

**Universitatea “Politehnica” din Timișoara
Facultatea de Mecanică**

TEZĂ DE DOCTORAT

**CONTRIBUȚII LA RIDICAREA PERFORMANȚELOR
FUNCȚIONALE ALE CONTOARELOR PENTRU LICHIDE**

Coordonator științific:

Prof. dr. ing. Dan PERJU

Doctorand:

Dipl. ing. Florin SILAGHI

2010

1. Locul și rolul contorizării. Obiectivele lucrării

Locul și rolul contorizării

Conform datelor furnizate de World Health Organization, la finele anului 2008, aproximativ 4,15 miliarde de locuitori (61% din populația globului) au avut acces la apă potabilă prin instalații proprii conectate la rețele centralizate. Alte 1,75 miliarde (26%) au avut acces la apă prin cișmele, izvoare și fântâni protejate. Din păcate, în jur de 884 milioane de locuitori nu au avut acces la apă din sursele menționate, motiv pentru care au trebuit să-o procure din surse neprotejate [44].

Măsurarea consumului de apă furnizată este motivată de *patru obiective*:

- *primul obiectiv - legat de mediul înconjurător* - furnizează imboldul necesar conservării apei și protejează sursele de apă prin reducerea consumului;
- *al doilea obiectiv - economic* – se explică prin optimizarea folosirii rețelelor existente în schimbul extinderii acestora cu costurile aferente, inclusiv cu costurile legate de tratarea apei. Prin optimizarea consumului se reduc și cheltuielile cu extinderea rețelelor de evacuarea a apei menajere și încărcarea excesivă a celor existente;
- *al treilea obiectiv – tehnic*- permite regiilor de apă să localizeze mult mai bine pierderile din rețea și astfel să le reducă sau să le elimine în timp util;
- *al patrulea obiectiv* constă într-o *repartizare echitabilă a cheltuielilor* legate de extragerea, tratarea și furnizarea apei în funcție de consumul acesteia.

Contorizarea apei este considerată o „bună practică” în furnizarea apei și se extinde în țările dezvoltate; se impune tot mai mult și în țările aflate în curs de dezvoltare. În țările dezvoltate, mai mult de jumătate din rețelele urbane de distribuție a apei sunt contorizate, tendința fiind în creștere. Pe măsură ce resursele de apă se reduc, iar cheltuielile cu furnizarea ei cresc, problema contorizării se pune tot mai intens. Un exemplu în acest sens este Canada, unde se fac demersuri pentru introducerea la scară națională a contorizării.

Pentru a ilustra mai bine *beneficiile contorizării* vom prezenta evoluția volumului de apă potabilă distribuit consumatorilor din România, în perioada 1990-2006. Datele preluate de la Institutul Național de Statistică sunt prezentate în figura 1.1. Dacă ținem cont de faptul că, la nivel individual, contorizarea a început masiv în anul 1998 și că în anul 2006 a fost implementată în proporție de 80%, se constată o scădere cu 47% a volumul de apă livrat pentru uz casnic: de la 1229,662 mil. m³ (1995) la 652,418 mil. m³ (2006).

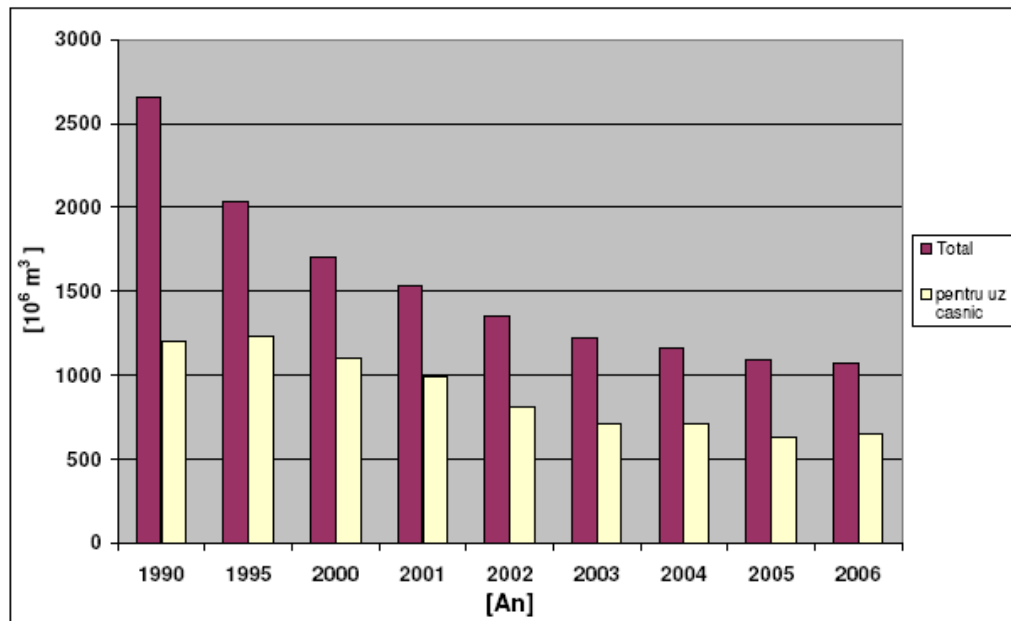


Fig.1.1. Evoluția volumului de apă potabilă livrată consumatorilor în România, 1990-2006 [98]

După introducerea contorizării s-a determinat nivelul pierderilor din rețelele de distribuție. Drept urmare, a început faza a doua - *faza de redimensionare a rețelelor și a contoarelor* în corelație cu noile valori ale consumului.

1.1.Scurt istoric al dezvoltării contoarelor de apă

În anul 1953, inginerul german Martin Schaack din Karlsruhe a publicat articolul *“O sută de ani de măsurare a apei”*, în care surprinde aspecte referitoare la începuturile contorizării apei. Astfel, o primă încercare de contorizare a apei datează de acum 3000 de ani în oaza Gadames din nordul Africii. Procedeu servea la împărțirea apei unui izvor către proprietarii fermelor. Un bărbat scotea apa cu o oală de lut, care avea o gaură, prin care curgea apă timp de 3 minute. Fiecare proprietar primea apă până când se atingea cota alocată lui de către o comisie. Bărbatul de la izvor cunoștea cotele alocate și arunca un pai în apă atunci când venea rândul următorului proprietar. Când paiul ajungea în dreptul terenului care trebuia irigat, proprietarul deschidea o poartă și închidea alta păstrând apa pe terenul său. În felul acesta se facea o împărțire echilibrată a acestei resurse [28].

Timp de o jumătate de secol, până în anul 313 î.C., cetățenii Romei au fost conectați la o rețea de furnizare a apei din râul Tibru, din fântâni și din izvoare. Comisionarul pentru apă Frontius ne-a lăsat detalii importante despre sistemul de distribuție al apei în Roma Antică, în cele două cărți ale sale *“De Aquis Urbis Romae”* (traduse în engleză de Clemens Herschel: *“The water supply of city of Rome”*). După

ce descrie sistemul prin care apa este adusă în oraș, el își pune problema distribuției acesteia către populație, fântâni, bazine, băi, locuri publice, etc. Din păcate, cunoștințele limitate de hidraulică nu-i permiteau să măsoare viteza apei printr-un ajutor. Din acest motiv, pentru a avea o distribuție echitabilă, livrarea apei se făcea din turnurile de apă, care aveau un nivel constant prin ajutaje de același diametru “*quinaria*” (țeava de “cinci degete”) de aprox. 23,81mm cu o arie de 4,453cm² și cu o lungime de 12 degete (aprox. 220mm), care erau montate în același mod și la aceeași înălțime (fig.1.2).

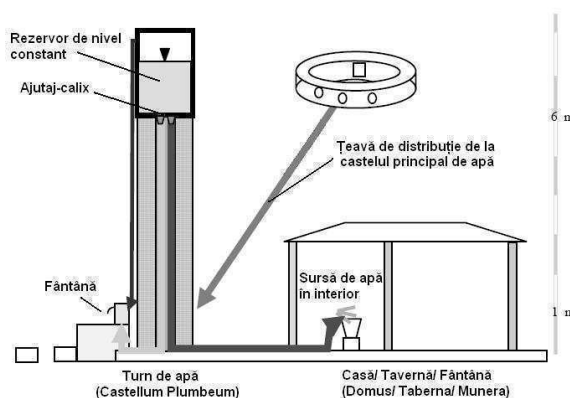


Fig.1.2. Alimentarea cu apă a consumatorilor casnici, orașul Pompei, Roma Antică [21]

Ajutajul numit *calix* era din bronz (fig.1.3), material considerat a fi greu de manipulat în sensul măririi diametrului, deoarece apăruse deja tentația de “a fura” apa. Dreptul de conectare la rețeaua de distribuție și cantitatea de apă alocată făceau obiectul unui grant oferit de împărat și se transmitea prin moștenire.

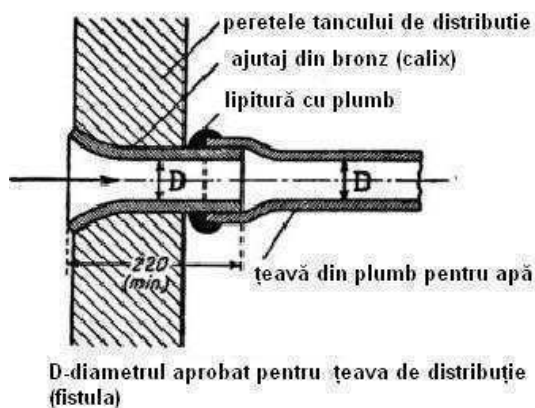


Fig.1.3. Ajutaul calix (bronz) folosit în Roma Antică. Primul „contor” pentru apă [21]

Țeava care transporta apa în casă sau până la fântână trebuia să aibă lungimea de 50 de picioare (aprox. 15m). După montaj se verifica cantitatea de apă

livrată, care nu trebuia să fie mai mare decât 1 *quinaria* în 50 de minute. Se observă, folosirea aceluiași standard pentru aria conductei și pentru debit.

Practic, “contorul” folosit se baza pe căderea de presiune printr-un ajutoraj de tipul menționat mai sus și alimentat de la un rezervor de nivel constant.

Tubul Pitot

Mai aproape de timpurile noastre, în anul 1730, Henri Pitot (1695-1771), un remarcabil inginer francez a făcut experiențe în râul Sena, în care a folosit un tub vertical din sticlă cu un cot la 90°, cufundat în râu și îndreptat înspre amonte, ca să determine relația care există între nivelul apei din tub și viteza de curgere (fig.1.4).

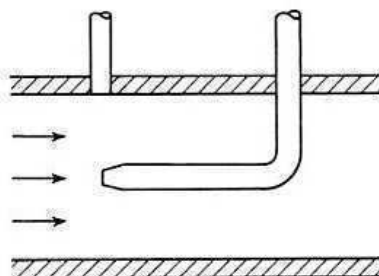


Fig.1.4. Tubul Pitot [28]

Descoperirea lui este semnificativă: *nivelul la care se ridică apa în tub este proporțional cu pătratul vitezei de curgere a râului.* Acest lucru a apărut în același an în care John Bernoulli a publicat relația fundamentală între presiune și pătratul vitezei apei care curge prin conducte.

Contoarele cu turbină

În anul 1790, Benjamin G. Hoffman din Hamburg, Germania, a publicat o carte în care descrie o soluție constructivă de contor (inventat de Richard Woltman) pentru măsurarea debitului de aer și de apă. Se pare că acest dispozitiv a fost *primul contor* proiectat pentru acest scop. De atunci, a suferit modificări constructive și de design. În general, acest contor are un rotor foarte ușor, care se rotește într-un curent de fluid și transmite această mișcare prin intermediul unei transmisii cu roți dințate, în vederea înregistrării consumului. Cantitatea de fluid trecută prin contor se înregistrează odată cu numărul de rotații efectuat de rotor. Fiecărei rotații îi corespunde un volum ciclic specific fiecărui tip de contor.

Contorul Woltman a fost prezentat și descris în cartea “*Die Hydraulik*”, publicată de G. Meilzner și apărută la Jena, Germania, în 1878 (fig.1.5). La acel timp, acest contor nu era recomandat pentru măsurători în conducte închise de apă.

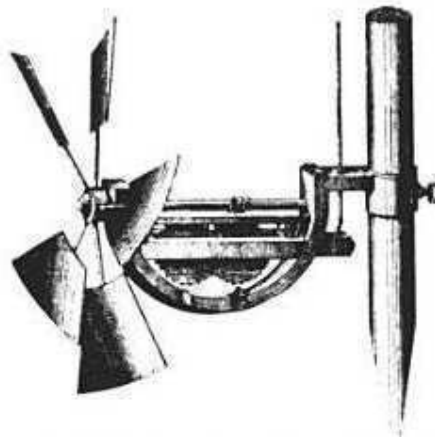


Fig.1.5.Forma originală a contorului Woltman [28]

Alt autor, Schaak scria în 1865: *“problema contorizării apei devine acută acum când de 100 de ani, au apărut companii mari de apă și care trebuie să fie atente la creșterea consumului”*.

Primul contor folosit pe scară industrială din 1852 a fost un contor cu turbină cu reacție cu o carcasă din oțel turnat și cu componente din bronz și alte metale neferoase.

Germanul Siemens a proiectat *primul contor monojet*, așa cum îl denumim astăzi. Apa intră într-o cameră de măsurare printr-o zonă cilindrică poziționată sub un anumit unghi față de axa zonelor filetate de fixare a contorului în instalație, ceea ce duce la acționarea sub un unghi de 90° a paletelor rotorului de către curentul de fluid. Pentru a împiedica rotirea prea rapidă a rotorului, un ajutor cilindric de diametru mult mai mic decât cel de admisie este plasat la intrare sub un unghi opus primului; astfel se crează o mică forță de frânare. Acest contor a fost substanțial diferit de contoarele cu turbină așa numite “convenționale” la acea dată și la care apa acționa simultan pe toate paletelile rotorului orientate la 45° față de direcția de acționare a fluidului. Întrucât contorul Woltman are axa rotorului orizontală, acesta permite păstrarea direcției de curgere a fluidului.

Contoarele monojet s-au dezvoltat în timp atât ca formă constructivă cât și din punct de vedere al materialelor folosite. În prezent, ele sunt cele mai folosite contoare la nivel de apartament cât și pentru repartizarea consumurilor la nivelul blocurilor de locuințe.

Contorul multijet a fost proiectat în Germania începând cu anul 1867 de către firma Siemens-Halske. S-a fabricat în două variante constructive principale: *cu mecanism umed* (mecanismul este inundat de apă) și *cu mecanism uscat*

(mecanismul este într-un compartiment separat față de apă); transmisia se realizează prin cuplaj magnetic. Există și varianta derivată cu role protejate, unde rolele de indicare sunt într-un compartiment umplut cu glicerină diluată.

O secțiune printr-un astfel de contor este prezentată în figura 1.6.

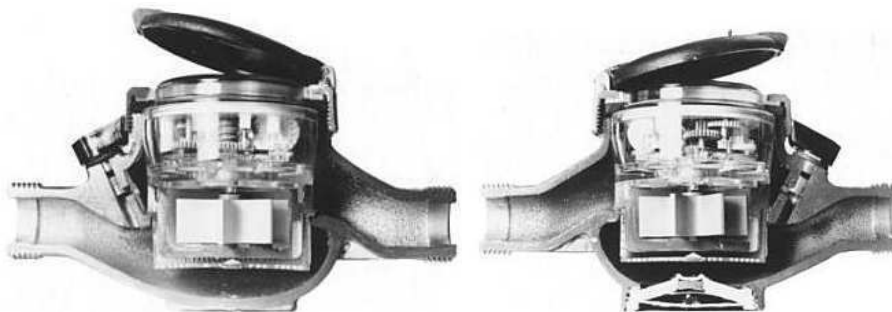


Fig.1.6. Contoare multijet/secțiune: fără protecție la îngheț (stânga),cu protecție la îngheț (dreapta)[28]

Contorul cu camere mobile

În anul 1835 apar la Londra în cartea „*Hydraulia: an historical and descriptive account of the water works of London, and the contrivances for supplying other great cities in different ages and contries*” de William Matthews primele schițe ale unor contoare cu camere mobile patentate de către Crosley. Aceste schițe sunt prezentate în fig.1.7 și fig.1.8.

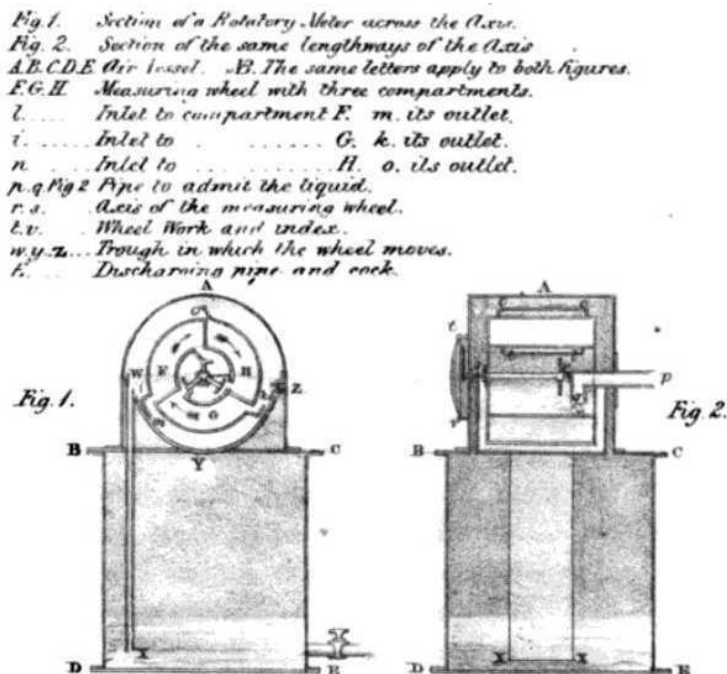


Fig.1.7.Schița 1 cu un contor cu camere mobile, brevet Crosley [18]

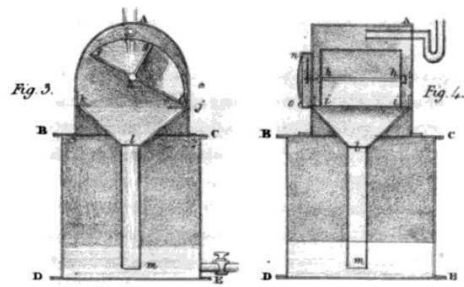


Fig. 3. Section of a Reciprocating Meter across the Axis.
 Fig. 4. Section of the same lengthways of the Axis.
 A.B.C.D.E Air vessel.
 f.g.h.i. Measuring trough.
 h. h. Its Axis, and j. k. the rests when it falls down.
 j. One end of the trough down, while the other f. g. h. is filling by the pipe A.
 l. m. Funnel to receive the water from the trough when it falls.
 n. o. Glass Cover for the end of the wheel work, connected with the Axis h. h.
 E. Discharging pipe and cock.

Fig.1.8. Schița 2 cu un contor cu camere mobile, brevet Crosley [18]

În anul 1876 a fost patentat un contor cu 2 pistoane rotative. O soluție constructivă cu un singur piston a apărut imediat în 1880 (fig.1.9). Pistonul se rotește în interiorul unui cilindru fix danturat numit coroană.

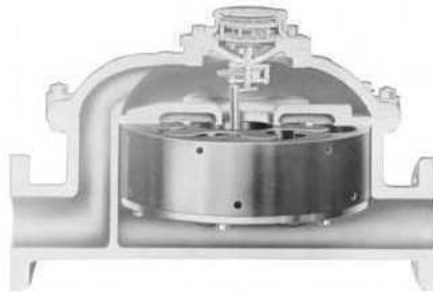


Fig.1.9. Variantă constructivă timpurie a contorului cu piston rotativ [28]

În anul 1885, Browne descrie un contor cu dublă acțiune cu un singur piston, care avea 73kg în varianta de 1/2 inch (13mm) și se vindea cu 27,83\$. El măsoară distanța parcursă de piston (fig.1.10). Exemplarul se găsește la Muzeul Scoției.



Fig.1.10. Contor patentat și produs de Glenfield and Kennedy din Kilmarnock, East Ayrshire, sec XIX

Principiul de funcționare al *contorului cu disc oscilant* a fost inventat în jurul anului 1830 de către un preot anglican și a fost folosit la un motor cu aburi.

Folosirea contoarelor pe timp de iarnă a ridicat tot mai multe probleme datorită pericolului de îngheț și de distrugere a acestora. Pentru a preveni deteriorarea acestora, au fost dezvoltate două soluții: în anul 1894 brevetul lui John Thomson prevedea ca în partea inferioară a carcasei contorului să se monteze o placă de o forma specială care să se deformeze ușor sub acțiunea gheții (fig.1.11), iar în brevetul din anul 1904 se prevedea un bolț care se deplasează sub o presiune mai mare decât cea normală, ceea ce duce la folosirea unei carcasei mai rezistente.

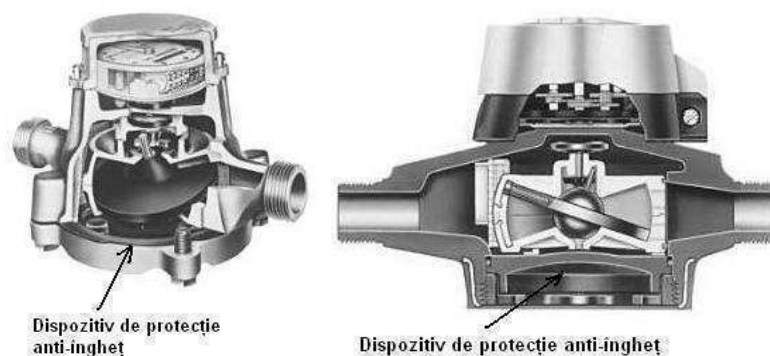


Fig.1.11. Contor cu disc oscilant cu carcasă cu protecție la îngheț [28]

Protecția trenului de roți dințate prin introducerea lui într-o cameră plină cu unsoare a devenit o soluție des folosită după primul război mondial. Camera plină cu unsoare a fost de fapt o soluție mai veche, contorul francez Nasch din 1885 avea o astfel de cameră ca de altfel și cel al englezului Siemens. Închiderea trenului de roți într-un compartiment cu ulei a fost un standard până la apariția cuplajului magnetic folosit tot mai des între 1958 și 1960.

Începând cu anul 1970, majoritatea producătorilor folosesc acest tip de cuplaj.

Contoarele cu mecanism uscat și transmisie prin cuplaj magnetic

Încă de la începutul folosirii contoarelor de apă, citirea lor a devenit o problemă, mai ales în cazul în care apa folosită nu era foarte curată. Astfel, murdăria și condensul depuse pe mecanismul de indicare făceau citirea imposibilă. Existența unei găuri de ventilare dată în suportul mecanismului, elimina condensul, dar inunda mecanismul în cazul în care contorul devenea inundat din exterior.

Trei soluții au apărut în decursul istoriei pentru a elimina acest neajuns:

- între anii 1930 și 1940 unele contoare erau construite cu un geam de protecție a totalizatorului, care putea fi rabătut și permitea citirea indexului. Soluția nu asigură o bună protecție a mecanismului în interior;
- o a doua soluție dezvoltată în 1917 și apoi după anii 1940 plasa totalizatorul într-un compartiment etanș cu o garnitură de etanșare pe axul principal de preluare a mișcării de rotație. Apoi compartimentul totalizatorului era umplut cu ulei. Din păcate, scurgerile erau frecvente și erau greu de prevenit;
- cea de-a treia soluție este folosirea cuplajului magnetic. Între anii 1912 și 1934 au fost făcute primele două încercări de introducere pe piață a contoarelor cu transmisie prin cuplaj magnetic. Ambele tipuri de contoare nu înregistrau corect din cauza magneților de calitate slabă care își pierdeau proprietățile magnetice în timp. În anul 1956 a fost introdus primul contor modern cu transmisie prin cuplaj magnetic. Era un contor cu piston oscilant cu un compartiment etanș pentru mecanismul reductor-integrator. Este primul contor care include și partea de reductor în compartimentul totalizatorului.

Cerințe pentru contoare

În anul 1850, la a șasea expoziție a Asociației pentru Mecanică din Massachusetts, ținută la Boston, cu ocazia prezentării unor tipuri de contoare pentru apă s-au prezentat cerințele esențiale pentru un astfel de produs în acele timpuri. Un contor era considerat bun dacă [46]:

- are o construcție simplă și compactă,
- este întotdeauna gata de start și nu are perioade „moarte”,
- este silențios,
- prezintă frecări mici și astfel uzura părților componente este diminuată,
- măsoară și înregistrează corect consumul,
- este ieftin,
- nu necesită o mentenanță deosebită și este ușor de reparat.

Cerințele au fost definite, deoarece se considera că nu se poate introduce contorizarea pe scară largă, datorită prețului mare al contoarelor și datorită problemelor cauzate de uzură și de înregistrarea corectă a consumului.

Cerințele impuse unui contor pentru apă în anul 1960 erau [16]:

- să furnizeze o măsurare și o înregistrare corectă a consumului pe domeniul de debite pentru care a fost proiectat,
- să prezinte o cădere de presiune minimă între intrare și ieșire la montarea în rețea,

- să fie ieftin și simplu în construcția sa,
- să fie ușor de instalat și de întreținut,
- să nu prezinte uzuri excesive ale reperelor în mișcare, după un timp de funcționare,
- să aibă în componență materiale care să nu ruginească în contact cu apa,
- să nu producă vibrații care pot duce la deteriorarea conductelor,
- să nu oprească în niciun caz, furnizarea apei, dacă se blochează,
- să ocupe un spațiu mic.

După cum se poate observa, cerințele sunt cam aceleași, deși formularea lor a fost făcută la o diferență de 100 de ani.

1.2. Contoare pentru lichide. Clasificare

A. Contoare de debit convenționale (singulare)

Sunt contoare care au un traductor de măsurare format dintr-un bloc de referință (BR) și un element sensibil (BS) sau senzor de debit.

A.1. Contoare de debit convenționale directe

Contoarele directe au blocul de referință realizat din una sau mai multe camere de măsurare ce au un volum calibrat. Cel mai des utilizate sunt cele cu deplasarea oscilantă a peretelui camerei de măsurare. Camerele de măsurare sunt prevăzute cu un perete mobil ce se deplasează oscilant față de pereții ficși.

Ele se împart în funcție de modul de realizare a pereților mobili în: *contoare cu piston inelar oscilant și contoare cu piston disc oscilant.*

A.2. Contoare de debit convenționale indirecte

La contoarele indirecte, secțiunea de măsurare materializează chiar blocul de referință. Clasificarea lor se face în funcție de tipul elementelor constructive (mobile sau imobile) care determină secțiunea de măsurare.

A.2.1. Contoare cu secțiunea de măsurare având elemente constructive mobile

Aceste contoare indirecte au secțiunea de măsurare prevăzută cu o microturbină și sunt cel mai des folosite pentru contorizarea consumurilor de apă. Ele se clasifică în:

a. Contoare cu rotor acționat parțial

După modul de acționare a rotorului deosebim:

- *contoare cu rotor acționat de un jet,*
- *contoare cu rotor acționat de mai multe jeturi (multijet),*

b. Contoare cu un rotor acționat total

Rotorul constituie elementul constructiv mobil ce determină secțiunea de măsurare împreună cu corpul contorului. Cel mai des folosite sunt contoarele cu turbină (elice) Woltman.

A.2.2. Contoare cu secțiunea de măsurare având elemente constructive imobile

Contoarele cel mai des folosite sunt: *contoarele electromagnetice și contoarele cu ultrasunete.*

Structura și clasificarea unitară a tipurilor de contoare cel mai des folosite sunt prezentate în tabelul 1.1.

Tab.1.1. Structura și clasificarea unitară a tipurilor de contoare cel mai des folosite [19]

Criteriile sintezei și clasificării unitare a contoarelor de debit	Variante structurale sintetizate (realizate)				
	Convențională		Complexă		
Complexitatea schemei structurale	Directă		Indirectă		Indirectă/directă
Caracterul metodei de măsurare a debitului	Cameră de măsurare		Secțiune de măsurare		Secțiune de măsurare/ Cameră de măsurare
Tipul structural al blocului de referință, BR	BR imobil		BR imobil		BR imobil
Poziția relativă (în funcționare) a BR față de traductor	BR imobil		BR imobil		BR imobil
Modul de realizare a BR pentru evidențierea mărimii variabile X_V	Cu piese mobile	Cu piese mobile	Cu piese mobile	Cu piese mobile	Cu piese mobile
Modul de acționare a pieselor mobile ale BR	Total	Partial	Total	Total	Total
Modul de asigurare a pieselor a etanșei tății între piesele mobile ale BR și BR	Piese mobile neetanșă cu BR	Piese mobile neetanșă cu BR	Piese mobile neetanșă cu BR	Piese mobile neetanșă cu BR	Piese mobile neetanșă cu BR
Tipul debitului măsurat	Debit volumic	Debit volumic	Debit volumic	Debit volumic	Debit volumic
Tipurile contoarelor de debit de apă rece realizate și utilizate	- Contor cu piston inelar oscilant - Contor cu piston disc oscilant	- Contor cu miniturbină acționată monojet - Contor cu miniturbină acționată multijet	- Contor cu elice Woltman - Contor cu turbină	- Contor electromagnetic - Contor cu ultrasunete	- Contor combinat (in by-pass)

B.Contoare combinate (complexe)

Sunt constituite din două contoare singulare montate în paralel: unul măsoară volumul pentru debitele mari de apă, iar celălalt măsoară volumul pentru debitele mici. Modificarea traseului de curgere a apei, prin contorul mic și apoi și prin contorul mare la creșterea debitului și invers la descreșterea debitului se face automat cu ajutorul unei supape. Suma volumelor măsurate de cele două contoare reprezintă volumul măsurat de contorul combinat.

1.3.Concluzii

Folosirea contoarelor pentru măsurarea diverselor tipuri de lichide este condiționată de efectele produse la parcurgerea lor de către acestea. Astfel, pentru lichide, altele decât apa, se folosesc contoarele directe de tipul contoarelor cu piston inelar oscilant și contoarele indirecte fără piese în mișcare, cum sunt cele electromagnetice sau ultrasonice. Însă, contoarele cu piston inelar oscilant pot fi distruse în cazul folosirii lor pentru lichide cu impurități solide, motiv pentru care, în acest caz, se folosesc doar contoarele electromagnetice sau ultrasonice.

Pentru lichidele alimentare se folosesc soluții constructive ale contoarelor cu piston în care elementele constructive ale camerei de măsurare sunt executate din materiale metalice inoxidabile.

