nouă palete		
θ'_i [rad]	θ_i [rad]	$\theta'_{i+1} - \theta'_i$ [rad]	θ'_i [rad]	θ_i [rad]	$\theta'_{i+1} - \theta'_i$ [rad]
0	0	1,093	0	0	0,859
1,093	0,898	0,946	0,859	0,689	0,783
2,039	1,795	0,762	1,642	1,396	0,669
2,801	2,693	0,681	2,311	2,094	0,567
3,482	3,590	0,762	2,878	2,793	0,527
4,244	4,488	0,946	3,405	3,491	0,567
5,190	5,386	1,093	3,972	4,189	0,669
6,283	6,283	-	4,641	4,887	0,783
			5,424	5,585	0,859
			6,283	6,283	-

6.1.4. Rezultate experimentale privind reducerea zgomotului de ventilație

S-au verificat experimental câteva aspecte ale reducerii zgomotului de ventilație și anume:

- relația ce trebuie să existe între distanța "a" palete ventilator-obstacole fixe și diametrul exterior al ventilatorului pentru evitarea tonurilor singulare;

- evitarea tonurilor singulare prin stabilirea pozițiilor unghiulare modulate ale paletelor ventilatorului;

- influența materialelor din care sînt alcătuite ventilatorul și capota MEATPm asupra zgomotului emis.

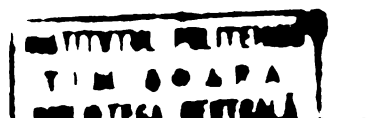
Relația ce trebuie să existe între distanța "a" și diametrul exterior al ventilatorului în scopul evitării tonurilor singulare s-a analizat pentru cazul unei MEATPm bipolare de 5,5 kW, de fabricație IMEP. La motorul electric, echipat cu un ventilator din tablă de fier cu nouă palete egal distanțate între ele, s-au executat măsurători ale nivelului presiunii acustice globale la distanța de 0,7 m, funcție de distanța "a" indicată în procente față de diametrul exterior al ventilatorului. În tabelul 16 se exprimă și mărimea fundamentalei tonului singular la frecvența de 447 Hz, măsurătoarea efectuîndu-se cu analizorul heterodină tip 2010 B&K, în banda îngustă de frecvențe de 3,16 Hz.

Tabelul 16

Nivelul presiunii acustice funcție de distanța "a" la o MEATPm de 5,5 kW bipolară

a [% din D_v]	$L_{447(0,7)}$ [dB]	$L_{(0,7)}$ [dB(A)]
1,9	78,9	85
2,9	78,5	84,6
5,2	78,2	84,2
7,1	78	84

Din examinarea tabelului 16 se remarcă o oarecare diminuare atît a fundamentalei tonului singular, cît și a zgomotului global fără ca acestea să înregistreze reduceri substanțiale în domeniul lui "a" de pînă la 7,1% D_v .



Pentru același ventilator montat pe axul unui motor de 7,5 kW tetrapolar tot de fabricație IMEP, componenta zgomotului la frecvența fundamentalei, precum și nivelurile presiunii acustice la distanța de 0,7 m funcție de a , sînt indicate în tabelul 17.

Tabelul 17

a [% din D_v]	$L_{223(0,7)}$ [dB]	$L_{(0,7)}$ [dB(A)]
1,9	52,7	66,4
3,3	50,4	66,4
5,2	48	66,2
6,7	48	66,2

Deși fundamentală tonului singular la frecvența de 223 Hz descrește cu distanța, această reducere nu se reflectă și în zgomotul global, care rămîne practic constant.

Explicația rezidă pe de o parte că viteza mai mică a ventilatorului, în cazul mașinii tetrapolare, face ca zgomotul datorat ventilației să aibă un aport diminuat în zgomotul global și în plus la frecvența de 223 Hz atenuarea introdusă de scara de ponderare A, este de peste 9 dB. În aceste condiții, fundamentală tonului singular are o contribuție practic neînsemnată în zgomotul global, determinat pe scara de ponderare A.

Din verificările experimentale rezultă că prin păstrarea distanței " a " în limitele indicate de relația (118) se reduce contribuția tonurilor singulare la zgomotul de ventilație a unei MEATPm bipolare cu circa 1 dB. Deși păstrarea distanței a_{\min} are o contribuție mică la reducerea fundamentalei tonului singular și a zgomotului global, se recomandă, totuși, respectarea relației (118) în cazul MEATPm bipolare.

Deoarece la mașinile tetrapolare distanța " a " nu influențează practic zgomotul de ventilație al MEATPm, urmează ca aceasta să fie stabilită din alte considerente constructive.

Influența asupra nivelului de zgomot global și asupra tonurilor singulare a modulării pozițiilor unghiulare ale paletelor ventilatorului s-a experimentat cu ajutorul unui ventilator din tablă de fier a cărui construcție specială a permis

atît modificarea numărului de palete, cît și a unghiurilor dintre ele. Ventilatorul, de construcția amintită, a echipat o MEATPm de fabricație IMEP de 5,5 kW cu $p = 1$. Pentru experimentări s-au considerat un număr de nouă palete ale ventilatorului cu unghiuri între palete modulate cu amplitudini de modulare $\Delta \theta = 0, 0,15$ și $0,25$ rad. Pozițiile unghiulare ale celor nouă palete în raport cu poziția de referință θ_0 (figura 24) sînt consemnate în tabelul 13 pentru amplitudinile de modulare $\Delta \theta = 0$ și $\Delta \theta = 0,25$ rad.

În tabelul 18 se prezintă nivelul zgomotului global la distanța de 0,7 m, $L_{0,7}$ și a fundamentalei tonului singular de la frecvența de 447 Hz, L_{447} , pentru motorul cu datele amintite mai sus, modulările cu $\Delta \theta = 0, 0,15$ și $0,25$ rad.

Tabelul 13

Varianta ventilator	$\Delta \theta$ [rad]	$L_{0,7}$ [dB(A)]	L_{447} Hz [dB]	Diferența față de varianta 1 [dB(A)]
1	0	84,3	78,9	-
2	0,15	82	75,2	2,3
3	0,25	80,7	71,9	3,6

Analizele spectrale înregistrate sînt comparate pentru variantele 1 și 3 în figura 25.a și 25.b, la varianta 3 (cu $\Delta \theta = 0,25$ rad) remarcîndu-se atenuarea tonului singular cu 7 dB, a armonicilor acestuia, precum și a zgomotului global cu 3,6 dB(A) în comparație cu varianta 1.

Pentru ventilatorul cu unghiuri modulate cu amplitudinea $\Delta \theta = 0,15$ rad, s-a redus, de asemenea, nivelul zgomotului global și al fundamentalei tonului singular, dar într-o măsură mai mică decît pentru $\Delta \theta = 0,25$.

De remarcat că reducerile prin modulare sînt mai mari pentru tonurile singulare în comparație cu cele care se obțin în zgomotul global, ca urmare a faptului că acesta din urmă este format prin însumarea logaritmică și a altor componente din spectrul de zgomot.

În concluzie, se recomandă modularea unghiurilor dintre paletele ventilatoarelor ce echipează MEATPm bipolare pe

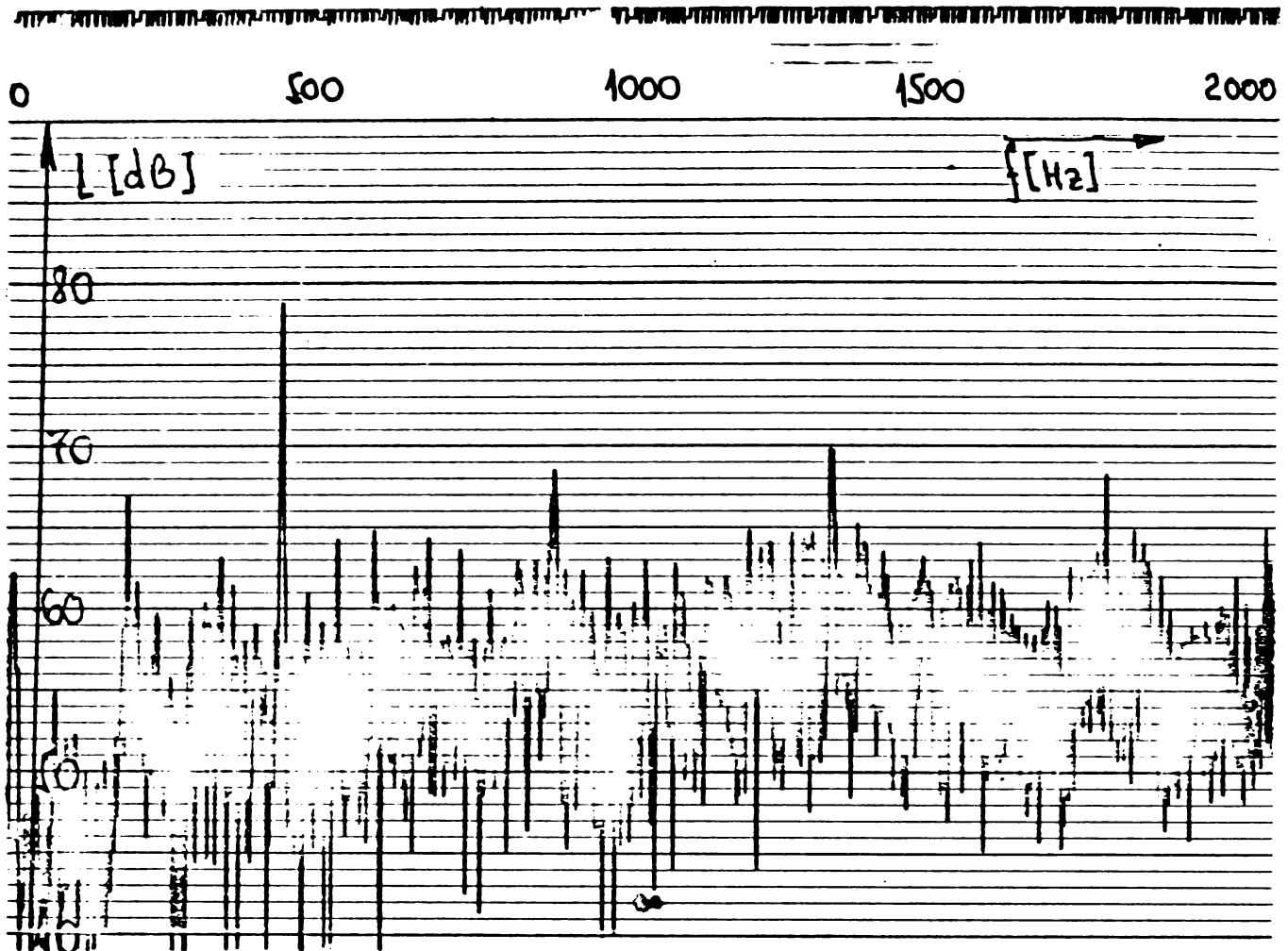


Fig.25.a.- Analiza în bandă îngustă a zgomotului pentru un MEATPm de 5,5 kW cu $p=1$ cu ventilator în varianta 1 (tabelul 18)

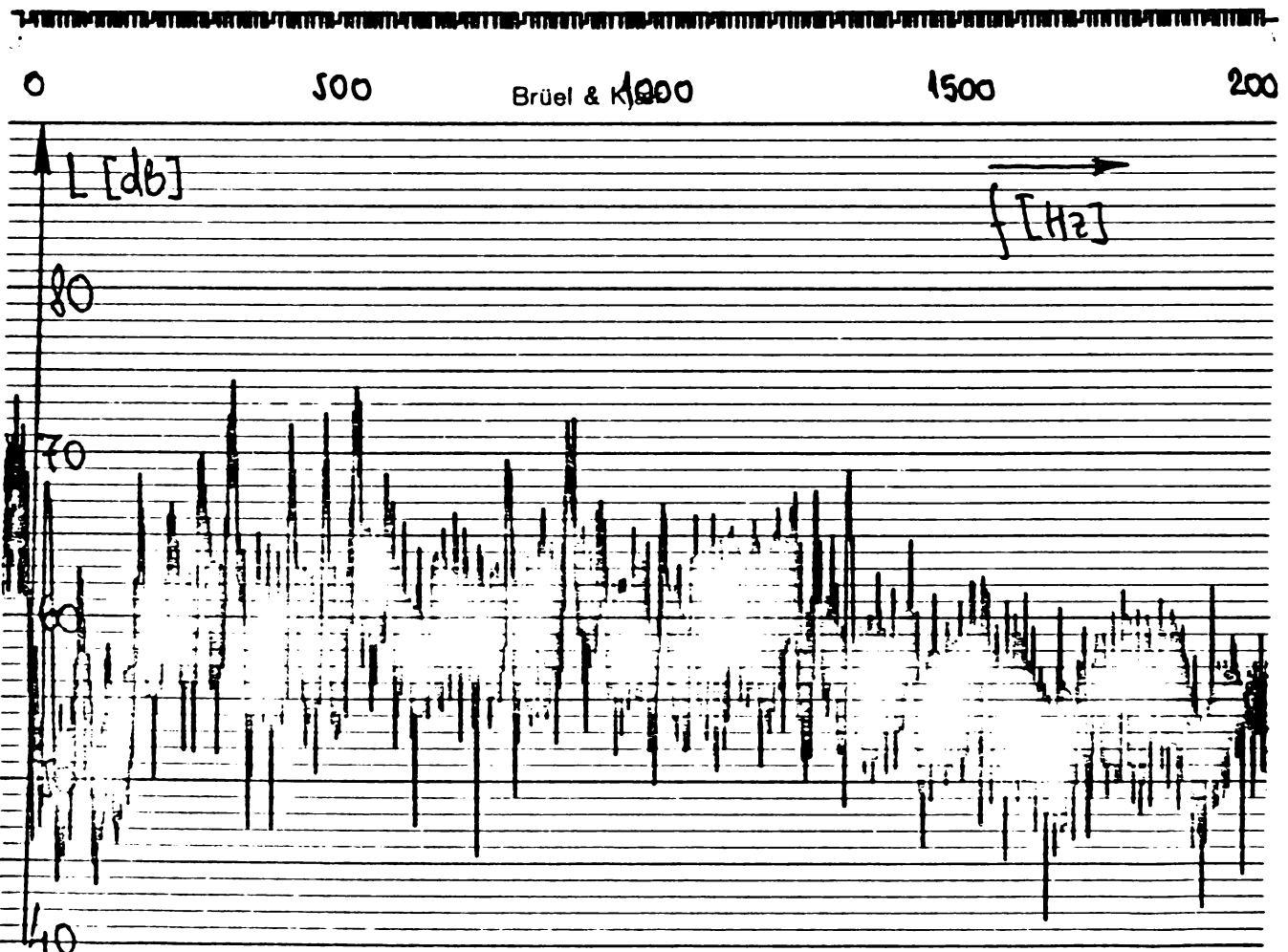


Fig.25.b.- Analiza în bandă îngustă a zgomotului pentru un MEATPm de 5,5 kW cu $p=1$ cu ventilator în varianta 3 (tabelul 18).

baza relațiilor precizate în paragraful 6.1.3, reducându-se tonurile singulare și nivelul zgomotului global (de ordinul a 3-4 dB(A)), fără cheltuieli suplimentare de fabricație.

Influența materialelor din circuitul de ventilație asupra zgomotului emis. Ventilatoarele din tablă de oțel sudată treptat le-au luat locul celor din aluminiu turnat și mai recent ventilatoarele din mase plastice. Ultimele două materiale prezintă avantajul că se pot executa prin turnare, procedeu tehnologic mai productiv decât sudura. În plus, ventilatoarele din material plastic sînt mai ușoare și mai ieftine decât cele din aluminiu sau tablă sudată, utilizarea lor contribuind la reducerea consumului de metal.

Cu excepția unor condiții speciale, ca spre exemplu în medii chimice deosebit de agresive, MEATPm se pot echipa cu ventilatoare și capote din mase plastice.

În momentul de față, cea mai utilizată masă plastică pentru construcția ventilatoarelor și capotelor la MEATPm din țară, este terpolimerul acrilonitril-butadienă-etirenă cu simbol comercial ABS.

Atît vibrațiile, cît și zgomotul produs de MEATPm echipate cu ventilator și capotă din masă plastică, sînt mai reduse decât în cazul utilizării aluminiului sau tablei de fier, de asemenea, scade riscul de intrare în rezonanță al acestora [74].

Pentru a pune în evidență această reducere, s-au executat măsurători pe cîte trei MEATPm bipolare de 5,5 kW și respectiv tetrapolare de 7,5 kW, echipate pe rînd cu ventilator metalic și din masă plastică, ABS, cu cîte șapte palete.

De menționat că distanța "a" a fost aleasă egală cu $0,05 D_v$ și s-au stabilit aceleași unghiuri între palete la ventilatorul metalic ca și la ventilatorul de masă plastică.

Nivelurile globale ale presiunii acustice la distanța de 1 m, L, mediate aritmetic pentru cele trei motoare, sînt prezentate în tabelul 19. Tabelul 19 pune în evidență reduceri ale presiunii acustice globale la distanța de 1 m în medie cu 3,5 dB(A) la MEATPm bipolare și cu 1,5 dB(A) la MEATPm tetrapolare prin utilizarea ventilatorului din masă

plastică în locul ventilatorului din tablă de fier.

Tabelul 19

P [kW]	p	L [dB(A)]		L [dB(A)]
		ventilator metalic	ventilator plastic	
5,5	1	82,5	79	3,5
7,5	2	65,5	64	1,5

Verificînd experimental rolul de atenuator al materialului capotei pe această cale de transmitere a zgomotului, s-a stabilit că utilizarea capotei, indiferent de materialul din care este alcătuită, reduce zgomotul global la MEATPm bipolare cu circa 2 dB(A) în comparație cu motoarele neechipate cu capotă.

Rezultatele experimentale obținute în acest paragraf, atestă valabilitatea recomandărilor din paragrafele 6.1.1.-6.1.3 și vin să completeze datele cunoscute din literatură [13,16,66,68].

Se precizează, în plus, faptul că pentru MEATPm, tonurile singulare se fac remarcate numai în zgomotul global al mașinilor bipolare, la cele tetrapolare, ele practic nu contribuie la zgomotul global.

Verificările experimentale dovedesc că tonurile singulare, în cazul MEATPm bipolare, sînt puțin influențate de distanța "a", iar MEATPm tetrapolare practic nu sînt influențate de aceasta.

Pentru reducerea tonurilor singulare, se recomandă modularea unghiurilor dintre paletetele ventilatorului după metoda indicată la punctul 6.1.3, diminuările zgomotului global la MEATPm bipolare, în cazul aplicării acestei măsuri, putînd fi apreciate de ordinul a 3-4 dB(A).

Ventilatoarele executate din masă plastică, în comparație cu cele din tablă de fier, reduc nivelul de zgomot global al MEATPm bipolare în medie cu 3,5 dB(A) și respectiv cu 1,5 dB(A) la MEATPm tetrapolare.

Capotele din masă plastică nu contribuie la reducerea nivelului de zgomot global în comparație cu cele din tablă de fier. Indiferent de material, capotele joacă un rol de atenuare în calea zgomotului corespunzător ventilației, prin utilizarea lor rezultând reduceri ale zgomotului global de 2 dB(A) la MEATPm bipolare și mai mici de 0,5 dB(A) la cele tetrapolare.

6.2. Reducerea zgomotului electromagnetic

Fiind cunoscute generarea și transmiterea zgomotului electromagnetic, se recomandă următoarele măsuri pentru diminuarea și controlul său:

- limitarea saturației, excentricității și atracției magnetice unilaterale;
- alegerea unei combinații favorabile de numere de creștături;
- stabilirea unei înfășurări corespunzătoare;
- precizarea deschiderii creștăturilor și a înclinării acestora;
- aplicarea unor măsuri secundare de atenuare a zgomotului.

Se detaliază, în paragraful de față, aplicarea concretă a măsurilor de reducere a zgomotului electromagnetic evidențiindu-se eficiența fiecărei măsuri în parte.

6.2.1. Saturația circuitului magnetic și zgomotul magnetic

Folosirea mai eficientă a materialelor care intră în compunerea MEATPm implică utilizarea cu un factor de saturație mărit a circuitului magnetic. Apariția saturației magnetice în zona dinților, produce o aplatizare a inducției din întrefier, în timp ce manifestarea ei în jug conduce la o formă ascuțită a inducției [53].

Colivia rotorică atenuază armonicile de saturație, efectul fiind mai pronunțat la funcționarea în sarcină [43]. În principal, zgomotul magnetic corespunzător saturației, se datorește undelor de forță cu numărul de ordine r_2 , corespunzătoare interacțiunii armonicilor reziduale de saturație din rotor B_{λ_s} cu armonicile inducției din stator B_{ν} , relațiile (53) și (44).

Din relația (53) se constată că principalele căi de diminuare ale amplitudinii undelor de forță de ordinul r_3 , constau în:

- micșorarea fundamentalei saturației;
- aplicarea unei înclinări a crestăturii rotorice care să conducă la un factor de înclinare minim, respectiv la armonici de saturație rotorice minime.

Cercetări recente prezentate în literatură [17], stabilesc că saturația dinților și cea a jugului au efecte contrare asupra deformării curbei cîmpului din întrefier, prin calcul putîndu-se preciza o alegere a raportului dintre saturația dinților și a jugului în așa fel încît circuitul magnetic să fie saturat, iar armonicile de saturație să-și păstreze un nivel scăzut.

Fără a detalia calculele prezentate în [17], se amintește că se iau în considerare atît componenta normală, cît și tangențială a inducției, obținîndu-se un plus de calitate față de soluții anterioare din literatură [52,53].

Aprecieri calitative asupra compensării formei cîmpului în vederea păstrării unor armonici de saturație mici [30] stabilesc că raportul dintre tensiunea magnetică în dinți raportată la tensiunea magnetică a întrefierului trebuie să fie cît mai mic, iar raportul între tensiunea magnetică în jug și cea în dinți trebuie să fie optimizat în vederea unei abateri cît mai mici de la sinusoidă a cîmpului.

În ceea ce privește înclinarea crestăturii rotorului pentru atenuarea armonicilor rotorice, corespunzătoare saturației, măsura propusă nu poate fi privită independent, înclinarea trebuind aleasă pe baza luării în considerare a tuturor interacțiunilor periculoase, ale armonicilor de cîmp rotorice cu cele statorice, din punctul de vedere al zgomotului, după cum se va arăta la punctul 6.2.4.

Experimental s-a determinat că înclinarea crestăturilor întărind cîmpul magnetic într-o parte a MEATPm și slăbindu-l în partea cealaltă, contribuie și ea la modificarea saturației circuitului magnetic [5].

Indicația generală în privința reducerii componentelor de zgomot electromagnetic corespunzătoare saturației,

care trebuie aplicată în special la MEATPm, este de a se evita undele de forță $r_3 = 0, \pm 1, \pm 2$, rezultate prin interacțiunea fundamentalei saturației cu armonicile de crestare de primul ordin. Această recomandare se concretizează în ceea ce privește stabilirea numărului de crestături prin relația (148).

6.2.2. Controlul excentricității și atracției magnetice unilaterale. Diminuarea dezechilibrului remanent

Excentricitatea relativă notată cu ξ , se definește ca raportul dintre diferența mărimii medii și minime a întrefierului pe mărimea sa medie și are la bază următoarele cauze ce apar în procesul de fabricație și pe parcursul utilizării mașinii electrice:

- suprafața interioară a statorului nu este perfect cilindrică;

- suprafața exterioară a statorului nu este perfect cilindrică;

- statorul și rotorul nu sînt montați concentric;

- statorul și rotorul se deformează sub acțiunea forțelor proprii, a forțelor magnetice și a diferențelor de temperatură ce apar în funcționare;

- rulmenții suferă o uzură pe parcursul funcționării.

Din motive economice, la fabricația MEATPm de serie mare, excentricitatea relativă nu poate fi limitată la valori prea mici. Orientativ, măsurători experimentale pe 33 MEATPm identice, au evidențiat variația lui ξ între limitele de 5-65% [29].

Ca urmare a excentricității, în întrefierul mașinii se manifestă, în afara cîmpului principal, două cîmpuri magnetice suplimentare cu $p \pm 1$ poli. Ele pot fi puse în evidență pornind de la fundamentala tensiunii magnetice, \mathcal{F}_m , care se exprimă astfel:

$$\mathcal{F}_m(x,t) = \mathcal{F}_m \max \cos(px - \omega_1 t - \varphi) \quad (137)$$

În cazul unei excentricități relative ξ , centrul rotorului execută în jurul centrului statorului o mișcare pe un

cerc de rază $\xi \cdot \delta_0$, δ_0 fiind întrefierul mediu, cu viteza unghiulară $\Omega = 2\pi n/60$.

Variația întrefierului se poate scrie:

$$\delta(x,t) = \delta_0 [1 - \xi \cos(x - \omega t)] \quad , \quad (138)$$

iar permeanța întrefierului raportată la unitatea de suprafață a alezajului stator, se calculează astfel:

$$\lambda(x,t) = \frac{\mu_0}{\delta_0 [1 - \xi \cos(x - \omega t)]} \approx \lambda_0 [1 + \xi \cos(x - \omega t)] \quad , \quad (139)$$

în care λ_0 este permeanța medie a întrefierului.

Inducția medie la neglijarea saturației rezultă:

$$B(x,t) = \mathcal{F}_m(x,t) \cdot \lambda(x,t) = B_{\max} \cos(px - \omega_1 t - \varphi) + \\ + B_{\max} \frac{\xi}{2} \cos[(p+1)x - (\omega_1 + \omega)t - \varphi] + B_{\max} \frac{\xi}{2} \cos[(p-1)x - (\omega_1 - \omega)t - \varphi] \quad (140)$$

Pentru că $\xi/2$ este întotdeauna mai mic decât 0,5, rezultă că aceste cîmpuri au amplitudini mai mici decât cîmpul principal, dar deoarece au componente cu frecvențe diferite față de cîmpul de bază, forțele determinate de ele, constituie noi surse de excitație a ansamblului mecanic al mașinii, crescînd implicit riscul coincidenței frecvențelor forțelor excitatoare cu frecvențele de rezonanță mecanică ale mașinii electrice.

Prin relațiile (60) și (65) din capitolul 4, a fost pus în evidență modul în care armonicile de excentricitate depind de parametrii geometrici și electrici ai mașinii și cum interacționează la formarea undelor de forță de ordinul r_4 . De remarcat că reducerea armonicilor reziduale de cîmp, corespunzătoare excentricității $B\lambda_\xi$, de ordinul $p-1$, respectiv $p+1$, se poate obține, prin micșorarea excentricității și prin reducerea factorului de înclinare corespunzător acestor armonici. Atenuarea armonicilor de cîmp rotorice, datorate excentricității, trebuie avută în vedere, de asemenea, la stabilirea înclinării optime a crestăturilor, așa după cum se va prezenta la punctul 6.2.4.

Din relația (60) rezultă că este important ca pentru o serie construită, în cadrul aplicării unor anumite tehnologii de execuție, să se cunoască întrefierul mediu obținut, ca

și dispersia acestuia în fabricație pentru a putea previziona mărimea componentelor de zgomot electromagnetic corespunzătoare excentricității.

În prezent, mărimea întrefierului poate fi stabilită prin metode experimentale directe și indirecte. Una din metodele directe recomandate în literatură [1], utilizează razele Röntgen care străbat întrefierul mașinii și impresionează o hîrtie fotografică situată în partea opusă, obținîndu-se cu o precizie ridicată, mărimea întrefierului de-a lungul întregii periferii. Metoda indirectă dezvoltată în [29], are la bază corelația bună (0,74) obținută între cuplul MEAT la alimentarea sa monofazată și mărimea întrefierului.

Legătura dintre zgomotul electromagnetic și excentricitate a fost urmărită și experimental, stabilindu-se o variație aproximativ liniară a nivelului puterii acustice magnetice, L_{Pm} cu ξ [22], pentru intervalele $\xi = (0-0,1) \cup (0,3-0,75)$, pentru al doilea interval creșterea fiind mai pronunțată. În intervalul $\xi = [0,1-0,3]$, L_{Pm} a fost practic constant cu variația excentricității.

Figurile 26 și 27 redau variațiile principalelor componente de zgomot electromagnetic cu excentricitatea, pentru cazul MEAT la care s-au stabilit relațiile dintre L_{Pm} și ξ indicate mai înainte, anume MEAT 1 de 0,37 kW cu $2p = 4$, figura 26, respectiv MEAT 2 de 0,37 kW cu $2p = 6$, figura 27. Excentricitatea ξ s-a modificat între valorile 0 și 75%.

Analiza zgomotului, efectuată cu un analizor în procent de bandă constantă de 6%, a urmărit la motorul 1 componentele de la frecvențele de 1200 Hz, curba 1, 1300 Hz, curba 2, 1400 Hz, curba 3, iar la motorul 2, componentele de la frecvențele de 900 Hz, curba 1, 700 Hz, curba 2 și 800 Hz, curba 3 [22].

În vederea micșorării componentelor de zgomot corespunzătoare excentricității la MEATPm în comparație cu alte componente din spectru, se recomandă ca excentricitatea relativă să nu depășească valori de 0,15 [31].

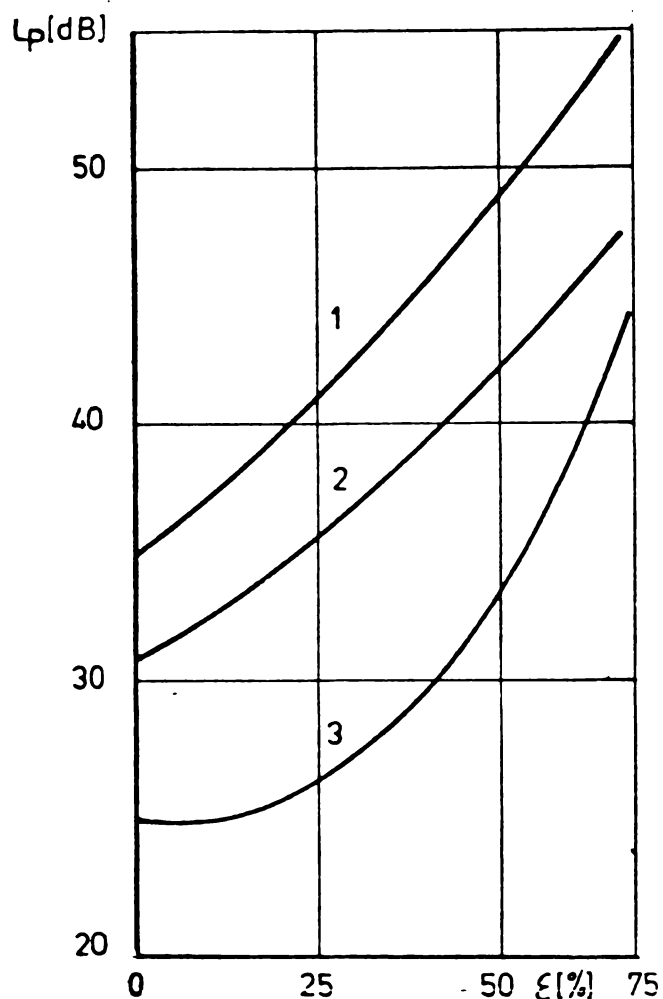


Fig. 26 Variația nivelului puterii acustice L_p cu excentricitatea relativă ϵ (motor 1). Analiză în lățime de bandă de procent constant, 6%, la frecvențele 1-1200 Hz; 2-1300 Hz; 3-1400 Hz.

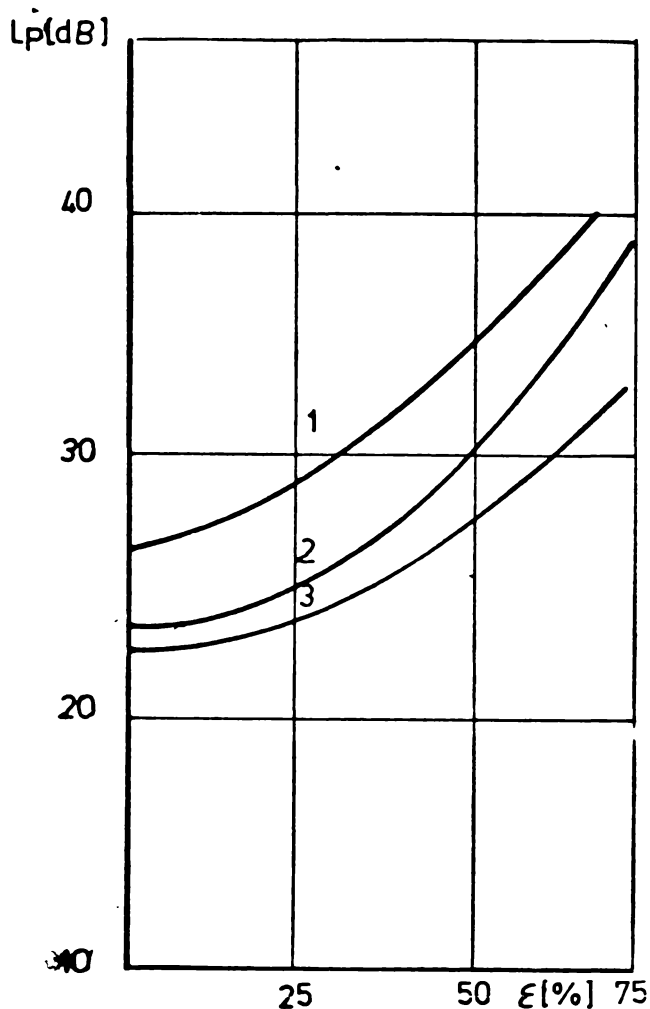


Fig. 27 Variația nivelului puterii acustice L_p cu excentricitatea relativă ϵ (motor 2). Analiză în lățime de bandă de procent constant, 6%, la frecvențele 1-900 Hz; 2-700 Hz; 3-800 Hz.

Trebuie subliniat faptul că excentricitatea rotorului are efecte și asupra vibrațiilor mașinii, execuția unor mașini în clasa S (specială) de vibrații conform [92] fiind condiționată la MEATPm de reducerea lui ϵ la valoarea de 0,05, ceea ce implică toleranțe strânse ale circularității rotorului și statorului, ale coaxialității lor și a locașelor pentru rulmenții din scuturi.

Dezechilibrul rotorului introduce vibrații mecanice și uneori componente de zgomot ale MEATPm.

Forța centrifugă datorată masei de dezechilibru m_1 , așezată la distanța r_1 față de centrul rotorului, se calculează cu relația:

$$F_c = m_1 \cdot r_1 \cdot \Omega^2 \quad (141)$$

unde F_c se mai numește și forță de dezechilibru și se datorește necoincidenței axei de inerție a rotorului cu axa de rotație.

Caracterizarea dezechilibrului MEATPm se face prin raportul între dezechilibrul remanent total al rotorului $\Delta = m_1 \cdot r_1$ și masa M a acestuia:

$$e = \frac{m_1 \cdot r_1}{M}, \quad [\mu\text{m}] \quad (142)$$

fiind exprimată în microni, rezultați prin înlocuirile mărimilor din relația (142) sub forma (g.mm)/kg.

Dezechilibrul rotorului care apare la frecvența de rotație este important din punctul de vedere al vibrațiilor și se reflectă mai puțin în nivelul de zgomot al MEATPm [30].

Dezechilibrul rotorului este combătut prin construcția mașinii urmărindu-se coincidența axei de rotație cu axa de inerție a rotorului. Toleranțele de execuție prevăzute constructiv, conduc la dezechilibre ce trebuie compensate prin echilibrarea rotorului pe mașini de echilibrat, în așa fel încât dezechilibrul remanent să fie sub limita admisă.

Pentru MEATPm la care nu se impun cerințe deosebite în ceea ce privește nivelul vibrațiilor, se recomandă ca dezechilibrul remanent să se încadreze în clasa G 6,3 considerată după [101]. Atunci când MEATPm urmează să acționeze mașini de mare precizie, la care este important nivelul de vibrații, se recomandă clasa G 2,5, iar clasa G 1 este indicată pentru aplicații deosebit de pretențioase în privința nivelului de vibrații [31].