Contoarele indirecte, cu repere în mișcare de tipul turbinelor, se folosesc cu precădere la măsurarea volumelor de apă care le traversează. Această limitare se datorează influenței pe care o are vâscozitatea altor lichide cât și comportarea dinamică diferită pe care o au acestea la interacțiunea cu rotorul.

Contoarele pentru măsurarea volumelor de apă fiind cele mai folosite atât în industrie cât și în consumul casnic au cunoscut o atenție deosebită atât din partea producătorilor cât și din partea organismelor abilitate să emită reglementări și norme în domeniu. Dacă până acum reglementările s-au ocupat doar de precizia acestor aparate clasificându-le din punct de vedere al claselor metrologice, iată că noile reglementări țin cont și de influența diferiților factori perturbatori și impun condiții necesare a fi respectate de către contoarele electronice.

Din punct de vedere al preciziei de măsurare, se tinde spre extinderea domeniului de debit pentru care contorul de apă rece are erori de indicație de +/- 2%, prin restrângerea domeniului debitelor inferioare dintre Q_1 și Q_2 și prin micșorarea

debitului de pornire, adică a debitului de la care senzorul de debit începe să preia semnalul.

Din punct de vedere al confortului clientului, în cazul în care acesta este furnizorul de apă, se tinde spre securizarea construcției contorului, adică spre reducerea posibilităților de fraudare a indicației acestuia și spre transmiterea la distanță a citirilor. Securizarea construcției contorului implică protecții anti-magnetice pentru construcțiile care folosesc transmisia magnetică a mișcării de la turbină la axul central al mecanismului integrator precum și folosirea unor materiale casante pentru vizorul contorului, care să se spargă la orice tentativă de fraudă mecanică sau folosirea unor soluții cu rigiditate sporită.

Transmiterea la distanță a citirilor a apărut din necesitatea de reducere a costurilor generate de deplasarea cititorilor, precum și din necesitatea apariției unui management eficient al distribuției de apă odată cu urmărirea on-line a consumurilor și cu dimensionarea optimă a rețelelor de distribuție în vederea reducerii pierderilor.

Cele două sisteme, care s-au impus, sunt cu traductor bazat pe un contact Reed (variantă mai ieftină) și cu traductor inductiv (variantă mai scumpă, dar care permite și integrarea altor funcții).

Contoarele pentru lichide oferă posibilități mari de dezvoltare în viitor. Traductorul primar, care în prezent este de natură mecanică pentru unele contoare, va rămâne de aceeași natură, dar cu optimizări în vederea creșterii tehnologicității și a îmbunătățirii performanțelor metrologice. Modificările apărute la traductorul primar (fig.1.19) constau în faptul că acesta nu are repere în mișcare, iar camera de măsurare are în zona de intrare a apei o duză, iar în zona de ieșire două șicane care provoacă oscilații ale vânei fluide. Frecvența acestor oscilații este proporțională cu debitul de fluid care traversează camera. Semnalul este preluat de electrozi plasați în apropierea acestor șicane.



Fig.1.19. Contor „Smart meter”
(Seven Trends)[111]



Fig.1.20. Contor monojet cu integrator
electronic[113]

Calculatorul prezent la majoritatea contoarelor, care este practic un mecanism integrator mecanic, va fi înlocuit probabil de variante electronice (fig.1.20), odată cu scăderea costurilor de producere ale componentelor electronice fiabile.

1.4. Obiectivele lucrării

Munca de cercetare pentru îmbunătățirea caracteristicilor metrologice ale contoarelor cu turbină constă și din realizarea prototipurilor în vederea trasării curbelor de erori „eroare de indicație-debit”. După trasarea primelor curbe, se modifică geometria unui reper component (doar într-o direcție) pentru fiecare prototip și se trasează o nouă serie de curbe. Fiecare modificare duce la o corecție în sens pozitiv sau negativ a curbei de erori. Analiza acestor corecții se face după fiecare încercare și se identifică direcțiile de îmbunătățire viitoare. În final, se ajunge la adevărate „cataloge de curbe” care se constituie în istoricul evoluției proiectului de cercetare. Modul de analiză și decizie a căilor de îmbunătățire a contoarelor depinde de experiența acumulată în acest domeniu precum și de cunoștințele anterioare. Evoluția tehnologiilor de obținere a materialelor plastice folosite preponderent, în prezent, în construcția acestor aparate de măsurare, oferă noi posibilități de îmbunătățire a soluțiilor constructive.

Obiectivele lucrării sunt:

- determinarea caracteristicii statice a contoarelor cu microturbină, practic a debitmetrelor cu microturbină;
- menționarea factorilor de influență a funcționării acestor contoare în exploatare și determinarea mărimii influenței prin încercări efectuate de către autor;
- contribuții personale la soluțiile constructive ale traductorului de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbină și identificarea soluțiilor actuale,
- contribuții personale la soluțiile constructive ale transmisiei mecanice și mecanismul reductor-integrator ale contoarelor și identificarea soluțiilor actuale,
- încercări efectuate pe standul experimental , pentru a determina valorile optime ale parametrilor importanți care influențează precizia de măsurare a contoarelor,
- calculul incertitudinii de determinare a erorii de indicație la diferite debite caracteristice,
- prezentarea unei metode de analiză a datelor experimentale în vederea comparării curbelor de erori „eroare de indicație-debit”,

- prelucrarea datelor experimentale prin această metodă și prezentarea rezultatelor cercetării cu privire la influența următorilor parametri asupra curbelor de erori pentru contoarele cu miniturbină monojet și multijet:

- nervurile pentru liniarizarea curbei de erori,
- interstițiul dintre suprafața inferioară a rotorului și nervurile inferioare,
- interstițiul dintre suprafața superioară a rotorului și nervurile superioare,
- interstițiul dintre diametrul exterior al paletelor rotorului și diametrul interior al statorului în cazul contoarelor multijet și diametrul interior al carcasi în cazul contoarelor monojet,
- influența ariei secțiunii de bypass asupra erorii de indicație în cazul contoarelor multijet,
- aria secțiunii transversale de admisie a apei în cazul contoarelor monojet.

1.5. Conținutul lucrării

Lucrarea de față a fost structurată în șapte capitole. Fiecare capitol tratează probleme specifice ale contoarelor pentru lichide și în special a contoarelor indirecte, cu repere în mișcare, de tipul microturbinelor: contoarele monojet și contoarele multijet.

În *capitolul întâi* se prezintă un scurt istoric al dezvoltării contoarelor pentru lichide, stadiul actual și tendințele viitoare pentru cele două tipuri de contoare: contorul monojet și cel multijet. Sunt prezentate și obiectivele lucrării.

Capitolul doi se ocupă de aspectele teoretice și practice ale debitmetriei și contorizării.

În *capitolul trei* se menționează factorii de influență ai funcționării contoarelor de debit convenționale indirecte și se determină mărimea influenței lor.

Capitolul patru conține soluții constructive pentru traductorul de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbină, pentru rotor, pentru lagărele rotorului și pentru suportul rotor, în cazul contoarelor multijet și soluții pentru camera de măsurare din carcasă, în cazul contoarelor monojet. De asemenea, sunt menționate contribuțiile personale aduse acestui subsansamblu important.

În *capitolul cinci* se prezintă soluții constructive pentru transmisia mecanică și mecanismul reductor-integrator al contoarelor. Sunt tratate cuplajele magnetice folosite la transmiterea mișcării de la rotor la mecanism și modurile de realizare a ecranelor de protecție antimagnetică. O mare parte din acest capitol se ocupă de modurile de amplasare, lagărele și soluțiile constructive folosite pentru roțile dințate

și pentru celulele de comutare în cazul celor trei variante de mecanism: uscat , umed și cu role protejate. Sunt menționate multe realizări personale, deoarece mecanismele reductor-integratoare ale contoarelor de apă constituie o preocupare importantă în activitatea profesională.

Capitolul șase conține determinările experimentale și prelucrarea matematică a datelor în vederea obținerii unei dependențe matematice pentru fiecare modificare a unor parametri constructivi între viteza unghiulară a rotorului și debitul care trece prin contor.

Fiecare capitol conține un subcapitol dedicat concluziilor și contribuțiilor personale, motiv pentru care în *capitolul șapte* se face doar o scurtă trecere în revistă a acestora.

2. Debitmetrie și contorizare cu microturbine

2.1. Prezentare generală

Contoarele sunt mijloace de măsurare care asigură integrarea pentru un interval de timp de referință a unei mărimi fizice.

Contoarele de debit sunt mijloace de măsurare a cantității (volum sau masă) de fluid prin integrarea debitului instantaneu de fluid trecut prin aparat.

Volumul V de fluid trecut prin aparat în intervalul de timp T are expresia:

$$V(T) = \int_0^T q_V dt \text{ [m}^3\text{]} \quad (2.1)$$

Masa m de fluid trecut prin aparat în intervalul de timp T are expresia:

$$m(T) = \int_0^T q_m dt \text{ [kg]} \quad (2.2)$$

Contoarele de debit care modelează aceste relații se numesc *contoare de debit convenționale*.

Contoare de debit convenționale directe

Pentru contoarele directe volumul se determină conform relației:

$$V(T) = \int_0^T \frac{V_{CM}}{t_{CM}} dt = \int_0^T V_{CM} \cdot f \cdot dt = k \cdot n \text{ [m}^3\text{]} \quad (2.3)$$

Unde: V_{CM} - volumul camerei de măsurare (CM) în m^3 ,

t_{CM} - timpul de golire a fluidului din CM în s,

$f = \frac{1}{t_{CM}}$ - frecvența ciclurilor de umplere/golire cu fluid a CM în s^{-1} ,

n - numărul de cicluri (umplere/golire cu fluid a CM) în intervalul de timp T ,

k – constantă ce depinde de construcția aparatului.

Masa m de fluid măsurată de contoarele directe are expresia:

$$m(T) = \rho \cdot V(T) \text{ [kg]} \quad (2.4)$$

Unde: ρ - densitatea medie a fluidului în secțiunea de măsurare în kg/m^3 .

Contoare de debit convenționale indirecte

Pentru contoarele indirecte volumul măsurat V se determină cu relația:

$$V(T) = \int_0^T A_{SM} \cdot v_m \cdot dt \text{ [m}^3\text{]} \quad (2.5)$$

unde: A_{SM} – aria secțiunii de măsurare (SM) a contorului în m^2 ,

v_m – viteza medie a fluidului prin secțiunea de măsurare în m/s.

Masa m a fluidului trecut prin contor are expresia:

$$m(T) = \int_0^T A_{SM} \cdot v_m \cdot \rho \cdot dt \quad [\text{kg}] \quad (2.6)$$

Secțiunea de măsurare SM a contoarelor indirecte poate fi cu arie constantă sau cu arie variabilă. Majoritatea contoarelor indirecte au secțiunea de măsurare cu arie constantă.

2.2. Structura contoarelor de debit convenționale

Din punct de vedere structural și funcțional contoarele de debit sunt debitmetre prevăzute numai cu funcțiunea de a reda rezultatul integrării debitului măsurat, rezultat ce exprimă cantitatea de fluid trecută prin aparat într-un interval de timp de referință.

O abordare modernă este recomandarea internațională OIML R49-1/2006 care definește din punct de vedere structural și funcțional contoarele pentru apă rece potabilă. Astfel, funcțiunile unui contor sunt: măsurarea continuă, memorizarea și afișarea volumului de apă care trece printr-un traductor de măsurare în condiții de măsurare. Pentru a îndeplini aceste funcții, conform acestei recomandări, părțile componente ale unui contor sunt: traductorul de măsurare, calculatorul, (care include un dispozitiv de reglare sau de corecție, dacă este prezent) și dispozitivul de indicare. Acestea pot sau nu, să fie într-o aceeași carcasă.

Traductorul de măsurare (TM) este acea parte a contorului care transformă debitul sau volumul de apă, care trece prin acesta, într-un semnal și îl transmite mai departe calculatorului. Acesta se bazează pe principiul de funcționare mecanic, electric sau electronic. Din punct de vedere energetic, el poate fi autonom sau poate folosi o sursă externă de putere. Traductorul include și un senzor de debit sau de volum.

Senzorul de debit sau de volum este acea parte a traductorului (cum ar fi un disc sau piston oscilant, o turbină sau o bobină electromagnetică) care sesizează debitul sau volumul de apă care trece prin contor.

Calculatorul (C) este acea parte a contorului care primește semnalul de ieșire de la traductor, îl transformă și îl stochează în memorie, până când acesta va fi folosit. Calculatorul poate fi capabil să comunice bidirecțional cu un dispozitiv auxiliar.

Dispozitivul de indicare (DI) este acea parte a contorului care afișează rezultatul măsurat continuu sau la comandă.

Contorul mai poate conține o serie de dispozitive auxiliare care execută funcții particulare direct implicate în elaborarea, transmiterea și afișarea rezultatelor măsurătorii.

În figura 2.1 se prezintă schema structurală a contoarelor de debit convenționale.

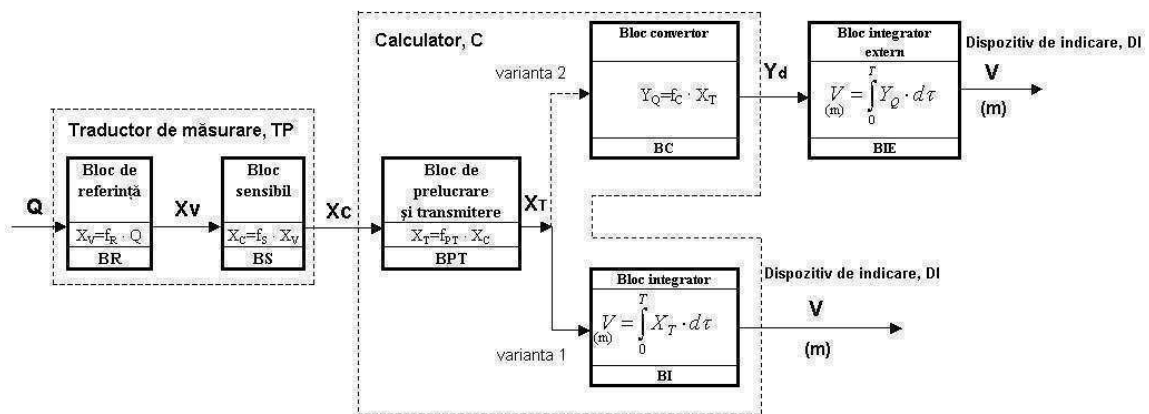


Fig.2.1 .Schema structurală a contoarelor de debit convenționale [19]

La intrarea în traductorul de măsurare (TM) se aplică debitul de măsurat (Q). Traductorul de măsurare se compune din 2 blocuri funcționale: blocul de referință (BR) și blocul sensibil (BS) sau senzorul de debit. Blocul de referință are un rol esențial în asigurarea funcționării aparatului ca un contor de debit. Blocul BR realizează constructiv menținerea constantă a unuia dintre cei doi termeni V_{CM} sau t_{CM} în cazul definirii directe a debitului, respectiv a A_{SM} sau v_m în cazul definirii indirecte a debitului. În acest mod, mărimea de referință $X_R = f_R^{-1}$ este mărimea menținută constantă (uzual V_{CM} pentru contoarele directe și A_{SM} pentru contoarele indirecte). Variația debitului va determina, în consecință, variația celuilalt termen care intră în relația de calcul, respectiv t_{CM} pentru contoarele directe și v_m pentru contoarele indirecte.

Aceste mărimi variabile sunt reprezentate în figura 2.1 de mărimea variabilă X_V de ieșire din blocul de referință.

Contoarele directe au ca realizare constructivă a blocului de referință camera de măsurare (CM), care este calibrată volumic având volumul de referință V_{CM} . Această cameră este umplută și golită succesiv cu fluidul al cărui debit aparatul îl contorizează în timp.

Contoarele indirecte au ca realizare constructivă a blocului de referință secțiunea de măsurare (SM), care este calibrată din punct de vedere al ariei secțiunii de trecere a fluidului măsurat. Aria (A_{SM}) este menținută funcțional constantă, contoarele denumindu-se *contoare cu secțiunea de măsurare constantă*.

Blocul sensibil /senzorul de debit (BS) asigură prelucrarea mărimii X_V și transformarea ei într-o mărime caracteristică X_C , mărimea de ieșire din traductorul de măsurare (TM).

În cazul contoarelor directe, mărimea variabilă X_V este t_{CM} , iar mărimea caracteristică X_C este frecvența $f = \frac{1}{t_{CM}}$ a ciclurilor de umplere/golire a camerei de măsurare CM.

Contoarele indirecte cu secțiunea de măsurare constantă au ca mărime variabilă X_V viteza medie v_m a fluidului în secțiunea de măsurare (SM), iar ca mărime caracteristică X_C frecvența de rotație sau viteza unghiulară senzorului de debit. Mărimea caracteristică X_C se aplică la intrarea în calculator (C), respectiv a blocului de prelucrare și transmitere (BPT) la ieșirea căruia se obține mărimea X_T .

Calculatorul (C) se realizează structural în două variante. În prima variantă de realizare, este format din blocul BPT și blocul integrator intern (BII), iar în a doua variantă, din blocul BPT, blocul convertor (BC) și blocul integrator extern (BIE).

În prima variantă, calculatorul asigură direct integrarea mărimii X_T , care este proporțională cu debitul, permițând obținerea la ieșire a valorii cantității de fluid exprimată volumic (V) sau masic (m) și transmiterea ei la dispozitivul de indicare. Majoritatea contoarelor de debit au această configurație structurală, ele redând numai valoarea cantității de fluid, fără evidențierea în prealabil a valorii debitului instantaneu de fluid.

În a doua variantă, minoritar utilizată, calculatorul are un bloc integrator extern contorului. Astfel, la ieșirea din blocul convertor se obține mărimea Y_Q , care este de obicei un semnal unificat și este proporțională cu debitul instantaneu de fluid. Această mărime aplicată blocului integrator extern permite obținerea valorii cantității de fluid exprimată volumic (V) sau masic (m) și transmiterea ei dispozitivului de indicare. Dispozitivul de indicare afișează această valoare continuu sau la comandă.

2.3. Norme și standarde care reglementează domeniul contoarelor de apă

Normele și standardele care reglementează condițiile generale, instalarea și condițiile de utilizare precum și metodele și echipamentele de încercare folosite în domeniul contoarelor de apă sunt: recomandarea internațională OIML R49-1,2,3/2006, standardele ISO 4064-1,2,3/2005 și SR EN 14154-1,2,3:2005 și Directiva 2004/22/EC (MID-Measuring Instruments Directive) a Parlamentului European.

Cerințe metrologice

Debite caracteristice. Debitele caracteristice pentru fiecare contor vor fi definite de valorile debitelor Q_1 , Q_2 , Q_3 și Q_4 . Un contor va fi desemnat prin valoarea debitului permanent Q_3 [m^3/h] și raportul Q_3/Q_1 .

Debitul minim (Q_1) este cel mai mic debit la care se impune ca indicațiile contorului să respecte cerințele referitoare la erorile maxime admisibile.

Debitul de tranziție (Q_2) este valoarea debitului care împarte intervalul de debit în două zone „zona superioară” și „zona inferioară”. Fiecare dintre aceste zone are erori maxime admisibile caracteristice.

Debitul permanent (Q_3) este cel mai mare debit la care contorul se impune să funcționeze satisfăcător în condiții normale de folosire (indicate de producător), cu respectarea erorii maxime admisibile.

Debitul de suprasarcină (Q_4) este cel mai mare debit la care contorul se impune să funcționeze satisfăcător pentru o scurtă perioadă de timp fără să se deterioreze, cu respectarea erorii maxime admisibile și să-și mențină performanțele metrologice când se revine la condițiile standard de folosire.

Debitul inferior (Q_l) este cel mai mic debit la care indicațiile contorului respectă cerințele referitoare la erorile maxime admisibile în zona inferioară.

Debitul intermediar (Q_i) este cel mai mare debit din „zona inferioară” la care eroarea (de indicație) a contorului coboară de la valoarea maximă a erorii admisibile a „zonei superioare” spre valoarea minimă.

Debitul continuu (Q_c) este cel mai mare debit la care contorul poate în realitate să funcționeze satisfăcător, în condiții normale de folosire (indicate de producător), cu respectarea erorii maxime admisibile.

Debitul înalt (Q_h) este cel mai mare debit la care contorul poate în realitate să funcționeze satisfăcător cu respectarea erorii maxime posibile, în condiții normale de utilizare, pentru o scurtă perioadă de timp și fără deteriorări.

Valoarea debitului permanent Q_3 [m³/h] trebuie aleasă din șirul următor de valori: 1 / 1,6 / 2,5 / 4 / 6,3 / 10 / 16 / 25 / 40 / 63 / 100 / 160 / 250 / 400 / 630 / 1000 / 1600 / 2500 / 4000 / 6300 . Lista poate fi extinsă cu valori mai mari sau mai mici din serie.

Valorile raportului Q_3/Q_1 vor fi alese din șirul: 10 / 12,5 / 16 / 20 / 25 / 31,5 / 40 / 50 / 63 / 80 / 100 / 125 / 160 / 200 / 250 / 315 / 400 / 500 / 630 / 800. Lista poate fi extinsă cu valori mai mari sau mai mici din serie.

Raportul $Q_2/Q_1=1,6$. Pentru o perioadă de tranziție până în 2011, raportul poate fi 2,5 ; sau 4; sau 6,3 în condițiile în care $Q_3/Q_2 > 5$.

Raportul $Q_4/Q_3=1,25$

Eroarea de măsurare se exprimată convențional, prin eroarea relativă și este exprimată procentual cu ajutorul relației:

$$\varepsilon = \frac{V_i - V_a}{V_a} \cdot 100 [\%] \quad (2.7)$$

unde: V_a - este volumul total de apă, care a trecut prin contor fără a ține cont de timpul de trecere. Aceasta este măsurandul.; V_i - este volumul indicat de către contor corespunzător volumului actual. Amândouă valorile sunt exprimate în aceleași unități de măsură.

Clase de precizie și erori maxime admise

Contoarele de apă trebuie să fie proiectate și produse, astfel încât erorile lor de indicație să nu depășească erorile maxime admise indicate mai jos, în condiții standard de funcționare. Această cerință trebuie să fie îndeplinită în mod durabil.

Contoarele de apă vor fi proiectate pentru a respecta cerințele claselor de precizie 1 și 2.

Contoare clasa 1 de precizie

Eroarea maximă admisibilă pentru zona superioară de debite ($Q_2 < Q < Q_4$) este de $\pm 1\%$ pentru temperaturi cuprinse între 0,3°C și 30°C și $\pm 3\%$ pentru temperaturi mai mari de 30°C.

Eroarea maximă admisibilă pentru zona inferioară de debite ($Q_1 < Q < Q_2$) este $\pm 3\%$. Clasa de precizie 1 se va aplica doar la contoarele cu $Q_3 \geq 100$ m³/h.

Contoare clasa 2 de precizie

Eroarea maximă admisibilă pentru zona superioară de debite ($Q_2 < Q < Q_4$) este de $\pm 2\%$ pentru temperaturi cuprinse între 0,3°C și 30°C și $\pm 3\%$ pentru temperaturi mai mari de 30°C.

Eroarea maximă admisibilă pentru zona inferioară de debite ($Q_1 < Q < Q_2$) este $\pm 5\%$. Clasa de precizie 2 se va aplica la toate contoarele cu $Q_3 < 100\text{m}^3/\text{h}$ și se poate aplica și la contoare cu $Q_3 \geq 100\text{m}^3/\text{h}$.

În figura 2.2 se reprezintă o curbă de erori caracteristică în coordonate debit-eroare cu indicarea debitelor caracteristice și indicarea limitelor erorii maxime admisibile.

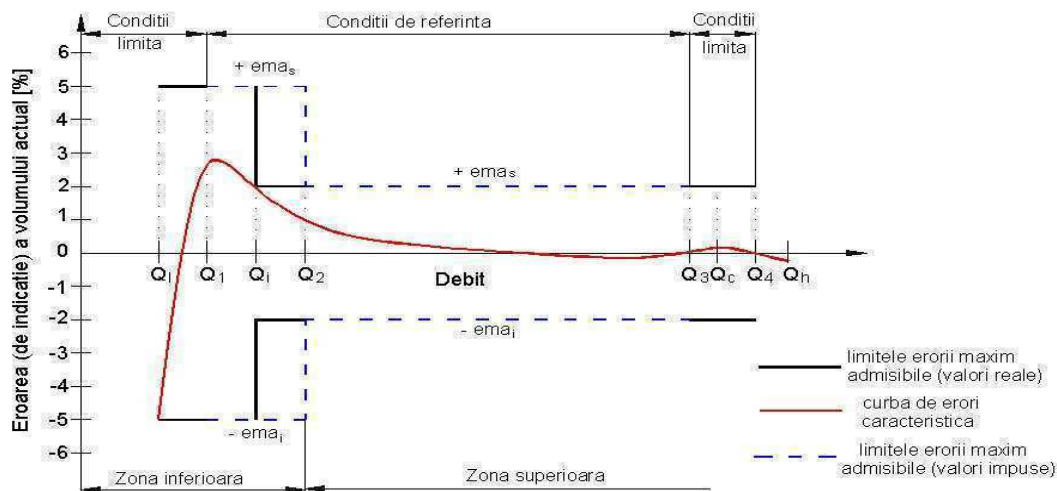


Fig.2.2. Curbă de erori caracteristică în coordonate debit-eroare

2.4. Descriere și funcționare

2.4.1. Contoare cu prelevarea semnalului prin microturbine

La aceste contoare, traductorul primar este format din blocul de referință care este secțiunea de măsurare determinată de turbină și statorul acesteia (paharul turbinei) și blocul sensibil sau senzorul de debit, care este rotorul. Acesta este pus în mișcare de rotație de apa care trece prin contor. Viteza de rotație este proporțională cu debitul, iar numărul de rotații este proporțional cu cantitatea de apă evacuată de contor. Datorită acestei ecuații caracteristice a debitmetrului din componentă „debit – viteză de rotație” aceste contoare mai sunt numite și *contoare de viteză*. Și pentru aceste contoare, o caracteristică importantă este volumul ciclic, adică volumul evacuat de contor la o rotație completă a rotorului.

Ele se împart în două categorii:

- *contoare cu rotor acționat parțial:*
 - *contoare cu rotor acționat de un singur jet (monojet sau unijet),*
 - *contoare cu rotor acționat de mai multe jeturi (multijet)*
- *contoare cu rotor (elice) acționat total sau contoarele Woltman.*

2.4.1.1. Contoare cu rotor acționat de un singur jet (monojet)

Contoarele monojet au început să fie utilizate pe scară largă în contorizarea consumurilor casnice, de aceea se numesc și „contoare de apartament”. Caracteristic pentru aceste contoare este sensibilitatea ridicată și posibilitatea obținerii claselor metrologice R160 sau R200. Este posibilă realizarea unor rapoarte $Q_3/Q_1=200$. Dacă în general sunt utilizate contoare monojet cu debite permanente până la $4 \text{ m}^3/\text{h}$, în ultimul timp au apărut și variante constructive cu debite de până la $60 \text{ m}^3/\text{h}$.

Principiul de funcționare este relativ simplu: fiecare paletă a rotorului este acționată tangențial de către un jet de fluid. Intrarea și ieșirea fluidului în traductorul de măsurare se face în același plan orizontal. Jetul de fluid se poate obține direct din canalul de intrare în carcasa contorului sau la construcțiile mai moderne și pentru contoare de mare precizie, printr-o fantă practicată într-o cameră a turbinei. Canalul de intrare a apei în contor poate avea o formă cilindrică sau pentru a obține o creștere locală a vitezei, poate avea o formă tronconică cu secțiunea mică spre interior. Acționarea tangențială a rotorului se realizează prin amplasarea direcției de acționare a jetului pe o direcție tangență la un cerc ce trece prin treimea exterioară a paletelor. În cazul în care axele canalelor de intrare și ieșire sunt coliniare, axa comună se deplasează față de axa rotorului, iar în cazul în care aceste axe nu sunt coliniare, ele sunt tangente fiecare la acest cerc. În figura 2.3 sunt ilustrate modurile de amplasare a rotorului.

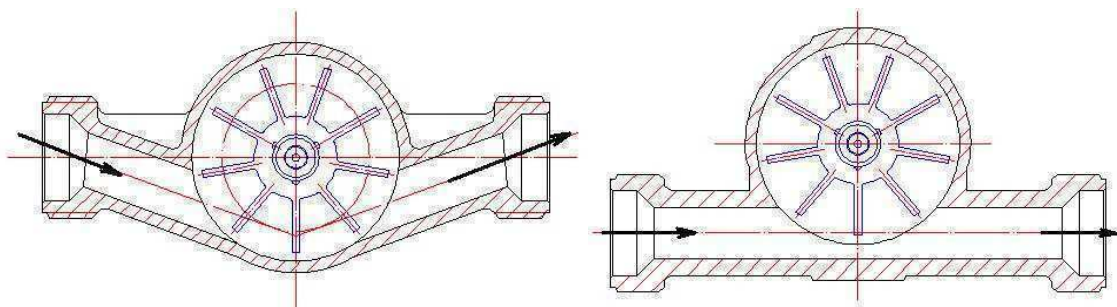


Fig.2.3. Moduri de amplasare a rotorului față de jetul de lichid

Ajustarea curbei caracteristice „debit – viteză de rotație rotor” sau reglarea în plus sau minus a contorului se face în două moduri (v.fig.2.4).

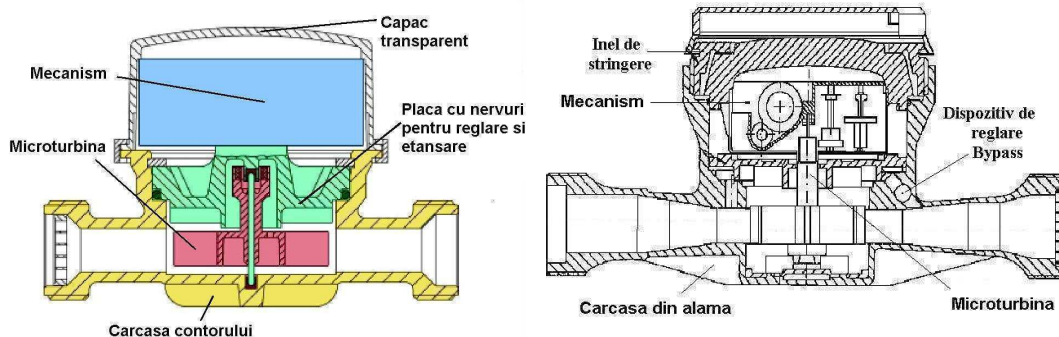


Fig.2.4. Soluții constructive pentru ajustarea curbei caracteristice a contoarelor monojet [113]

La contoarele cu mecanism uscat, la care transmisia se face prin cuplaj magnetic, placa superioară de etanșare prezintă nervuri înspre partea cu fluid. Rotind această placă, nervurile provoacă formarea unor turbioni care frânează sau accelerează rotorul.