Se recomandă echilibrarea rotorului asamblat, cu rulmenții și ventilatorul montați, constructiv prevăzându-se posibilitatea de adaus sau îndepărtare de material în două planuri diferite, perpendiculare pe axa mașinii.

În cazul MEATPm a fost pusă în evidență o corelație strînsă între nivelul de vibrații și dezechilibrul remanent, ceea ce a permis dezvoltarea unei metode de determinare a nivelului de vibrații pornind de la mărimea dezechilibrului remanent [37].

Forțele de atracție magnetică unilaterală, notate prescurtat cu FAMU, se datoresc undelor de forță de ordinul 1 și sînt amplificate prin prezența excentricității. Deoarece în cursul unei rotații rotorul trece printr-un punct cu întrefier minim și unul cu întrefier maxim, efectul excentricității se

traduce printr-o modulare a curbei cîmpului din întrefier printr-o undă cu doi poli [7].

FAMU sînt mai reduse la MEATPm cu rotorul în scurtcircuit, datorită curenților induși în colivie care se opun componentei de dezechilibru a cîmpului și reprezintă circa o treime din FAMU corespunzătoare unei mașini asincrone echivalente, dar cu rotorul bobinat [7,9]. Variația FAMU cu excentricitatea, în urma verificărilor experimentale, s-a stabilit că este aproximativ liniară, așa cum se arată în figura 28 [8] pentru trei tensiuni de alimentare, în cazul unui MEAT bipolar.

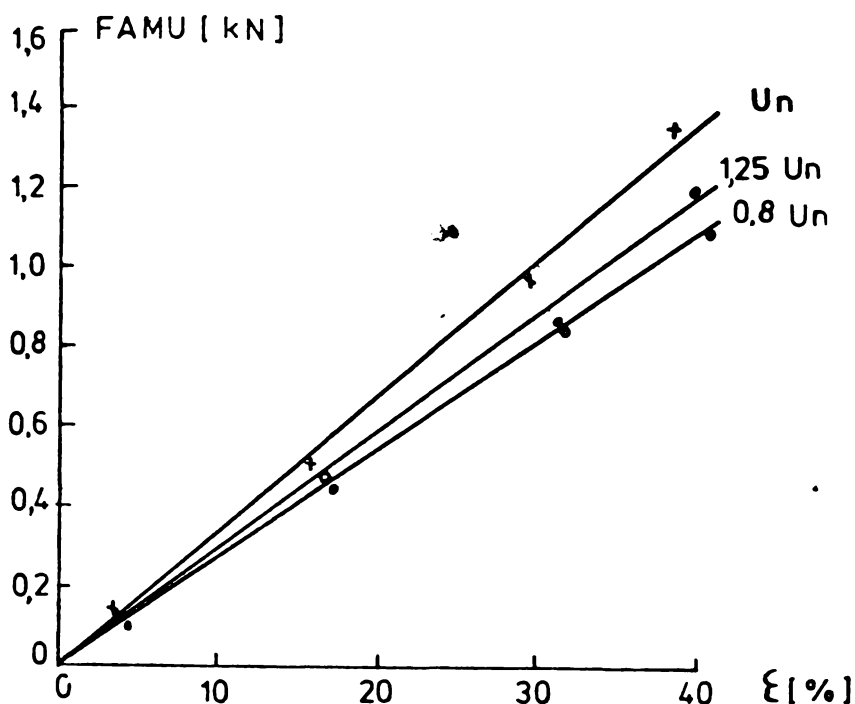


Fig 28. Variația FAMU cu excentricitatea pentru un MEAT bipolar la mersul în gol pentru 3 tensiuni la borne

În regimul tranzitoriu al mașinii, FAMU sînt aproximativ egale la rotorul în colivie cu cele dezvoltate pentru un motor de aceeași putere cu rotorul bobinat. Explicația rezidă în egalizarea cu întârziere a curenților din barele coliviei rotorice, care are un efect de reducere a FAMU.

Evitarea sau limitarea efectelor FAMU se obține prin

utilizarea căilor în paralel în înfășurarea statorică și alegerea numărului de crestături statorice și rotorice, în așa fel încât să fie evitate unde de forță de ordinul 1. Deoarece modul de realizare a înfășurărilor, cât și stabilirea combinațiilor de crestături optime reprezintă direcții principale de reducere a zgomotului magnetic, ele sînt tratate separat în acest capitol la punctele 6.2.3 și 6.2.4.

Se precizează faptul că din experiența de proiectare existentă, la MEATPm se recomandă evitarea undelor de forță de ordinul 1 pînă la gabaritul 100 inclusiv [31]. De aici rezultă că motoarele mai mici din cadrul MEATPm și anume cele care aparțin inclusiv gabaritului 100, sînt mai sensibile în ceea ce privește acțiunea asupra lor a FAMU și a excentricității.

Un lucru care vine să confirme afirmația de mai sus este faptul că numai la mașinile foarte mici s-a putut stabili o metodică de calcul a zgomotului magnetic ținîndu-se seama exclusiv de excentricitate și de efectele sale asupra cîmpului electromagnetic și a undelor de forță magnetice [22].

6.2.3. Modul de realizare a bobinajului

O primă măsură, care trebuie luată la alegerea bobinajului, constă în evitarea înfășurărilor fracționare, care introduc armonici de cîmp suplimentare în comparație cu înfășurările cu număr întreg de crestături pe pol și fază [21]. La MEATPm se utilizează, de regulă înfășurările întregi, cele fracționare fiind proprii mașinilor de puteri mari sau foarte mici.

Scurtarea pasului înfășurării și utilizarea înfășurărilor în două straturi sînt indicate în cazul MEATPm, conducînd la reducerea armonicilor de cîmp [43] și implicit a componentelor zgomotului magnetic condiționate de acestea. Scurtarea pasului înfășurării nu afectează însă armonicile de crestare, care au același factor de înfășurare cu fundamentala cîmpului [62] și care, adeseori, stau la baza unor componente mari ale zgomotului electromagnetic.

Participarea armonicilor de cîmp statorice la formarea undelor de forță și la generarea, în ultimă instanță, a armonicilor de zgomot a fost detaliată la punctul 4.3. Prin utilizarea programului de calcul prezentat în capitolul 5, pro-

gram care conține informații inclusiv despre structura mecanică a mașinii și proprietățile ei de radiație acustică, se poate determina efectul scurtării pasului de înfășurare asupra zgomotului la mașina studiată. Este de remarcă că acest efect este diferit de la mașină la mașină și trebuie studiat pentru fiecare caz în parte.

O decizie asupra scurtării pasului poate fi luată prin aplicarea programului de calcul, ținând seama că prin acest procedeu, în afara atenuării unor armonici ale câmpului, se fac și economii de cupru.

Studiul variației zgomotului electromagnetic cu pasul înfășurării din stator pentru trei înclinări diferite ale creștăturilor coliviei rotorice a fost efectuat cu ajutorul programului de calcul, în cazul motoarelor M1 și M3. Datele de calcul obținute sînt prezentate în tabelul 20.

Tabelul 20

Variația nivelului zgomotului electromagnetic exprimat în dB(A) cu pasul înfășurării statorice și cu înclinarea creștăturilor coliviei rotorice pentru M1 și respectiv M3

t_i / $1 - \frac{\gamma}{Y}$	M1			M3		
	$\frac{7}{9}$	$\frac{8}{9}$	1	$\frac{7}{9}$	$\frac{8}{9}$	1
0	64,6	68,9	65,9	67,4	69,9	68,6
0,66 t_1	56,3	59,2	57,6	58,3	60,2	59,4
t_1	40,5	40,3	41,6	41,9	42,2	43

Urmărind rezultatele prezentate în tabelul 20, se constată că indiferent de înclinare, pasul de înfășurare optim pentru ambele motoare este de 7/9, care conduce la o reducere maximă a zgomotului electromagnetic cu 4,3 dB(A) pentru M1 și cu 2,5 dB(A) pentru M3 în raport cu pasul de 8/9.

Utilizarea căilor în paralel este indicată pentru atenuarea undelor de forță radiale cu un număr redus de perechi de poli, p-1 și p+1, care apar datorită excentricității rotorului [83].

La MEATFm, la care din motive economice, nu este posibil să se păstreze excentricitatea relativă a rotorului

sub limita $\xi = 0,1-0,15$ propusă anterior, utilizarea căilor în paralel în înfășurarea statorică oferă o altă cale de reducere a zgomotului electromagnetic corespunzător excentricității rotorului.

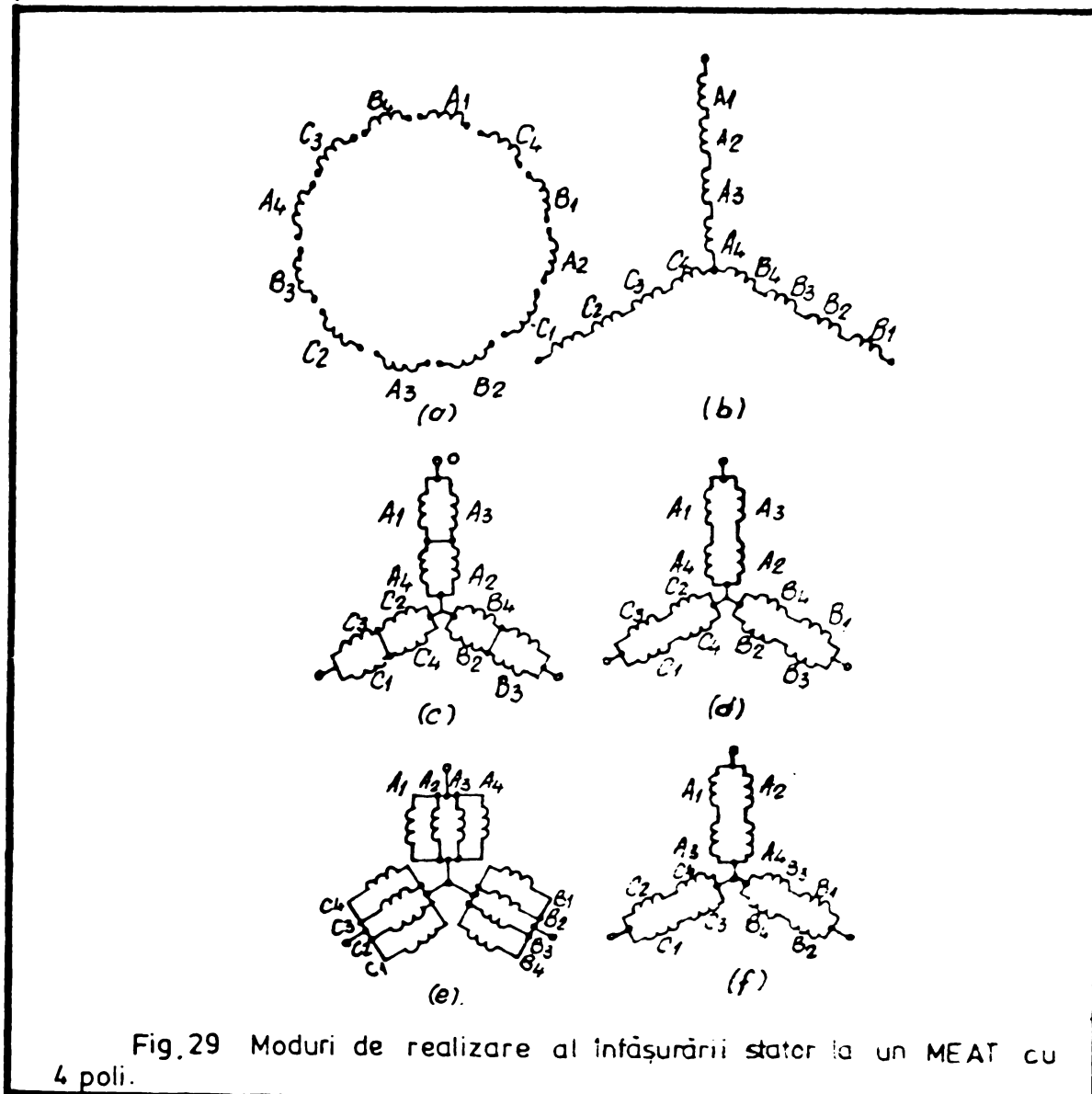


Fig. 29 Moduri de realizare al înfășurării stator la un MEAT cu 4 poli.

Motivul de bază pentru utilizarea căilor în paralel se poate explica cu ajutorul figurii 29, care prezintă, schematic, posibilitățile de aranjare a înfășurării de tip concentric pentru un MEAT cu patru poli. Presupunând rotorul blocat, fluxul magnetic pe pol, produs de mănunchiul exterior A_1 , este mai mic decât cel al mănunchiului interior A_3 , deoarece fluxul datorat lui A_1 trebuie să străbată un întreg fier mai mare decât cel datorat lui A_3 . Dacă bobinele pe fiecare fază sînt legate în serie, figura 29.b și sînt străbătute de același curent, atunci fluxul magnetic produs de A_1 va fi mai mic decât cel produs de A_3 . Desechilibrul fluxurilor magnetice poate produce FAMU, iar undele de forță formate cu număr redus de poli, pot genera zgomot și vibrații. Conectînd în paralel toate bobinele aceleiași faze, figura 29.e,

curentul prin A_1 va fi mai mare decît cel prin A_3 , deoarece sãderea de tensiune inductivã pe unitatea de curent din A_1 , este mai micã decît cea prin A_3 . Curentul mai mare prin A_1 va compensa, într-o oarecare mãsura, dezechilibrul din distribuția fluxului magnetic și va avea consecințe favorabile asupra producerii zgomotului.

Modul în care utilizarea cãilor în paralel la MEATPm contribuie la reducerea zgomotului, a fost analizat experimental pentru cazul unei MEATPm tetrapolare la care excentricitatea a putut fi ajustatã cu precizie [88].

Aceste reduceri considerate în raport cu zgomotul produs la înserierea bobinelor pe faze, tipul 1 de legãturã din figura 29.b, sînt indicate în tabelul 21 pentru cazul unei excentricitãți relative de 75%, pentru urmãtoarele tipuri de legãturi ale bobinelor, numerotate în continuare:

2 - douã cãi în paralel cu grupele de bobine diametral opuse în paralel și cu o legãturã de egalizare, ca în figura 29.c;

3 - la fel ca 2, dar fãrã legãturã de egalizare, ca în figura 29.d;

4 - patru cãi în paralel, ca în figura 29.e;

5 - douã cãi în paralel cu grupurile de bobine de aceeași paritate înseriate și fãrã legãturã de egalizare, ca în figura 29.f.

Tabelul 21

Componenta de zgomot analizatã [Hz]	1000	1100	1200	1300	1400
Tipul legãturii bobinelor	Reducerea nivelului puterii acustice [dB]				
2	9	10,7	8,3	9,5	10,9
3	6,7	2,5	5,3	2,8	2,1
4	10,5	14,8	16,9	13,1	12,6
5	2,5	1,5	1,8	1,1	9,3

În cazul tipului 2 de legãturã a bobinelor, nivelul puterii acustice rezultatã prin însumarea logaritmicã a componentelor, este mai redus decît în cazul tipului 3, care fațã de

2, nu are legături egalizatoare. Si cu tipul 4 de legătură se obține o putere acustică redusă, tipurile 4 și 2 fiind recomandate la bobinarea MEATPm tetrapolare.

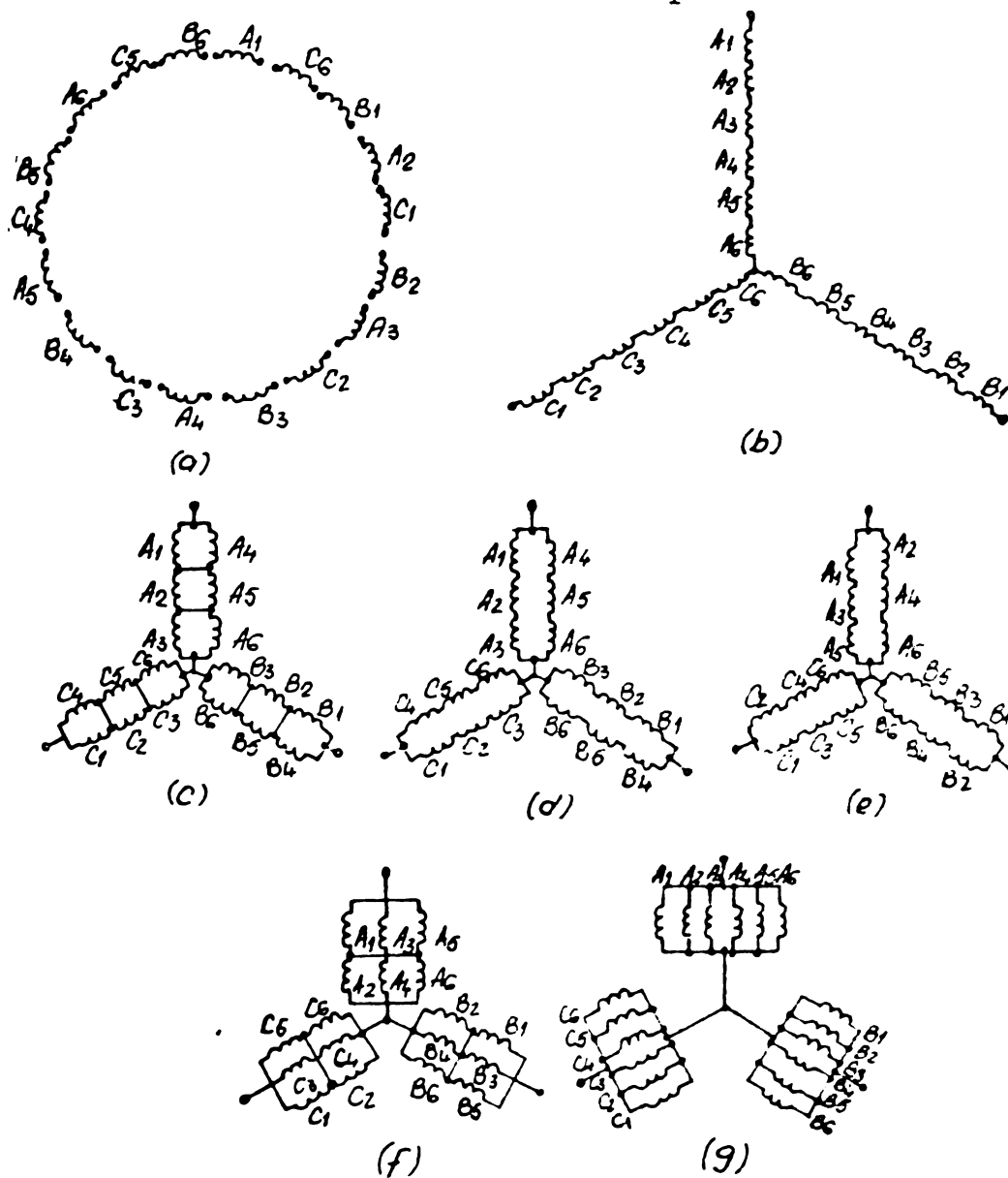


Fig.30 Moduri de realizare a înfășurării stator la un MEAT cu 6 poli.

Pentru o MEATPm cu șase poli, măsurători similare s-au executat cu următoarele tipuri de legături între bobinele de pe faze, prezentate în figura 30 și numerotate după cum urmează:

- 1 - toate grupele de pe o fază înseriate, figura 30, b;
- 2- două căi în paralel cu grupele de pe poli opuși în paralel și două legături de egalizare, figura 30, c;
- 3 - ca și 2, dar fără legături de egalizare, figura 30, d;
- 4 - două căi în paralel cu grupele de bobine de aceeași paritate înseriate și fără legături de egalizare, fi-

gura 30,e;

5 - trei căi în paralel cu două legături de egalizare, figura 30,f;

6 - șase căi în paralel, figura 30,g.

Reducerile nivelurilor puterii acustice pentru principalele componente de zgomot electromagnetic la motorul cu o excentricitate relativă de 75% sînt prezentate în tabelul 22, luînd ca referință tipul 1 de legătură, cu toate bobinele înseriate [88].

Tabelul 22

Componenta de zgomot analizată Hz	700	800	900	1000	1100	1500	2400
Tipul legăturii bobinelor	Reducerea nivelului puterii acustice [dB]						
2	4,7	3,8	3,4	5,6	13,2	7,6	4,7
3	0	-1,8	-2	-5	-1,9	3,3	0,8
4	2,7	1,3	1,6	1,6	2,8	3,1	0,7
5	5	4,3	4,9	6,6	12,6	7,8	4,8
6	6	3,3	4,4	8,6	13	9,2	4,3

Se constată din examinarea rezultatelor din tabel că tipul de legătură 2 duce la o reducere importantă a zgomotului electromagnetic, în vreme ce tipul 3, care este similar cu 2, dar fără legături de egalizare, nu prezintă avantaje în comparație cu tipul 1. Legăturile de tip 5, cu trei căi în paralel și 6, cu șase căi în paralel, duc practic la aceeași reducere a zgomotului ca și tipul 2. De menționat că tipul 4 de legătură, care nu are legături de egalizare, nu conduce practic la o reducere a zgomotului electromagnetic în comparație cu tipul 1 de legătură.

O concluzie generală care se desprinde este aceea că utilizarea căilor în paralel nu reduce întotdeauna nivelul de zgomot, dacă nu se iau și măsuri corespunzătoare de legare a căilor în paralel. Astfel, la motoarele cu șase poli, conexiunile favorabile pentru bobinajul MEATPm sînt:

- + toate grupele polare pe fiecare fază în paralel;
- toate grupele polare pe fiecare fază pe două căi

în paralel, cu grupele de bobine de pe polii diametral opuși în paralel.

Fiecare pereche de bobine pe grupe polare trebuie conectată împreună la ambele capete cu legături de egalizare. În acest fel, prin egalizarea curenților, ca urmare a inducțiilor diferite ale grupurilor polare opuse, efectele excentricității rotorului asupra zgomotului electromagnetic se reduc semnificativ.

Este de remarcă că aceste indicații concordă cu cele prezentate în [49] pentru reducerea atracției magnetice unilaterale.

Controlul influenței utilizării căilor în paralel asupra forțelor de atracție magnetică unilaterală se poate efectua și prin următoarea procedură [49]:

- se desenează steaua tensiunilor electromagnetice și poligonul lui Görges al căilor în paralel cu $p \pm 1$ perechi de poli;

- se verifică coeficientul de dispersie al căilor în paralel pentru perechile de poli $p \pm 1$, care se alege cât mai mic posibil;

- poligonul lui Görges trebuie să se apropie cât mai mult de cerc.

Satisfacerea acestor indicații implică utilizarea înfășurărilor în două straturi în locul celor concentrice, deoarece poligonul lui Görges, desenat pentru acest tip de înfășurare, are o formă mai apropiată de cerc. Faptul că înfășurările în două straturi joacă un rol important în reducerea zgomotului electromagnetic al MEAT, prin efectul de egalizare introdus, este susținut și în alte lucrări din literatura de specialitate, ca spre exemplu în [19].

6.2.4. Stabilirea numărului de creștături, a înclinării și deschiderii lor

Alegerea numărului de creștături precizează și numărul de ordine al undelor de forță magnetică, care au o importanță deosebită în producerea zgomotului electromagnetic. Dar numărul de creștături, condiționează nu numai zgomotul electromagnetic al MEATPM [14, 30], ci și pierderile suplimentare [50], precum și cuplurile parazite [69] ale acestora.

De regulă, recomandarea unui anumit număr de crestături se face precizînd și înclinarea acestora, datorită rolului important pe care-l joacă înclinarea în cazul MEATPm la atenuarea sau chiar anularea unor armonici rotorice [87]. Cercetări mai recente [72,73] au stabilit și rolul deschiderii crestăturilor alături de înclinare la reducerea zgomotului electromagnetic al MEATPm în cazul unei combinații de crestături alese.

Deoarece mașina electrică funcționează cu atît mai liniștit cu cît forma cîmpului se apropie de sinusoidă, înseamnă că, practic, ea ar trebui, în vederea îndeplinii acestui deziderat, să aibă cît mai multe crestături pe pol și fază. În [4,83] se indică drept cel mai avantajos rotor din punctul de vedere al zgomotului, rotorul din oțel masiv, care însă din cauza randamentului scăzut, nu este utilizat decît în aplicații speciale.

Alegerea unui număr de crestături rotorice, mult mai mare decît al celor statorice, conduce, într-adevăr, la reducerea armonicilor cîmpului rotoric, dar și la creșterea pierderilor suplimentare și la deformarea curbei cuplului [51].

Pentru limitarea pierderilor suplimentare se indică respectarea următoarei relații de către numerele de crestături statorice Z_1 și rotorice Z_2 [69]:

$$0,75 Z_1 \leq Z_2 \leq 1,25 Z_1 \quad . \quad (143)$$

La rotoarele turnate sub presiune, relația (143) trebuie completată astfel [30]:

$$Z_2 < Z_1 \quad . \quad (144)$$

La o combinație dată de crestături, interacțiunea armonicilor permeanței de crestături cu fundamentala tensiunii magnetice, conduce la unde de forță a căror numere de ordine minime se exprimă prin relația [88]:

$$r_{\min} = |Z_2 - Z_1| - 2p \quad . \quad (145)$$

Avînd în vedere această relație și rezultatele experimentale obținute în cazul MEATPm, care au atestat importanța deosebită din punctul de vedere al zgomotului electromagnetic a undelor de forță de ordinul $r = 0-4$, se recomandă

ca r_{\min} rezultat din relația (145) să satisfacă și inegalitatea:

$$r_{\min} > 4. \quad (146)$$

Atunci când nu poate fi respectat acest deziderat, se recomandă ca r_{\min} obținut cu relația (145) să fie cât mai mare posibil.

Pentru evitarea amplificării undelor de forță, datorate FAMU cu $p \pm 1$ perechi de poli, trebuie să fie respectată și următoarea relație între Z_1 , Z_2 și p [43]:

$$(Z_1 \pm p) - (Z_2 \pm p) \neq p \pm 1. \quad (147)$$

Pentru evitarea efectelor produse de armonicile de saturație, este necesar ca undele de forță de tipul r_3 să difere de valorile 0, ± 1 , ± 2 , 43 . Luându-se în considerare interacțiunea armonicilor de saturație cu armonicile de creștere statorice de primul ordin, rezultă că trebuie să fie îndeplinite și relațiile:

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 0, & 2p, & 4p \\ 1, & 2p \pm 1, & 4p \pm 1 \\ 2, & 2p \pm 2, & 4p \pm 2 \end{cases} \quad (148)$$

La MEATPM destinate să funcționeze pe mașinile unelte în orice caz trebuie respectate primele două inegalități ale relației (148) în vederea evitării undelor de forță de ordinul zero și a forțelor de atracție magnetică unilaterală, considerate dintre cele mai periculoase din punctul de vedere al vibrațiilor produse.

Undele de forță corespunzătoare excentricității, de tipul r_4 trebuie să difere de valorile ± 1 , ceea ce poate fi transpus într-o relație a numărului de creștături de forma [43]:

$$Z_1 - Z_2 \neq 0, 1, 2, 2p, 2p \pm 1, 2p \pm 2 \quad (149)$$

O recomandare suplimentară impusă de numărul de creștături rotorice este aceea ca ele să fie divizibile cu p , constatându-se că în aceste cazuri zgomotul electromagnetic este mai redus [30]:

$$\frac{Z_2}{p} = k \quad (150)$$

unde k este un număr întreg.

Fără a relua recomandările din literatură în pri-

vința combinațiilor de creștături favorabile din punctul de vedere al zgomotului [69,77] care trebuie reconsiderate critic în cazul MEATPm, avînd în vedere relațiile (143)-(150), se prezintă în continuare rezultatele unor experimentări pentru determinarea numerelor favorabile de creștături [14].

Tabelul 23

p	P [kW]	Z ₁	Z ₂	Inclina- re co- livie rotor t ₁	Zgomot global L [dB(A)]	Zgomot magne- tic L _m [dB(A)]	Viteza de vibrație [mm.s ⁻¹]	
2	7,5	<u>36</u>	<u>26</u>	0	66	58	3	
				1	66	57	1,3	
				0	70	67	3	
			34	1	68	64	1,3	
3	7,5	<u>36</u>	26	0	69	63	1,5	
			<u>33</u>	1	61	54	1	
				0	79	77	1	
			<u>64</u>	0,5	77	-	1,7	
	13	<u>54</u>		1	61	54	0,7	
			50	0	72	71,5	1,3	
				1	67	62	1,3	
			<u>51</u>	0,5	70	67	1,4	
			1	67	62	0,6		
4	4	<u>36</u>	<u>46</u>	0,23	63	63	1,8	
		48	44	0	63	-	1,6	
	5,5	36	46	0,23	66	64	3,5	
				0	64	-	1,2	
	10	<u>54</u>		64	1	78	-	3,2
				50	0	76	71,5	2,75
				1	71	56,5	1,06	
			51	0,5	72	72	0,9	
			1	66,5	56	0,5		
18,5	<u>72</u>		<u>58</u>	1	70	-	1,6	
			68	0	72	-	2,2	
				1	70	-	0,8	

În tabelul 23 sînt consemnate nivelurile presiunii acustice globale la distanța de 1 m, L, precum și a vitezei efective de vibrație v_{ef} , măsurate pentru MEATPm și MEAT din seria CAER A4, executate ca modele experimentale.

În tabelul 23 sînt subliniate combinațiile de creștături care se detașează ca favorabile, înclinarea coliviei rotorice cu pînă la un pas de creștătură statorică contribuind și ea la obținerea unor motoare cu zgomot și vibrații mai reduse.

Trebuie remarcat faptul că nu toate combinațiile subliniate din tabelul 23 satisfac relațiile (143)-(150) (spre exemplu combinația 36, 26 pentru $p = 2$).

După cum se observă din tabelul 23 la MEATPm bipolară, la care ponderea zgomotului electromagnetic în zgomotul global este redusă, nu se dau indicații de combinații favorabile de creștături.

Mai trebuie adăugat faptul că nivelurile de zgomot și vibrații din tabelul 23, care corespund structurii mecanice a seriei CAER A4, cu siguranță nu vor fi reproduse și în cazul altor serii.

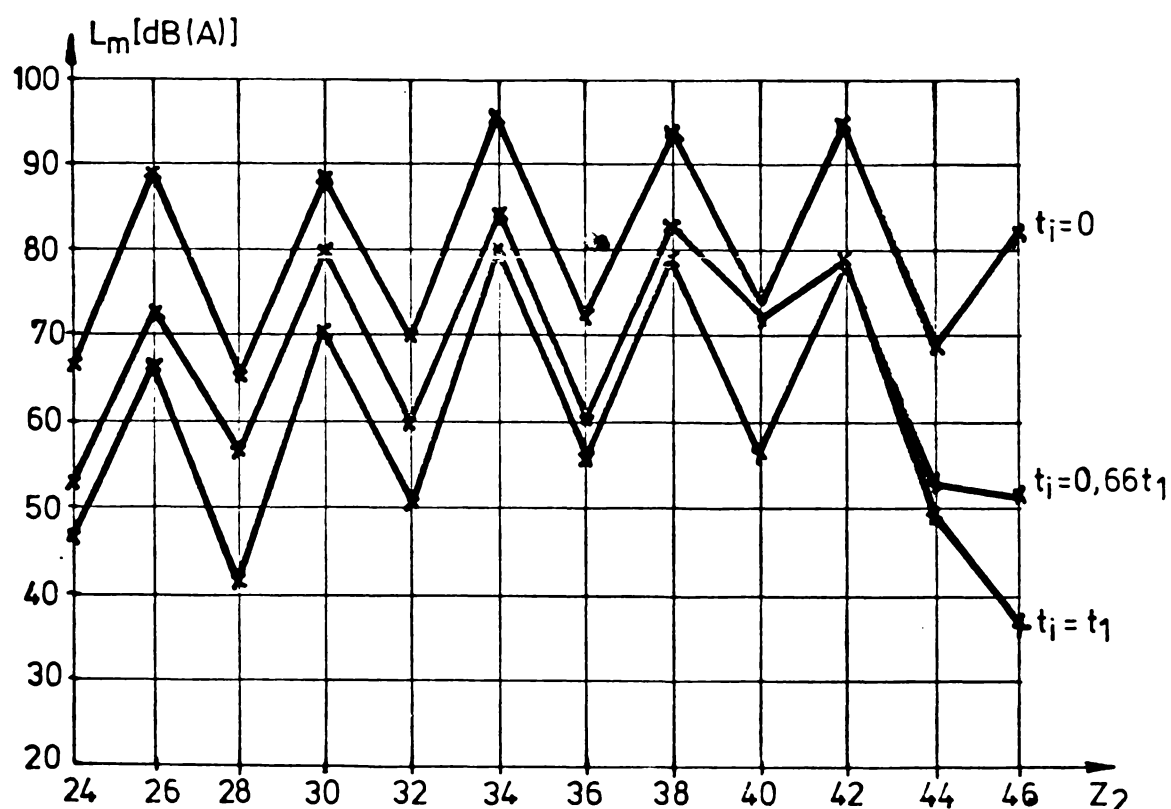
După unii cercetători, nu regula creștăturilor favorabile trebuie avută în vedere la producerea zgomotului electromagnetic, ci verificarea îndepărtării frecvențelor undelor de forță, corespunzătoare unei combinații date de creștături, de domeniul frecvențelor proprii ale structurii mașinii 88.

Susținînd această idee, se apreciază drept corectă afirmația lui Jordan [40], conform căreia nu există combinații absolut favorabile de creștături din punctul de vedere al zgomotului electromagnetic, ci alegerea trebuie făcută cunoscînd mărimea undelor de forță magnetică, comportarea mecanică a mașinii și proprietățile de radiație acustică la suprafața acesteia.

Pentru aceasta este preferabil să se determine, cu ajutorul unui program de calcul, influența numărului de creștături asupra zgomotului electromagnetic, cu relațiile (143)-(150) eliminîndu-se, în prima etapă, numerele nefavorabile de creștături.

Așa cum este conceput, programul de calcul al zgomotului MEATPm, prezentat în capitolul 5, poate servi și acestui scop; variația nivelului zgomotului electromagnetic cu numărul de creștături rotorice Z_2 , la un număr de creștături statorice precizat, spre exemplu $Z_1 = 36$, fiind redată în figura 31 pentru cazul motorului M11 la care s-au considerat trei înclinări ale coliviei rotorice și anume: $0, 0,66 t_1$ și t_1 .

Fig. 31 - Variația zgomotului magnetic cu numărul de creștături rotorice pentru motorul M11 ($Z_1=36$)



Din figura 31 se apreciază ca favorabile din punctul de vedere al zgomotului electromagnetic combinațiile Z_1/Z_2 de 36/28; 36/44 și 36/46, ultima din ele nerespectînd însă relația (143), care limitează pierderile suplimentare. Combinația 36/28 este preferată de mulți proiectanți de MEATPm în cazul motoarelor cu patru poli și conduce la un nivel de zgomot electromagnetic redus.

Figura 31 scoate în evidență și rolul important al înclinării rotorice în reducerea zgomotului electromagnetic, care are însă ponderi diferite în funcție de combinația de creștături aleasă.

Numeroase cercetări prezentate în literatură susțin că înclinarea creștăturilor rotorice este un mijloc eficient de reducere a zgomotului electromagnetic [39,55,59,72,87], în special în cazul MEATPm.

Müller-Thomfelde [59] a determinat legătura dintre înclinarea creștăturilor rotorice, deformațiile la torsiune ale rotorului și zgomotul electromagnetic al mașinii. Numai la motoarele mari, cu puteri de ordinul sutelor sau miilor de kW, s-a constatat că înclinarea nu este eficientă, deoarece frecvența proprie de rezonanță la torsiune este în apropierea frecvențelor forțelor de torsiune excitatoare determinate de înclinare [59].

Inclinarea creștăturilor reprezintă, totodată, și un mijloc de reducere a cuplurilor parazite la MEATPm [69].