La contoarele cu mecanism umed sau semiumed, la care transmisia se face prin coroana dințată a rotorului, se prevede un canal de bypass suplimentar prin care trece o cantitate de fluid.

În fig.2.5 se prezintă curba de erori în coordonate eroare-debit pentru contorul monojet.

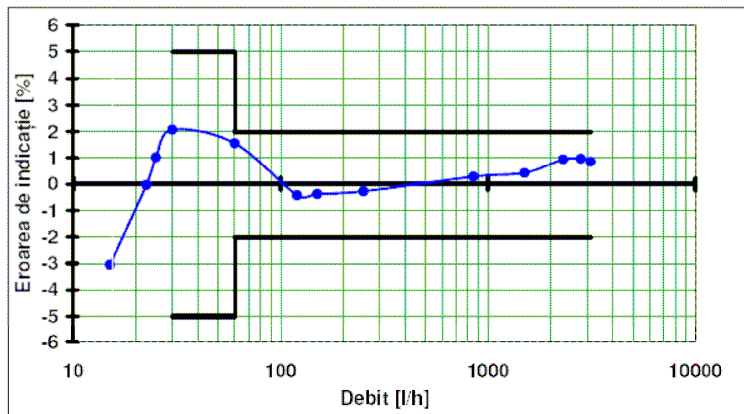


Fig.2.5. Curbă de erori caracteristică pentru contoarele monojet

Din analiza curbei (fig.2.5) rezultă că, acest tip de contor prezintă erori pozitive și negative pe domeniul de debit. Caracteristic este faptul că, în zona debitelor inferioare, erorile în domeniul pozitiv cresc foarte mult pentru ca apoi să scadă pe zona de debite inferioare debitului minim. Această creștere permite obținerea unor debite de pornire mici.

Avantajele utilizării contoarelor monojet:

- este rezistent la trecerea suspensiilor solide, este adecvat pentru apă dură cu o concentrație mică de particule în suspensie,
- există o mare varietate de soluții constructive, este ușor de găsit contorul potrivit pentru aplicația dată
- este o soluție tehnică verificată de ani de zile,
- este mic și poate fi instalat în spații mici,
- contoarele cu diametru nominal DN13,15 și 20mm sunt cele mai ieftine modele care se găsesc pe piață,
- contorul de clasa R160 este un bun înlocuitor pentru contoarele combinate cu plajă de debite mare (școli, firme industriale, bazine de înot, etc.)
- nu are o sensibilitate foarte mare la profilul de curgere, în cazul carcaselor cu lungime mare.

Dezavantajele utilizării contoarelor monojet:

- rotorul, lagărele și părțile mecanice sunt supuse unui proces de uzură sporită în cazul unor condiții de utilizare neadecvate,
- este afectat de modul de instalare,
- nu există până în prezent un model de clasă mai mare decât R200.
- la contoarele cu lungime mică între capete, obturarea filtrului sau strângerea prea tare a garniturii pot duce la erori de măsurare,
- contoarele cu lungime mică între capete (60 sau 80mm) sunt sensibile la profilul de curgere,
- canalul de bypass, dacă e prezent, poate induce în timp erori pozitive care pot duce la conflicte cu utilizatorii,
- debitul de pornire nu este suficient de mic ca să permită detectarea scurgerilor în partea utilizatorilor, deși ultimele modele au performanțe mult îmbunătățite. Există unele modele pentru care debitul de pornire crește destul de mult odată cu creșterea duratei de utilizare.

2.4.1.2. Contoare cu rotor acționat parțial de mai multe jeturi (multijet)

Contoarele multijet se folosesc ca și contoare de branșament pentru măsurarea consumurilor până la debite nominale de $Q_n=15\text{m}^3/\text{h}$ sau diametru nominal DN50.

Traductorul de măsurare al contorului multijet are caracteristic faptul că, jetul de fluid intrat în aparat este divizat în mai multe jeturi de către statorul microturbinei.

Aceste jeturi acționează asupra elementului sensibil (rotorul) imprimându-i o mișcare de rotație. Accesul fluidului la rotor și refularea lui se face în două plane diferite. Soluția clasică este cu accesul în partea inferioară și refularea în partea superioară. A apărut și soluția aplicată la contorul tip „Patrol” la care accesul se face în partea superioară a traductorului și refularea în zona inferioară. În fig.2.6 și 2.7 se prezintă principiul de funcționare cu cele două situații de acces a fluidului.

În prima situație (fig.2.6) se dezvoltă, la debite mari, o forță portantă ascendentă care ridică rotorul solicitând lăgăruia superioară a acestuia. Din cauza turbionilor care apar datorită nervurilor din zona superioară a traductorului de măsurare, care duc la apariția unei forțe descendente, această solicitare nu este critică.

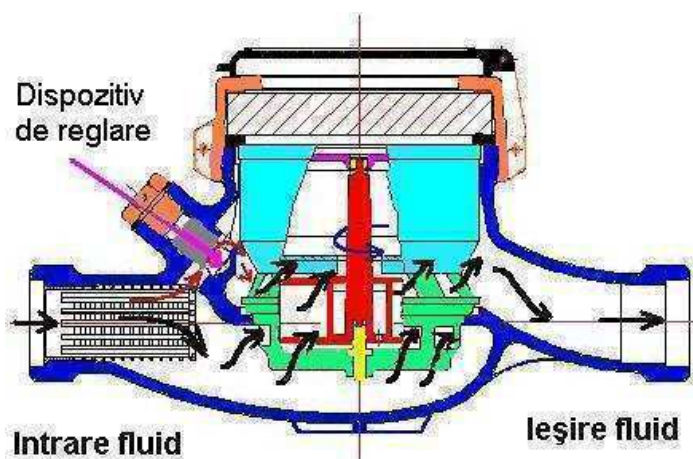


Fig.2.6 Principiul de funcționare al contoarelor multijet; flux ascendent al lichidului (contoare multijet clasice)

În cea de a doua situație (fig.2.7), la debite mari, apare o forță descendentă care aplicată rotorului duce la solicitarea puternică a lagărului inferior. Odată cu apariția materialelor plastice armate cu fibră de carbon, rezistente la acest tip de solicitări, a devenit posibilă aplicarea acestei soluții constructive care prezintă avantajul obținerii unor debite de pornire mai mici decât în primul caz. Ajustarea din exterior a curbei de erori se face prin variația debitului Q , care acționează rotorul, modificându-se valoarea debitului de ocolire q , cu ajutorul dispozitivului de ajustare (o strangulare hidraulică) ce poate fi acționat sub presiune.

Acest tip de contoare se realizează în toate cele trei variante de amplasare a mecanismului integrator:

- pentru apă curată se recomandă varianta umedă, cu mecanismul imersat în fluidul de măsurat,

- pentru apă mai puțin curată se recomandă varianta uscată, cu mecanismul amplasat într-un pahar suport și separat de fluidul de măsurat. Există chiar și varianta de mecanism capsulat.
- pentru o calitate de apă aflată între cele două menționate mai sus, se recomandă varianta semiumedă sau semiuscată, cu rolele indicatoare imersate într-o soluție de glicerină cu apă demineralizată.

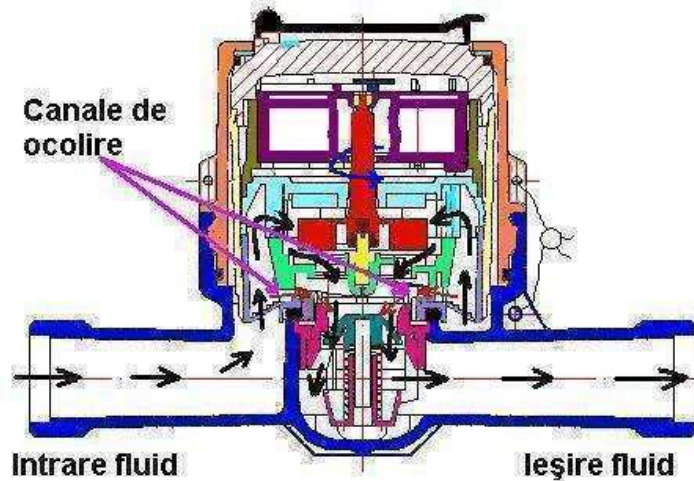


Fig.2.7 Principiul de funcționare al contoarelor multijet; flux descendent al lichidului (contoare multijet tip „Patrol”)

Curba de erori, în coordonate eroare-debit, caracteristică pentru contorul multijet este prezentată în figura 2.8.

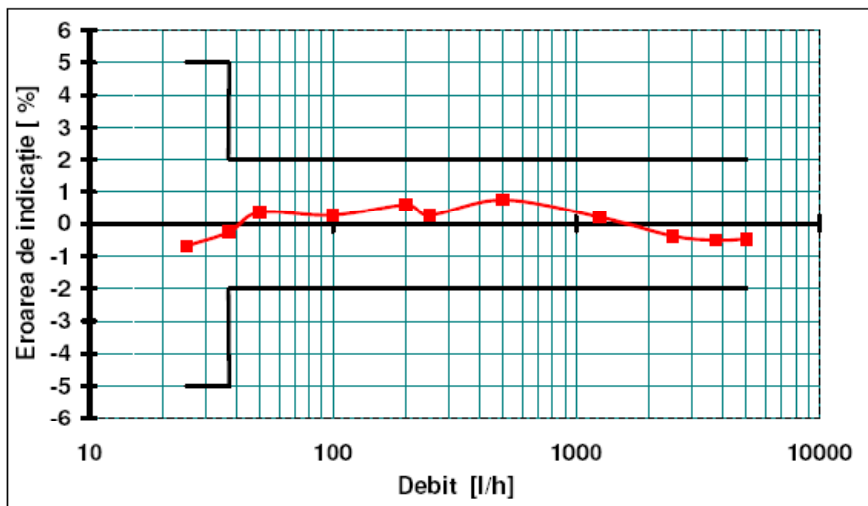


Fig.2.8. Curbă de erori caracteristică pentru contoarele multijet

Din analiza curbei de erori, rezultă că, se pot obține deviații ale erorii (de indicație) foarte mici față de eroarea 0% pentru un interval de debite foarte larg.

Avantajele folosirii contoarelor multijet:

- sunt foarte fiabile și sunt folosite de o perioadă îndelungată de timp,
- forțele care acționează asupra rotorului sunt echilibrate și din această cauză, aceste contoare au o durată mare de utilizare,
- nu sunt sensibile la profilul de curgere de la intrarea în contor, nu necesită porțiuni drepte de conductă în amonte,
- au o rezistență bună la particulele solide aflate în suspensie, fiind adecvate pentru apă dură cu o concentrație mică de particule în suspensie,
- există o mare varietate de modele, de soluții constructive, de dimensiuni și de prețuri; se găsește foarte ușor contorul potrivit pentru aplicația dată,
- contoarele din gama de diametre de la 20 până la 40mm sunt foarte competitive ca și preț comparativ cu alte tipuri de contoare.

Dezavantaje utilizării contoarelor multijet:

- sunt mai mari decât contoarele monojet, în special pentru debitele mici,
- sunt afectate de poziția de montaj,
- curba de erori este adeseori plasată în zona erorilor pozitive pentru debitele medii și mari; pot apare în timp conflicte cu utilizatorii,
- peste diametrul nominal de 50mm capacitatea de a înregistra debitul este mult mai mică decât a unui contor Woltman,
- debitul de pornire nu este suficient de mic pentru a detecta scurgerile din rețeaua utilizatorului. Debitul de pornire depinde și de calitatea materialelor folosite, dar acest parametru se deteriorează rapid în timp.

2.5. Caracteristica statică a contoarelor de debit convenționale indirecte

Modul de acționare a curentului de fluid în cazul contoarelor monojet este prezentat în figura 2.9. În conformitate cu cele prezentate anterior, blocul de referință (BR) realizează constructiv menținerea constantă a ariei secțiunii de măsurare (A_{SM}). În acest mod, mărimea de referință este:

$$X_R = f_R^{-1} = A_{SM} = (R_e - R_i) \cdot b \quad [m^2] \quad (2.8)$$

unde: R_e și R_i -razele exterioară și interioară a rotorului (fig. 2.10); b -lățimea paletei.

Variația debitului va determina, în consecință, variația vitezei medii a fluidului prin secțiunea de măsurare (v_m), rezultă:

$$X_v = v_m = f_R \cdot Q = \frac{Q}{A_{SM}} = \frac{Q}{(R_e - R_i) \cdot b} \quad [m/s] \quad (2.9)$$

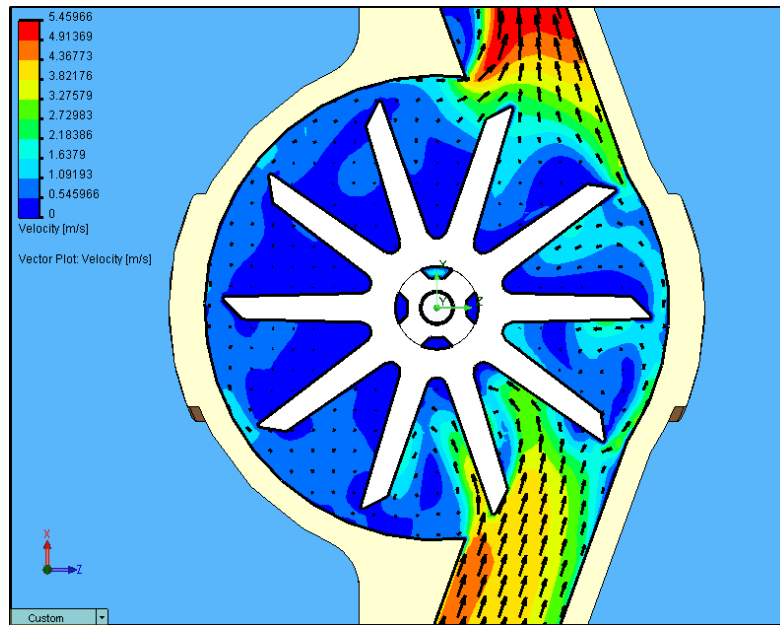


Fig.2.9. Modul de acțiune a curentului de fluid asupra rotorului în cazul contoarelor monojet

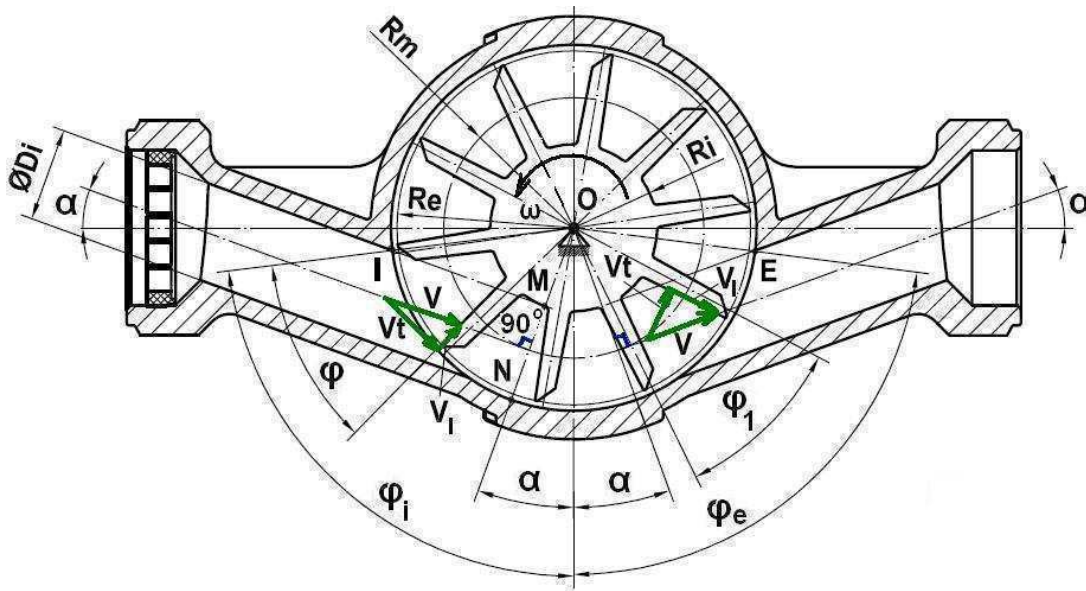


Fig.2.10. Secțiune printr-un contor monojet

Blocul sensibil sau senzorul de debit adică rotorul preia mărimea X_V , care este viteza medie a fluidului și o transformă în mărimea X_C , care este frecvența de rotație sau viteza unghiulară a rotorului. Problema se reduce la determinarea relației de dependență dintre cele două mărimi, adică coeficientul f_V . Pentru acest tip de contor se poate scrie relația:

$$v_m = \omega \cdot R_m = \omega \cdot \frac{R_e + R_i}{2} \quad [\text{m/s}] \quad (2.10)$$

de unde rezultă:

$$\omega = \frac{2 \cdot v_m}{Re + Ri} \text{ [rad/s]} \quad (2.11)$$

Rezultă că, la ieșirea din blocul sensibil, respectiv traductorul primar, vom avea mărimea caracteristică X_C , viteza unghiulară a rotorului:

$$X_C = \omega = \frac{2 \cdot v_m}{(Re + Ri)} = f_v \cdot v_m \text{ [rad/s]} \quad (2.12)$$

unde coeficientul f_v poate fi exprimat într-o formă simplificată:

$$f_v = \frac{2}{(Re + Ri)} \text{ [m}^{-1}\text{]} \quad (2.13)$$

Mărimea caracteristică X_C se aplică la intrarea în calculatorul C, în cazul de față, mecanismul reductor-integrator, respectiv a blocului de prelucrare și transmitere BPT la ieșirea căruia se obține mărimea X_T .

Blocul de prelucrare și transmitere este un tren de roți dințate (modulul reductor), cu un raport de transmitere supraunitar, care reduce viteza unghiulară a rotorului (ω) la viteza unghiulară a primului ax cu ac indicator (ω_{ac}). Acesta este primul element al dispozitivului de indicare și se rotește în jurul scării gradate de rang minim.

Ca urmare, mărimea caracteristică X_T , reprezintă viteza unghiulară a acului indicator, iar coeficientul f_{PT} este inversul raportului de transmitere al modulului reductor (i_{mr}).

$$X_T = \omega_{ac} = \frac{\omega}{i_{mr}} = f_{PT} \cdot X_C \text{ [rad/s]} \quad (2.14)$$

Mărimea caracteristică X_T mai poate fi scrisă și cu relația:

$$X_T = f_{PT} \cdot f_v \cdot f_r \cdot Q = \frac{1}{i_{mr}} \cdot \frac{2}{(Re + Ri)} \cdot \frac{1}{b \cdot (Re - Ri)} \cdot Q = \frac{2 \cdot Q}{i_{mr} \cdot b \cdot (Re^2 - Ri^2)} \text{ [rad/s]} \quad (2.15)$$

Această mărime este transferată modulului integrator și se obține:

$$X_E = \int_0^T X_T \cdot dt = \int_0^T \frac{2 \cdot Q}{i_{mr} \cdot b \cdot (Re^2 - Ri^2)} \cdot dt = \frac{2 \cdot Q \cdot T}{i_{mr} \cdot b \cdot (Re^2 - Ri^2)} \text{ [rad]} \quad (2.16)$$

Dispozitivul de indicare este un sistem de decade consecutive și se compune din ace indicatoare care se rotesc în jurul unor scări gradate. Volumul indicat este egal cu numărul de rotații pe care l-a făcut acul indicator în jurul scării gradate de rang minim înmulțit cu factorul de multiplicare al acesteia și se calculează cu relația:

$$V = \frac{X_E}{2 \cdot \pi} \cdot f_{mt} = \frac{Q \cdot T \cdot f_{mt}}{\pi \cdot i_{mr} \cdot b \cdot (Re^2 - Ri^2)} \text{ [m}^3\text{]} \quad (2.17)$$

unde: f_{mt} -factorul de multiplicare al scării de rang minim și este de ordinul 10^n [m³];

n - este un număr întreg pozitiv, negativ sau zero.

Dacă înlocuim în relația 2.17 constanta C definită cu relația 2.18, obținem caracteristica statică a contorului de debit (relația 2.19):

$$C = \frac{f_{mt}}{\pi \cdot i_{mr} \cdot b \cdot (Re^2 - Ri^2)} \quad (2.18)$$

$$V = C \cdot Q \cdot T \text{ [m}^3] \quad (2.19)$$

Pentru a studia influența unghiului de înclinarea a canalelor de intrare-ieșire și a numărului de palete asupra momentului de antrenare a rotorului, folosim fig.2.10.

Se pot scrie relațiile pentru componentele vitezei pe o paletă a rotorului aflată la unghiul φ față de dreapta OI :

$$v_t = v_m \cdot \cos(\varphi_i - \varphi - \alpha) \quad v_l = v_m \cdot \sin(\varphi_i - \varphi - \alpha) \quad (2.20)$$

Presiunea dinamică în acel punct este:

$$p_{dt} = \rho \cdot \frac{v_t^2}{2} = \rho \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \cos^2(\varphi_i - \varphi - \alpha) \quad (2.21)$$

unde: ρ este densitatea lichidului [kg/m³]

Elementul de arie dA se definește cu relația 2.22 și raza la care se află acesta se determină cu relația 2.23.

$$dA = b \cdot dR \quad (2.22)$$

$$R = \frac{Rm}{\cos(\varphi_i - \varphi - \alpha)} \quad (2.23)$$

Forța care acționează asupra acestui element de arie este:

$$dF = p_{dt} \cdot dA \quad (2.24)$$

$$dF = \frac{\rho}{2} \cdot v_m^2 \cdot \cos^2(\varphi_i - \varphi - \alpha) \cdot b \cdot dR \quad (2.24')$$

Momentul acestei forțe față de axa de rotație a rotorului este:

$$dM = R \cdot dF = \frac{\rho}{2} \cdot b \cdot v_m^2 \cdot \cos^2(\varphi_i - \varphi - \alpha) \cdot R \cdot dR \quad (2.25)$$

Momentul total pentru paleta aflată la unghiul φ este:

$$M_0(\varphi) = \int_{Ri}^{Re} \frac{\rho}{2} \cdot b \cdot v_m^2 \cdot \cos^2(\varphi_i - \varphi - \alpha) \cdot R \cdot dR = \frac{\rho}{2} \cdot b \cdot v_m^2 \cdot \cos^2(\varphi_i - \varphi - \alpha) \cdot \frac{Re^2 - Ri^2}{2} \quad (2.26)$$

$$M_0(\varphi) = \frac{\rho}{2} \cdot b \cdot v_m^2 \cdot \cos^2(\varphi_i - \varphi - \alpha) \cdot Rm \cdot (Re - Ri) \quad (2.26')$$

Unghiul de intrare/ieșire în contor (care acoperă intrarea și ieșirea lichidului în interiorul camerei de măsurare) se determină astfel:

Din triunghiul MOI (fig.2.10) rezultă:

$$\cos(\varphi_i - \alpha) = \frac{OM}{OI} = \frac{Ri}{Re} \quad (2.27)$$

Între cele două raze există relația:

$$Re - Ri = Di \quad (2.28)$$

unde: D_r -diametrul de intrare în carcasă.

Rezultă relația pentru unghiul φ_i :

$$\varphi_i = \alpha + \arccos \frac{Ri}{Re} = \alpha + \arccos \frac{Re - D}{Re} = \alpha + \arccos \left(1 - \frac{D}{Re} \right) \quad (2.29)$$

Unghiul total se determină cu relația:

$$\varphi_T = \varphi_i + \varphi_e = 2 \cdot \varphi_i = 2 \cdot \left(\alpha + \arccos \frac{Ri}{Re} \right) \quad (2.30)$$

Unghiul dintre două palete succesive pentru un rotor cu n palete se determină cu relația:

$$\varphi_1 = \frac{2 \cdot \pi}{n} \quad (2.31)$$

Numărul de palete aflate în interiorul unghiului φ_T pentru un rotor cu n palete și pentru care o paletă se află la unghiul $\varphi \in [0, \varphi_1)$ față de dreapta OI este:

$$n_t = \min \left\{ n_t \in N \mid n_t \geq \frac{\varphi_T - \varphi}{\varphi_1} \right\} \quad (2.32)$$

Se mai pot scrie relațiile pentru determinarea numerelui de palete aflate în interiorul intervalelor caracteristice pentru rotorul descris anterior:

$$\text{- în intervalul } [0, \varphi_i - \alpha) \text{ avem: } n_1 = \min \left\{ n_1 \in N \mid n_1 \geq \frac{\varphi_i - \varphi - \alpha}{\varphi_1} \right\} \quad (2.33)$$

$$\text{- în intervalul } [\varphi_i - \alpha, \varphi_i + \alpha] \text{ avem: } n_2 = n_2' - n_1 \quad (2.34)$$

$$\text{unde } n_2' = \min \left\{ n_2' \in N \mid n_2' \geq \frac{\varphi_i - \varphi + \alpha}{\varphi_1} \right\} \quad (2.35)$$

$$\text{- în intervalul } (\varphi_i + \alpha, \varphi_t] \text{ avem: } n_3 = n_t - n_2' \quad (2.36)$$

Valoarea momentului pentru o paletă aflată la unghiul $\varphi = 0$ este:

$$M_{o1}(\varphi_i) = \frac{\rho}{2} \cdot b \cdot v_m^2 \cdot Rm \cdot Di \cdot \cos^2(\varphi_i - \alpha) = K \cdot \cos^2(\varphi_i - \alpha) \quad (2.37)$$

$$\text{unde: } K = \frac{\rho}{2} \cdot b \cdot v_m^2 \cdot Rm \cdot Di \quad (2.38)$$

Pentru un unghi $\varphi \in [0, \varphi_i - \alpha)$ momentul pentru o paletă este:

$$M_{o1}(\varphi) = K \cdot \cos^2(\varphi_i - \alpha - \varphi) \quad (2.39)$$

Pentru un unghi $\varphi \in [\varphi_i - \alpha, \varphi_i + \alpha]$, momentul pentru o paletă este maxim:

$$M_{o1} = K \quad (2.40)$$

Pentru un unghi $\varphi \in (\varphi_i + \alpha, \varphi_t]$, momentul pentru o paletă este:

$$M_{o1}(\varphi) = K \cdot \cos^2(\varphi - \varphi_i - \alpha) \quad (2.41)$$

În figura 2.11 sunt reprezentate variațiile momentelor de acționare pentru mai multe palete aflate în interiorul unghiului φ_T .

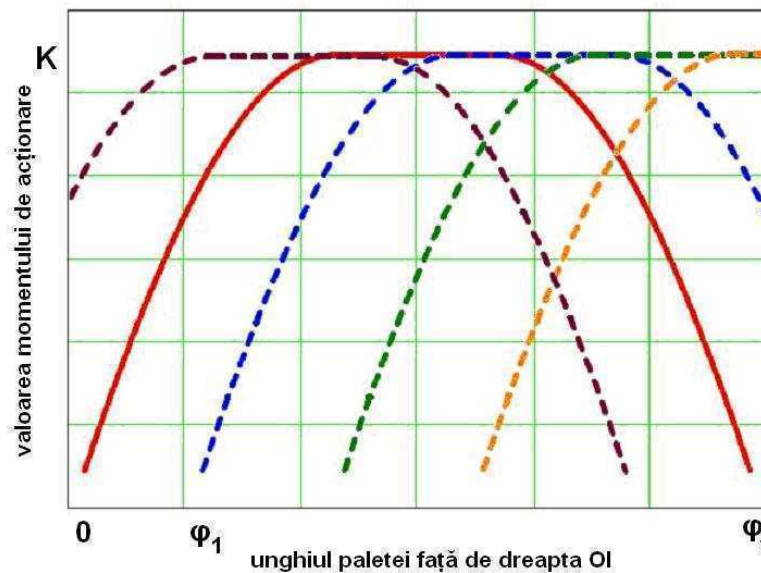


Fig.2.11. Variația momentelor de acționare pentru paletele aflate în interiorul unghiului φ_T

Momentul total de acționare a rotorului este suma momentelor de acționare pentru fiecare paletă și se determină cu relația 2.42, în care unghiul $\varphi \in [0, \varphi_1]$:

$$M_o = \sum M_{o1}(\varphi) = \sum_{n=0}^{n_1-1} K \cdot \cos^2(\varphi_i - \alpha - \varphi - n \cdot \varphi_1) + n_2 \cdot K + \sum_{n=n_2}^{n_1-1} K \cdot \cos^2(\varphi + n \cdot \varphi_1 - \varphi_i - \alpha) \quad (2.42)$$

Ecuția de mișcare pentru un moment rezistent al mecanismului reductor - integrator M_f și un moment de inerție redus la axul central al mecanismului J este:

$$M_o - M_f = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (2.43)$$

În condițiile în care M_f este constant, pentru a avea o viteză unghiulară constantă, este necesar ca și momentul de acționare să fie constant și egal cu momentul rezistent, după cum rezultă din relațiile următoare.

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0, \text{ pentru } \omega = \text{constant} \quad (2.44)$$

$$M_o - M_f = 0 \text{ , pentru } M_f = \text{constant, rezultă } M_o \quad (2.45)$$

Din figura 2.11 și relația 2.36, rezultă că, momentul de acțiune este mai apropiat de o constantă, pentru rotoare cu un număr mare de palete, deci cu mai multe palete în interiorul unghiului total φ_T și carcase care prezintă un unghi α de înclinare a canalelor de intrare și de ieșire cât mai mare posibil.

Aceste concluzii au stat la baza proiectării contoarelor multijet, unde, dacă numărul de palete nu a putut fi crescut foarte mult, s-a mărit unghiul α la 360° datorită amplasării canalelor de admisie pe întreaga circumferință a suportului rotor.

În figura 2.12 este reprezentat modul de acțiune a curentului de fluid asupra rotorului în cazul contoarelor multijet în zona canalelor de admisie.