Dezavantajele înclinării creștăturilor constau în creșterea dispersiei și scăderea, în consecință, a factorului de putere, a cuplului de pornire și a cuplului critic, sau, așa cum se arată în [19], sintetic spus, se reduce capacitatea de conversie a MEAT. Spre exemplu, în cazul unei MEAT de 500 kW cu $q = 3$, la o înclinare cu un pas dentar statoric a coliviei rotorice atât cuplul de pornire, cât și cel critic s-au redus cu circa 15% [19].

La MEATPm de 7,5 kW, cu $p = 2$ și $Z_1 = 36$, $Z_2 = 28$, verificate de autor, la care s-au executat, în afara rotorului neînclinat, șase rotoare cu înclinări diferite ale creștăturilor rotorice, de pînă la un pas dentar statoric, cuplul de pornire s-a majorat în medie cu circa 10% la motoarele cu rotoare înclinate între $(0,5-1) t_1$, în vreme ce cuplul maxim a rămas practic neschimbat [73].

Explicația rezidă în particularitățile combinației de creștături $Z_1 = 36$, $Z_2 = 28$, care la MEATPm tetrapolare este cunoscută ca generatoare de cupluri parazite sincrone, în cazul în care nu se utilizează înclinarea creștăturilor [60].

Prin înclinare se reduc cuplurile parazite sincrone și astfel se explică și creșterea cuplului de pornire cu înclinarea constatată experimental în acest caz.

Trebuie menționate aici încă două dezavantaje ale înclinării coliviei și anume apariția forțelor axiale în lăga-

rele mașinii electrice [83] și a pierderilor prin curenții transversali dintre colivia rotorică înclinată și pachetul rotor [50].

Forțele axiale care însoțesc înclinarea creștăturilor pot fi anulate prin înclinarea în zig-zag a acestora sau prin înclinarea în "V" a coliviei, utilizându-se un inel de scurtcircuitare central cu barele decalate la nivelul acestuia cu o jumătate de pas rotoric [61], ambele soluții introducând complicații nedorite ale tehnologiei de execuție și fiind, din acest motiv, foarte rar folosite.

La MEATPm forțele axiale sînt compensate prin utilizarea inelelor elastice [45], așezate pe una sau pe ambele părți ale rotorului între scutul mașinii și inelul exterior al rulmenților, care contribuie și la reducerea zgomotului mecanic, așa cum se va preciza la punctul 6.3. Soluția este deja generalizată la majoritatea MEATPm de fabricație românească.

Micșorarea pierderilor prin curenții transversali ce apar la înclinarea creștăturilor se poate obține prin tratamentul termic al rotorului în vederea acoperirii tablei cu un strat superficial de oxid [18], majorîndu-se în acest fel rezistența electrică dintre pachetul rotor și colivie, procedeul nefiind generalizat în tehnologia de execuție în serie a MEATPm.

Urmărind relațiile dezvoltate în capitolul 4, autorul a constatat dubla acțiune favorabilă a înclinării repercutată asupra zgomotului electromagnetic [70]. Pe de o parte, înclinarea coliviei rotorului reduce armonicile de cîmp statorice prin coeficientul k_{iV} și, pe de altă parte, acționează direct asupra mărimii undelor de forță corespunzătoare armonicilor de cîmp rotorice de ordin λ , prin coeficientul $k_{i\lambda}$.

Inclinarea creștăturilor conduce, în primul rînd, la reducerea armonicilor de creștere care, fiind dintre cele mai mari, au și importanță din punctul de vedere al zgomotului electromagnetic. Armonicile de creștere suferă atenuări importante și la înclinări diferite de un pas de creștătură, acest fenomen evidențiindu-se prin analiza armonică a tensiunii induse într-o spiră de măsură ce înconjoară un dînte statoric sau rotoric [6]. Experimentări anterioare pe MEATPm de 7,5 kW,

cu $p = 2$, de fabricație IMEP, au scos în evidență rolul înclinării asupra atenuării armonicilor de creștere într-o spirală de măsură plasată pe un dinte statoric [73]. Armonicile care apar în analiza spectrală sînt legate de prezența creștăturilor rotorice și frecvențele:

$$f_{\lambda} = f_1 \left[g_2 \cdot \frac{z_2}{p} (1 - s) \pm 1 \right]. \quad (151)$$

Armonica de cîmp rotorică de ordin λ poate fi exprimată astfel:

$$B_{\lambda} = \frac{U_{\lambda}}{\pi \sqrt{2} g_2 \cdot f_1 \cdot k_{w\lambda} \cdot S} \quad (152)$$

unde mai apar U_{λ} armonica tensiunii induse de ordin λ și S , aria suprafeței înconjurată de spira de măsură.

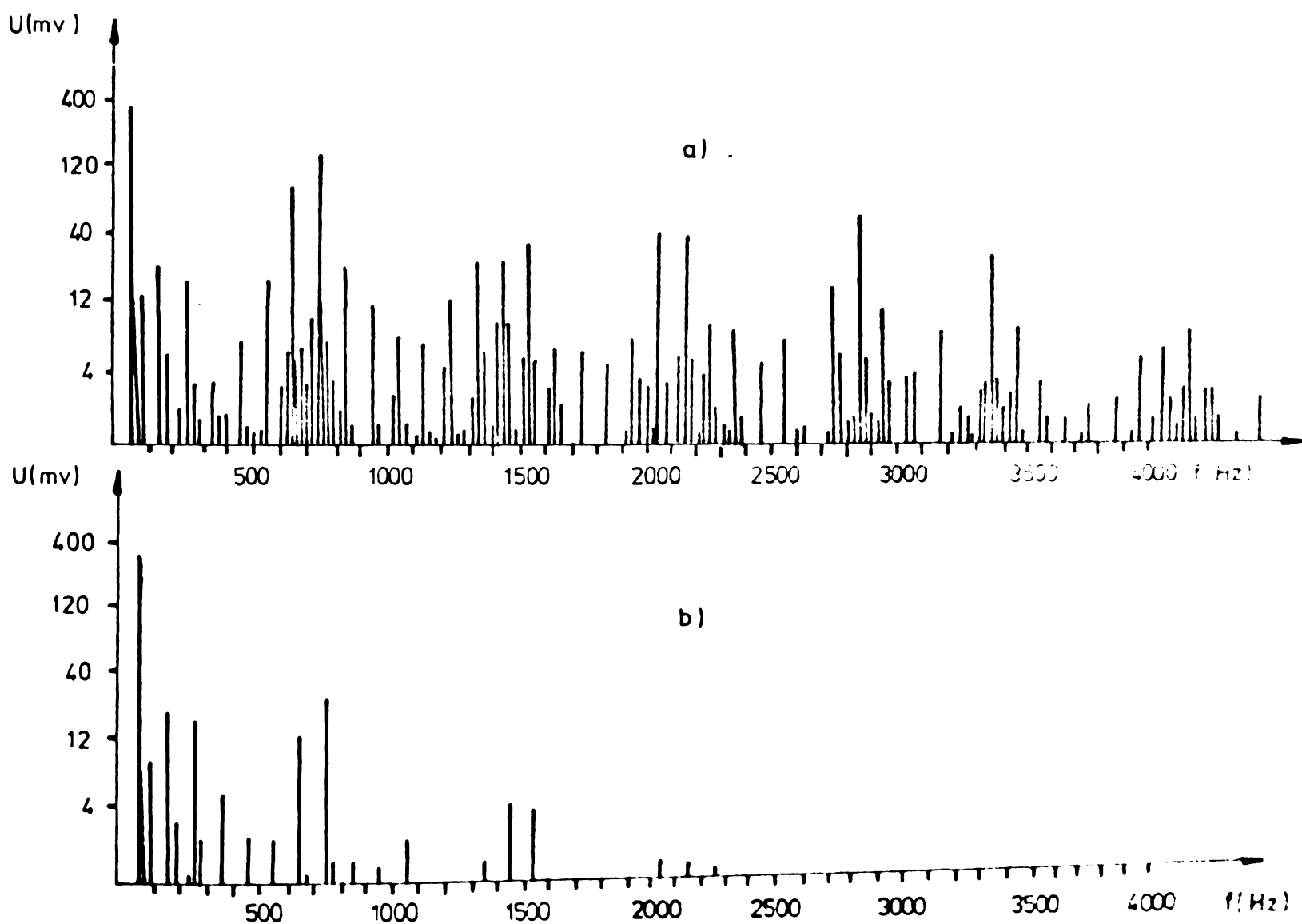


Fig 32 Analiza armonică a tensiunii induse în spira de măsură de pe un dinte statoric la un MEATPm de 7,5 kw tetrapolar
a) rotor cu creștături drepte; b) rotor cu creștături înclinate

Figura 32 indică rezultatele analizei armonice ale tensiunii induse în spira de măsură plasată pe un dinte statoric pentru M14 (a se vedea capitolul 5), în cazul rotorului cu bare neînclinate (figura 32,a) și în cazul rotorului înclinat cu $0,726 t_1$ (M16).

Figura 32.b în comparație cu figura 32.a pune în evidență reducerea importantă a armonicilor tensiunii induse ca urmare a înclinării rotorului.

Din expresia de calcul a nivelului de zgomot magnetic (101), precum și din relațiile (94) și (65) rezultă că reducerea nivelului de zgomot ΔL_1 , ca urmare a înclinării creștăturilor rotorice, se poate aproxima astfel:

$$\Delta L_1 \approx 20 \lg k_1 \lambda \quad (153)$$

Deoarece $k_1 \lambda$ variază conform figurii 12 între 1 și zero, rezultă că teoretic influența înclinării poate fi foarte mare.

Inclinarea se dovedește extrem de eficientă atunci când unda de forță de ordin λ are frecvența în apropierea frecvenței de rezonanță, de același număr de ordine, a pachetului stator al MEATPm [87]. În acest caz, înclinarea optimă se determină cu relația (70).

Deschiderea creștăturilor joacă și ea un rol important în formarea armonicilor de creștere. Modul în care variază nivelului zgomotului electromagnetic cu înclinarea și deschiderea creștăturilor se poate stabili în cazul MEATPm cu ajutorul programului de calcul dezvoltat în capitolul 5, forma familiei de curbe $L_m = f(k_C, t_1)$ pentru motorul M12 a fost deja prezentată în figura 19.

Din figura 19 se remarcă aportul mai însemnat pe care-l aduce înclinarea creștăturilor din rotor în comparație cu deschiderea creștăturilor, exprimată prin coeficientul lui Carter, asupra reducerii zgomotului electromagnetic. Comparînd eficiența acestor două măsuri, înclinarea creștăturilor este prioritară, aducînd reduceri teoretice ale zgomotului electromagnetic de peste 30 dB(A) la înclinarea cu un pas dentar statoric, în vreme ce trecerea de la creștătura deschisă la una

semiînchisă, minim utilizabilă, reduce zgomotul electromagnetic în cazul favorabil al înclinării coliviei rotorice cu t_1 cu circa 8 dB(A). De remarcat că pentru cazul înclinării zero nivelul de zgomot magnetic prezintă un minim pentru un coeficient al lui Carter, care nu corespunde deschiderii minime a creștăturilor.

Utilizând programul de calcul din capitolul 5, precum și rezultatele experimentale obținute pentru motoarele M11-M26, s-au transpus în figura 33 caracteristicile L_{m+mech} determinate prin calcul, pentru înclinări de 0, 0,66 t_1 și 0,726 t_1 , datele experimentale fiind reprezentate sub formă de cercuri notate cu simbolul motorului corespunzător.

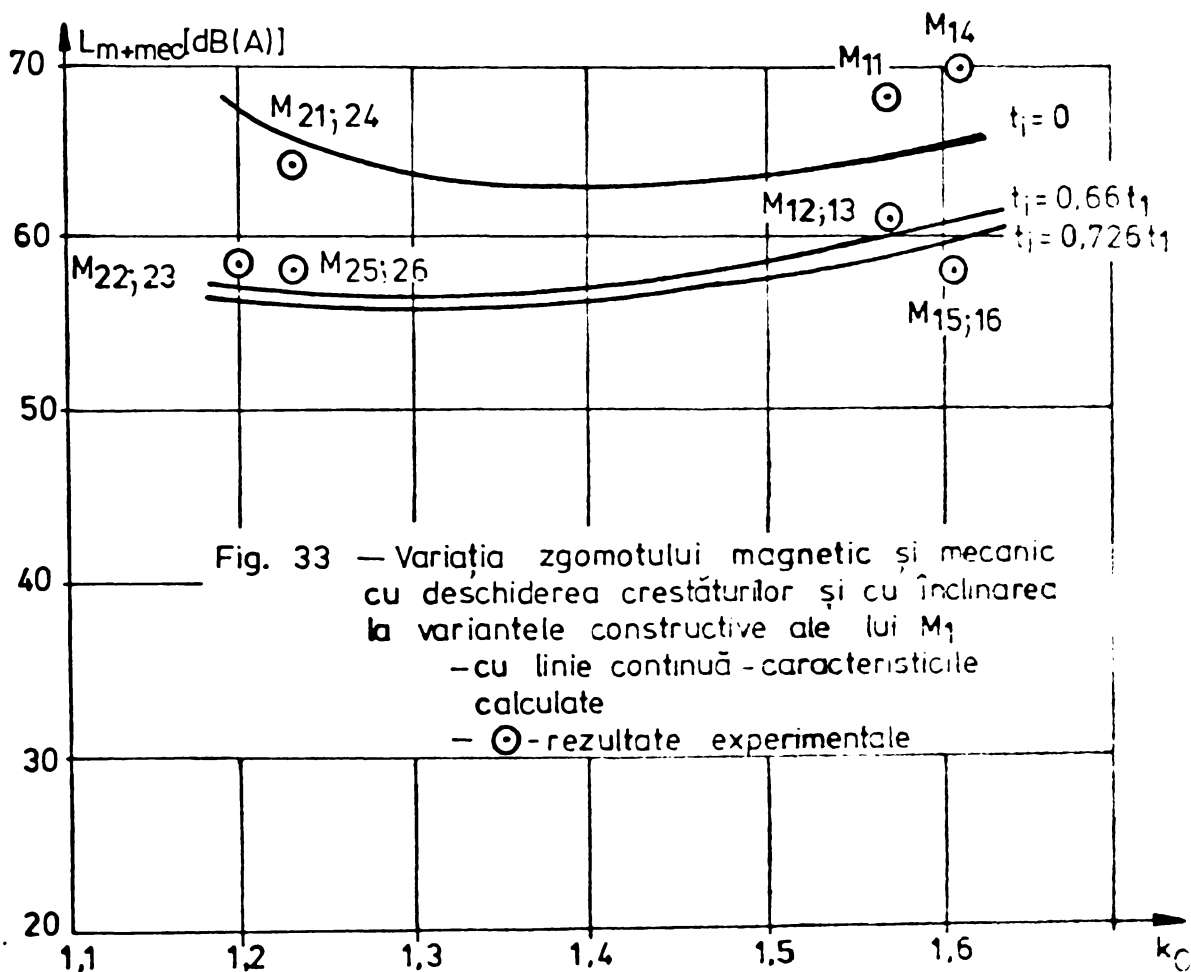


Fig. 33 — Variația zgomotului magnetic și mecanic cu deschiderea creștăturilor și cu înclinarea la variantele constructive ale lui M_1
 — cu linie continuă — caracteristicile calculate
 — \odot — rezultate experimentale

Din tabelul 12, în care s-au consemnat diferențele dintre rezultatele de calcul și cele experimentale, se remarcă o bună corelare a acestora, diferențele nedeșășind 4 dB(A).

MEATPM se manifestă în mediul de funcționare prin zgomotul lor global. Este firesc deci să se analizeze și modul în care înclinarea creștăturilor rotorice îl influențează

pe acesta. Or, înclinarea contribuind în cea mai mare măsură la modificarea zgomotului magnetic trebuie avută în vedere și ponderea acestei componente în zgomotul global. Deoarece ponderea zgomotului magnetic în zgomotul global crește cu numărul de poli ai MEATPm, așa cum s-a arătat la punctul 4.5, urmează că ea contribuie mai mult la reducerea zgomotului global la numere de poli mai mari.

Pentru fiecare caz de MEATPm se recomandă aplicarea programului de calcul al zgomotului dezvoltat în capitolul 5 pentru analiza influenței înclinării creștăturilor asupra zgomotului global. Pentru cazul lui M11, această analiză este redată în tabelul 24, consemnându-se și valorile componentelor de bază a zgomotului ca niveluri de presiune acustică la distanța de 1 m în dB(A).

Tabelul 24

t_1 [$\times t_1$]	0	0,25	0,5	0,66	0,726	0,75	1
L_m [dB(A)]	64,6	61,5	58,2	56,3	54,8	51	40,5
L_v [dB(A)]				61,3			
L_{mec} [dB(A)]				56			
L_{v+mec} [dB(A)]				63,9			
L [dB(A)]	67,3	65,9	64,9	64,6	64,4	64,1	63,9
$L-L_{v+mec}$ [dB(A)]	3,4	2	1	0,7	0,5	0,2	-

Din datele prezentate în tabelul 24 se remarcă reducerea contribuției zgomotului electromagnetic la zgomotul global la sub 1 dB(A) începînd de la o înclinare de 0,5 t_1 . Deoarece eficiența creșterii în continuare a înclinării este redusă, sub 1 dB(A), iar dezavantajele cunoscute ale acestui procedeu se manifestă mai pregnant, se poate considera că o astfel de înclinare se poate adopta în cazul analizat drept favorabilă și eficientă în același timp.

Din exemplul prezentat anterior în tabelul 24, se mai constată și o variație cu înclinarea a zgomotului magnetic de 24,1 dB(A), care se reflectă însă printr-o reducere de numai 3,4 dB(A) în zgomotul global al acestui motor tetrapolar.

O apreciere cantitativă mai generală a efectului în-

clinării creștăturilor asupra zgomotului global este dată în [31], considerându-se în cazul MEATPm drept uzuale reduceri de 2-5 dB(A). Aceste valori medii pot fi și mai mari în diferite cazuri particulare, spre exemplu la un MEATPm de 8 kW cu $2p = 6$, raportându-se o reducere de 20 dB(A) a nivelului de zgomot global [59]. la înclinarea creștăturilor rotorice cu aproximativ un pas dentar statoric.

Din cele prezentate, se desprinde faptul că înclinarea de circa un pas dentar statoric preconizată până în prezent de numeroși autori [44,46] în vederea anulării sau atenuării, în special a armonicii de creștere de ordinul 1, poate fi înlocuită în cazul MEATPm cu recomandări mai precise, care țin seama de contribuția zgomotului electromagnetic la formarea zgomotului global funcție de numărul de poli ai mașinii și de alte măsuri constructive luate în vederea reducerii zgomotului global. Aplicarea programului de calcul a zgomotului se dovedește și în acest caz extrem de utilă în determinarea înclinării și, așa cum s-a arătat anterior, a deschiderii optime a creștăturilor.

6.2.5. Măsuri secundare de reducere a zgomotului electromagnetic

Măsurile secundare de reducere a zgomotului electromagnetic se aplică, de regulă, după ce măsurile primare au fost exploatate la maxim.

Mărirea rigidității carcasei reprezintă o primă măsură secundară de reducere a zgomotului electromagnetic.

Dacă în relația (101), reprezentând nivelul presiunii acustice, se înlocuiesc, pe rând, deplasările radiale corespunzătoare undelor de forță de ordin 0, respectiv cu $r \gg 2$, din relațiile (92) și respectiv (94), se obțin următoarele proporționalități:

$$L_m \sim 20 \lg \frac{D_{j1} \cdot D}{h_{j1}} \quad \text{pentru } r = 0 \quad (154)$$

și

$$L_m \sim 20 \lg \left(\frac{D_{j1}}{h_{j1}} \right)^3 \cdot D \quad \text{pentru } r \gg 2 \quad (155)$$

Din relația (154) se constată că zgomotul cores-

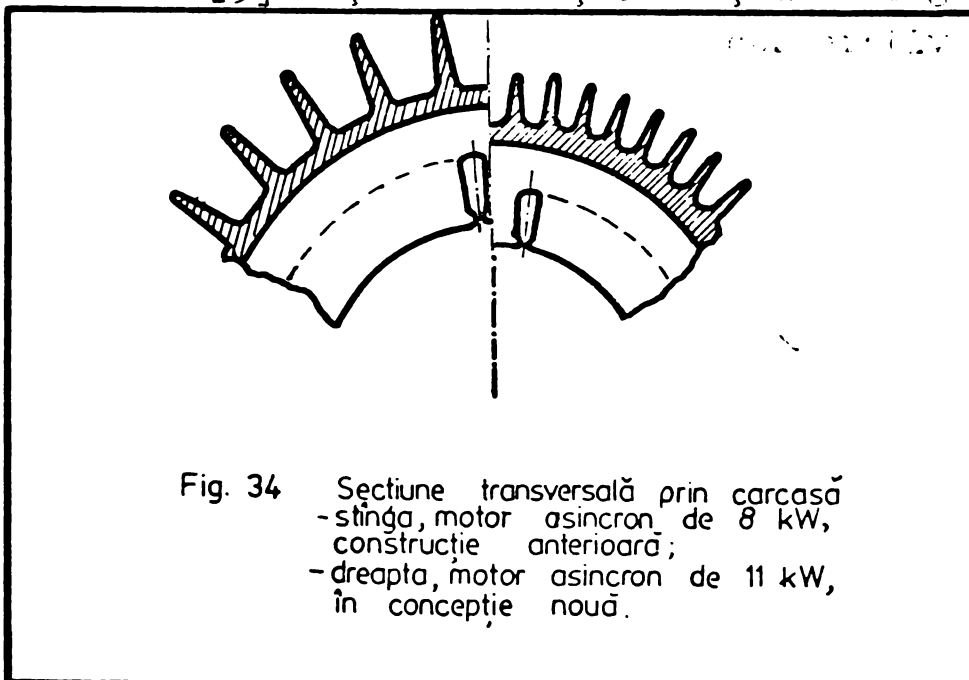
punzător unde de forță de ordin zero se modifică foarte greu prin schimbarea dimensiunilor geometrice D_{j1} , D , h_{j1} , în vreme ce pentru undele de forță de ordin $r \gg 2$, cu relația (155) se arată că variația acestor dimensiuni conduce la reduceri importante ale zgomotului electromagnetic, așa cum dovedesc rezultatele calculelor transpuse în tabelul 25, în care cu ΔL_m s-au notat reducerile de zgomot electromagnetic cu creșterea lui h_{j1}/D_{j1} .

Tabelul 25

h_{j1}/D_{j1}	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
ΔL_m [dB]	1,27	2,48	4,75	6,48	8,77	10,57

Deoarece MEATPm se proiectează, în general, pornindu-se de la o constantă $C = P/D^2 \cdot l \cdot n$, rezultă, pe baza relației (155), că la un același volum $D^2 \cdot l$, reducerea zgomotului se realizează prin micșorarea diametrului D al părții active și alungirea dimensiunii axiale l a acesteia.

Soluția a fost aplicată în cazul reproiectării MEATPm destinate să acționeze mașini-unelte, rezultând atât un nivel de vibrații redus cu circa 50%, cât și un nivel de zgomot mai scăzut [3] față de soluția inițială. Figura 34 prezintă,



comparativ, secțiunea transversală a unui MEATPm de 8 kW conform construcției anterioare și în noua concepție constructivă, rezultând, totodată, și o majorare a pute-

rii la 11 kW în urma reproiectării [3].

Prin măsura adoptată, raportul h_{j1}/D_{j1} a crescut cu 15-20% în cazul acestor mașini. Motorul nou realizat, cu puterea de 11 kW, în comparație cu motorul de aceeași putere de

construcție anterioară, a condus la creșterea lui h_{j1}/D_{j1} cu circa 30%, rezultând și o reducere a nivelului de zgomot electromagnetic cu circa 7 dB.

Această diminuare poate fi explicată și prin faptul că odată cu micșorarea diametrului statorului, s-a redus și diametrul rotorului, iar dezechilibrul dinamic al rotorului, care are un cuvânt de spus în privința vibrațiilor și a zgomotului, a scăzut și el proporțional cu D^4/l^3 . Scăderea raportului D^4/l^3 a determinat și creșterea rigidității arborelui, micșorându-se undele de forță pentru $r = 1$.

În fapt, ori de câte ori se procedează la schimbarea construcției MEATPm trebuie verificată evitarea rezonanței pe baza relației [31]:

$$\frac{f_r - f_{or}}{\max(f_r, f_{or})} \gg 15\%, \quad (156)$$

în care s-a notat cu f_r frecvența forțelor excitatoare periculoase de ordin r , iar cu f_{or} frecvența proprie de același ordin a structurii mecanice a mașinii, care se consideră formată din pachetul stator bobinat în carcasă [40].

Această diferență este suficientă pentru atenuarea rezonanțelor ce pot apare, relația incluzînd și o marjă de siguranță în raport cu gradul actual de precizie a determinării prin calcul a frecvențelor proprii, apreciat ca fiind sub 5% în cazul relațiilor care țin seama de prezența bobinajului și a carcasei [23], așa cum sînt relațiile (89)-(91).

Verificarea experimentală a frecvențelor proprii se poate face utilizînd montajul din figura 35.

Cu ajutorul înregistratorului se trasează caracteristica de răspuns în frecvență. În cazul MEATPm se va ridica această caracteristică pentru pachetul stator cu carcasa montată, subansamblu care determină frecvențele proprii ale întregii mașini [88]. Osciloscopul cu două spoturi servește la determinarea numărului de ordine al undelor de forță. Avînd traductorul de referință montat într-un punct fix pe carcasă, traductorul de control se deplasează pe periferia carcasei într-un plan transversal pe axa mașinii pînă cînd se obține figura Lissajoux de primul ordin, corespunzătoare cuadraturii

electrice a celor două semnale. Față de unghiul la centru α_0 între cele două poziții ale traductoarelor și numărul de ordine al undei de forță în acest caz există următoarea relație:

$$r = \frac{\beta}{\alpha_0} \quad (157)$$

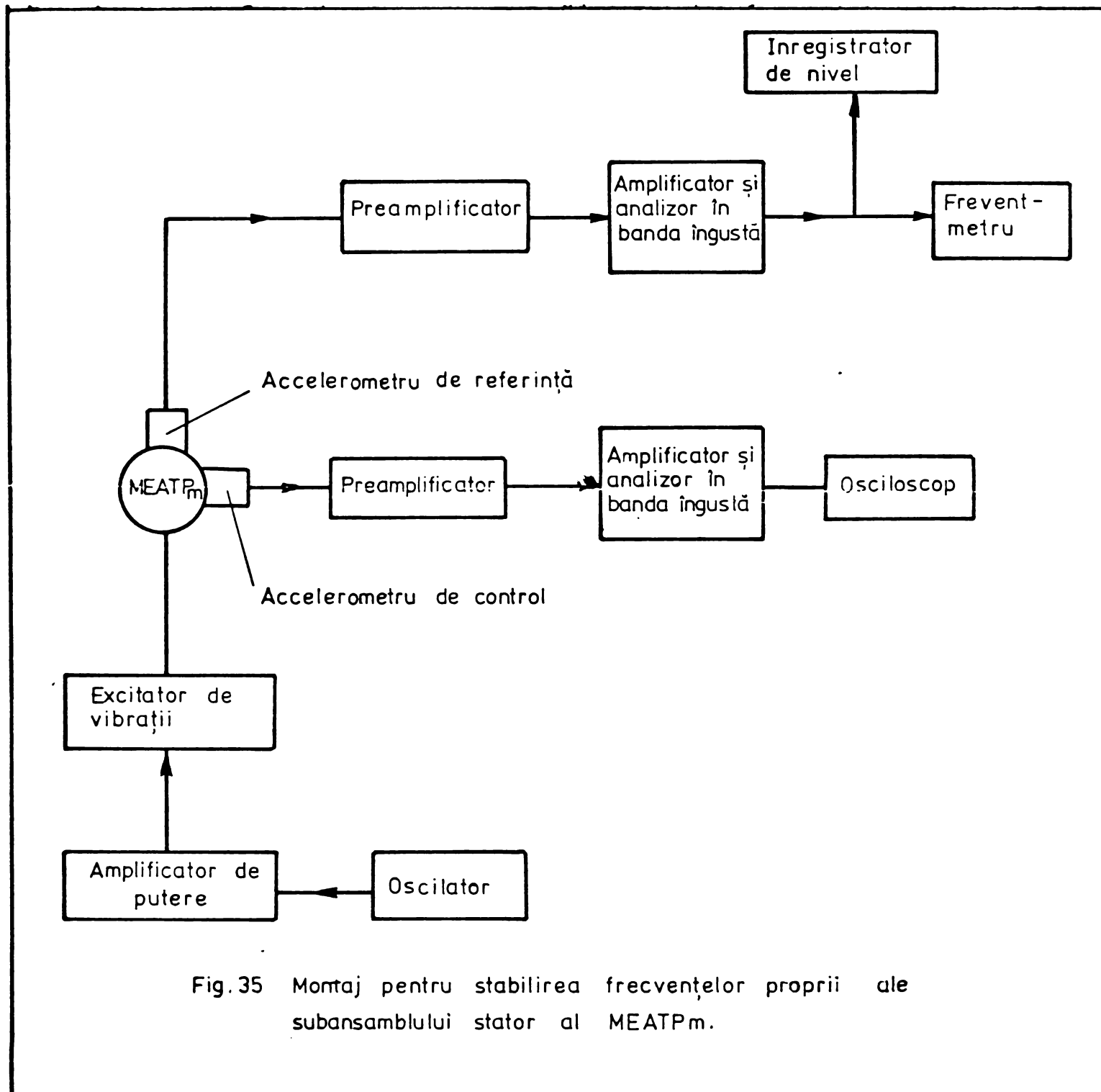


Fig. 35 Montaj pentru stabilirea frecvențelor proprii ale subansamblului sator al MEATP_m.

O altă măsură secundară de reducere a vibrațiilor MEATP_m și în același timp și a zgomotului, constă în utilizarea fontei cenușii în locul aluminiului ca material pentru carcasă. Această măsură, în cazul MEATP_m, este apreciată ca având un aport în reducerea nivelului vitezei de vibrații cu 300%,

fonta cenușie prezentînd o capacitate de atenuare mult mai ridicată decît aluminiul [31].

Se desprinde de aici recomandarea practică asupra utilizării pe mașini-unelte, cu prioritate, a MEATPm în carcasa de fontă turnată.

6.3. Reducerea zgomotului mecanic

Rulmenții cu bile care, de regulă, reprezintă lărguirea în cazul MEATPm, produc vibrații și zgomot într-un domeniu de frecvențe larg, apreciat pe baza verificărilor experimentale ca fiind cuprins între 50 și 4000 Hz [15, 58, 88]. Zgomotul rulmenților depinde de tipul lor constructiv, de precizia execuției componentelor, bile, inele, colivie, de tipul și precizia ajustajului pe care-l realizează cu suprafețele de așezare din scuturi sau de pe arborele mașinii, ca și de condițiile lor concrete de funcționare și de ungere.

Spectrul zgomotului rulmenților depinde și de condițiile de rezonanță pe care le prezintă subansamblele mecanice ale mașinii electrice cu care aceștia vin în contact, ca scuturile și subansamblul rotor.

Nivelul de vibrații și zgomot al rulmenților crește cu viteza de rotație a arborelui, cu sarcinile exercitate pe rulmenți, cu FAMU și cu dezechilibrul rotorului.

În spectrul de zgomot al rulmenților se întîlnesc, în afara componentelor în bandă largă, componentele la frecvențele discrete date de relațiile $(10^4)-(10^3)$ a căror cauză de apariție au fost prezentate la punctul 4.4..

Cîteva din căile de reducere a zgomotului rulmenților, sînt indicate în continuare.

Utilizarea inelelor elastice, dispuse axial între inelul exterior al rulmentului și scut, conduce la reducerea vibrațiilor prin preîncărcarea axială a subansamblului rotor, eliminîndu-se mișcările necontrolate ale arborelui și prevenindu-se astfel modificarea proprietăților elastice ale lagărelor. Măsură amintită a fost verificată experimental, în figura 36 prezentîndu-se variația vitezei vibrației axiale cu forța de preîncărcare axială în cazul unui MEATPm din cadrul gabariturii 132, cu $p = 2$ [88].

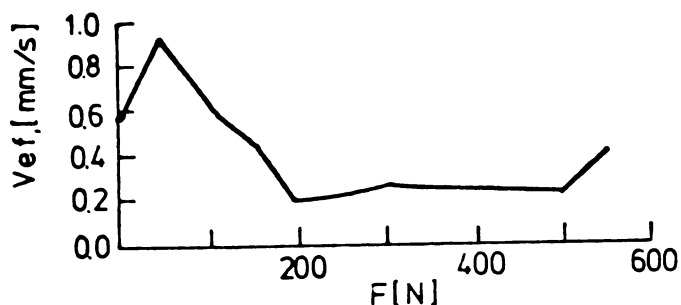


Fig. 36 Variația vitezei vibrației axiale V_{ef} cu forța de preîncărcare a rulmenților MEATPm tetrapolare de 7,5 kW

Se constată că dacă forța axială de pre-comprimare depășește valoarea de 200 N, viteza de vibrație axială rămâne practic constantă în cazul acestui motor. Mărimea forței de precomprimare se poate stabili, în cazul MEATPm, cu rela-

ția empirică [31]:

$$F_p = 5 d \quad [N] \quad , \quad (156)$$

în care se introduce d , diametrul interior al rulmentului, în mm.

Scuturile din fontă atenuază mai bine vibrațiile produse de rulmenți decât cele de aluminiu. De regulă, scuturile de aluminiu au în zona rulmenților inserate bușe de oțel cu rol de mărire a rigidității mecanice locale și evitării uzurii rapide în funcționare a locașurilor.

Se recomandă o formă cât mai plată a scuturilor care le conferă o creștere a rigidității lor [31].

În ceea ce privește tipul rulmenților, este preferată alegerea tipurilor 2RS sau 2Z, protejați pe ambele părți, prevenindu-se impurificarea unsorii rulmenților care are efect de majorare a zgomotului emis. Tot pentru reducerea zgomotului și vibrațiilor, se indică utilizarea rulmenților din clasa de precizie ridicată cu joc radial normal, P6EL conform STAS 8792-71. La o aceeași durabilitate trebuie preferați rulmenți cu diametrul minim, care produc vibrații mai reduse [31].

Montarea rulmenților pe arbore se va face în sistemul alezaj unitar cu ajustaje de trecere j5 sau k5, iar în scutul rulmenții se montează în sistemul arbore unitar cu un ajustaj de trecere intermediar, spre exemplu H5.

În ceea ce privește jocul rulmenților destinați MEATPm în vederea obținerii unui zgomot redus, se preferă atât tipul cu joc radial normal P6EL, cât și cel cu joc radial mai mare decât cel normal, P63EL [38].

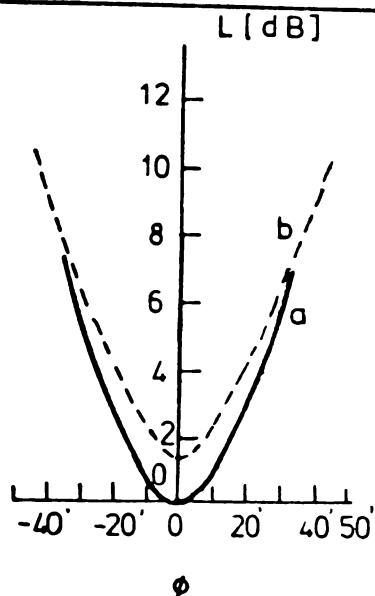


Fig.37 Creșterea zgomotului cu deplasarea unghiulară ϕ dintre axele inelului exterior și interior al rulmentului

Abaterea unghiulară a axei inelului exterior față de axa inelului interior este amplificatoare de zgomot, o verificare experimentală a variației zgomotului mecanic cu unghiul ϕ dintre axa inelului interior și exterior este prezentată în figura 37 pentru cazul unui rulment cu joc radial normal, creșterile fiind de ordinul a 5-6 dB la $\phi = 30'$ [88].

Rulmenții vor trebui să aibă asigurată cantitatea de unsoare necesară în întreaga perioadă dintre două ungeri succesive. Lipsa unsoarii conduce la uzură rapidă și gripare, iar utilizarea unei calități necorespunzătoare de unsoare, mărește zgomotul mașinii, în special la mașinile cu puteri foarte mici [88].