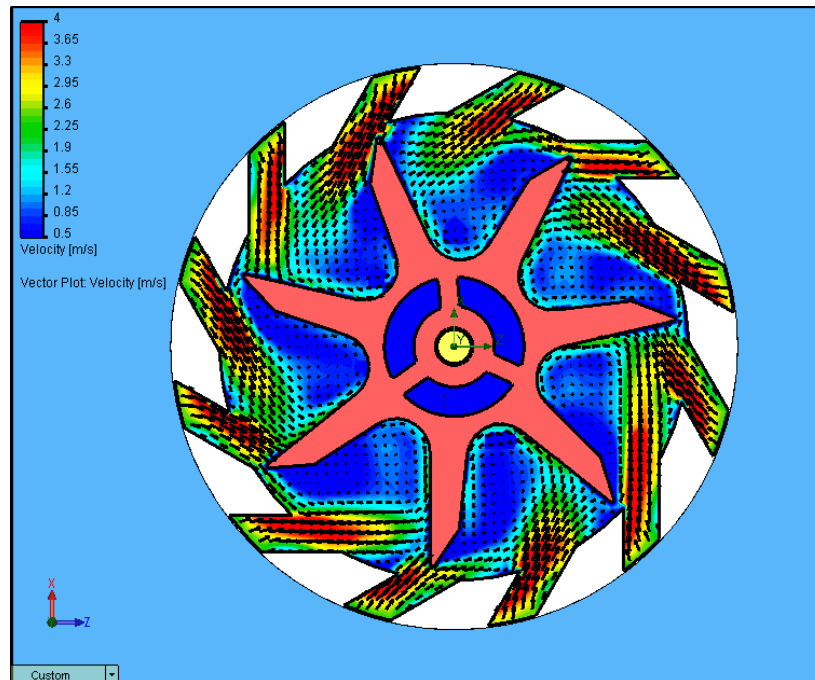


Fig.2.12. Modul de acțiune a curentului de fluid asupra rotorului în cazul contoarelor multijet în zona canalelor de admisie

În figura 2.13 este reprezentat modul de acțiune a curentului de fluid asupra rotorului în cazul contoarelor multijet în zona canalelor de evacuare.

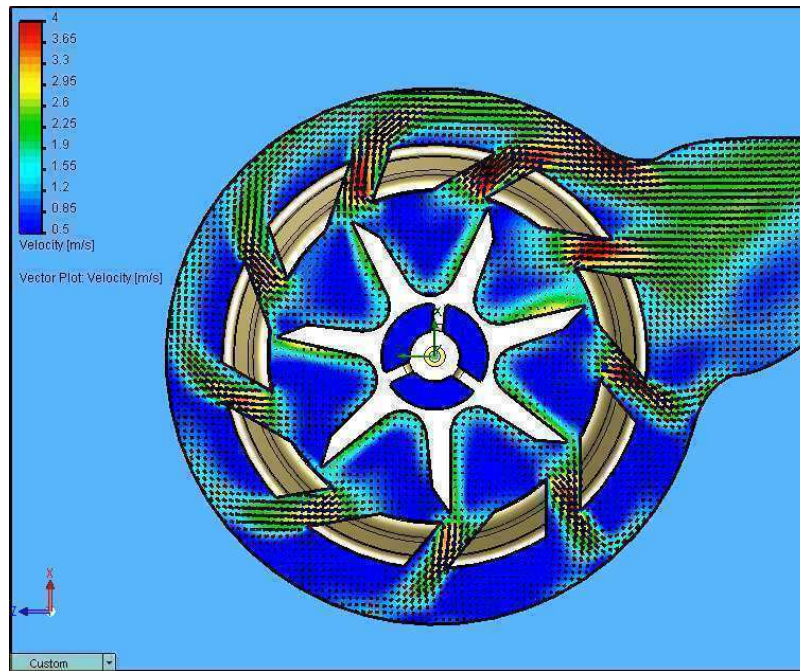


Fig.2.13. Modul de acțiune a curentului de fluid asupra rotorului în cazul contoarelor multijet în zona canalelor de evacuare

Caracteristica statică a contoarelor multijet se determină în mod similar cu caracteristica statică a contoarelor monojet.

Din figura 2.12 rezultă o *concluzie importantă* pentru proiectarea contoarelor multijet și anume, numărul canalelor de admisie din suportul rotor și numărul paletelor rotorului trebuie să fie numere prime între ele. În acest mod, un moment de valoare maximă va acționa în permanență asupra unor palete.

3. Factori de influență ai funcționării contoarelor

3.1. Factori de influență pentru contorul monojet

3.1.1. Influența orientării poziției axei rotorului

Contoarele monojet sunt proiectate să funcționeze în poziție orizontală, adică cu axa de rotație a rotorului în poziție verticală. Această poziție (v.fig.3.1) este singura care permite ca lagărul inferior al axului rotorului să fie punctiform, iar cel superior să fie doar un punct de contact între suprafața sferică a axului și suprafața cilindrică a bucșei lagăr.

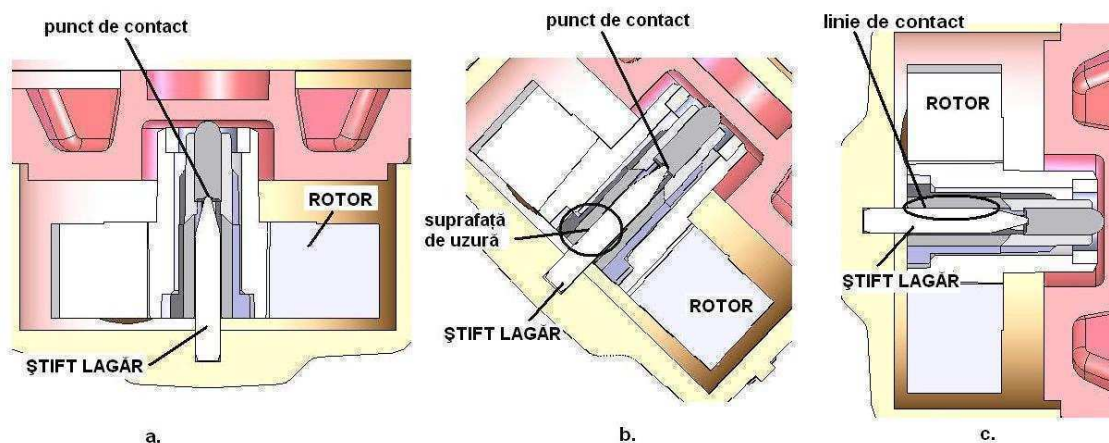


Fig.3.1. Punctele de contact între știftul lagăr și rotor în funcție de orientarea axei acestuia
a-poziție verticală, b-poziție înclinată, c-poziție orizontală

Este evident că, în acest caz, frecările sunt minime, iar erorile de măsurare nu sunt afectate, în special la debite mici. Dacă este corect instalat și dacă se folosesc materiale adecvate cu duritate mare și rezistente la uzură, axul își păstrează dimensiunile și asigură o poziționare corectă a rotorului o lungă perioadă de timp. Atunci când contorul este înclinat, modul de lăgăruire se schimbă. În loc de puncte de contact se ajunge la linii de contact, care se vor transforma în suprafețe de contact din cauza uzurii în timp. Modul în care s-au uzat unele axe se prezintă în figura 3.2. Drept urmare, momentul de frecare crește, iar pentru un debit dat, rotorul se va roti mai încet. La debite medii și mari, unde energia transferată de lichid rotorului este mare, acest fenomen nu este semnificativ, însă la debite mici, unde și energia transferată este mică, el devine important.

Situația cea mai defavorabilă se întâlnește atunci când contorul este montat vertical, adică axul rotorului este orizontal. În acest caz, în funcție de soluția constructivă, contactul între ax și bucșele lagăr se face după o linie, care în timp se

transformă mai rapid decât în alte situații într-o suprafață de contact. Creșterea frecării în această situație duce, de obicei, la declasificarea metrologică a contorului de la clasa R80 în poziție orizontală la clasa R40 în poziție verticală.



Fig.3.2. Stifturi lașăr inferioare uzate datorită unei montări improprii a contorului monojet [5]

Așa cum se observă în figura 3.3, orientarea are o influență nesemnificativă până la debite de 120l/h și are o influență mare pentru debite de 60 sau 30 l/h.

Un alt factor, ce justifică o instalare corectă a contorului, este debitul de pornire. Acesta crește semnificativ odată cu înclinarea contorului. Creșterea debitului de pornire reduce semnificativ posibilitatea de a detecta pierderile din rețea, care în acest caz, vor fi suportate de către compania de apă sau de către utilizator. Testele efectuate, în cadrul firmei, pe contoare monojet de clasa B mai vechi de 6-9 ani, au arătat o creștere cu 10l/h a debitului de pornire de la 24 l/h la 34l/h pentru o înclinare de 45°. Acest tip de contoare noi prezintă o scădere a debitului doar de 6l/h, de la 12l/h la 18l/h.

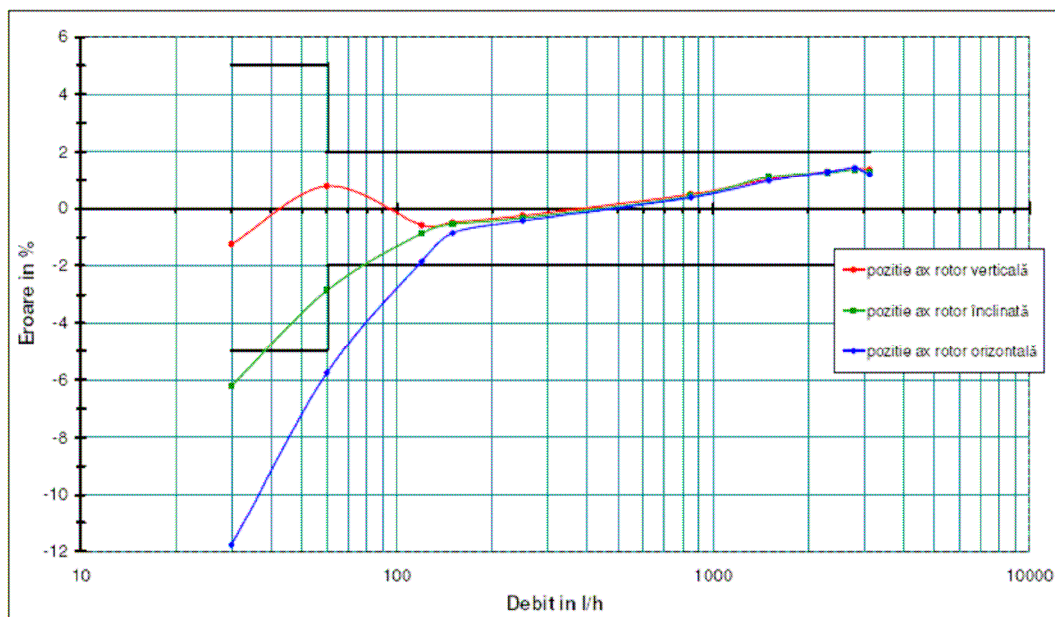


Fig.3.3. Influența poziției rotorului asupra curbei de erori la contorul monojet

De asemenea, trebuie să se țină cont și de faptul că, deși marea majoritate a contoarelor monojet sunt afectate de o montare incorectă, există pe piață și modele care au soluții constructive, care reduc efectul poziției de montare și își păstrează clasa metrologică indiferent de poziție (fig.3.4). Aceste soluții, cu lăgăruire în două puncte a unui rotor foarte bine echilibrat hidrodinamic (astfel încât el să plutească), duc la obținerea unor erori mai mici la debite mici decât la lăgăruirea teoretic punctiformă.

Conform Directivelor mai vechi 75/33/CEE sau mai noi 2004/22/CEE, contoarele trebuie marcate corespunzător cu clasa metrologică, care este respectată în funcție de poziția de instalare.

Pe lângă creșterea debitului de pornire, instalarea incorectă poate duce și la o uzură excesivă a lagărului dintre bucșele lagăr și axul central, ceea ce duce cu atât mai mult la înrăutățirea performanțelor metrologice ale contorului în timp.

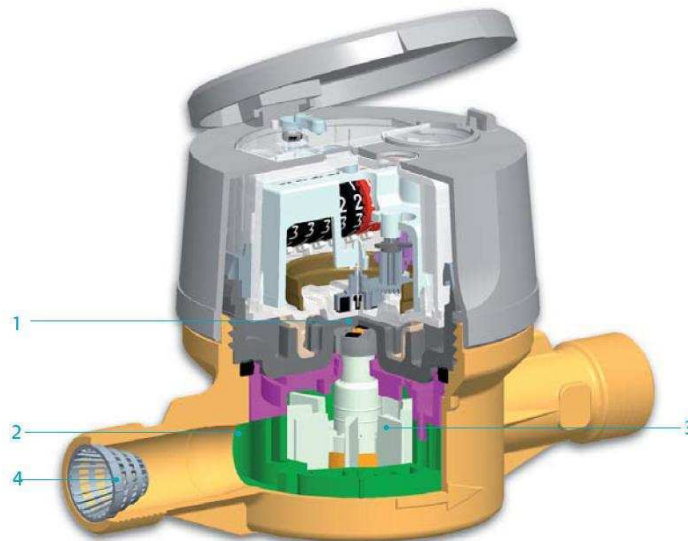


Fig.3.4.Contor monojet (firma Actaris) clasa C în orice poziție [108]

1-lagăr superior cu oțel dur și safir, 2- stator, 3-rotor, 4-filtru

3.1.2.Influența profilului de curgere al apei prin conductă

Curba de erori a contorului monojet (contor de viteză) poate fi influențată de modificările care apar în profilul de curgere. Aceasta înseamnă că, prezența unor robinete, a unor modificări de secțiune sau de direcție a conductei în apropierea intrării contorului pot afecta precizia de măsurare. Soluția constructivă aleasă trebuie să țină cont de următoarele:

- zona de admisie în contor să aibă în secțiune un profil convergent; curentul de fluid este accelerat, iar profilul de viteze este regularizat la intrarea în camera de măsurare.

- toate contoarele monojet distorsionează, într-o anumită măsură, profilul vitezei (distorsionarea este cauzată de modificarea direcției sau de modificarea secțiunii). Această alterare a curgerii tinde să minimizeze efectul asupra curbei de erori a altor factori de influență.

Alt factor de influență, care ar putea să ducă la modificări ale curbei de erori, este obstrucționarea parțială sau totală în timp a filtrului de la intrarea în contor, datorită corpurilor străine din apă. Acest lucru se întâmplă des în practică (v.fig.3.5).



Fig.3.5. Site obturate prelevate de la contoare monojet din exploatare [5]

Așa cum am menționat anterior, profilul de curgere este regularizat pe zona de admisie a contorului și efectul acestor neregularități este minimizat, în marea majoritate a cazurilor. Totuși, în cazul contoarelor de lungimi mici (60 sau 80mm), din cauza lungimii scurte a tronsoanelor de admisie, obstrucționarea filtrului poate avea urmări.

O situație aparte are loc atunci când obstrucționarea filtrului este cauzată de garnitura de etanșare din cauciuc de la intrarea contorului, dacă este prea strânsă. În acest caz, în funcție de duritatea cauciucului, diametrul conductei și soluția constructivă a contorului se pot înregistra erori pozitive semnificative. În cazuri extreme, când reducerea secțiunii este considerabilă și jetul este focalizat central, valorile erorii pot să atingă și +100%. Influența amplasării unui robinet în apropierea unui contor asupra erorilor este prezentată în tabelul 3.1. Tabelul arată că, toate contoarele au fost influențate, iar eroarea a crescut cu +1%.

În consecință, pentru acest tip de contoare monojet acest tip de distorsionare a profilului de curgere nu afectează rezultatul măsurătorii.

Tab.3.1. Erorile de indicație ale unui contor monojet la debitul nominal Q_n 1,5m³/h în condițiile prezenței în amonte a unor elemente perturbatoare [5]

Element perturbator	fără robinet	robinet deschis complet	robinet jumătate deschis	filtru blocat 20%
1	-0,20%	0,70%	1,50%	0,50%
2	-0,30%	0,60%	0,90%	0,7
3	-0,20%	0	1,2	0
4	0,90%	1,50%	1,40%	0,90%
5	0,80%	1,20%	1,30%	0,80%
6	0,90%	1,60%	1,30%	0,7

3.1.3. Influența duratei de utilizare

Modul în care este influențată curba de erori de creșterea duratei de utilizare a contorului este un factor important în managementul parcului de contoare și în determinarea perioadei optime de reînnoire a acestuia.

Efectul creșterii duratei de utilizare apare prima dată la debite mici. Orice creștere a momentului rezistent, datorită uzurii mecanice, va avea un efect mare la debite mici, atunci când energia transferată rotorului este mică.

Debitul de pornire poate crește mult, chiar dacă la debite medii (apropriate de valoarea nominală) erorile de indicație rămân la fel (fig.3.6) – contor de 9 ani, clasa B cu DN 15mm. Debitul de pornire depășește 25l/h (de min. 2,5 ori mai mare decât valoarea uzuală a unui contor nou).

Pentru debitul de 200l/h eroarea de indicație este mare (-11%), dar scade pentru valorile mari, la 750l/h fiind mică (-3,5%).

Erorile de la debitele medii și mari pot fi ambele negative sau pozitive. În cazul unor erori pozitive, o cauză ar putea fi micșorarea secțiunii de intrare și/sau a spațiului dintre rotor și carcasă, ca urmare a depunerilor de sedimente sau de impurități. Ca și regulă generală, erorile pozitive nu sunt foarte mari și rareori depășesc +10%, deși sunt situații (v.fig.3.7) în care contorul are +25% pentru tot domeniul de debite, din cauza depunerilor interioare.

Pe termen mediu, depunerile de sedimente sau depozitele de calcar pot duce la blocarea rotorului până când se atinge un debit suficient pentru ca forța de acționare a rotorului să creeze un moment ca să-l poată pune în mișcare. Acest efect se poate observa în baza de date a citirilor, din momentul în care volumul înregistrat descrește continuu, pe măsură ce rotorul se blochează tot mai des odată cu creșterea depozitelor. În final, rotorul se blochează.

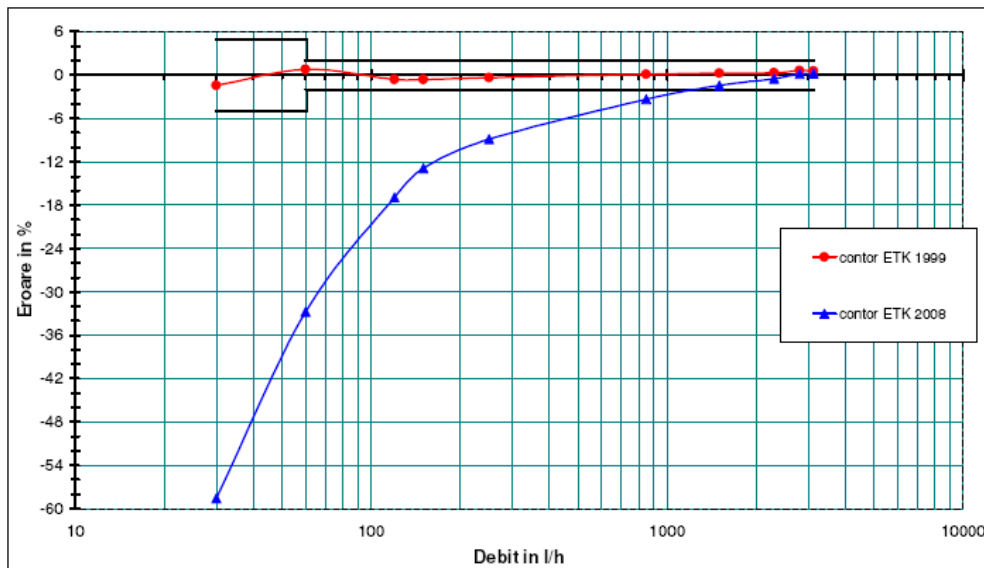


Fig.3.6. Evoluția curbei de erori după 9 ani de utilizare (index contor- 626 m³) la contorul monojet

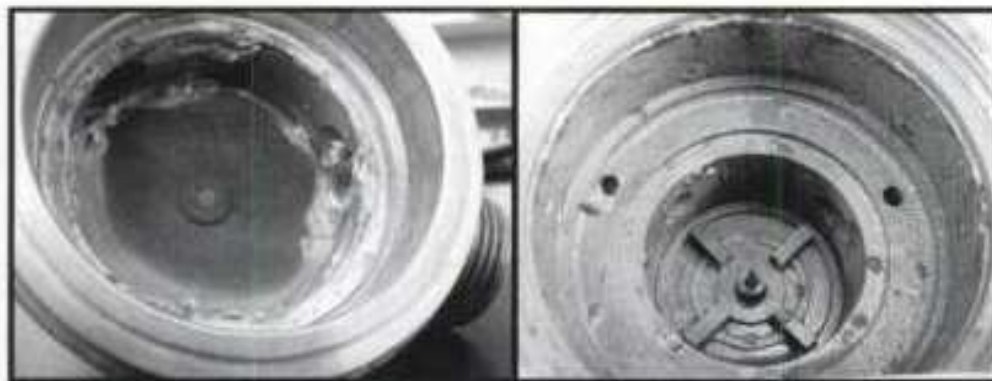


Fig.3.7. Depuneri interioare care duc la micșorarea secțiunii de măsurare și la apariția unor erori pozitive mari [5]

În regiunile cu apă dură, unde depunerile reprezintă o problemă, alegerea contoarelor, în funcție de materialele folosite la construcția lor și de rugozitatea suprafețelor interioare prelucrate, este un factor cheie în garantarea unei perioade minime de funcționare optimă.

Un alt factor constructiv, care poate denatura curba de erori, este sistemul de calibrare. Contoarele a căror calibrare se face prin rotirea plăcii de etanșare cu nervuri sunt rareori afectate în timp de erori pozitive. În schimb, contoarele, a căror calibrare se face folosind un canal de bypass, pot ajunge în zona erorilor pozitive, în cazul în care, secțiunea bypass-ului se micșorează sau chiar se obturează datorită depunerilor. În urma verificărilor din laborator, acest lucru duce doar la o creștere de

până la +5% a erorilor. Cantitatea suplimentară care trece prin camera de măsurare, în această situație, nu este în stare să compenseze erorile negative ce apar la debitele mici datorită uzurii mecanice. Atâta timp cât evoluția erorilor nu este identică pe tot domeniul de debite este greu de definit un model pentru evoluția preciziei de măsurare a unui contor de acest tip, care depinde și de debitul la care acesta funcționează. Un contor cu performanțe slabe pentru debitele mici, poate să fie suficient de precis pentru debitele mari. Alteori, erorile se pot compensa reciproc, astfel încât, erorile negative, care apar la debitele mici, să fie compensate de erorile pozitive care apar la debitele medii și mari.

3.1.4. Comportarea contoarelor monojet la curgerea în sens invers

La sistemele care nu sunt întotdeauna sub presiune sau la care apar întreruperi în furnizarea apei, poate să apară curgerea inversă (de la evacuare către admisie). Curgere inversă poate fi evitată prin montarea, la evacuare, a unei supape unisens. Dacă nu se montează această supapă, contorul trebuie să funcționeze bine și după trecerea unui debit în sens invers, chiar să scadă volumul trecut din volumul inițial prin contor (noile standarde prevăd în cazul în care contorul înregistrează acest debit, el trebuie să o facă la același nivel de precizie ca și la debitul normal). Tabelul 3.2 arată comportarea a 5 contoare monojet, același model, la patru debite diferite, în ambele sensuri.

Tab.3.2. Erorile de indicație ale unor contoare monojet la curgerea în sens invers [5]

debit contorul	eroare la 2000l/h [%]		eroare la 655l/h [%]		eroare la 200l/h [%]		eroare la 55l/h [%]	
	debit în sens normal	debit în sens invers	debit în sens normal	debit în sens invers	debit în sens normal	debit în sens invers	debit în sens normal	debit în sens invers
1	1,60	-44,40	0,40	-42,50	0,30	-43,00	-9,90	-51,70
2	2,50	-45,30	1,50	-45,30	1,90	-48,40	-5,80	-43,60
3	-0,40	-47,90	-1,90	-47,50	-1,80	-48,40	-8,50	-47,50
4	0,20	-45,20	-1,40	-45,60	-1,20	-50,70	-0,40	-46,50
5	0,50	-47,90	-0,60	-48,30	-0,20	-49,10	-7,20	-43,00
medie	0,88	-46,14	-0,40	-45,84	-0,20	-47,92	-6,36	-46,46

Modelele diferite de contor pot să furnizeze rezultate diferite, în funcție de soluția constructivă aleasă și de diametrele de intrare și de ieșire. Diametrul zonei de evacuare este, de obicei, mai mare, ceea ce produce o viteză mai mică la un debit egal, atunci când are loc curgerea în sens invers. În consecință, rotorul se rotește mai lent și înregistrează un volum trecut prin contor mai mic. Conform tabelului 3.2, jumătate din volumul trecut în ambele sensuri este plătit de către client.

3.1.5. Comportarea contoarelor monojet în prezența generatorului de impulsuri

În ultimul timp, tot mai multe contoare monojet tind să fie echipate cu generatoare de impulsuri sau module radio, pentru integrarea într-un sistem de citire automată a datelor. Din acest motiv, este important să luăm în considerare și comportarea, din punct de vedere metrologic, a contoarelor mecanice după echiparea cu generatorul de impulsuri.

A fost deja menționat faptul că erorile de indicație a unui contor, la debite mici, depind în mare măsură de creșterea momentului rezistent la rotor.

Un alt factor de influență este inerția sistemului (rotor-mecanism reductor-integrator). Cu cât inerția este mai mare, accelerația unghiulară a rotorului este mai mică. Acesta este și motivul pentru care alegerea unui modul cu contact Reed duce la creșterea inerției sistemului și a valorii debitului de pornire. Acest efect crește cu rata de impuls folosită (adică volumul corespunzător pentru un implus). Dacă magnetul este amplasat pe acul indicator a cărui rotație corespunde unui litru (rata de impuls 1l/impuls) inerția sistemului va fi mai mare decât atunci când este amplasat pe acul indicator corespunzător metrilor cubi. Dacă, în cazul al doilea, influența magnetului poate fi neglijată, în primul caz ea poate duce la o creștere de la 10 la 20l/h a debitului de pornire pentru un contor de clasa B. În orice caz, influența acestui tip de generator de impulsuri asupra curbei de erori are o influență neglijabilă de la debite mai mari de 60l/h, indiferent de rata de impuls folosită.

Pentru evitarea fenomenului menționat, nu se recomandă folosirea generatoarelor pentru rate de impuls de 1l/h. Dacă se dorește o astfel de rată de impuls, generatorul de impuls cu contact Reed se va înlocui cu unul bazat pe traductor inductiv.

3.2. Factori de influență pentru contorul multijet

3.2.1. Influența orientării poziției axei rotorului

Contoarele multijet sunt proiectate să funcționeze cu axa rotorului în poziție verticală, adică poziția de montare a contorului să fie cu axa admisiei și evacuării orizontale și cadranul mecanismului orizontal. La funcționarea pe verticală, frecările cresc în toate lagărele, atât ale rotorului cât și ale mecanismului reductor-integrator, ceea ce duce la înregistrarea unor volume mai mici la debite mici; erorile vor fi negative. Comportarea unui contor multijet în cele două poziții este dată în fig. 3.8.

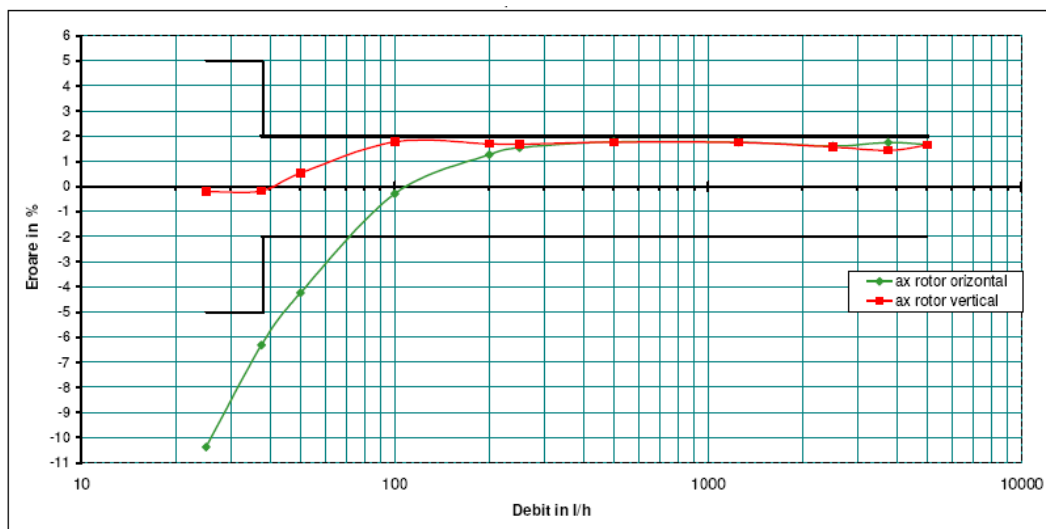


Fig.3.8. Influența poziției rotorului asupra curbei de erori la contorul multijet

Din figura 3.8 rezultă că, pentru un contor multijet cu debitul permanent $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$, până la debitul de 250l/h nu apare nicio diferență pe curba de erori în funcție de orientarea contorului. Sub acest debit, curba de erori pentru poziția verticală este descendentă. Este posibil ca prin modificarea numărului de nervuri și a geometriei acestora să se obțină un contor foarte bun în clasa R160 orizontal și în clasa R80 vertical.

3.2.2. Influența profilului de curgere al apei prin conductă

Profilul de curgere de la intrarea în camera de măsurare este influențat de modificările de direcție, care au loc prin intermediul carcasei contorului. În consecință, perturbările din amonte de contor nu au influență asupra preciziei de măsurare, iar contoarele multijet nu necesită o porțiune dreaptă de conductă în amonte.

Am efectuat teste pe un număr mare de contoare multijet, pentru a determina influența depunerilor de pe filtru (aflat la intrarea în contor) asupra debitului de pornire și a curbei de erori. Primele teste s-au realizat cu filtrul parțial obturat, iar apoi fără filtru. Tabelul 3.3 arată că nu există diferențe între erorile din cele două cazuri. Diferențele apărute se pot atribui incertitudinii de măsurare la citirea contorului, dată de rezoluția dispozitivului de indicare. Importanța acestei incertitudini în timpul testelor crește la debitele mici, când volumul de apă trecut este uzual 6 litri din rațiuni de timp și unde rezoluția minimă de 0,05l reprezintă 0,83% din volumul măsurat.

Tab.3.3. Erorile unui contor multijet DN15, Qn1,5, în situația unui filtru obturat parțial și fără filtru

Element perturbator	debit de pornire [l/h]	eroare la debitul de 30l/h [%]	eroare la debitul de 60l/h [%]	eroare la debitul de 120l/h [%]	eroare la debitul de 500l/h [%]	eroare la debitul de 1500l/h [%]	eroare la debitul de 3000l/h [%]
cu filtru obturat	6,0	-4,68	-0,20	1,56	0,92	1,26	1,56
fără filtru	6,5	-3,54	-1,80	0,96	0,48	0,64	1,28
Diferența	0,5	1,14	-1,60	-0,60	-0,44	-0,62	-0,28

Concluzia testelor este clară, în afară de cazul în care filtrul este complet obturat: acumularea impurităților la intrarea în filtru nu are influență asupra curbei de erori la contoarele multijet. Pe de altă parte, obturarea unuia sau a mai multor canale de intrare în camera de măsurare sau a circuitului de by-pass, alterează semnificativ curba de erori, în sensul creșterii erorilor pozitive.