Socurile care apar la transportul și manipularea MEATPm pot conduce la apariția unor amprente ale bilelor pe calea de rulare a rulmenților, cu consecințe nedorite în ceea ce privește zgomotul și durabilitatea rulmenților. În special, în cazul MEATPm cu zgomot redus, se indică prevederea unui dispozitiv de protecție contra șocurilor care apar în timpul transportului.

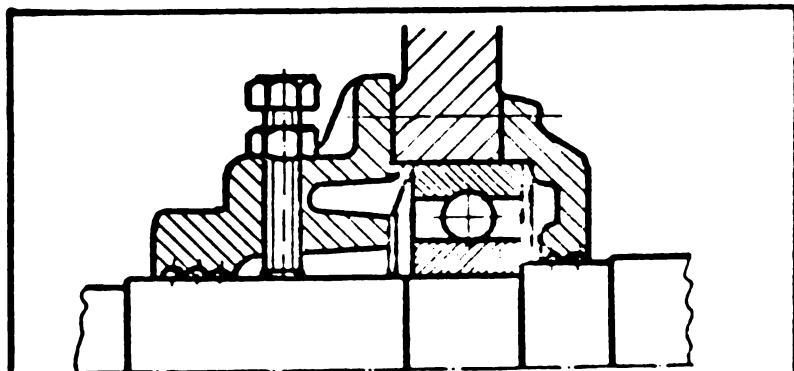


Fig. 38 Palier de rulment cu dispozitiv de protecție la șocurile datorate transportului

Figura 38 prezintă un astfel de dispozitiv, care, prin intermediul unui șurub cu o piuliță de siguranță, preia eventualele șocuri ce pot apărea în timpul transportului mașinii electrice. La montarea rulmenților se va respecta indicația ca la introducerea lor pe ax să fie presați pe

inelul interior pentru deformări minime ale căilor de rulare.

Zgomotul mecanic reprezintă o componentă importantă, în special la MEATPm cu număr de perechi de poli mai mare, $p \gg 2$, fiind necesare măsuri în vederea reducerii lui.

7. C O N C L U Z I I

În lucrare se prezintă cauzele care determină apariția zgomotului la MEATPm, precum și liniile directoare care trebuie urmate în proiectare și construcție pentru controlul și reducerea acestuia. Sînt stabilite relațiile de calcul pentru componentele de zgomot, precum și pentru nivelul zgomotului global. Pe baza acestor relații este conceput un program de calcul automat al zgomotului global, adaptat la studiul MEATPm, care permite urmărirea variației nivelului de zgomot cu principalii parametri geometrici și constructivi ai mașinii.

Măsurile de reducere a nivelului de zgomot a MEATPm sintetizate în capitolul 6 au utilizat și programul de calcul automat prezentat în lucrare, confruntat cu verificările experimentale întreprinse de autor, sau interpretate critic din literatura de specialitate.

Aportul și principalele contribuții originale ale lucrării la studiul zgomotului MEATPm sînt concretizate în concluziile enumerate în continuare.

1. Producerea zgomotului global al MEATPm are la bază acțiunea simultană a componentelor de ventilație, magnetică și mecanică.

Ponderile componentelor de zgomot în zgomotul global al MEATPm de construcție actuală sînt diferențiate pe numere de perechi de poli, după cum urmează:

- la mașinile cu $p = 1$ predomină zgomotul de ventilație;
- la mașinile cu $p = 2$ zgomotul magnetic intervine cu o pondere comparabilă cu zgomotul de ventilație și își face simțită prezența și zgomotul mecanic;
- la mașinile cu $p > 2$ crește ponderea zgomotului magnetic, fiind necesar să se țină seama de toate cele trei componente de bază.

2. Pe baza unei analize critice a literaturii de specialitate din domeniu și a proiectelor de recomandări interna-

ționale recente privind metodele de măsurare a zgomotului la MEAT se evidențiază tendința actuală pe plan mondial de precizare a puterii acustice în locul presiunii acustice ca parametru de comparație a nivelurilor de zgomot. Această tendință nouă preluată și implementată de autor în noile proiecte de standarde românești [99,100] este justificată și în lucrare la punctele 3.1 și 3.4.

3. Investigarea precisă a zgomotului produs de MEATPm necesită asigurarea condițiilor de câmp acustic liber în laborator în camere anecoide sau semianecoide. Camera semi-anecoidă de la ICPE prezentată prin caracteristicile sale principale în lucrare, reprezintă rodul activității de proiectare și execuție a unui colectiv din care a făcut parte și autorul. Ea a stat la baza omologării nivelului de zgomot și vibrații la seriile modernizate de MEATPm de către ICPE în colaborare cu întreprinderile producătoare de mașini electrice.

4. Cauzele apariției zgomotului de ventilație, legătura sa cu elementele de proiectare ale ventilatorului și circuitului aerodinamic în general, sînt sistematizate și analizate la punctul 4.2. Studiul se concentrează asupra ventilatoarelor centrifugale cu palete drepte, radiale, cele mai utilizate la ventilația MEATPm.

Analiza cauzelor zgomotului mecanic de la punctul 4.4 permite sistematizarea frecvențelor de apariție a acestuia. În lucrare se indică o metodă experimentală statistică de stabilire a nivelului zgomotului mecanic funcție de puterea și numărul de perechi de poli ai MEATPm, aplicată pentru cazul MEATPm de fabricație IMEP.

5. Studiul întreprins în capitolul 4 clarifică fenomenele fizice și cauzele care stau la baza producerii zgomotului magnetic de către MEATPm, conținînd elemente originale în comparație cu soluțiile cunoscute din literatură.

Analiza zgomotului magnetic al MEATPm de la punctul 4.3 permite și definirea următoarelor mărimi:

- numărul de ordine și frecvența undelor de forță magnetice radiale corespunzătoare interacțiunii armonicilor de câmp, grupate pe patru tipuri de interacțiuni principale;

- armonicile de câmp electromagnetic care intervin

în generarea undelor de forță;

- vibrațiile radiale dinamice care, în cazul specific al MEATPm pot fi bine aproximate cu vibrațiile pachetului stator, așa după cum se arată la punctul 4.3.3;

- nivelul de zgomot al componentelor magnetice și cel obținut prin însumarea acestora considerînd MEATPm ca un radiator acustic de formă cilindrică, cazul cel mai apropiat de realizarea fizică.

6. Autorul introduce pentru prima dată o clasificare a principalelor tipuri de interacțiuni de armonici de cîmp care au importanță din punctul de vedere al zgomotului magnetic, după cum urmează:

- de tipul 1, corespunzătoare interacțiunilor armonicilor de înfășurare și crestare statorice cu armonicile rotorice ale cîmpului principal;

- de tipul 2, corespunzătoare interacțiunilor fundamentalei cîmpului statoric cu armonicile de cîmp reziduale ale armonicilor curentului rotorice;

- de tipul 3, corespunzătoare interacțiunilor armonicilor de înfășurare și crestare statorice cu armonicile de saturație rotorice;

- de tipul 4, corespunzătoare interacțiunilor armonicilor de înfășurare și crestare statorice cu armonicile reziduale rotorice de excentricitate.

Clasificarea se dovedește necesară și suficientă pentru cuprinderea tuturor cauzelor principale ale zgomotului magnetic ale MEATPm, considerarea acestor componente furnizînd rezultate de calcul ale zgomotului magnetic apropiate de cele determinate experimental.

7. Elaborarea unor expresii matematice pentru nivelurile de zgomot magnetic corespunzătoare principalelor forțe de interacțiune magnetică ca și sinteza unor relații de calcul pentru componentele de zgomot de ventilație și mecanică servesc la întocmirea unei metode și a unui program de calcul automat al zgomotului global al MEATPm. Programul de calcul prezentat la punctul 5.1 permite precizarea din etapa de proiectare a nivelului de zgomot al MEATPm evitîndu-se cheltuielile de exe-

ouție a unor prototipuri experimentale. Totodată cu ajutorul programului de calcul se stabilește soluția optimă pentru unii parametri importanți ai mașinii ca:

- dimensiunile geometrice principale ale miezului magnetic și ale carcasei;

- numărul de creștături rotorice la un număr de creștături statorice dat;

- deschiderea istmului creștăturilor;

- înclinarea coliviei rotor.

8. Verificările experimentale pe cinci MEATPm diferite, au relevat diferențe la nivelul zgomotului global dintre rezultatele experimentale și cele de calcul de cel mult 2,3 dB(A), diferențe care pot fi apreciate drept corespunzătoare. Pentru comparație trebuie amintit și faptul că numai la nivelul zgomotului magnetic, alte metode de calcul prezentate în literatură indică diferențe de 7-8 dB(A) [82].

Confruntarea rezultatelor de calcul pe 12 variante ale unui tip de MEATPm, la care au diferit deschiderile și înclinarea creștăturilor a evidențiat diferențe mai mici de 4 dB(A) între nivelurile de zgomot calculate și măsurate, fiind astfel subliniată capacitatea programului de calcul de a pre-determina efectele modificării parametrilor geometrice asupra nivelului de zgomot.

9. Principalele măsuri de control și reducere a zgomotului de ventilație, analizate și sistematizate din punctul de vedere al eficienței lor în lucrare, constau în:

- alegerea ventilatorului centrifugal de diametru minim posibil cu palete radiale cât mai subțiri, în număr de șapte sau nouă;

- utilizarea a două ventilatoare în paralel, în locul unuia singur, la ambele capete ale mașinii, de diametre mai mici și cu nivel de zgomot cu 10-12 dB(A) mai redus; în variante economice paletele celor două ventilatoare pot fi constituite la turnarea coliviei, prin aripioare pe inelele de scurtcircuitare rezultând și reducerea dimensiunii axiale a mașinilor;

- folosirea ventilatoarelor de tip semiaxial sau axial care în comparație cu cele radiale produc un zgomot mai

redus cu 5-12 dB(A) la același debit de aer de răcire;

- reducerea rezistențelor aerodinamice și a debitului de aer necesar prin alegerea dimensiunilor principale ale ventilatorului, capotei și nervurilor de răcire ale carcasei pe baza relațiilor (112)-(116), precum și prin micșorarea rugozității suprafeței ventilatorului și a capotei utilizând masele plastice în construcția acestor repere;

- trecerea la o clasă de izolație superioară și proiectarea optimă a mașinii utilizând tablă electrotehnică cu pierderi reduse;

- eliminarea tonurilor singulare prin metoda de modulară a unghiurilor dintre paletele ventilatorului prezentată în lucrare la punctul 6.1.3 și verificată ca avînd o eficiență de 3-4 dB(A) în cazul MEATPm bipolare prin rezultatele experimentale de la punctul 6.1.4.

10. Căile de reducere a zgomotului magnetic pot fi concretizate din punctul de vedere al eficienței lor pentru fiecare MEATPm în parte, pe baza aplicării programului de calcul automat dezvoltat în capitolul 5 și rezidă în (punctul 6.2):

- alegerea numărului de creștături rotorice la un număr de creștături din stator dat, pe baza relațiilor (143)-(150) și a rezultatelor programului de calcul;

- micșorarea FAMU prin prevederea unei scheme de înfășurare în două straturi sau într-un strat cu căi în paralel și cu legături de egalizare;

- stabilirea înclinării optime eficiente a creștăturilor rotorice ținînd seama de modul în care se reflectă aceasta în zgomotul global și de dezavantajele introduse de înclinare;

- precizarea deschiderii optime a istmurilor creștăturilor;

- reducerea excentricității relative ϵ la 0,15 și pentru cazul MEATPm cu vibrații reduse chiar la 0,05;

- reducerea armonicilor de cîmp corespunzătoare saturației prin diminuarea raportului dintre tensiunea magnetică din dinți și cea a întrefierului, precum și prin optimizarea raportului dintre tensiunea magnetică din jug și dinți;

- creșterea rigidității carcaseri prin micșorarea raportului D_{j1}/h_{j1} , ceea ce revine la proiectarea unor MEATPm cu D/l cît mai mic;

- verificarea cu ajutorul programului de calcul automat a depărtării frecvențelor proprii ale pachetului stator cu carcasa de frecvențele forțelor excitatoare de cel puțin 15%.

11. In lucrare se introduce noțiunea de înclinare optimă eficientă a creștăturilor care poate fi determinată utilizînd rezultatele programului de calcul și prin care se realizează un compromis între rezultatele negative introduse de înclinarea creștăturilor și reducerile zgomotului global al MEATPm.

12. La punctul 6.3. se analizează și sistematizează mijloacele care stau la îndemîna proiectantului și fabricantului în privința diminuării zgomotului mecanic din care cele mai importante sînt:

- utilizarea inelelor elastice dispuse axial care reduc vibrațiile prin preîncărcarea axială a subansamblului rotor, eliminîndu-se mișcările necontrolate ale arborelui;

- alegerea unor scuturi din fontă de formă cît mai plată cu rol amortizant în calea vibrațiilor mecanice;

- păstrarea unei coaxialități cît mai bune între axa inelului interior și exterior al rulmenților;

- stabilirea unor ajustaje potrivite între inelul exterior și scut, respectiv inelul interior și arbore;

- evitarea montării incorecte a rulmenților;

- asigurarea rulmenților la șocurile datorate transportului.

13. Prin sistematizările, analizele și sintezele efectuate ca și prin rezultatele obținute, lucrarea constituie un ghid în proiectarea și re-proiectarea seriilor modernizate de MEATPm în vederea reducerii nivelului de zgomot definind o concepție de optimizare a zgomotului pe baza alegerii corecte a parametrilor geometrici și constructivi. Prin atingerea obiectivelor propuse, lucrarea în ansamblul ei este un instrument în mîna proiectanților pentru conceperea de MEATPm silențioase și considerăm că aduce o modestă contribuție la studiul zgomotului mașinilor electrice.

B I B L I O G R A F I E

Partea I-a - Cărți, reviste și comunicări

- [1] ARUTJUNJAN, R.V. Novy způsob merení radiální vadusové mezery malých asynchronních elektromotorů. Technice elektrických stroju, nr.1, 1974, RSC, p.15-23.
- [2] BERND, R., WUSTLING, E. Schwingungsarme Drehstrommotoren für Werkzeugmaschinen. ETZ-A, Bd.78, Heft 10, 1977, p.661-671.
- [3] BICHIR, N. Zgomotul transformatoarelor. Editura tehnică, București, 1982.
- [4] BICHIR, N. Contribuții la studiul zgomotului transformatoarelor. Teză de doctorat. IPB-Facultatea de electrotehnică, București, 1974.
- [5] BINNS, K.J., HINDMARSH, R., SHORT, B.P. Effect of skewing slots on flux distribution in induction machines. Proc. IEE, vol.118, nr.3/4, 1971, p.543-549.
- [6] BINNS, K.J. Some concepts involved in the analysis of the magnetic field in cage induction machines. Proc. IEE, vol.122, nr.2, 1975, p.169-175.
- [7] BINNS, K.H., DYE, M. Identification of principal factors causing unbalanced magnetic pull in cage induction motors. Proc. IEE, nr.3, 1973, p.349-354.
- [8] Discussion on: Identification of principal factors causing unbalanced magnetic pull in cage induction motors. Proc. IEE, nr.5, 1974, p.375-379.
- [9] BRADFORD, M. Unbalanced magnetic pull in a 2-pole induction motor. Proc. IEE, vol.115, nr.11, 1968, p.1619-1627.
- [10] BROCH, J.T. Acoustic Noise Measurements. Copenhagen, ediția a III-a, 1978.
- [11] BURKE, R.F., GLEW, C.N., WARKELLY, H. Silencing induction motors. Electrical Review, 21.11.1969, p.269-273.

- [12] BURMESTER, I. Axiallüfter mit umlaufendem Luftleitring für geräuscharme oberflächengekühlte Drehstrommotoren mit Achshöhen von 132 und 160 mm. Siemens Energietechnik 3, 1973, p.98-101.
- [13] BURMESTER, I. Problemen bei der geräuscharmen Belüftung von kleinen, oberflächengekühlten elektrischen Maschinen. Siemens Zeitschrift, nr.49, Heft 2, 1975, p.103-108.
- [14] CERTOK, B.N., ARMIPENKO, V.A. Vliianie cislā i scosa pazov rotora na puscovie i akusticeskie harakteristiki trehfaznĭh asincronĭh dvigatelei. Elektrotehnika, URSS, nr.5, 1975, p.38-41.
- [15] CHAPELLE, P., BRICHARD, A. Analyse du bruit émis par les petits moteurs asynchrones. Rêvue E., nr.1, 1969, p.1-9.
- [16] CSISZAR, G., TIMAR, P.L. A forgo villamosgép aerodinamikai eredeti szellözési zaja. Elektrotechnika, RPU, 68, nr.9, 1975, p.350-353.
- [17] CISTELECAN, M., ONICA, P. New improvements in the computation of the polyphase induction-motor magnetic circuit. Proc.IEE, vol.123, 4, 1976, p.335-341.
- [18] DOLINSKI, M.I., KACAN, Ia, I., KISELEV, L.T. ș.a. Vlijanie izoliatii korotkozamknutami kletkii termiceskoi obrabotki novernosti, rotora na snijenie poteri v electrodvigateljah. Elektrotehnika, URSS, nr.2, 1969; p.26-28.
- [19] DORDEA, T. Influența înclinării creștăturilor asupra dispersiei la mașina de inducție. Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări tehnico-științifice, 2-4.06.1978, Electroputere-Craiova.
- [20] DORDEA, T. Mașini electrice. Editura Didactică și Pedagogică ediția a II-a, 1977, București.
- [21] ELLISON, A., YANG, S.I. Acoustic noise measurements on nominally identical small electrical machines. Proc.IEE, vol.117, 3, 1970, p.555-560.
- [22] ELLISON, A.I., YANG, S.I. Effects of rotor eccentricity on acoustic noise from induction machines. Proc.IEE, vol.118, nr.1, 1971, p.174-184.