3.2.3. Influența duratei de utilizare

Curba de erori a contoarelor multijet poate fi dispusă uneori în zona erorilor pozitive pentru debite medii și mari. După o serie de teste efectuate, s-a observat că, în medie, la contoarele care au înregistrat mai mult decât ar fi trebuit, erorile pozitive erau dispuse în zona debitelor medii și mari. În figura 3.9 se prezintă erorile de indicație determinate pe un contor multijet DN15, $Q_n=1,5m^3/h$, la diferite debite, după ce au trecut prin el diferite volume de apă.

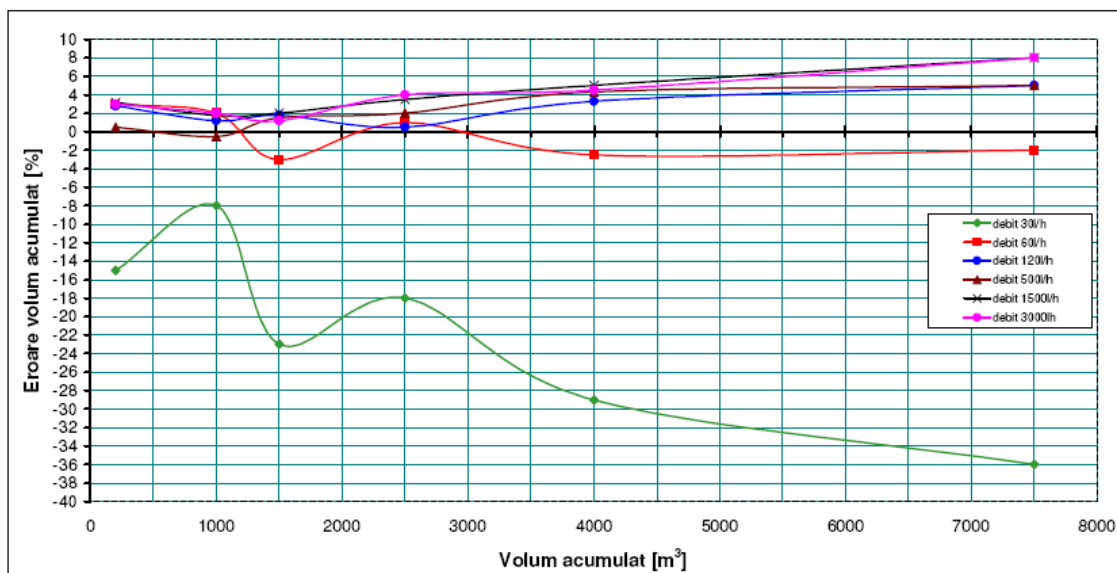


Fig.3.9. Erorile determinate la un contor multijet DN15, la diferite debite, după ce a acumulat diferite volume de apă

La debite mici, cresc frecările cauzate de uzură și de depuneri, care influențează erorile, ducându-le până la valori de -36% pentru contoare care au acumulat 7500m³.

La debite mici, obturarea circuitului de by-pass nu compensează creșterea erorilor negative datorate frecărilor. Debitul de pornire crește odată cu durata de utilizare. Restul debitelor testate prezintă o comportare complet diferită față de valorile obținute pentru 30l/h. În aceste cazuri, erorile cresc liniar, dar cu un vârf pozitiv (și cu erori mari la debite mari), astfel încât, la un volum acumulat de 7500m³ eroarea medie de indicație la 1500l/h a fost de +10%, iar pentru un număr considerabil de contoare, prezenta valori de până la +20%. Acest fenomen poate crea probleme companiilor de apă, deoarece clienții pot reclama că plătesc mai multă apă decât consumă.

3.2.4. Comportarea contoarelor multijet la curgerea în sens invers

Similar cu cele rezultate la testarea contoarelor monojet, la contoarele multijet eroarea de măsurare depinde de viteza de impact a apei asupra rotorului și drept urmare, la un debit dat, depinde de secțiunea canalelor de admisie în camera de măsurare. Secțiunea canalelor de intrare este diferită atunci când prin contor trece un debit invers (canalele de evacuare devin acum canale de admisie și invers). Aceasta determină ca și curba de erori să fie diferită în funcție de sensul de curgere al apei. Figura 3.10 arată o parte din curba de erori pentru un contor DN25 cu debitul nominal de 3,5m³/h pentru ambele sensuri de curgere.

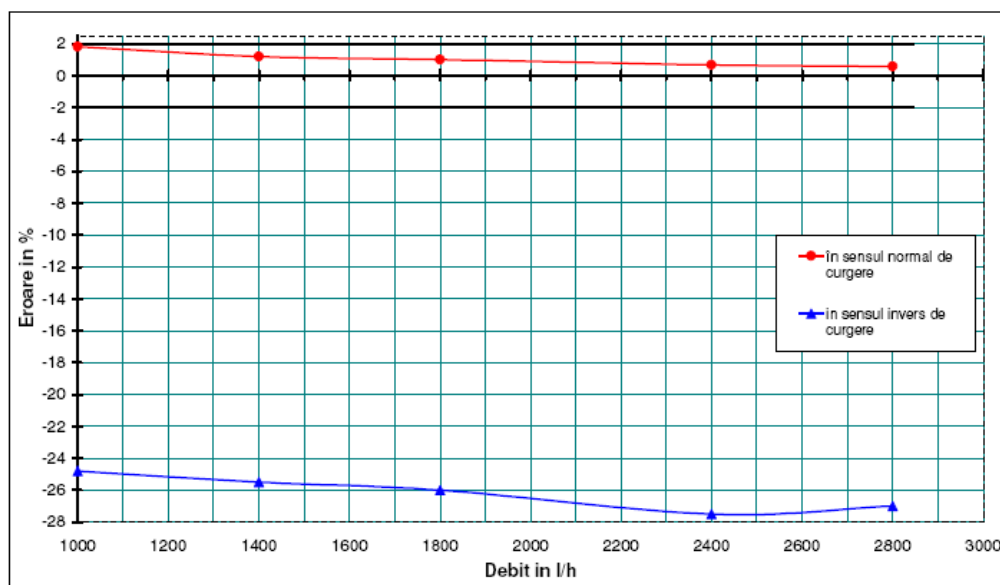


Fig.3.10. Evoluția curbei de erori pentru un contor multijet DN25 pentru debite în sensul normal de curgere și debite în sensul invers de curgere

În direcția normală de curgere, curba de erori este în jur de +2%, dar pentru debitul invers, erorile sunt negative în jur de -26%. Acest grafic este doar orientativ,

deoarece diferența dintre erorile în sensul normal de curgere și cele în sensul invers depinde de forma constructivă a canalelor de intrare și de ieșire și de dispunerea lor, care depinde de fiecare model de contor.

3.2.5. Comportarea contoarelor multijet sub influența temperaturii

Testele realizate cu același contor, la diferite temperaturi, arată o deviație spre valori negative a erorilor, odată cu creșterea temperaturii apei cu care se fac verificările. Explicația: datorită dilatării termice a componentelor, scade viteza fluidului la ieșirea din canalele statorului și, sub acțiunea ei, va scădea viteza de rotație a rotorului.

Curbele de erori pentru diferite temperaturi sunt prezentate în figura 3.11. Se observă că, la debite mici, deviația erorilor este mult mai puternică. Acest fapt se explică prin creșterea interstițiului dintre rotor și stator și prin comportarea diferită la variațiile de temperatură a materialelor lagărelor. La debite mici, debitele „parazite”, care trec prin interstițiu, au o pondere mai mare.

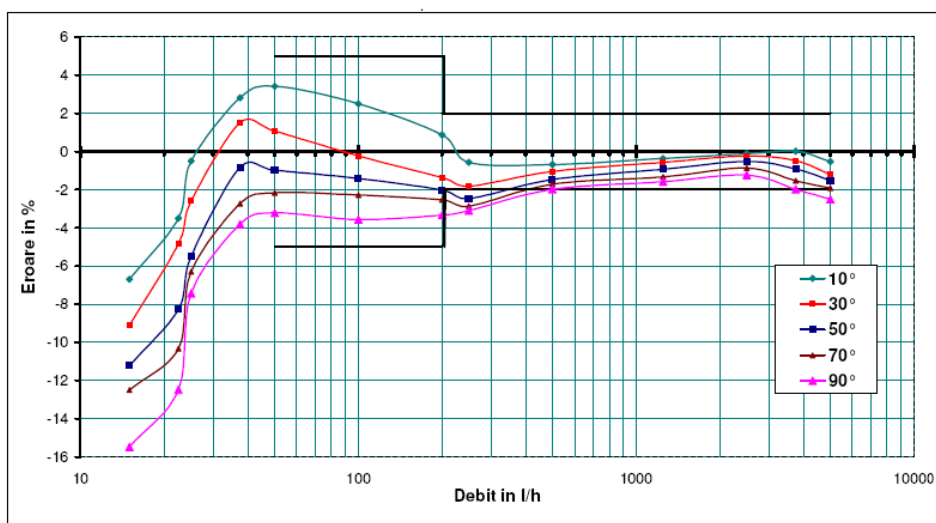


Fig.3.11. Evoluția curbei de erori pentru un contor multijet DN20 pentru diferite temperaturi ale apei

3.2.6. Comportarea contoarelor multijet în prezența generatorului de impulsuri

Datorită folosirii aceleiași soluții constructive pentru mecanismul reductor/integrator, în marea majoritate a cazurilor (pentru mecanismele cu 5 role, în special) la ambele tipuri de contoare multijet (umede, uscate), rămân valabile considerațiile prezentate la contoarelor monojet.

3.3. Contribuții personale. Concluzii

Menționarea factorilor de influență ai funcționării contoarelor de debit convenționale (directe și indirecte) și determinarea mărimii influenței lor ajută utilizatorii individuali și regiile de apă să le folosească judicios.

Pentru fiecare factor de influență am efectuat încercări și am obținut rezultatele prezentate. După cum rezultă din încercări, în condițiile unei ape curate fără impurități, contoarele volumetrice cu piston inelar rotativ dau cele mai bune rezultate. În cazul unei ape nu foarte curate cu impurități moderate, contorul multijet este mult mai indicat. Contorul monojet este indicat pentru utilizare în subcontorizare și în cazurile în care apa nu este foarte curată pentru a folosi un contor volumetric.

Ca și contribuții personale se pot menționa testele făcute pentru a evidenția influența fiecărui factor în parte, precum și contorul multijet „Omnipoz” de debit $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$ cu clasa metrologică R80 indiferent de poziția de montaj. Curbele de erori pentru poziția orizontală și verticală și modificarea suportului rotor sunt prezentate în figura 3.12.

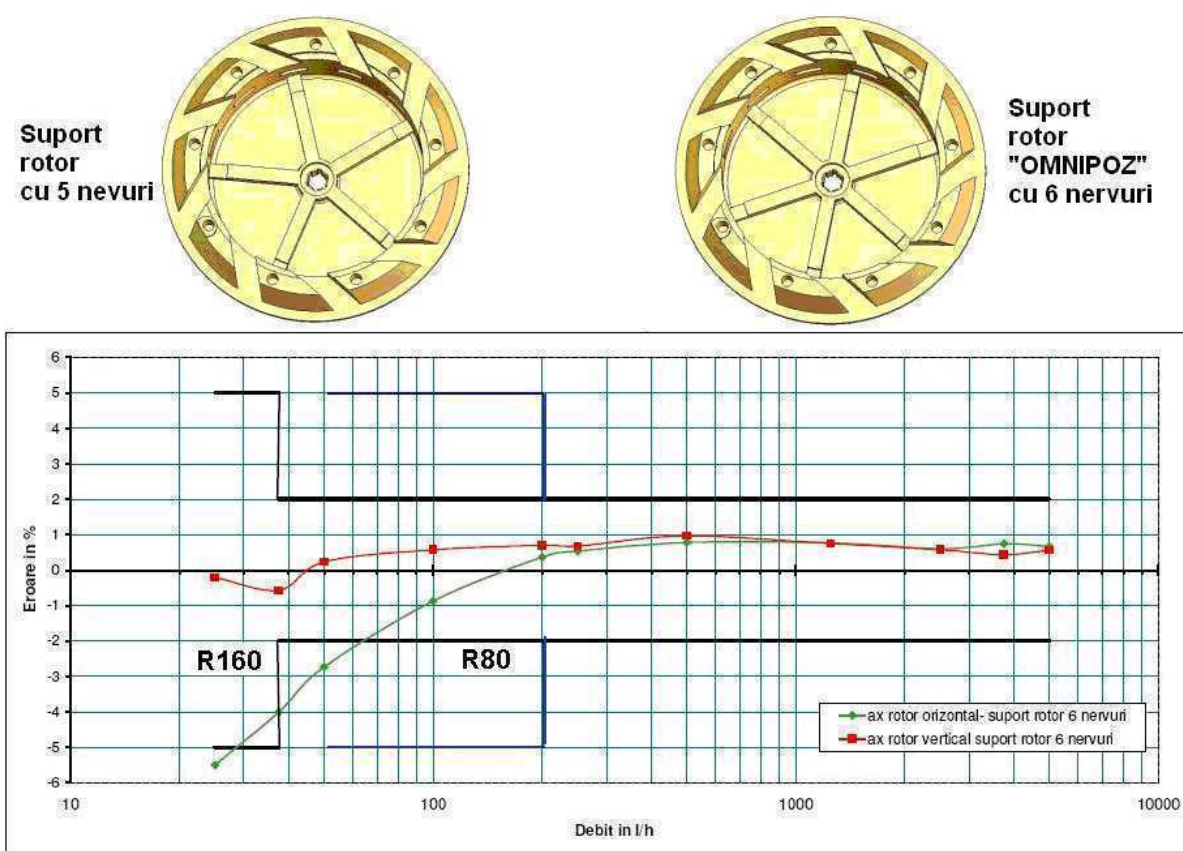


Fig.3.12. Modificarea reperului „suport rotor” și curbele obținute pentru un contor multijet „Omnipoz” clasa R80, indiferent de poziția de montaj

4.Soluții constructive pentru traductorul de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbină

4.1.Soluții constructive pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de un singur jet

4.1.1. Soluții utilizate pentru formarea jetului de acționare

La acest tip de debitmetre, jetul se formează datorită construcției speciale a carcasei alcătuită din camera de măsurare, unde se află senzorul de debit, rotorul și cele două zone de intrare și de ieșire a fluidului.

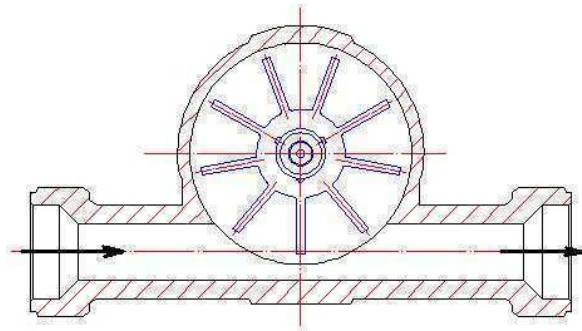


Fig.4.1. Amplasarea laterală a microturbinii la debitmetrele monojet

Prima soluție constructivă este dată în figura 4.1. Zonele de intrare și ieșire a fluidului sunt cilindrice și coaxiale; pentru a obține un jet care să acționeze microturbină, axa lor se deplasează față de axa rotorului. Datorită amplasării paletelor pe direcția de deplasare a fluidului apare o forță motoare la contactul dintre acestea și fluid. În cazul unor carcase cu lungimi mici (60mm) se folosește un stabilizator de jet la intrarea în carcasă (fig.4.2).

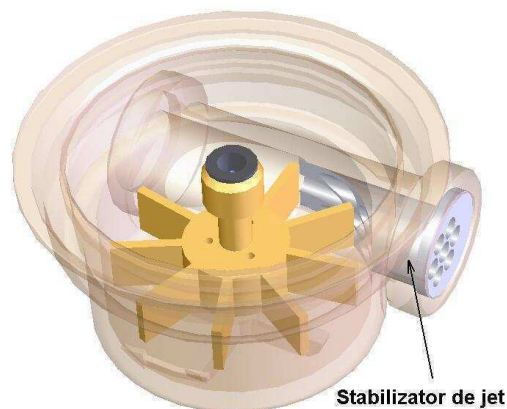


Fig.4.2. Debitmetru monojet cu stabilizator de jet

A doua soluție constructivă este prezentată în figura 4.3. Zonele filetate de la intrare și ieșire sunt coaxiale, iar axa rotorului se intersectează cu această axă. Cele două zone se continuă cu tronsoane cilindrice sau tronconice, care formează un unghi mai mic de 180° între ele. Axele lor sunt tangente la un cerc, care intersectează paletele rotorului în treimea cea mai îndepărtată de ax. În acest fel, se obține jetul, care acționează tangențial paletele.

Este varianta cea mai des utilizată de producătorii de contoare monojet pentru apă, datorită posibilității de amplasare a contoarelor la distanță egală față de perete, în cele două cazuri de curgere a fluidului de la stânga la dreapta sau invers.

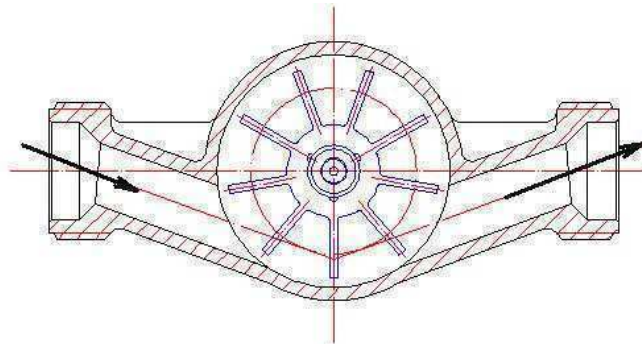


Fig. 4.3. Debitmetru monojet cu tronsoanele de intrare și ieșire înclinate

În figura 4.4 se prezintă modul în care jetul de fluid acționează pe rând fiecare paletă a rotorului; intrarea și ieșirea fluidului se face în același plan orizontal.

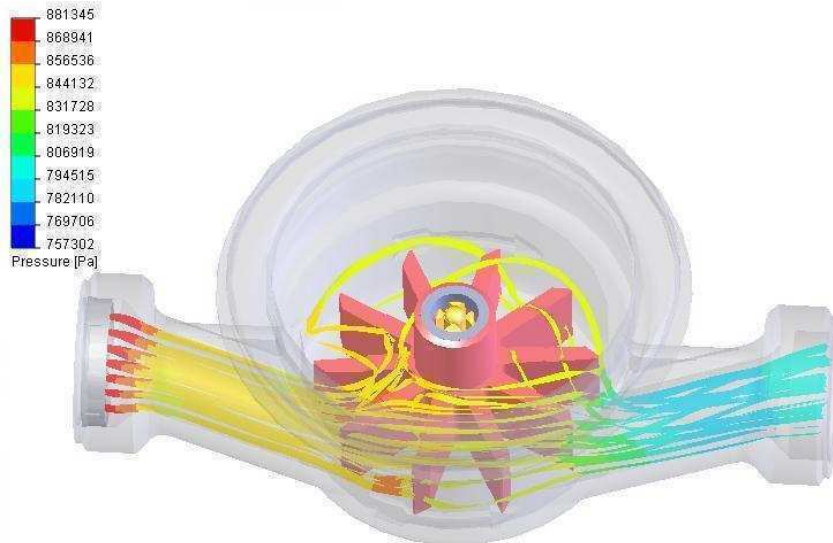


Fig.4.4. Acțiunea curentului de fluid la debitmetrele monojet cu tronsoanele de intrare și ieșire înclinate

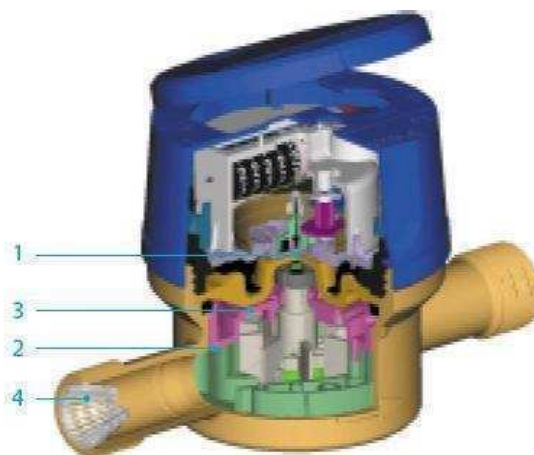


Fig. 4.5. Debitmetru monojet cu stator din plastic: 1-transmisie prin cuplaj magnetic, 2-stator partea inferioară, 3-stator partea superioară, 4-filtru [108]

O variantă nou apărută este prezentată în figura 4.5. Zona de intrare este coaxială cu zona de ieșire, iar axa rotorului intersectează această axă. Jetul se formează prin introducerea în carcasă a unei camere denumite „stator”, care conține două canale înclinate. Cele două canale au în secțiune o formă ce permite obținerea la intrarea și la ieșirea statorului a unor componente ale vitezei care, corelate cu nervurile amplasate pe suprafețele inferioară și superioară, duc la o echilibrare dinamică a rotorului la diferite debite.

În tronsoanele de intrare ale debitmetrelor monojet de dimensiuni mari se folosesc repere, care duc la o micșorare a suprafeței transversale în direcția de curgere a curentului de fluid, după o curbă variabilă (fig.4.6). În acest mod se obține o creștere a vitezei fluidului la intrarea în camera rotorului și implicit o creștere a turației acestuia pentru a coborî pragul de sensibilitate.

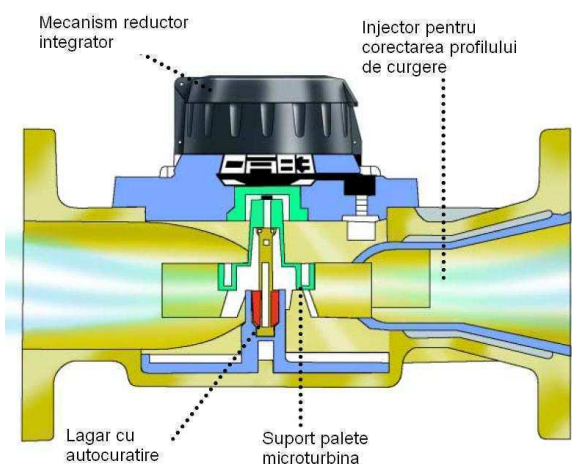


Fig. 4.6. Debitmetru cu injector pentru corectarea profilului de curgere [110]

4.1.2. Soluții utilizate pentru crearea turbioanelor de liniarizare a vitezei de rotație a rotorului

Influența pe care au nervurile amplasate pe suprafața inferioară, superioară sau pe ambele suprafețe ale statorului este prezentată în graficul din fig.4.7. Din grafic, se observă că absența nervurilor duce la abateri mari ale turației în funcție de debitul trecut prin debitmetru. Prezența nervurilor pe ambele suprafețe permite o liniarizare a creșterii vitezei de rotație a rotorului odată cu debitul și implicit o reducere a erorilor de măsurare. Nervurile de pe suprafața inferioară pot fi realizate tehnologic astfel:

- direct în carcasă, prin forjare și apoi prelucrare a înălțimii prin așchiere (fig.4.8a),
- prin injectarea unui reper suplimentar care le conține și prin fixarea acestuia în carcasă (fig.4.8b).

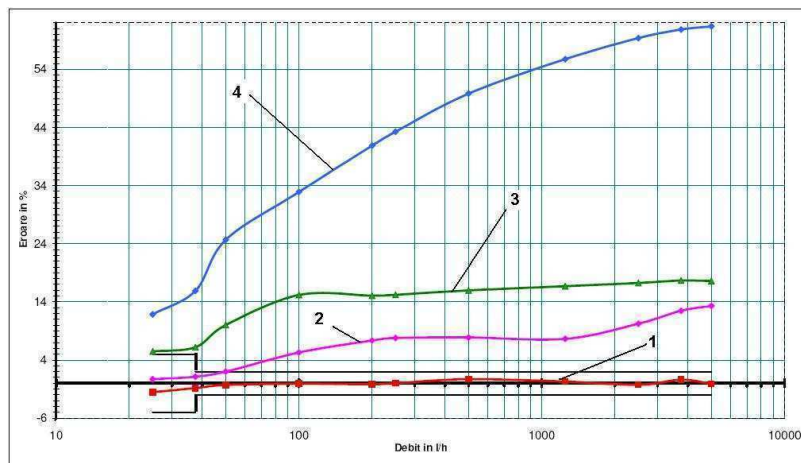


Fig. 4.7. Influența amplasării nervurilor față de rotor asupra curbei de erori: 1- nervuri deasupra și sub rotor; 2 - nervuri deasupra rotorului; 3 – nervuri sub rotor; 4 – fără nervuri

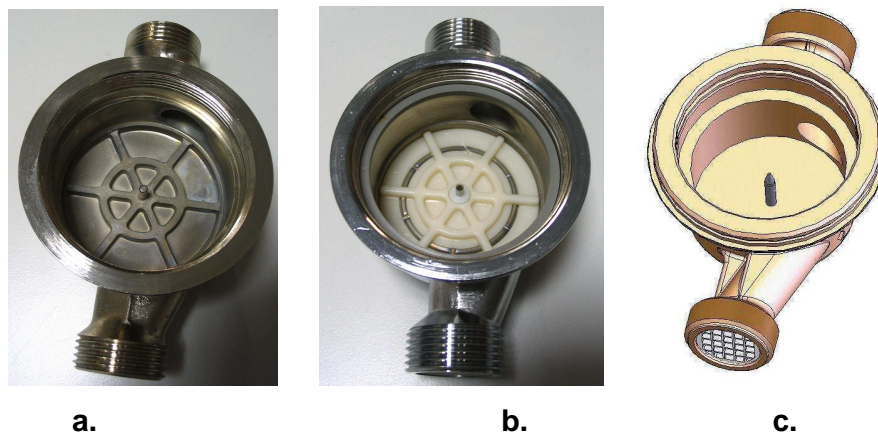


Fig. 4.8. Nervuri pe suprafața inferioară a carcasei: a-forjate;b-din plastic;c-fără nervuri

În primul caz, precizia de realizare este foarte mică, motiv pentru care se obțin diferențe destul de mari între rezultatele obținute cu astfel de contoare la aceleași reglaje. În cazul al doilea, abaterile sunt mai mici, dar, din punct de vedere economic, prezența unui reper suplimentar duce la creșterea costului de producție.

Dezavantajul major al prezenței nervurilor pe suprafața inferioară este că favorizează depunerile de sedimente (corpuri străine) cu influență asupra mărimii interstițiului dintre rotor și nervuri și implicit a preciziei măsurătorilor în timp. Din acest motiv, majoritatea producătorilor fabrică contoare cu nervuri doar pe suprafața superioară (cea dinspre mecanism). Forme diferite de nervuri sunt prezentate în figura 4.9.

Nervurile se află pe un reper suplimentar denumit „placă de etanșare” cu rol de a separa camera rotorului de mecanismul reductor-integrator. Această placă se obține, în majoritatea cazurilor, prin injecție, dar poate fi obținută și prin forjare și apoi prelucrare prin așchiere. Rolul nervurilor constă în producerea unor turbioane de liniarizare a turației rotorului. Aceste turbioane duc și la frânarea sau la accelerarea acestei mișcări de rotație. Prin rotirea plăcii în jurul axei rotorului se poate realiza și ajustarea curbei de erori în vederea încadrării acesteia în câmpul erorilor tolerate.

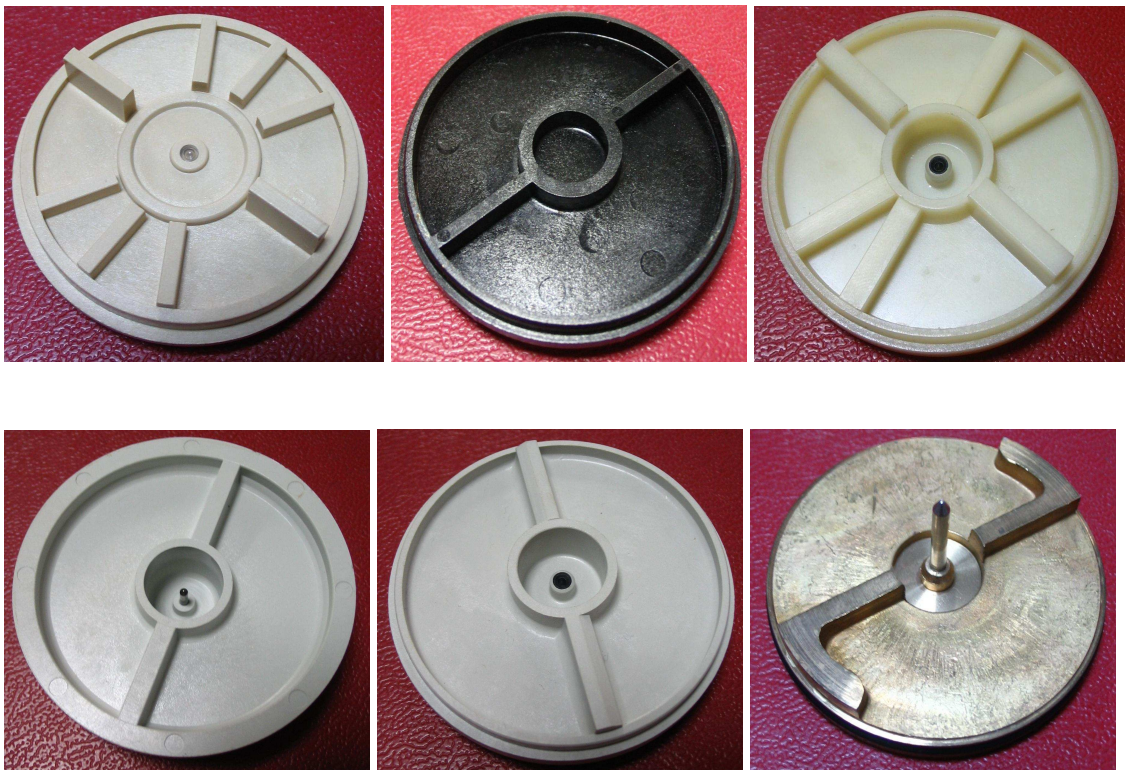


Fig. 4.9. Diferite forme de nervuri amplasate pe placa de etanșare

Contoarele monojet sunt foarte sensibile la forma jetului și la turbioanele induse de alte rezistențe hidraulice prezente în amonte de contor, de aceea se recomandă prezența unei porțiuni drepte de lungime egală cu $10xD$, unde D este diametrul nominal al contorului.

4.1.3.Soluții constructive pentru lagărele care asigură rezemarea și rotirea rotorului

Se utilizează două lagăre: un lagăr superior amplasat în placa de etanșare și un lagăr inferior amplasat în carcasă sau în statorul din plastic.

Clasificarea lagărelor folosite în construcția contoarele monojet [11]:

- după felul mișcării relative: lagăre de alunecare,
- după direcția sarcinii: lagăre radial-axiale,
- după regimul de frecare: lagăre cu frecare fluidă,
- după forma suprafeței de frecare: lagăre cilindrice și/sau plane,
- după poziția pe osie sau arbore: lagăre de capăt,
- după modul de rezemare: lagăre cu rezemare rigidă și/sau cu mișcare oscilantă,
- după felul mișcării de rotație: lagăre cu mișcare de rotație completă.

Lagărele folosite trebuie să răspundă unor cerințe speciale:

- să fie robuste, pentru a prelua sarcinile mari care apar la debite mari,
- să fie realizate din combinații de materiale având coeficienți de frecare reduși la mișcarea relativă,
- să nu permită crearea de depuneri sau lipirea de corpuri străine care pot duce la frânarea rotorului,
- să fie obținute avantajos din punct de vedere economic.

O cerință suplimentară derivă din poziționarea diferită a rotorului la debite mici și mari. La debitele mici, forța de atracție, apărută în cuplajul magnetic de atracție dintre magnetul amplasat pe rotor și cel amplasat pe axul central al mecanismului, ridică rotorul și aceasta va fi lăgăruit axial în lagărul superior, iar lagărul inferior are doar rolul de a prelua sarcinile radiale.

La debitele mari, turbioanele create datorită prezenței nervurilor de pe placa de etanșare duc la apariția unei forțe axiale, care învinge forța de atracție magnetică și apasă rotorul pe lagărul inferior. În acest caz, lagărul inferior preia sarcina axială și o parte din sarcina radială, iar lagărul superior preia doar sarcina radială. Acest balans al rotorului trebuie să se desfășoare pe o distanță foarte mică, pentru a nu influența erorile ce pot să apară datorită modificării interstițiului dintre suprafața

superioară a paletelor și nervurilor. Acest fenomen poate fi evitat prin folosirea unor cuplaje magnetice bazate pe forțe de respingere.

Prima soluție constructivă este prezentată în figura 4.10. Rotorul este injectat pe un ax metalic lăgăruit la ambele capete cu același tip de lagăr radial-axial. Acest lagăr preia mișcarea radială cu ajutorul unei bucșe injectate dintr-un material termoplastice de tip poliamidă cu inserție de fibră de carbon. Pentru preluarea forțelor axiale și reducerea frecărilor se folosesc, la capetele axelor, suprafețe sferice și safire sintetice. Cercetările recente și testele de uzură efectuate au dus la concluzia că, lagărul bucșă-safir sintetic poate fi înlocuit cu o bucșă de aceeași formă doar că trebuie crescut conținutul de fibră din amestec (poliamidă cu fibră de carbon).

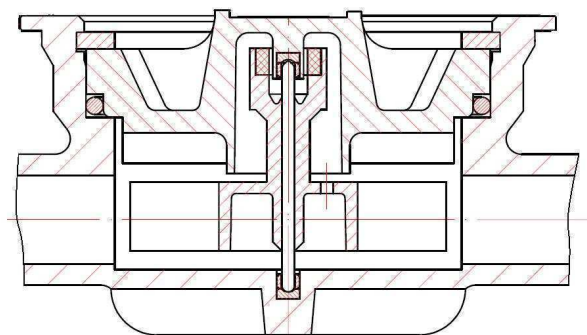


Fig. 4.10. Soluție constructivă pentru lagăre cu rotorul injectat pe ax

Avantajul soluției: asigură același tip de rezemare atât la debite mici cât și la debite mari. Prezența safirelor și a bucșelor din poliamidă cu fibră de carbon asigură coeficienți mici de frecare și implicit pierderi mici prin frecare.

Dezavantajul soluției: acest tip de lagăre necesită o poziționare relativă foarte precisă a celor două repere pe care le conțin, astfel încât abaterea la coaxialitate să fie minimă. Datorită distanței mari între lagăre, o abatere mică ar duce la apariția unor forțe de frecare suplimentare, care pot frâna rotația rotorului, în special, la debite foarte mici; la creșteri accidentale ale debitelor, mult peste debitul maxim, există riscul ruperii axului.

O serie importantă de soluții constructive prezintă lagărul inferior format dintr-un știft metalic (oțel inoxidabil) presat în carcasă și o bucșă (poliamidă cu fibră de carbon). Pentru preluarea sarcinilor axiale se folosește un safir sintetic (fig.4.11a, b, c) sau bucșa are o construcție adecvată (fig.4.11d). Lagărul superior este de forma:

- bucșă plus safir, derivat din soluția prezentată anterior (fig. 4.11a),
- safir plus ax în rotor (fig.4.11b),
- ax plus safir în rotor (fig.4.11c),

- plan în placa de etanșare și bilă de safir în rotor (fig.4.11d) sau bucșa are o suprafață sferică exterioră (fig.4.32).

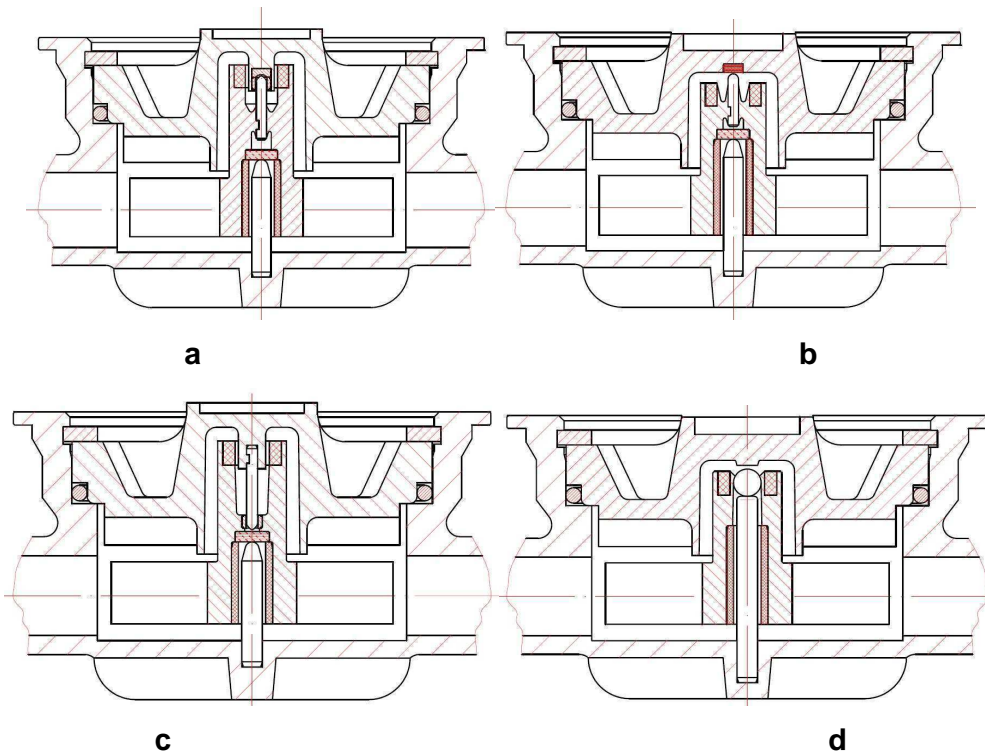


Fig.4.11.Soluții constructive ale lagărului superior: a-bucșa plus safir, b-safir plus ax în rotor, c-ax plus safir în rotor, d-bilă de safir

Avantajele acestor soluții constau în:

- preluarea în mare parte a sarcinilor radiale de către știftul presat în carcasă, care poate fi mărit în diametru pentru preluarea vârfurilor de sarcină,
- în cazul suprafețelor plane pentru lagărul superior nu este nevoie de impunerea unor toleranțe foarte mici la execuția reperelor componente și se reduc astfel costurile de producție,
- întreținere ușoară și posibilitatea proiectării unor soluții cu autospălare.

Dezavantajul acestor soluții este lungimea mare de sprijin pe știftul central, care duce la creșterea forțelor de frecare în cazul unor rugozități necorespunzătoare.

Soluția constructivă din fig.4.12 este formată dintr-un știft metalic care se presează în placa de etanșare și care împreună cu un safir, presat în bucșa din rotor, formează lagărul superior. Suprafața inferioară a carcasei este plană, bucșa prezintă o suprafață exterioră sferică sprijinită pe aceasta și împreună formează lagărul axial inferior.

Avantajele soluției sunt cele prezentate anterior cu un plus pentru îmbunătățirea autospălării lagărului inferior.

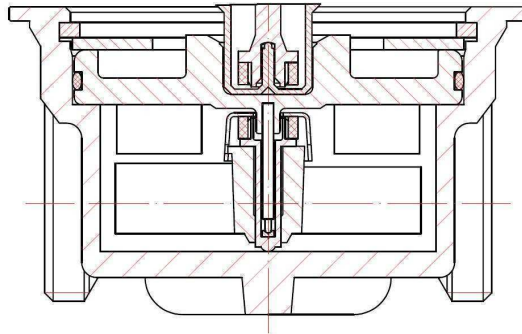


Fig.4.12. Soluție constructivă cu axul în placa de etanșare

Dezavantajul este cel prezentat anterior, la care se mai adaugă unul de natură economică. Pentru a asigura o presare corespunzătoare a știftului, placa de etanșare nu poate fi realizată prin injecție din material plastic, ci numai din alamă forjată și prelucrată prin așchiere. Obținerea în acest mod a reperului duce la o creștere a costurilor de producție.

4.1.4. Soluții pentru forma constructivă a rotorului

Materialele folosite pentru execuția rotoarelor trebuie să îndeplinească următoarele *cerințe*:

- densitate mai mică sau apropiată de cea a apei,
- să fie rezistente la șocuri mecanice și termice,
- să permită o injectare ușoară fără inducerea unor tensiuni interne.

Din rațiuni economice, se folosesc aceleași rotoare la contoarele de apă rece și la contoarele de apă caldă, motiv pentru care materialele folosite trebuie să reziste la temperaturi de 95°C.

Forma constructivă a rotorului trebuie să îndeplinească următoarele *cerințe*:

- să fie solidarizată rigid cu magneții, care transmit mișcarea în cuplajul magnetic,
- să nu perturbe semnificativ formarea curentului de fluid în interiorul carcasei,
- să permită o echilibrare dinamică sau hidrodinamică,
- lagărele superior și inferior (atunci când sunt conținute de aceasta) trebuie să permită preluarea sarcinilor radial-axiale care apar datorită acțiunii curentului de fluid,
- să permită soluții de autospălare a lagărelor,
- montare și demontare ușoară,
- formă tehnologică optimizată pentru injectarea de precizie,
- joc axial mic între cele două lagăre pentru păstrarea interstițiilor dintre nervuri și palete.

Formele constructive mai des utilizate de producători sunt prezentate în fig. 4.13.



Fig. 4.13. Forme constructive ale rotoarelor debitmetrelor monojet

În general, rotoarele cu un număr mic de palete au și diametrul exterior al acestora mai mare. Acest lucru se practică pentru îmbunătățirea pragului de sensibilitate al contorului. Rotoarele au un număr de 6, 7, 9, 10, 12 palete; numărul de palete se alege în funcție de experiența producătorului, de forma constructivă aleasă de analize efectuate cu softuri de analiză cu element finit (Cosmos Floworks) și în urma testelor efectuate pe prototipuri. În general, în secțiune transversală pe axul rotorului, ele sunt dreptunghiulare (fig.4.13).

Pentru contoarele mari și pentru debite de $15\text{m}^3/\text{h}$, rotoarele au o formă specială, care permite o sensibilitate sporită și o echilibrare hidrodinamică (fig.4.14).

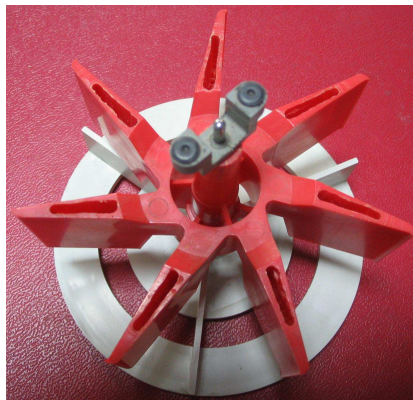


Fig. 4.14. Rotor echilibrat hidrodinamic

4.2. Soluții constructive folosite pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de mai multe jeturi

4.2.1. Soluții utilizate pentru formarea jetului de acționare

Dacă la contoarele monojet forma carcasei determină formarea jetului de acționare a rotorului, la contoarele multijet, jetul se formează în interiorul unui stator la care axa canalelor de intrare și axa canalelor de ieșire sunt tangente unui cerc „de acționare” (fig.4.15). În cazul contoarelor multijet clasice, accesul fluidului se face prin canalele din partea inferioară, iar refularea se face prin canalele situate la partea superioară (figura 4.16). Statorul este realizat din materiale termoplastice prin injecție.

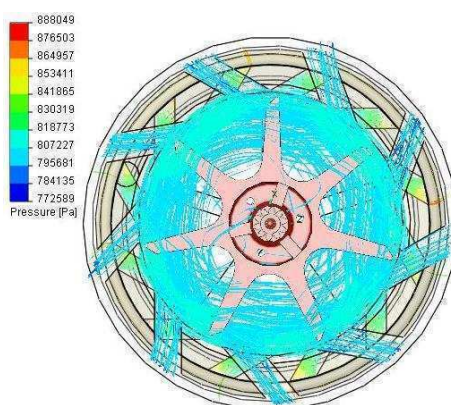


Fig. 4.15. Vizualizarea cercului „de acționare” pentru contoarele multijet clasice (Cosmos FloWorks)

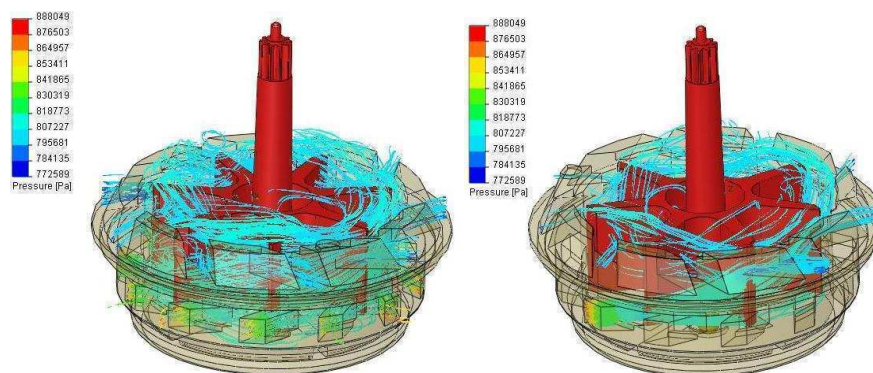


Fig. 4.16. Acțiunea curentului de fluid în cazul contoarelor multijet clasice

Pentru acest tip de contoare, carcasa se realizează prin turnare gravitațională și apoi prelucrare prin așchiere, motiv pentru care nu poate fi obținută cu abateri geometrice foarte mici. *Carcasa contorului* trebuie să îndeplinească următoarele cerințe:

- stabilizarea curentului de fluid la intrarea în stator,

- asigurarea decantării impurităților și suport pentru mijloacele de filtrare,
- asigurarea mijloacelor pentru ajustarea curbei de erori a contorului, de obicei prin canal de by-pass și obturare cu dop de reglare,
- suport pentru patronul de măsurare,
- separarea și asigurarea etanșeității între zona de intrare și zona de ieșire a fluidului,
- la capătul de ieșire trebuie să poată fi montată o supapă de sens, de obicei standardizată.

Lungimea și racordurile exterioare sunt prevăzute în standarde și norme metrologice. Canalele de intrare și de ieșire în/din stator au secțiunea dreptunghiulară și forma de ajutoraj (figura 4.17b).



Fig. 4.17. Canale de intrare și ieșire: a-cilindrice, b-dreptunghiulare

Secțiunea transversală totală a canalelor (fig.4.17b) este cu 70% mai mare decât cea aferentă vechilor soluții constructive cu secțiune circulară (figura 4.17a). Astfel, s-a ajuns la scăderea căderii de presiune și la scăderea solicitărilor dinamice ale rotorului, cu consecințe asupra creșterii duratei de viață a contorului.

Canalele de intrare a apei sunt amplasate echidistant pe circumferința statorului (fig.4.18a), dar există și soluții unde sunt concentrate în două zone diametral opuse (fig.4.18b). Soluția cu amplasare echidistantă oferă o mai bună repartiție a sarcinii și o durată de viață mai lungă a contorului. La ieșirea din canalele de intrare se află un prag de 1mm pentru a imprima o direcție ascendentă curentului de fluid.

Din punct de vedere tehnologic, al formei constructive a matriței de injecție, canalele de intrare se împart în două categorii:

- care pot fi realizate cu bacuri mobile (fig. 4.18a),
- care pot fi realizate cu miezuri de formare fixe (fig.4.18b).

Statoarele cu canale de intrare realizate cu miezuri fixe permit costuri de producție mai mici. Modul în care se formează jeturile de acționare ale rotorului, în acest caz, face dificilă cercetarea și obținerea unui stator optim.

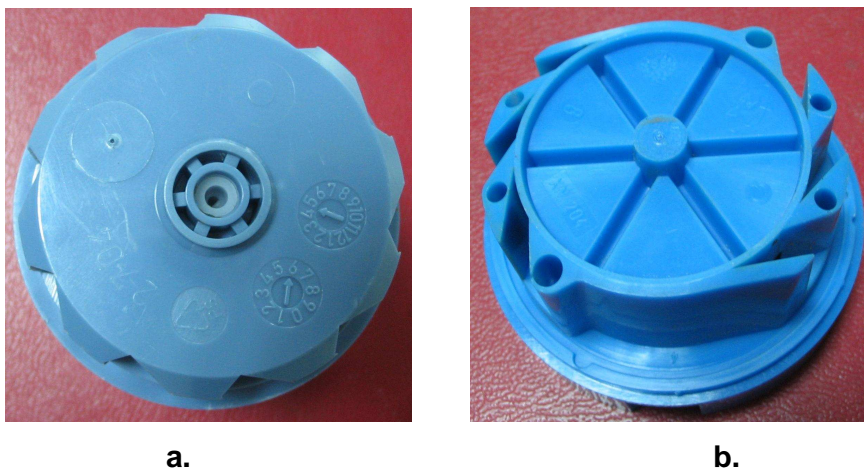


Fig. 4.18. Amplasarea canalelor de intrare a apei în stator: a-echidistant, b-diametral opus

Canalele de ieșire sunt amplasate echidistant pe circumferința statorului și au în secțiune transversală o suprafață cu 10-20% mai mare decât suprafața canalelor de intrare. Soluțiile clasice au peretele inferior al canalelor de ieșire într-un plan orizontal. Cercetările efectuate în cadrul laboratorului de încercări au dovedit faptul că o formă tronconică cu baza mică în jos și concentrică cu diametrul interior al statorului (fig.4.19) are un efect pozitiv prin scăderea căderii de presiune și prin îmbunătățirea preluării curentului de fluid.

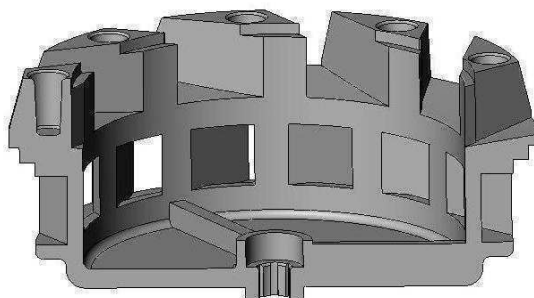


Fig. 4.19. Stator cu canale de ieșire pe suprafață conică

În cadrul compartimentului de cercetare-proiectare, încercările efectuate pe modele experimentale, privind modul de formare a jetului în statorul contoarelor multijet, au arătat influența pozitivă asupra liniarizării rotației rotorului, pe care o au trei găuri practicate pe un diametru mediu (între diametrul butucului și diametrul interior al paletelor) și o formă adecvată a rotorului (fig.4.20). Practic, jetul care intră

în acest mod în stator are un ușor efect de frânare și de creare a unei forțe ascensionale, care susține rotorul atât la debite mari cât și la debite mici. Datorită acestei forțe, distanța, dintre muchiile rotorului și nervurile din partea inferioară a statorului și cele din partea superioară, se menține la valori constante și drept urmare erorile de măsurare au valori minime. Problema apare în timp: datorită depunerilor, aceste găuri cu diametru mic, se obturează și astfel se pierde eficiența fenomenului menționat anterior.

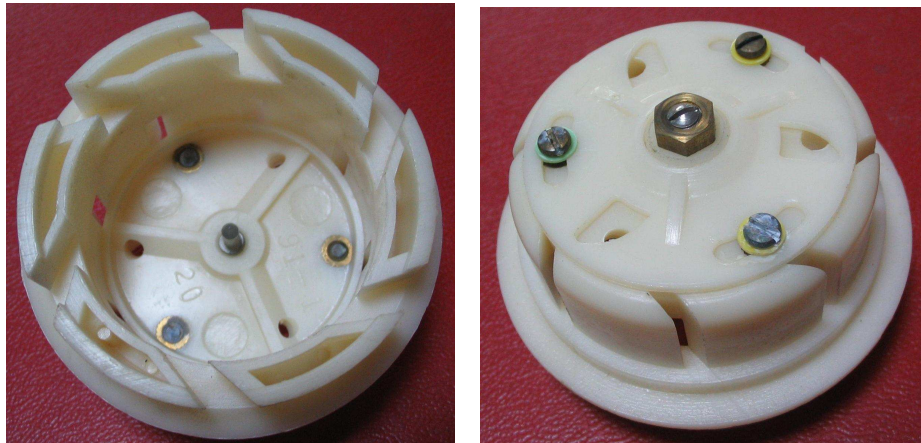


Fig. 4.20. Stator cu găuri de arie variabilă

Ajustarea curbei de erori pentru contoarele multijet clasice se face prin obturarea parțială a unui canal de by-pass aflat în carcasă, cu ajutorul unui dop de reglare (fig.4.21).

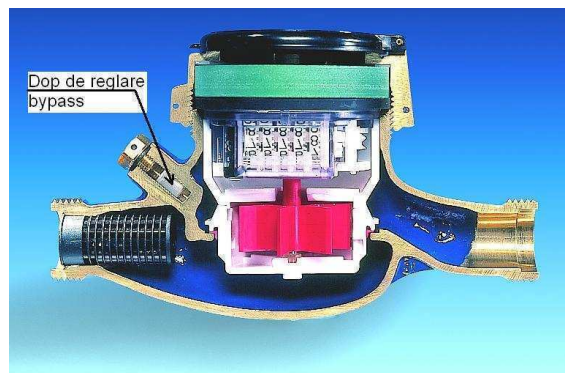


Fig.4.21. Reglarea bypass-ului cu un dop de reglare [113]

4.2.2. Soluții utilizate pentru crearea turbioanelor de liniarizare a vitezei de rotație a rotorului

Statorul contoarelor multijet, fiind realizat prin injecție de precizie, permite obținerea unor dimensiuni interioare cu abateri minime. Așa cum am prezentat în

secțiunea dedicată contoarelor monojet, nervurile prezente, atât deasupra microturbinei cât și dedesubtul acesteia, au un efect benefic asupra aplatizării curbei de erori. Din acest motiv, pentru contoarele multijet, se folosesc nervuri pe ambele suprafețe ale interiorului statorului. Datorită existenței formei ascendente a curentului de fluid, riscul apariției depunerilor pe nervurile inferioare este mai mic decât în cazul contoarelor monojet. Aceste nervuri au diferite forme constructive (fig.4.22), în funcție de modul în care se dorește corectarea curbei de erori.

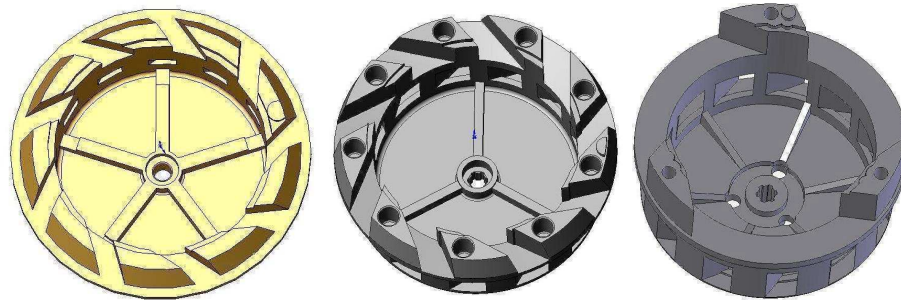


Fig. 4.22. Forme constructive pentru nervurile inferioare ale statorului

O soluție interesantă este prezentată în fig.4.23. Nervurile inferioare au practicate canale circulare late de 1mm și adânci de 1mm. Canalele se obturează în timp datorită depunerilor. Turbioanele care apar vor determina o accelerarea a vitezei de rotație a rotorului iar curba de erori se deplasa spre valori pozitive. Această deplasare compensează alunecarea curbei spre valori negative datorită uzurii și frecărilor care apar în lagărele microturbinei și ale mecanismului reductor-integrator. În acest mod, se asigură păstrarea în timp a caracteristicilor metrologice ale contorului, atunci când acesta se folosește la măsurarea cantităților de fluide nu foarte curate.

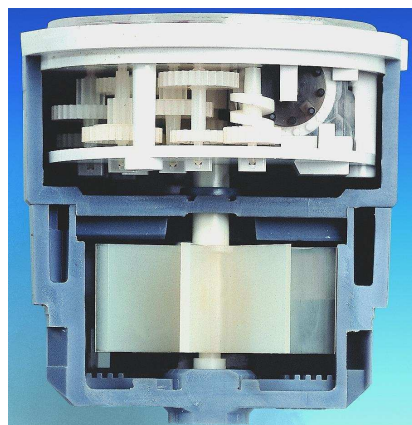


Fig. 4.23. Stator cu nervuri de autocompensare [112]

4.2.3. Soluții constructive pentru lagărele care asigură rezemarea și rotirea rotorului

Se utilizează două lagăre: un lagăr superior amplasat în platina superioară a mecanismului reductor-integrator (la contoarele multijet umede) sau în partea inferioară a suportului mecanismului (la contoarele multijet uscate) și un lagăr inferior amplasat în stator.

Folosind criteriile de clasificare a lagărelor, marea majoritate a lagărelor folosite în construcția contoarelor multijet se împart astfel [11]:

- după felul mișcării relative: lagăre de alunecare,
- după direcția sarcinii: lagăre radial-axiale,
- după regimul de frecare: lagăre cu frecare fluidă,
- după forma suprafeței de frecare: lagăre cilindrice și/sau lagăre plane,
- după poziția pe osie sau arbore: lagăre de capăt,
- după modul de rezemare: lagăre cu rezemare rigidă și/sau lagăre cu mișcare oscilantă,
- după felul mișcării de rotație: lagăre cu mișcare de rotație completă.

Soluția constructivă pentru lagărul radial superior amplasat în platina superioară a mecanismului este similară la toți producătorii (fig.4.24).

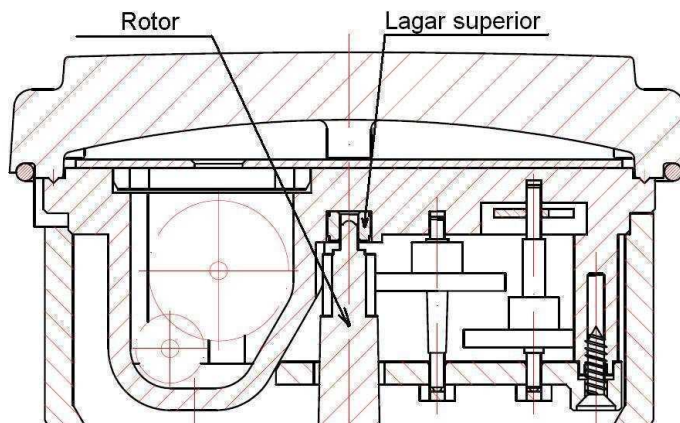


Fig.4.24.Lagăr superior amplasat în platina mecanismului reductor-integrator

La contoarele multijet uscate se repetă soluțiile folosite pentru lagărul superior la contoarele monojet (v.fig.4.11 a,b,c). Lagărul inferior este de tipul radial-axial. Soluția constructivă cel mai des utilizată se compune dintr-un știft de lăgăruire presat în stator și o bucșă presată în microturbină. Din punct de vedere al materialelor folosite sunt uzuale combinațiile:

- poliamidă – polisulfonă (plastic/plastic), (fig.4.25 a);

- poliamidă cu fibră carbon – safir;
- oțel inoxidabil – safir (fig.4.25 b);
- oțel inoxidabil - poliamidă cu fibră carbon (fig.4.25 c).

La contoarele multijet umede mici (DN15...20), rotorul se injectează în întregime dintr-un material termoplastic cu bune proprietăți antifricțiune (poliamida 12).

Soluțiile constructive sunt prezentate în figura 4.25.