- [23] ELLISON, A., YANG, S.I. Natural frequencies of stators of small electric machines. Proc.IEE, vol.118, 1, 1971, p.185-190.
- [24] EWALD, D., PAVLOVIC, A., BOLLINGER, J. Noise reduction by applying modulation principles. The Journal of the Acoustical Society of America, vol.49, nr.5, 1971, p.1381-1385.
- [25] ERDELY, E. Predetermination of sound pressure levels of magnetic noise of polyphase induction motors. Trans.AIEE, 74, part.III, 1955, p.1269-1280.
- [26] FRANCOIS, P. La génération des bruits et la réponse des structures dans les moteurs asynchrones, en particulier en ce qui concerne les écoulements. Revue Generale de l'Electricité, nr.4, 1968, p.377-392.
- [27] FROHNE, H. Über die Methoden der theoretischen Vorausberechnungen der Lautstärke von Asynchronmaschinen. Conti-Elektro Berichte, Heft 3, 1963, p.129-139.
- [28] GERALD, G. Gedämpfter Lärm. Elektrotechnik, nr.59, Heft 5, 1977, p.14-18.
- [29] GOLDBERG, O.D., TALISINSKII, R.I., ISAEVA, R.A. Statisticeska otsenka novovo-kosvenovo metoda controlia neravnomernosti vozdošnovovo zazora asincronih dvigatelei. Elektroteknica, URSS, nr.1, 1969, p.22-26.
- [30] x x x Grupa nr.10 CAER Cercetări în domeniul reducerii zgomotului și vibrației mașinilor electrice rotative. URSS, Moscova, 1974.
- [31] x x x Grupa de lucru nr.3 INTERELECTRO. Cercetări tehnico-economice, constructive și tehnologice în scopul reducerii zgomotului în gol și sarcină la mașinile electrice asincrone, RSFI, Zagreb, oct. 1980.
- [32] HALT, H.G. Geräuscharme Electromotoren. Elektro-Anzeiger, nr.21, 1975, p.535-538.
- [33] HARRIS, C.M. Handbook of noise control. McGraw-Hill Book Company, New-York, 1957.
- [34] HUBNER, G. Minderung von Maschinengeräuschen, ETZ-B, Bd.29, 1977, Heft 8, p.245-248.

- [35] HUBNER, G. Entstehung und Bekämpfung der Geräusche elektrischer Maschinen. ETZ-A, Bd.82, 1961, Heft 24, p.771-781.
- [36] HUBNER, G. Über das Schwingungsverhalten von Wechselstrommaschinen Ständern mit Rundshnitt-Blechpaketen, ETZ-A, Bd.80, 1959, Heft 2, p.33-39.
- [37] STEFANOV, I.I. Isledovanie vibrații ot neuravnovešenosti vrašciaiuhcihsia ceastei elektriceskîh mašin. Teză de doctorat prezentată în mai 1982 la Institutul pentru industria electrotehnică "Nicola Belopitov" din Sofia.
- [38] IRWIN, J.D., GRAF, E.R. Industrial noise and vibration control. Prentice Hall Inc., 1979, USA.
- [39] IVAN, C. Studiul experimental al influenței numărului de palete a ventilatoarelor mașinilor electrice. Lucrările ICPE, nr.26, 1971, p.13-23.
- [40] JORDAN, H. Geräuscharme Elektromotoren. Girardet, 1950, Essen.
- [41] JORDAN, H., MULLER-TEMPELDE, H. Akustische Wirkung der Schrägung bei Drehstrom-Asynchronmaschinen mit Käfigläufern. ETZ-A, Bd.82, Heft 24, 1961, p.788-792.
- [42] JODRAN, H., RODER, G. Über die akustische Wirkung von Oberschwingungen des Läuferstromes. ETZ-A, Bd.91, Heft 9, 1970, p.498-502.
- [43] JORDAN, H., LAX, F. Über die Wirkung von Exzentrizitäten und Sättigungserscheinungen auf den Körper und Luftschall von Drehstromasynchronmotoren. AEG-Mitt, nr.11/12, 1954, p.423-426.
- [44] JORDAN, H., ROTHERT, H. Nutenzahlregeln und ihr Zusammenhang mit dem magnetischen Geräusch von Asynchronmaschinen. ETZ-A, Bd.74, Heft 22, 1953, p.637-642.
- [45] JENES, G.M. Le moteur MT, un nouveau moteur standard. ASEA-Révue, nr.3, 1969, p.51-55.
- [46] KIRCHENMAYER, G. Leiselaufende Elektromotoren. Antriebstechnik 13, nr.6, 1974, p.347-348.
- [47] KOSTENKO, M., PIOTROVSKI, L. Machines électriques, vol.2, Mir, Moscova, 1969.

- [48] KOVALEV, E.B., LAKTIUSIN, A.N. Sovershenstvovanie ohlajdenia obduvaemih elektrodvigatelei. Elektrotehnika, URSS, nr.10, 1970, p.18-19.
- [49] KRONDL, M. Les vibrations radiales autoexcitées du rotor de machines à induction, à voies d'enroulement parallèles. Bulletin de l'Association Suisse des Electriciens, nr.13, 1956, p.581-588.
- [50] LARONSE, J., ANCEL, J. Les pertes supplémentaires dans les moteurs asynchrones de la gamme de puissance normalisée. Bulletin CEM nr.3, 1971, p.44-48.
- [51] LAZAROIU, D.F., BICIR, N. Sum elektriceskih mašin i transformatorov. Energhia, Moscova, 1973.
- [52] LEE, C.H. Saturation harmonics of polyphase induction machines. IEEE Transaction on PAS, nr.80, 1961, p.597-603.
- [53] LEES, M.I., TINDALL, C.E. Field-theory analysis of saturation harmonics in induction machines. Proc.IEE, nr.4, 1974.
- [54] LEHMANN, S. Kraftwellen-Ordnungszahlen und Frequenzen magnetischer Geräusche bei elektrischer Maschinen. ETZ-A, Bd.82, H.24, 1961, p.782-788.
- [55] LINKOUS, C.E. Effect of skew on induction motor magnetic field. AIEE Trans., vol.74, 1955, p.780-785.
- [56] LORD, H., GATLEY, W., EVENSEN, H.A. Noise control for engineers. McGraw-Hill Book Company, 1960, USA.
- [57] MATTEI, M.J. La construction des machines et les problèmes de bruit. Bulletin de Société Française des Electriciens, vol.IV, 1963, p.523-540.
- [58] MIESNER, E. Die Geräusche bei Elektromotoren, ihre Entstehung und Beseitigung. Maschinenwelt und Elektrotechnik, 15, nr.10, 1960, p.417-421.
- [59] MULLER-TOMFELDE, H. Einfluss der Schrägung bei Käfigläufern auf den magnetischen Lärm, die Erwärmung und die Leistungsfaktoren. Dissertation für dr.ing.F.U.Hannover, 1968.
- [60] NEUHAUS, W., WEPPLER, R. Der Einfluss der Luftöffnungen auf den Drehmomentverlauf von Drehstrom-Asynchronmotoren mit Käfigläufern, ETZ-A, Bd.90, 1969, H.3, p.130-131.

- [61] NICOLAIDE, A. Mașini electrice. Teorie. Proiectare, vol. I, Craiova, Editura "Scrisul Românesc", 1975.
- [62] NOVAC, I., MICU, E., ATANASIU, Gh. ș.a. Mașini și acționări electrice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [63] OPASCHI, M. Contribuții la studiul zgomotului hidrogenatoarelor. Teză de doctorat, 1980, I.P. Timișoara.
- [64] PALJAN, D. Vlijanie suma i vibrații na proektirovanie i constructirovanie elektriceskih mašin. Lucrările Congresului Electrotehnic Mondial, Moscova, iunie 1977.
- [65] PAVLOVIC, A., BOLLINGER, J. Noise reduction on integral HP induction motors. Annals of the CIRP, vol. 23/1/1974, SUA, p. 125-126.
- [66] PLONER, B. Aerodynamic noise in medium-sized asynchronous motors. Brown Boveri Rev., 8-76, p. 493-499.
- [67] RADULET, R., OPASCHI, M. Proiectarea hidrogenatoarelor și a motoarelor sincrone, vol. I, Editura Tehnică, București, 1981.
- [68] RENTZCH, H. Luftströmungsgeräusche in elektrischen Maschinen. ETZ-A, Bd. 82, Heft 24, 1961, p. 792-798.
- [69] RICHTER, R. Mașini electrice, vol. IV, Editura Tehnică, București, 1960.
- [70] SÂRBU, M. A. Precizarea calității acustice a motoarelor asincrone trifazate pornind de la datele de proiectare. Lucrările celui de al IV-lea simpozion ICPE privind controlul și atestarea calității produselor electrotehnice, Poiana Brașov, 1982.
- [71] SÂRBU, M. A., DRAGOMIR, T. Reducerea zgomotului la mașinile electrice. Lucrările sesiunii de comunicări tehnico-științifice Electroputere-Craiova, 1978.
- [72] SÂRBU, M. A. Inclinația creștăturilor și zgomotul magnetic al motoarelor asincrone trifazate mici. Lucrările ICPE, nr. 32, 1980, București.
- [73] SÂRBU, M. A., HERESCU, R. The influence of the opening of the slots and the skew of the rotor cage on the magnetic noise of a three-phase induction motor. Lucrările confe-

- rinței internaționale "Cercetarea și dezvoltarea motoarelor asincrone", 1978, Suzdal, URSS.
- [74] SÂRBU, M.A. Studiul unor căi de reducere a zgomotului de ventilație. Lucrările COMEP '82, 1982, Pitești.
- [75] SÂRBU, M.A., IORDACHE, I. Progrese în măsurarea nivelului de zgomot la mașinile electrice. Lucrările COMEP '82, Pitești, 1982.
- [76] SCHUISKY, W. Magnetischer Zug bei elektrischen Maschinen infolge der Eyzentrizität des Läufers. E und M, nr.9, 1970, p.391-399.
- [77] SCHUISKY, W. Berechnung elektrischer Maschinen. Wien, Springer-Verlag, 1960.
- [78] SCHULZ, T.J. The relation between sound power level and sound pressure level outside of laboratories. Noise Control Engineering, 1, 1980, SUA, p.24-29.
- [79] SOROKER, T.G., RADIN, V.I., STRELBITSKII, B.K., KOFILOV, P.I. Razvitie asinhronîh dvigatelei obșcevo naznachenis. Elektrotehnika, URSS, nr.9, 1978, p.3-7.
- [80] SOKOLOV, A.A., PASINSKAIA, N.I., CERTOK, B.N. Vîbor cisel pazov unifițirovanovo rotora tîeh i adnofaznîh asinhronîh dvigatelei. Elektrotehnika, URSS, nr.9, 1978, p.31-33.
- [81] SPERLING, P.G. Erfahrungen bei der Vorausberechnung elektromagnetisch erzeugter Maschinengeräusche. Siemens Z, Bd.43, 1969, p.894-899.
- [82] SPERLING, P.G. Elektromagnetisch erzeugte mechanische Schwingungen und Geräusche in elektrischen Maschinen. Siemens Zeitschrift, 48, Heft 2, 1974, p.106-113.
- [83] SOBRAMANANYAN, B.E. Axial magnetic forces in induction motors with skewed slots. Proc.IEE, vol.122, nr.2, 1975, p.149-153.
- [84] TSIVITSE, J.P. Polyphase induction motor noise. Transactions on Industry and General Applications, nr.5, 1971, p.339-353.
- [85] VASILIEVICI, A. Asupra cauzelor zgomotului magnetic al mașinilor de inducție cu rotorul în scurtcircuit. Ingineria, Buletinul științific și tehnic IPT, nr.2, 1965, p.005-013.

- [86] VIOREL, I.A. Influența formei crestăturilor, numărului crestăturilor și a repartiției înfășurărilor asupra parametrilor mașinii de inducție și considerarea acestora în studiul funcționării mașinii. Teză de doctorat, I.P. Timișoara, 1978.
- [87] WEBER, W. Experimentelle Untersuchung des Einflusses der Läuferschränkung auf das Geräusch einer Drehstrommaschine. ETZ-A, Bd.98, 1977, H.7, p.495-497.
- [88] YANG, S.J. Low noise electrical motors. Clarendon Press, Oxford, 1981.

Partea a II-a - Standarde și cataloage

- [89] x x x STAS 7301-74. Mașini electrice rotative. Metode de măsurare a nivelului de zgomot.
- [90] x x x STAS 8274-74. Mașini electrice rotative. Niveluri admisibile de zgomot.
- [91] x x x STAS 9904-78. Mașini electrice rotative. Metode de măsurare a nivelului de vibrații.
- [92] x x x STAS 8681-78. Mașini electrice rotative. Niveluri admisibile de vibrații.
- [93] x x x Recommandation de la CEI "Machines électriques tournantes. Neuvième partie: Limites du bruit", Publication 34-9. Première édition, 1972.
- [94] x x x Revision de CEI 34-9 (1979). Machines électriques tournantes. Limites de bruit.
- [95] x x x ISO 3745-1977. Acoustique. Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit. Méthode de laboratoire pour les salles anechoïques et semi-anechoïques.
- [96] x x x ISO/DIS 1680/1-1980. Code d'essai pour le mesurage du bruit aérien émis par les machines électriques tournantes. Méthode d'expertise pour les conditions de champ libre sur plan réfléchissant.
- [97] x x x Catalog Siemens, 1980.
- [98] x x x ISO/DP 1680/2-1979. Acoustics-Test code for the

measurements of airborne noise emitted by rotating electrical machinery. Part 2: Survey method.

- [99] x x x Proiect de revizuire a standardului 7301-74 "Maşini electrice rotative. Metode de măsurare a nivelului de zgomot". Plan ICPE 10158/1982.
- [100] x x x Proiect de revizuire a standardului 8274-74 "Maşini electrice rotative. Niveluri admisibile de zgomot". Plan ICPE 10159/1982.
- [101] x x x ISO 1940/73. Balance quality of rotating rigid bodies.

LISTA DE SIMBOLURI

B	Amplitudinea inducției magnetice sinusoidal variabilă în timp.
B_1	Amplitudinea armonicilor fundamentale a inducției magnetice în întrefier.
$b_{01,02}$	Deschiderea istmului creștăturii din stator, respectiv din rotor.
d	Diametrul arborelui mașinii sub pachetul de tole.
D	Diametrul interior al statorului.
D_{j1}	Diametrul mediu al jugului pachetului stator.
D_{car}	Diametrul mediu al carcasei mașinii .
D_v	Diametrul exterior al ventilatorului .
E_{car}	Modulul de elasticitate al materialului carcasei mașinii.
E_{Fe}	Modulul de elasticitate pentru miezul feromagnetic executat din tole de 0,5 mm, $E_{Fe} = 0,8 \cdot 10^{11} \text{ N.m}^{-2}$.
E_{01}	Modulul de elasticitate al fierului, $E_{01} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N.m}^{-2}$.
F_d	Tensiunea magnetică în dinții statorului și rotorului.
F_t	Tensiunea magnetică totală.
F_m	Forța magnetică pe unitatea de suprafață.
h_{j1}	Mărimea jugului stator.
I_1	Curentul de fază din primar, valoare eficace.
I_{1m}	Curentul de magnetizare din stator, valoare eficace.
I_i	Curentul din inelul statoric, valoare eficace.
$k_{C1,2}$	Coeficientul lui Carter pentru stator, respectiv rotor.
k_C	Coeficientul lui Carter global, $k_C = k_{C1} \cdot k_{C2}$.
k_s	Coeficientul de saturație.
k_{w1}	Factorul de înfășurare pentru fundamentală inducției.
k_w	Factorul de înfășurare pentru armonica statorică.
l	Lungimea pachetului stator și rotor.

l_a	Lungimea arborelui mașinii.
l_{car}	Lungimea carcasei.
L_m	Nivelul presiunii acustice la 1 m, corespunzător zgomotului magnetic.
L_v	Nivelul presiunii acustice la 1 m, corespunzător zgomotului de ventilație.
L	Nivelul presiunii acustice la 1 m, corespunzător zgomotului global.
n	Turația rotorului, în rotații pe minut.
n_1	Turația cîmpului magnetic învîrtitor din stator.
p	Numărul de perechi de poli ai mașinii electrice.
P_n	Puterea nominală a mașinii electrice, în kW.
q_1	Numărul de creștături pe pol și fază pentru înfășurarea din stator.
s [%]	Alunecarea rotorului.
$t_{1,2}$	Pasul dentar statoric, respectiv rotoric.
t_1	Pasul de înclinare al creștăturilor din rotor.
U_1	Tensiunea de fază din stator.
v	Viteza periferică a ventilatorului
w_1	Numărul de spire înseriate pe faza statorică.
y, y_1	Pasul diametral al înfășurării din stator, respectiv scurtarea lui, în număr de creștături.
$Z_{1,2}$	Numărul de creștături din stator, respectiv rotor.
δ	Lățimea minimă a întrefierului.
δ'	Lățimea întrefierului echivalent.
δ''	Lățimea întrefierului majorată pentru a ține seama de tensiunea magnetică în oțel.
μ_0	Permeabilitatea magnetică a vidului, $\mu_0 = 4 \pi \cdot 10^{-7} \text{ [H.m}^{-1}\text{]}$.
ν, λ	Numărul de ordine al armonicilor de timp și spațiu în stator, respectiv rotor.
$\rho_{car, Fe}$	Densitatea materialului carcasei, respectiv a miezului magnetic

- Ω Viteza unghiulară a rotorului, $\Omega = 2\pi n/60$.
- ω_1 Pulsația cîmpului magnetic inductor.
- ω_ν Pulsația armoniciei statorice cu număr de perechi de poli p_ν .
- ω_λ Pulsația armoniciei rotorice cu număr de perechi de poli p_λ .
- c Viteza sunetului în aer

INDEX DE ABREVIERI

ICPE	Institutul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru industria electrotehnică din București
IENT	Intreprinderea "Electromotor"-Timișoara.
IEPS	Intreprinderea "Electroprecizia"-Săcele.
IMEP	Intreprinderea de motoare electrice-Pitești.
MEAT	Mașină electrică asincronă trifazată(în regim de motor), inclusiv pluralul.
MEATPm	Mașină electrică asincronă trifazată de putere mică (în regim de motor), inclusiv pluralul.
FAMU	Forța de atracție magnetică unilaterală.
B & K	Firma de aparate de măsură a zgomotului și vibrațiilor "Brüel & Kjaer" din Danemarca.