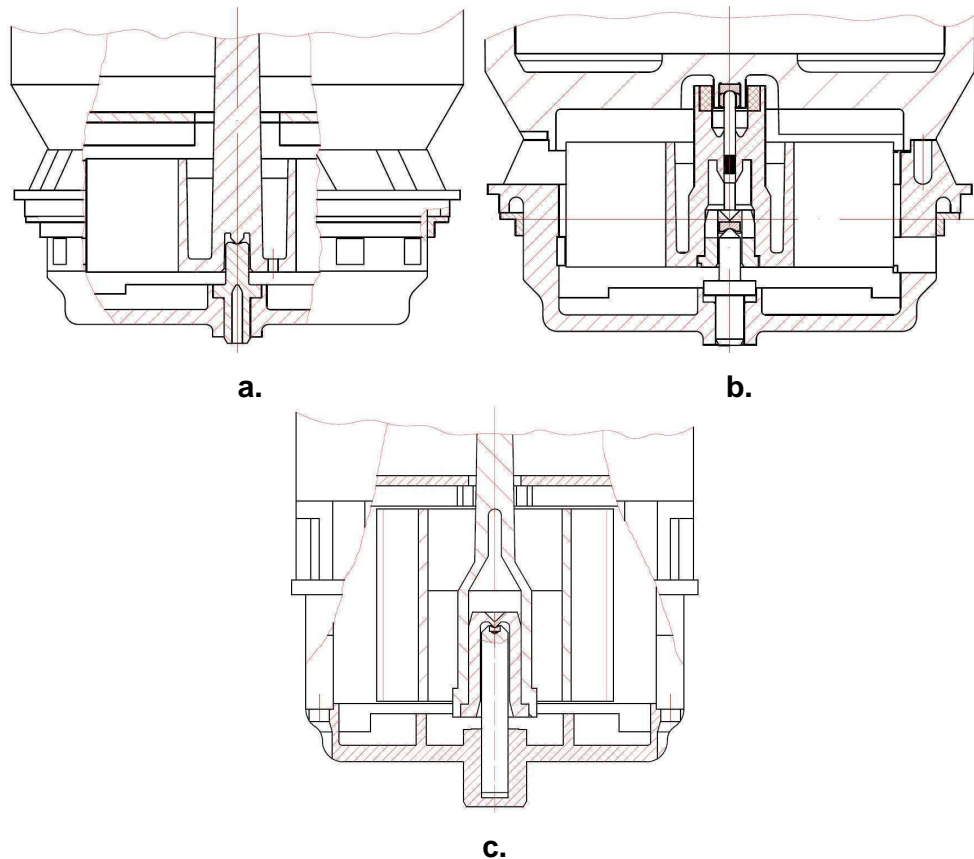


Fig.4.25.Soluții constructive pentru lagărul inferior al microturbinei debitmetrelor multijet

4.2.4. Soluții pentru forma constructivă a rotorului

La contoarele multijet umede, rotorul trebuie să preia mișcarea de la curentul de fluid și să o transmită mecanismului reductor-integrator, printr-un angrenaj cu roți dințate.

Pentru angrenajele cu roți dințate injectate, se preferă poliacetalul sau poliamida, datorită proprietăților antifricțiune și a rezistenței mecanice bune. De asemenea, aceste materiale sunt alese și pentru lagăre. Diferența dintre cele două este densitatea: poliacetalul ($1,41 \text{ kg/m}^3$), poliamida ($1,04 \text{ kg/m}^3$). Datorită faptului că poliamida are o densitate apropiată de cea a apei, se preferă acest material pentru injectarea microturbinei. Dintre tipurile de poliamide existente se preferă sortimentele

PA11 și PA12 datorită absorbției mai mici de apă (0,7-0,8%) comparativ cu PA6 (2,8%). Datorită unor motive economice (reducere a costurilor), PA12 are un preț ridicat, iar unele firme producătoare preferă soluția din două repere pentru rotor (fig.4.26). Axul rotorului, care are ambele lagăre, va fi injectat din PA12, iar partea cu palete va fi injectată din polipropilenă (PP) sau polistiren antișoc (PAS). Dezavantajul soluției constă în faptul că necesită o asamblare precisă a celor două repere.

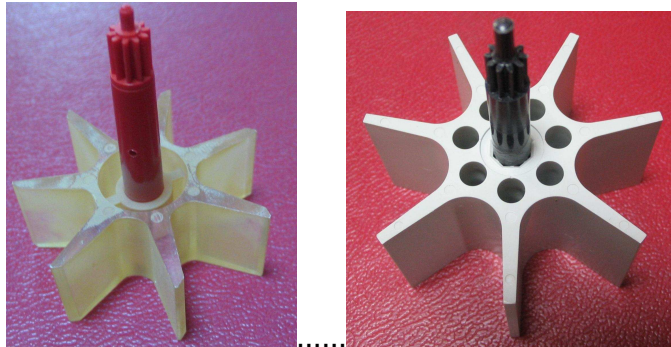


Fig. 4.26. Rotoare asamblate din două repere

Numărul paletelor și forma lor se determină în multe cazuri experimental sau prin studii cu programe de element finit (de ex: Cosmos Flowworks). Câteva din formele constructive sunt prezentate în figura 4.27.

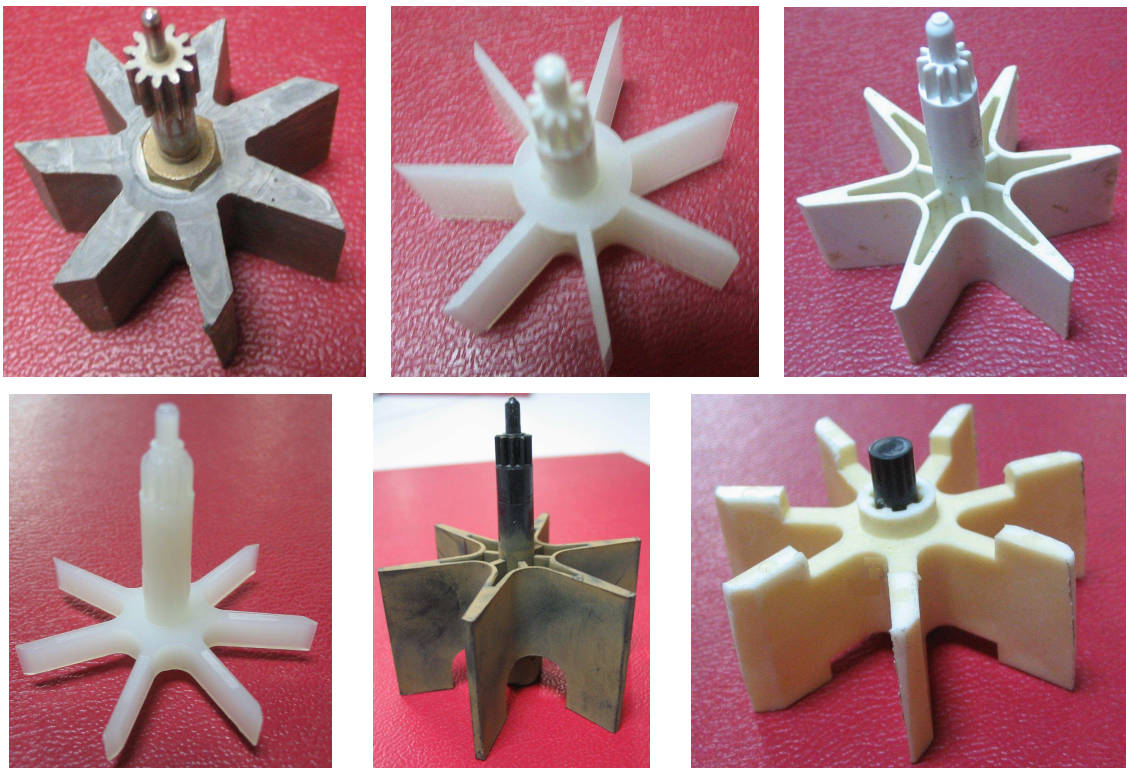


Fig.4.27. Soluții constructive pentru rotoarele contoarelor multijet umede

În fig.4.27 se remarcă rotoare care au cele două flancuri ale paletelor paralele și ale căror flancuri formează un unghi de până la 6° .

Axul rotoarelor este suficient de gros, motiv pentru care, la injectarea lor, timpul de răcire este lung și implicit timpul de ciclu este lung. Pentru a reduce timpii, axul microturbinii are o degajare în partea inferioară, iar pivotul sau safirul din lagărul inferior este într-o bucușă, care se presează apoi în rotor (fig.4.28).

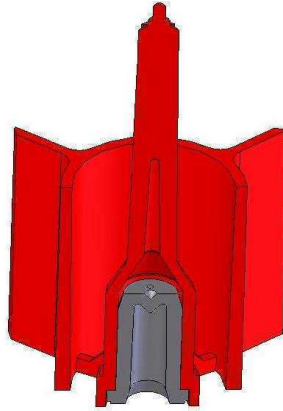


Fig. 4.28. Soluție cu bucușă presată

Rotoarele trebuie să aibă o formă constructivă, care să permită evacuarea rapidă a aerului în faza de aerisire a contorului și să nu conțină spații în care aerul să rămână captiv și astfel să influențeze rezultatele măsurătorilor (fig.4.29).

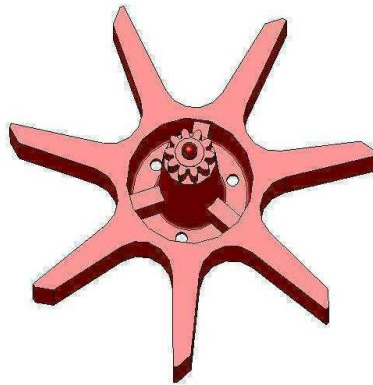


Fig.4.29. Soluție cu găuri pentru aerisire

La contoarele multijet uscate, rotorul trebuie să preia mișcarea de la curentul de fluid și să o transmită mecanismului reductor-integrator printr-un cuplaj magnetic. Rotorul are în partea superioară un magnet antrenor (în cazul unui cuplaj magnetic bazat pe forțe de atracție) și un subansamblu antrenor format din doi magneți (în cazul unui cuplaj bazat pe forțe de respingere). Lagărul inferior se materializează prin intermediul unei bucușe de lăgăruire și un știft presat în statorul microturbinii. Datorită

faptului că lagărele superior și inferior sunt realizate folosind alte materiale decât materialul din care este injectat corpul turbinei, rezultă că acest material poate fi unul mai ieftin, dar cu rezistență mecanică și termică suficientă scopului propus, cum ar fi polipropilena (PP) și polistirenul antișoc sau de impact (PAS).

Forma constructivă a paletelor este derivată din soluțiile prezente la contoarele multijet umede. Câteva soluții constructive sunt prezentate în fig. 4.30.

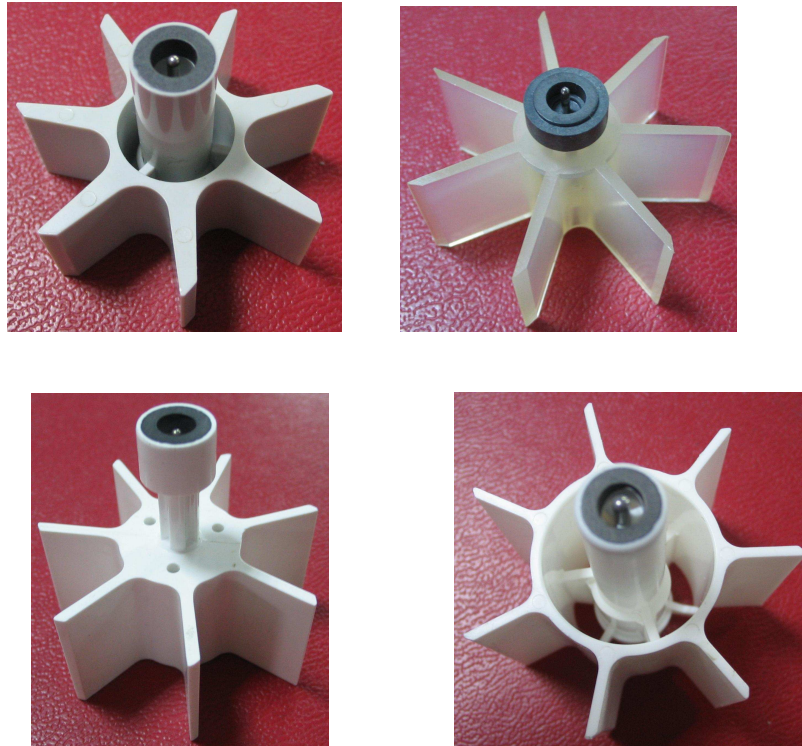


Fig.4.30. Soluții constructive pentru rotoarele contoarelor multijet uscate

4.3. Contribuții personale

4.3.1. Soluții constructive dezvoltate pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de un singur jet

În cadrul colectivului de cercetare pe care l-am coordonat timp de 15 ani, am dezvoltat o soluție pentru a reduce influența turbioanelor produse de rezistențele hidraulice aflate în amonte de contoarele monojet și pentru a reduce lungimea necesară de porțiune dreaptă. În urma încercărilor efectuate, am introdus un perete circular de grosime foarte mică, menit să obtureze o zonă mică de la intrare fluidului în camera rotorului. Soluția este prezentată în fig.4.31. Astfel, se formează un turbion, care deformează câmpul de viteze în același mod și compensează deformările induse câmpului de către diferitele rezistențe hidraulice aflate în amonte. Am reușit, în acest mod, să reducem lungimile drepte necesare la amplasarea

acestui tip de contoare pe standurile de probă și implicit să creștem productivitatea muncii în laboratorul de verificări metrologice.

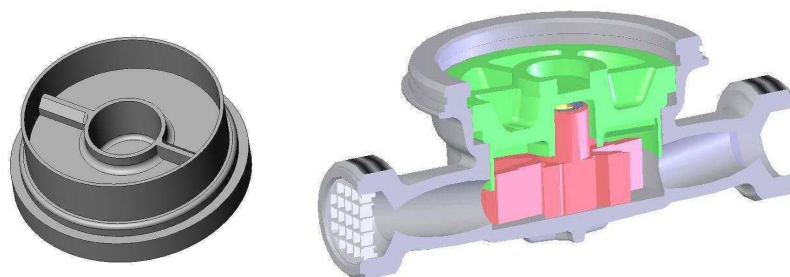


Fig. 4.31. Soluție cu placă de etanșare cu prag superior

Contorul monojet nou, la a cărui dezvoltare am participat, include *două soluții inovatoare*:

Prima, este *cea mai economică soluție de lăgăruire a rotorului*, având o durabilitate de 12 ani de funcționare (suficientă pentru 2 perioade de reverificare metrologică în Germania sau 4 perioade în România). Soluția constructivă este prezentată în figura 4.32. Din figură, se observă că, bucșa lagăr are o formă specială având o suprafață sferică convexă în partea superioară și o suprafață sferică concavă în partea inferioară. Lagărul superior este de tip punctiform și se poate forma între calota convexă a bucșei și suprafața plană a plăcii de etanșare sau între calota concavă și vârful sferic al știftului. Lagărul inferior este de tip cilindric și se formează între suprafața cilindrică interioară a bucșei și suprafața cilindrică exterioară a știftului.

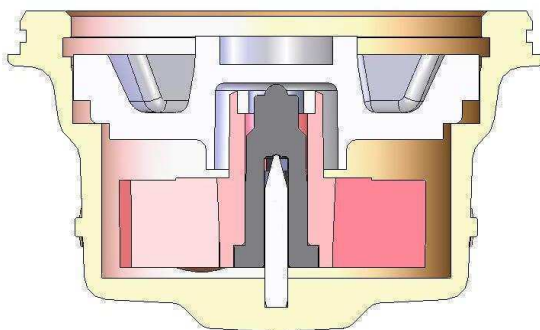


Fig. 4.32. Soluție constructivă cu bucșă cu suprafețe sferice

Bucșa se obține prin injecție de precizie dintr-un compound de poliamidă cu 30% fibră de carbon și alte componente pentru mărirea rezistenței la fricțiune. De asemenea, forma specială permite o spălare optimă a lagărelor.

A doua soluție constă în rotorul de formă specială, pentru un contor monojet, cu palete având suprafețele înclinate sub un unghi de 3° și teșite în vederea reducerii rezistenței la înaintare (fig.4.33).

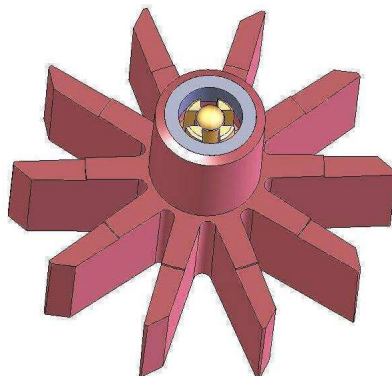


Fig. 4.33. Rotor cu vârful paletei teșit

4.3.2. Soluție constructivă nouă, testată pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de un singur jet

Echilibrarea hidrodinamică a microturbinei folosită în cadrul acestui traductor de măsurare constituie una dintre direcțiile de îmbunătățire a caracteristicilor metrologice. În acest mod, se poate mări debitul maxim până la care poate fi folosit acest debitmetru. De asemenea, rotorul își păstrează mult mai constantă poziționarea față de curentul de fluid, cu consecințe favorabile asupra minimizării erorilor de măsurare.

O soluție constructivă pentru forma microturbinei este prezentată în figura 4.34.

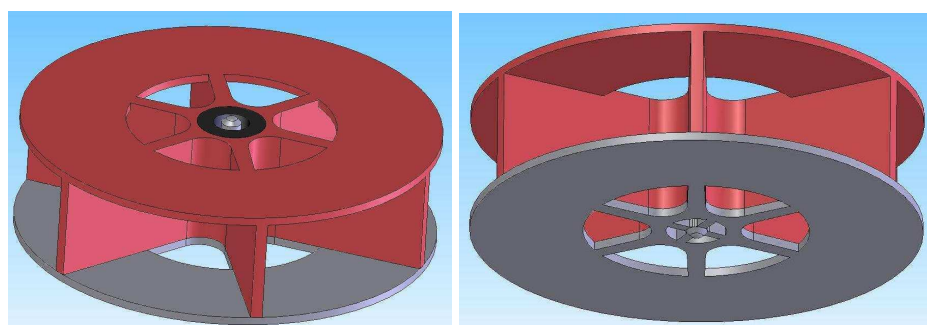


Fig.4.34. Rotor pentru contoare monojet

Din figură, se observă că, spațiul interpaletar se închide cu două plăci, în formă de coroană circulară, care conțin și suportii de lăgăruire. În spațiile dintre placa inferioară și carcasă și între placa superioară și placa de etanșare, prin trecerea unei părți de fluid, se crează forțele de susținere a rotorului. Această formă constructivă a

rotorului implică dificultăți de realizare de ordin tehnologic, în condiții de precizie ridicată și producere ieftină din punct de vedere economic.

În figura 4.35 se prezintă curba de erori obținută pe modelele experimentale.

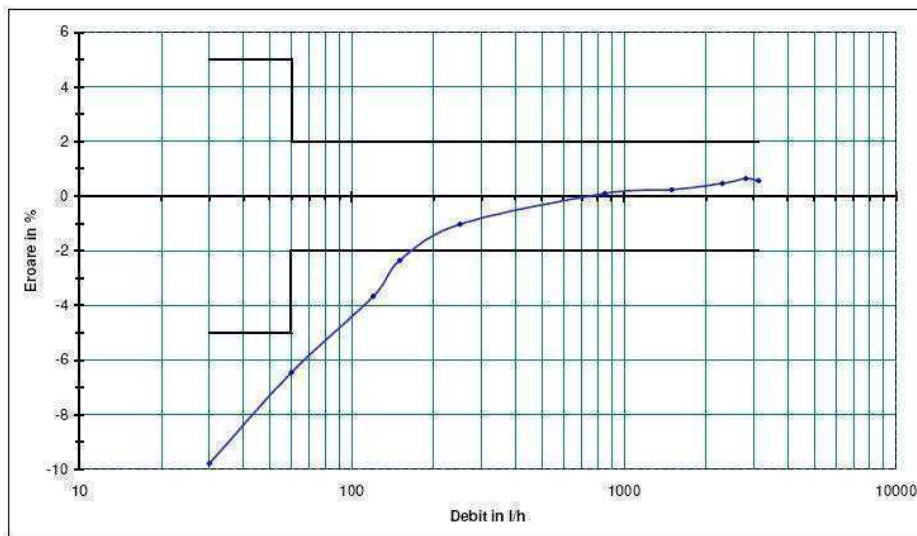


Fig.4.35. Curba de erori contoare monojet

Din analiza curbei (fig.4.35), rezultă erori foarte apropiate pentru un interval de mare de debite (de la 250/h până la 3125/h), ceea ce denotă o stabilitate bună a contorului pentru acest interval. Pentru debitele mici, rezultă o creștere semnificativă a erorilor negative, datorită forțelor de frecare din lagăre și poziționarea deficitară a rotorului pe axa corespunzătoare lui din carcasa. În viitor, se vor continua cercetările pentru obținerea unor lagăre mai stabile și pentru optimizarea raportului dintre zona închisă și cea deschisă a rotorului.

4.3.3. Soluții constructive dezvoltate pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de mai multe jeturi

Contribuția personală cea mai importantă, referitoare la contoarele multijet, este *proiectarea pentru prima dată în România a unui contor multijet de tip „Patrol”*. În cazul contorului de tip „Patrol”, intrarea fluidului se face prin canalele superioare, iar refularea se face central prin canalele situate în partea inferioară (figura 4.36).

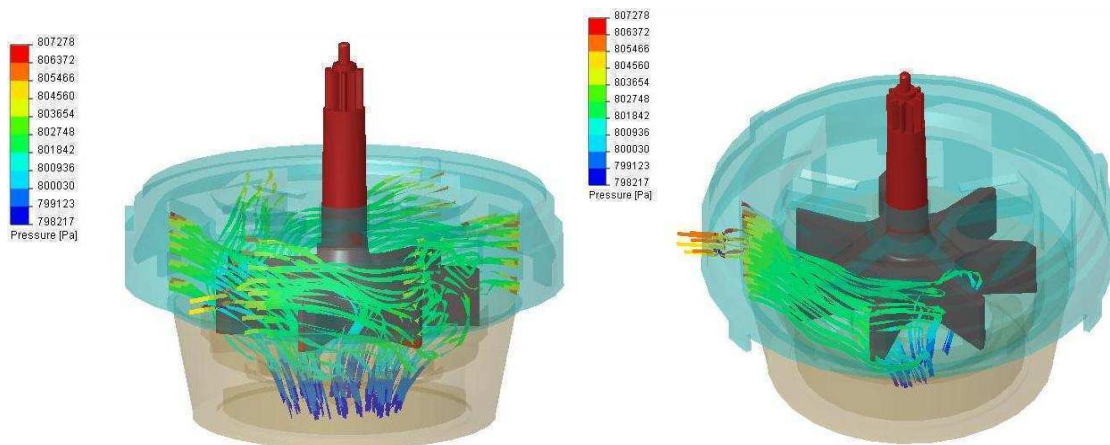


Fig. 4.36. Acțiunea curentului de fluid în cazul debitmetrelor multijet de tip „Patrol”

Modul de acționare a curentului de fluid asupra rotorului este vizualizat în figura 4.37.

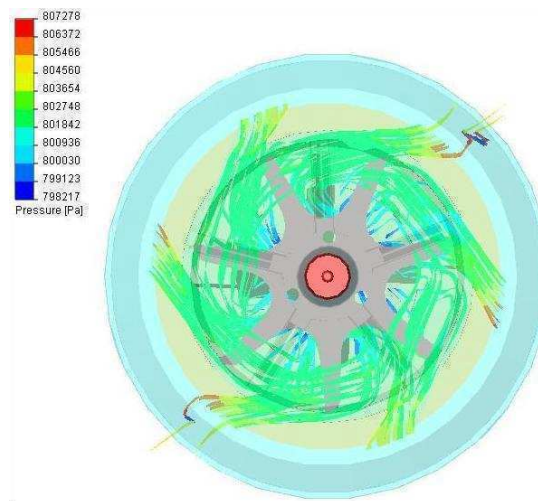


Fig. 4.37. Vizualizarea cercului „de acționare” pentru contoarele de tip „Patrol” (Cosmos FloWorks)

Contorul multijet de tip „Patrol” proiectat are statorul format din două părți: o parte superioară cu canale pentru intrarea fluidului și o parte inferioară pentru ieșirea fluidului (fig.4.38a). Canalele de intrare au și în acest caz secțiune dreptunghiulară și formă de ajutoraj. Modificarea constructivă apare la partea de ieșire, unde canalele sunt delimitate de nervuri înclinate, pentru obținerea unui vârtej care să antreneze rotorul.

Unele firme producătoare folosesc o soluție cu un stator cu canalele de intrare în partea superioară, iar în partea inferioară doar cu 4 spițe drepte de susținere a lagărului inferior (fig. 4.38b). Soluția cu nervuri înclinate permite obținerea unor clase metrologice superioare soluției cu spițe drepte.

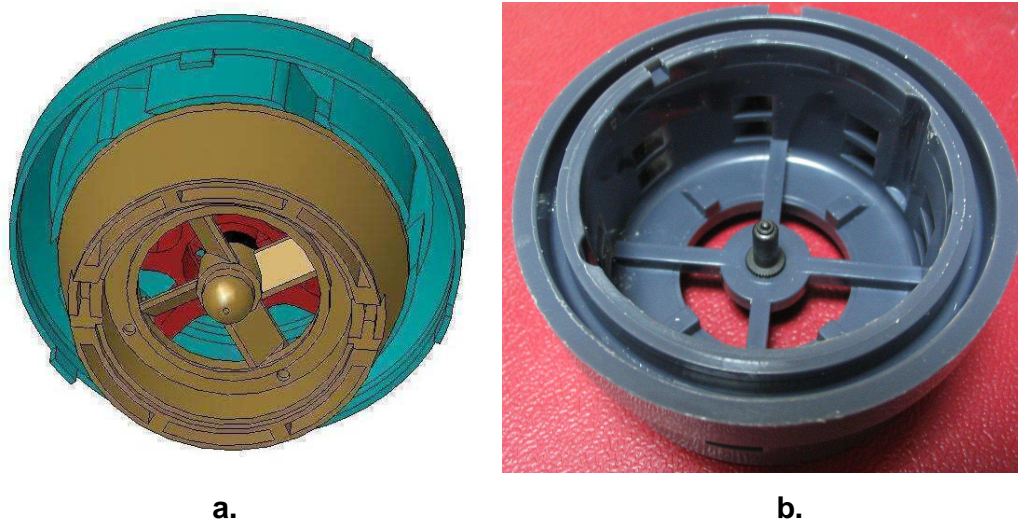


Fig.4.38. Contorul Patrol: a-stator din 2 repere; b-stator monobloc

În cazul contoarelor de tip „Patrol”, în partea inferioară a statorului, se găsește un canal care poate fi obturat prin rotirea unui inel de reglare și astfel se reglează debitul care trece prin traductorul de măsurare (fig.4.39).

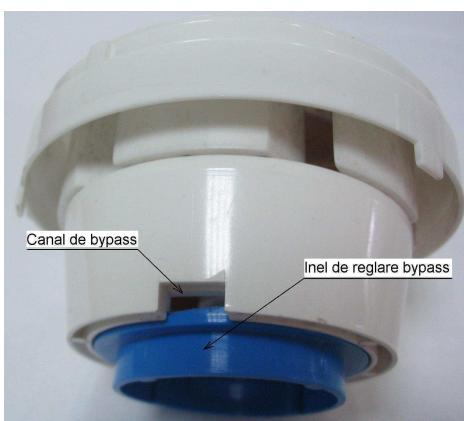


Fig.4.39. Reglarea bypass-ului cu un inel de reglare

Datorită sarcinii verticale, care solicită puternic lagărul inferior al acestor contoare, singura combinație de materiale care a corespuns cerințelor, după probele de durabilitate, a fost poliamidă cu fibră de carbon și safir.

Cele două soluții constructive sunt:

- safirul presat în axul de lăgăruire inferior și bucșă lagăr din poliamidă (fig.4.40a)
- axul de lăgăruire din poliamidă și safirul presat în bucșă lagăr (fig.4.40b).

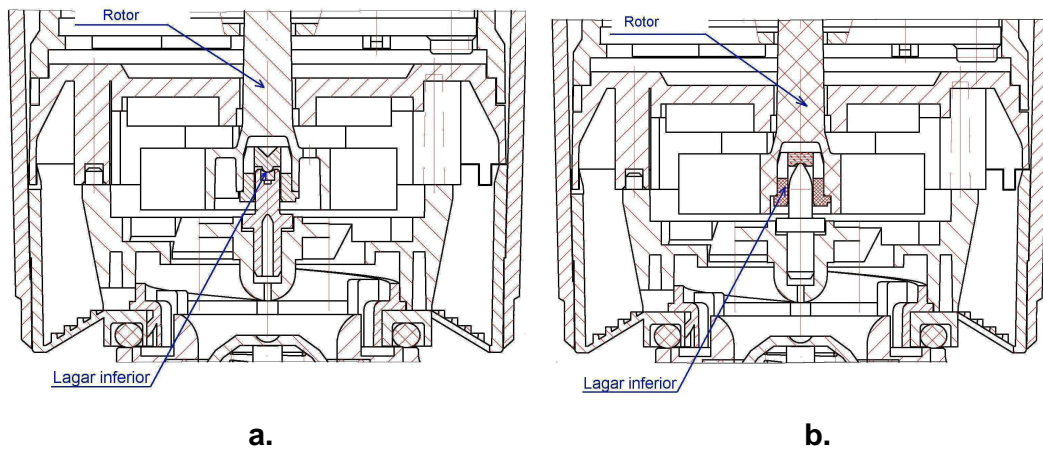


Fig.4.40. Soluții constructive pentru lagărul inferior al rotorului debitmetrelor multijet de tip Patrol

Alte două contribuții personale se referă la rotorul contoarelor multijet clasice.

Prima soluție se referă la unghiul de la capătul paletelor (fig.4.41), care inițial a fost gândit pentru a reduce rezistența la rotirea microturbinei și avea valori în jur de 45°. În urma testelor efectuate, a rezultat faptul că, o valoare mai mică a unghiului, de 25°-30°, îmbunătățește forma liniară a curbei erorilor.

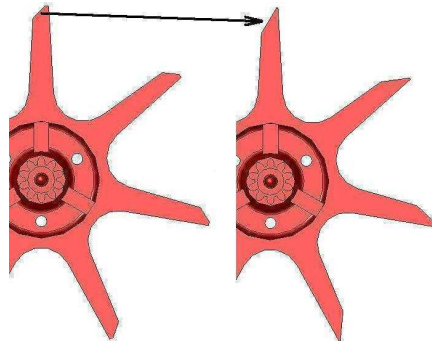


Fig.4.41. Modificarea unghiului de la capătul paletelor

Cea de a doua soluție personală a fost reducerea grosimii axului, prin prelungirea zonei dințate pe toată lungimea acestuia (fig.4.42).

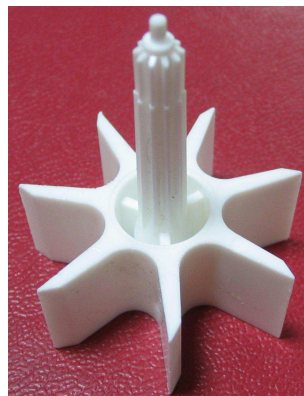


Fig. 4.42. Soluție cu ax dințat

4.3.4. Soluții constructive noi pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de mai multe jeturi

Amplasarea radială a canalelor de intrare și de ieșire din stator implică realizarea unor matrițe de injecție complexe, cu bacuri de formare mobile și care de obicei au un singur cuib de formare. Folosind soluțiile constructive de la contor de tip „Patrol” și cele folosite la contoarele Woltman, s-au imaginat *două soluții constructive*.

Prima soluție este prezentată în fig.4.43. Canalele radiale de intrare din partea inferioară sunt înlocuite cu nervuri înclinate, amplasate tot în partea inferioară, dar dinspre centru spre exterior. Ele susțin suportul central al lagărului inferior. Se păstrează amplasarea radială a canalelor de ieșire. Forma înclinată a nervurilor duce la formarea unui curent de fluid rotitor, care antrenează rotorul în mișcare de rotație. Pentru a compensa componenta axială a forței, care acționează asupra rotorului, în suportul mecanismului există un deflector de jet, cu ajutorul căruia se obține echilibrarea hidrodinamică a rotorului (fig.4.44).

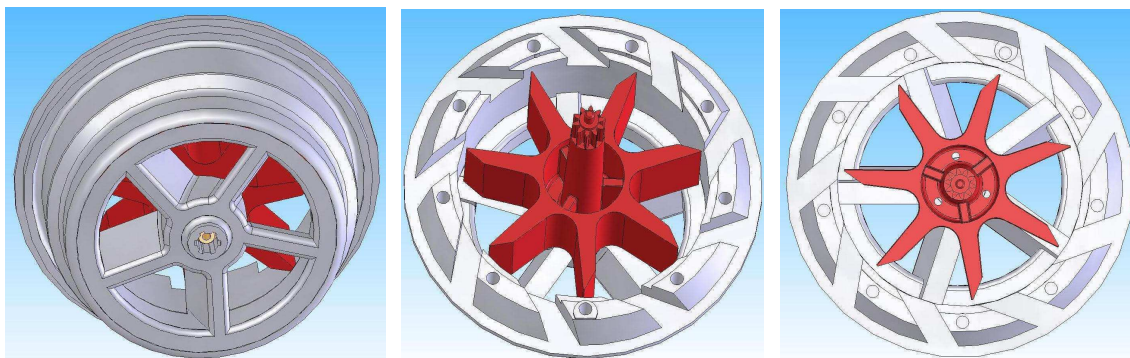


Fig.4.43.Soluție constructivă cu stator cu nervuri înclinate

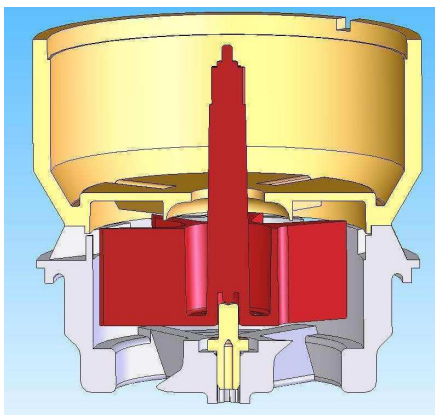


Fig.4.44.Deflector executat în suportul mecanismului

Curbele de erori obținute sunt prezentate în figura 4.45.

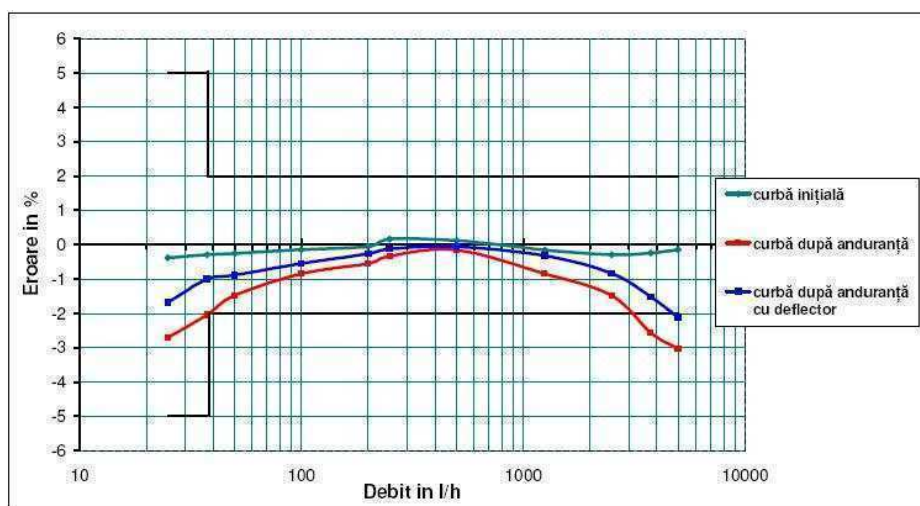


Fig.4.45. Curbe de erori obținute pe prototipul cu suport cu spițe înclinate

Din analiza curbelor de erori (fig.4.45), rezultă o curbă de erori foarte bună, ceea ce înseamnă că viteza unghiulară a rotorului și debitul care trece prin contor sunt într-o dependență liniară strânsă. După supunerea contorului la testele de anduranță specificate în recomandarea OIML R49, datorită uzurii lagarelor, în special a lagărului superior, rezultă devieri de la dependența liniară pentru debitele mari și debitele mici. Folosirea unui deflector în suportul mecanismului creează o forță axială contrară forței create de curentul de fluid. Forma deflectorului nu a fost bine dimensionată, motiv pentru care nu s-a obținut o echilibrare hidrodinamică perfectă. S-a reușit totuși reducerea forței ascensionale și astfel și uzura lagărelor a fost mai mică, lucru care s-a observat și pe modelele experimentale și rezultă și din analiza curbei de erori.

Una din direcțiile de cercetare viitoare este determinarea formei unui deflector cu care să se realizeze o echilibrare hidrodinamică eficientă.

Cea de a doua soluție este prezentată în fig.4.46. În acest caz, nervurile înclinate se înlocuiesc cu spițe radiale drepte. Paletetele au o formă înclinată, pentru a obține o componentă radială a forței de acționare. Înclinarea paletelor trebuie să fie calculată, astfel încât să fie posibilă injectarea lor cu o matriță fără bacuri. Și în acest caz, se păstrează amplasarea radială a canalelor de ieșire. Componenta axială a forței, care acționează asupra rotorului, este mai mare, motiv pentru care deflectorul de jet și lagărul superior trebuie să aibă o formă adecvată compensării ei.

În ambele cazuri, statorul microturbinei poate fi realizat ușor în matrițe de injecție cu cuiburi de formare de construcție simplă.

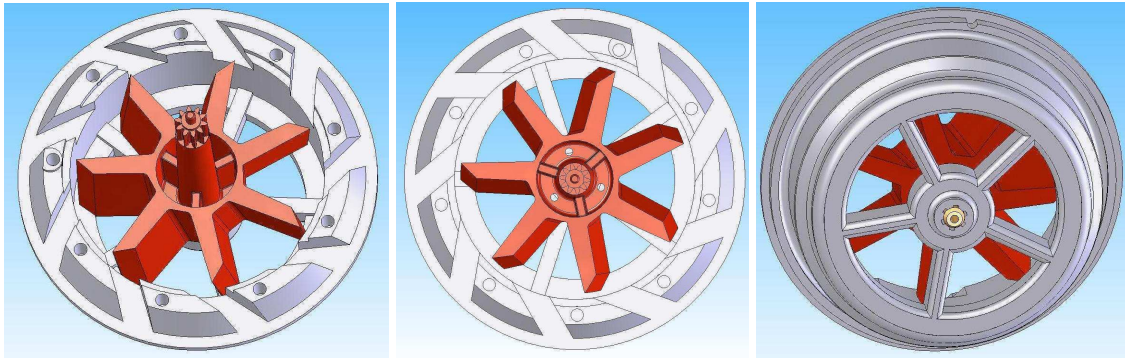


Fig.4.46.Soluție constructivă cu rotor cu palete înclinate

Curbele de erori prezintă forme asemănătoare cu cele prezentate în figura 4.45 pentru soluția anterioară. Din cauza comportării similare a celor două modele experimentale, concluziile stabilite în primul caz sunt valabile și aici.

În viitor, pentru această soluție constructivă, va trebui să fie determinată o formă optimă a deflectorului de jet.

4.4. Concluzii

Soluțiile constructive pentru microturbinele hidraulice utilizate în construcția debitmetrelor cinematice sunt de o mare diversitate. Principiile de funcționare, gama de debite și fluidele folosite stau la baza alegerii unei soluții.

Căile folosite pentru îmbunătățirea performanțelor metrologice sunt:

- folosirea unor materiale, pentru rotor, cu densitate apropiată de cea a fluidului de măsurat,
- soluții constructive care să permită echilibrarea hidrodinamică,
- lagăre cu frecări reduse atât la amplasarea verticală cât și la amplasarea orizontală a axului rotorului,
- soluții constructive care să nu permită acumularea unor punji de aer, care să denatureze rezultatul măsurătorilor la debitele mici,
- soluții constructive care să nu permită acumulări de depuneri și impurități,
- soluții constructive cu compensarea în timp a uzurilor.

O parte din direcțiile de dezvoltare viitoare în construcția traductoarelor de măsurare sunt determinate de înlocuirea materialelor metalice cu materiale termoplastice. Datorită rezistenței mai reduse la solicitările ciclice de presiune interioară a carcaselor din materialelor termoplastice, acestea trebuie re-proiectate ca și formă. Aceste modificări se fac, de preferință, în exteriorul carcasei, dar sunt cazuri în care acestea nu pot fi evitate și apar în interior. Drept urmare, pot apărea

modificări ale câmpului de viteze interioare care duc la modificarea formei curbei de erori.

În figura 4.47, sunt prezentate două contoare: monojet (a) și multijet (b), ambele având carcasa obținută prin injectare din materiale termoplastice.



a.



b.

Fig.4.47.Soluție constructivă de contor cu carcasă din material termoplastic:

a.contor monojet [110], b.contor multijet [113].

5. Soluții constructive pentru transmisia mecanică și mecanismul reductor-integrator al contoarelor

5.1.Cerințe tehnice actuale pentru mecanismele de tip reductor-integrator folosite în componența contoarelor pentru lichide

Recomandarea OIML R49-1:2006 și standardele SR EN 14154-1:2005 și ISO 4064-1:2005 prevăd o serie de cerințe tehnice referitoare la dispozitivul de indicare (partea componentă a contorului, care afișează rezultatul măsurării).

5.1.1. Dispozitivul de indicare

Funcția dispozitivului de indicare este de a asigura o citire ușoară, sigură și corectă a volumului indicat (V_i) corespunzător volumului actual (V_a), adică a volumului total trecut prin contor.

Tipurile de dispozitive de indicare sunt prezentate în figurile următoare:

1. dispozitivul analogic (fig.5.1)

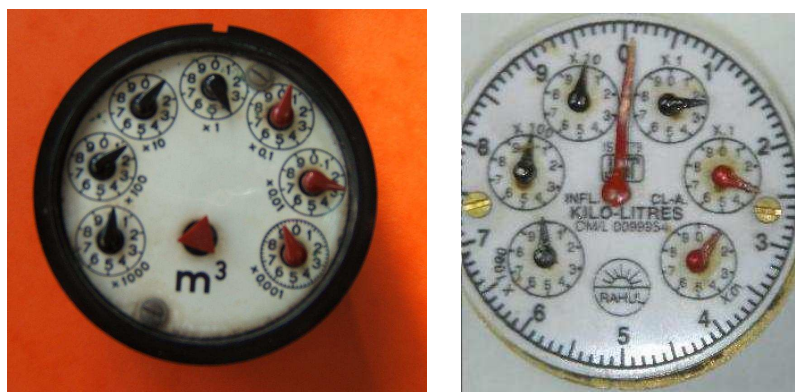


Fig.5.1. Dispozitive indicatoare analogice

2. dispozitivul numeric (fig.5.2)



Fig.5.2. Dispozitiv indicator numeric [113]

3.combinație de dispozitive analogice și numerice (fig.5.3)

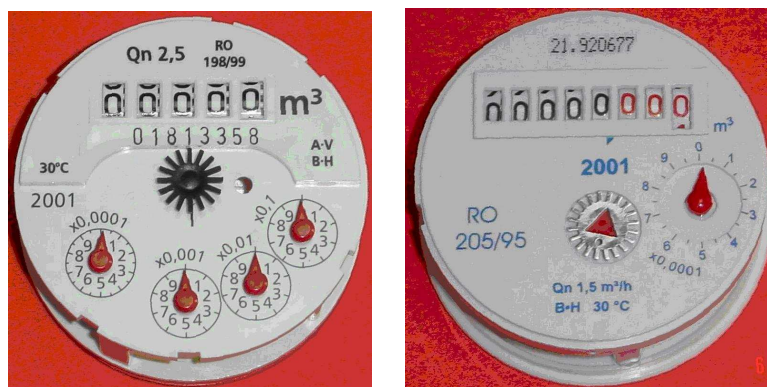


Fig.5.3. Dispozitive indicatoare combinate analogice și numerice

5.1.2. Dispozitivul de verificare

Dispozitivul de verificare trebuie să conțină elementele necesare unei verificări vizuale, în vederea testării și calibrării contorului. Aceste elemente sunt reprezentate prin diviziunile scării gradate de rang minim și acul indicator, în cazul variantei analogice. În afară de elementele necesare verificării vizuale, dispozitivul de indicare poate conține elemente complementare, necesare unor testări automate: roți stelate, roți de altă formă, discuri, etc. Acestea furnizează semnale prin intermediul unor senzori exteriori amplasați în cadrul unor capete de citire, din cadrul standurilor de verificare automată a contoarelor.

5.2. Transmiterea mișcării de la traductorul primar la mecanismul reductor-integrator

În majoritatea cazurilor, semnalul de ieșire din traductorul primar este o viteză unghiulară, care se transmite nemodificată mecanismului reductor-integrator în vederea prelucrării ei.

5.2.1. Transmiterea mecanică a mișcării

Transmiterea mecanică a mișcării se face prin intermediul unui angrenaj de roți dințate. Miniturbina este lăgăruită în zona inferioară în suportul turbinei, iar în zona superioară în platina mecanismului. Ea are în partea superioară o coroană dințată, care angrenează cu prima roată dințată din trenul de roți dințate, care compun mecanismul reductor-integrator (v.fig.5.4).

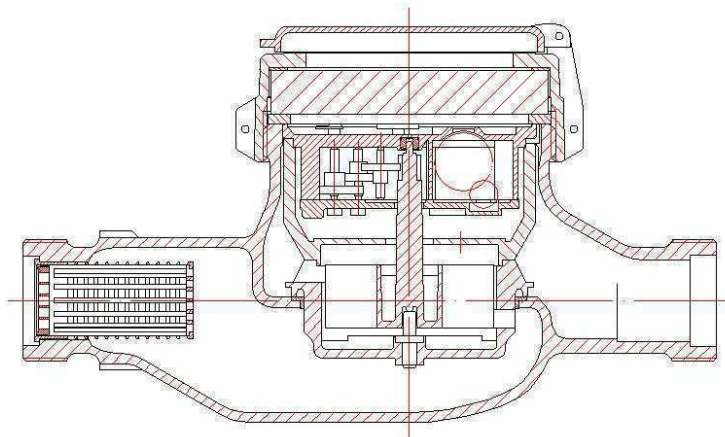


Fig.5.4.Soluție mecanică de transmitere a mișcării între rotor și mecanism

Soluția se folosește în cazul contoarelor cu cadran umed, la care mecanismul este imersat în lichidul de măsurat. Se asigură astfel, transmiterea exactă a mișcării și la turații mari. Fiind o transmisie mecanică prin contact direct, în cazul contorului sigilat împotriva deschiderii, nu există posibilitatea intervenirii din exterior și a perturbării ei în vederea fraudării.

Dezavantaj major: în cazul folosirii ei într-un mediu cu suspensii se poate produce deteriorarea coroanei dințate a rotorului și a angrenajelor componente ale mecanismului reductor-integrator, cu efecte asupra preciziei de măsurare. Acest fapt limitează utilizarea acestui tip de transmisie doar la lichide relativ curate.

5.2.2. Transmiterea mișcării prin intermediul unui cuplaj magnetic

Pentru a elimina dezavantajul anterior, s-a adoptat o soluție constructivă, în care mecanismul reductor-integrator este izolat față de lichidul de măsurat prin intermediul unui pahar din alamă sau din material termoplastic cu inserție de fibră de sticlă rezistent la presiune (v.fig.5.5).

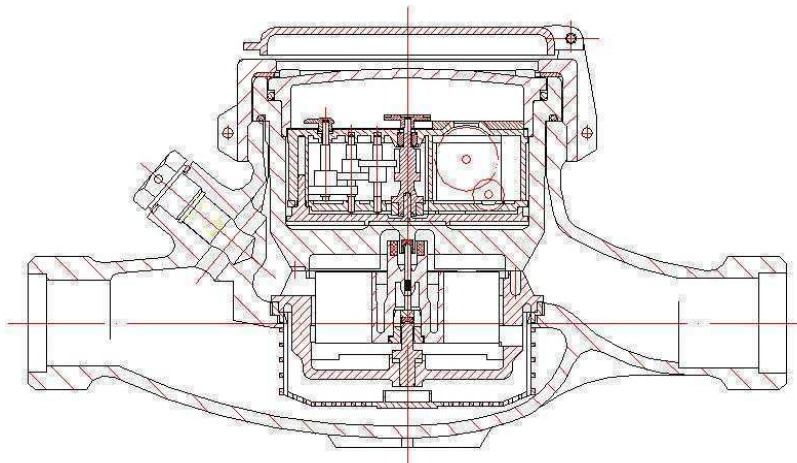


Fig.5.5.Transmiterea mișcării între rotor și mecanism prin cuplaj magnetic la contoarele multițet

La contoarele monojet, carcasa se închide cu o placă de etanșare executată din aceleași materiale mai sus menționate, iar mecanismul este situat deasupra, fiind protejat de un capac transparent și cu rol de vizor (fig.5.6). Transmiterea mișcării, în acest caz, se face prin intermediul unui cuplaj magnetic între doi magneți permanenți.

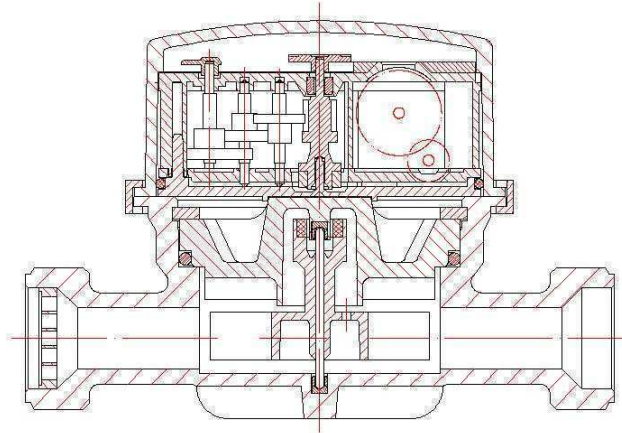


Fig.5.6. Transmiterea mișcării între rotor și mecanism prin cuplaj magnetic la contoarele monojet

5.2.2.1. Tipuri constructive de cuplaje magnetice

Cuplajele magnetice, cel mai des utilizate, se clasifică astfel:

- În funcție de amplasarea magneților: *frontale sau radiale*
- În funcție de tipul forțelor care iau naștere între magneți: *cu forțe de atracție sau respingere*.

a. Cuplaje magnetice frontale

a.1. Cuplaje magnetice frontale bazate pe forțe de atracție

Într-un cuplaj magnetic frontal bazat pe forțe de atracție, cei doi magneți multipol (uzual, cu doi sau patru poli), deseori anizotropici, în formă de disc sau inel, magnetizați axial în sectoare, sunt plasați față în față. Magnetul superior este plasat pe axul central al mecanismului reductor-integrator, iar magnetul inferior este plasat în zona superioară a rotorului (la contoarele multijet) sau pe un ax, care preia mișcarea de la rotor prin intermediul unui angrenaj melcat (la contoarele Woltman).

În fig.5.7 este ilustrat modul de amplasare a magneților și variația momentului de antrenare în funcție de unghiul de rotație al unui magnet față de celălalt.

Se poate lua în considerare o forță axială destul de mare. Este necesară o atenție sporită la deschiderea bruscă a vanelor (în cazul atingerii debitelor de suprasarcină), deoarece poate să apară o accelerație unghiulară mare a rotorului, care să ducă la ruperea câmpului magnetic.

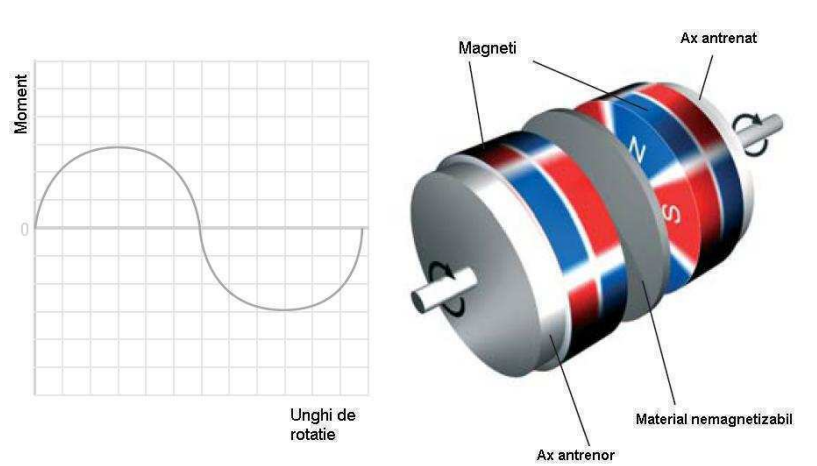


Fig.5.7. Amplasarea magnetilor într-un cuplaj magnetic frontal și variația momentului de antrenare funcție de unghiul de rotație [99]

Momentul, care poate fi transmis, este funcție de: materialul din care sunt fabricați magneții (ferită dură), suprafața magnetizată, distanța dintre cei doi magneți și tipul magnetizării.

Cuplajul va avea un maxim de energie potențială (E_p), atunci când magneții vor fi așezați cu polii de același fel față în față (echilibru instabil). Un minim de energie potențială se va înregistra, când polii de sens opus vor fi față în față (echilibru stabil).

Observând forma curbei energiei potențiale, se presupune că, atunci când sistemul este schimbat dintr-o poziție în alta, energia potențială va fi variabilă proporțional cu [6]:

$$\sin\left(\frac{2\pi}{p}x - \frac{\pi}{2}\right) + 1 \quad (5.9)$$

unde: p =distanța dintre polii de același fel; x =deplasarea relativă dintre magneți

Forța tangențială (F_t) care acționează între magneți, ca derivată a energiei în raport cu deplasarea, va fi proporțională cu [6]:

$$\cos\left(\frac{2\pi}{p}x - \frac{\pi}{2}\right) \quad (5.10)$$

și va avea valoarea maximă pentru deplasările (fig.5.8) [6]:

$$x_1 = \frac{p}{4} \text{ și } x_2 = \frac{3p}{4} \quad (5.11)$$

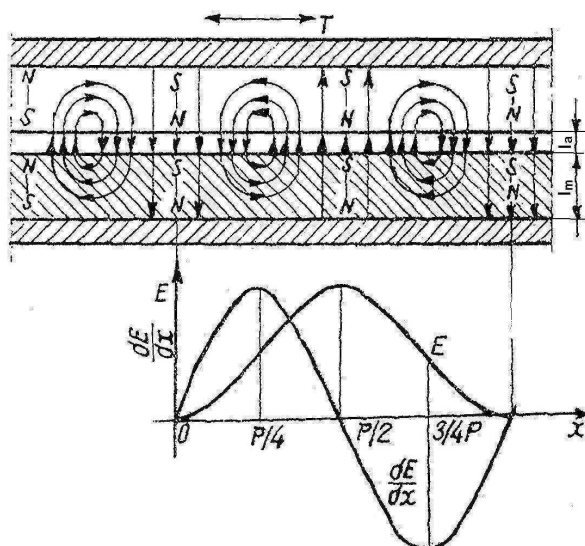


Fig.5.8. Evoluția forței tangențiale în funcție de amplasarea polilor magnetilor, când polii superiori sunt situați simetric față de cei ai magnetului inferior[6]

Când magnetul inferior este schimbat din poziția de echilibru stabil (în care polii de sens opus sunt față în față), forța crește până atinge un maxim la $x_1 = \frac{p}{4}$, apoi descrește la zero când $x_3 = \frac{p}{2}$; forța își schimbă semnul, atinge o valoare negativă maximă pentru $x_2 = \frac{3p}{4}$ și devine zero din nou pentru $x_4 = p$ (o nouă poziție de echilibru).

Forța exercitată de către magneți va fi maximă pentru:

$$b \gg \frac{p}{4} \text{ și } 2l_m - l_a = \frac{p}{4} \quad (5.12)$$

Unde: b =lățimea magnetului [mm], l_a =lungimea golului dintre magneți [mm], l_m =lungimea magnetului [mm].

Formula de calcul a forței tangențiale maxime pentru $x_1 = \frac{p}{4}$ este[6]:

$$F_{t \max.} = 3,2 \cdot 10^{-10} \cdot H_c^2 \cdot A \cdot \left(1 - \frac{4l_a}{p}\right)^2 \cdot C \text{ [daN]} \quad (5.13)$$

Unde: H_c =valoarea câmpului coercitiv [kA/m], A =aria polilor unui magnet [mm²], l_a =lungimea golului dintre magneți [mm], p =distanța dintre polii de același sens [mm], C =coeficient care ține cont de forma magnetului; $C \approx 1$, dacă se îndeplinește condiția:

$$2l_m - l_a = \frac{p}{4} \quad (5.14)$$

Formula de calcul pentru momentul maxim, care poate fi transmis prin cuplajul frontal, este[6]:

$$M_{t_{max.}} = 5 \cdot 10^{-10} \cdot H_c^2 \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \left(1 - \frac{4l_a}{p}\right)^2 \cdot C \text{ [daN}\cdot\text{mm]} \quad (5.15)$$

Unde: R_2 și R_1 = raza exterioară și interioară a magnetului inelar.

a.2. Cuplaje magnetice frontale bazate pe forțe de respingere

Într-un cuplaj magnetic frontal bazat pe forțe de respingere, în partea superioară, pe un suport presat pe axul central al mecanismului, se găsesc doi magneți (diametral opuși) așezați la distanță egală față de acesta. Magneții sunt magnetizați axial și sunt orientați cu același pol (nord sau sud) înspre miniturbină. În partea inferioară, pe un suport presat pe miniturbină sau pe axul care preia mișcarea de la turbină, se găsesc, la aceeași distanță față de centru, amplasați diametral opus, doi magneți magnetizați axial și orientați cu același pol înspre magneții superiori (fig.5.9). În felul acesta, între polii de același fel ai magneților apare o forță de respingere, care transmite momentul necesar. Poziția de echilibru stabil al cuplajului este atinsă când doi magneți, unul de pe suportul superior și celălalt de pe suportul inferior, se află la distanță egală unul de celălalt (fig.5.10).

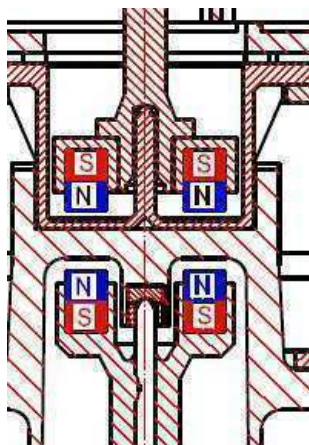


Fig.5.9. Transmiterea mișcării de rotație de la rotor la mecanism printr-un cuplaj magnetic frontal bazat pe forțe de respingere

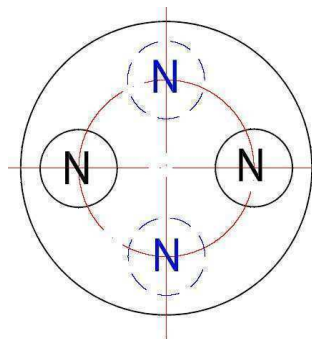


Fig.5.10. Amplasarea magneților pentru realizarea unui echilibru stabil, în cazul cuplajelor bazate pe forțe de respingere

Acest tip de transmisie oferă *avantaje* cum ar fi: uniformitatea poziționării turbinei pentru intervalul de debit folosit, o mai mare siguranță împotriva manipulărilor cu un câmp magnetic exterior, etc. Cu toate acestea, este rar folosită datorită costurilor mai ridicate.

b. Cuplaje magnetice radiale

Într-un cuplaj magnetic radial, cei doi magneti sunt de formă inelară și se rotesc concentric unul în interiorul celuilalt. Magnetul interior este magnetizat cu mai mulți poli pe suprafața cilindrică exterioară, iar magnetul exterior este magnetizat cu mai mulți poli pe suprafața cilindrică interioară.

În figura 5.11 este ilustrat modul de amplasare a magnetilor și modul de variație al momentului de antrenare funcție de unghiul dintre cei doi magneti. Și în acest caz, trebuie manifestată atenție la atingerea bruscă a debitului de suprasarcină, datorită apariției riscului de rupere a câmpului magnetic. Este un cuplaj mai stabil din acest punct de vedere.

Momentul care poate fi transmis, în acest caz, este funcție de: materialul din care sunt fabricați magnetii, distanța dintre cei doi magneti, numărul de poli ai magnetilor.

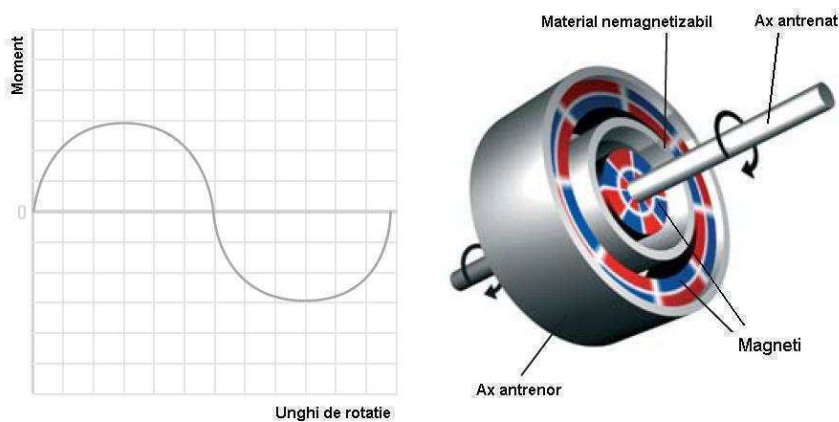


Fig.5.11. Amplasarea magnetilor într-un cuplaj magnetic radial și variația momentului de antrenare funcție de unghiul de rotație [99]

Soluția are avantajul unui gabarit redus și a unei rezistențe mai mari, deoarece separația magnetilor este plană, dar are dezavantajul apariției unei forțe de întindere axiale care trebuie preluată de lagăre. Această forță se calculează cu formula [6]:

$$F_{a\max.} = 4,2 \cdot 10^{-10} \cdot H_c^2 \cdot A \text{ [daN]} \quad (5.16)$$

unde notațiile sunt cele de mai sus.

Formula de calcul a momentului maxim transmis prin cuplajul frontal este[6]:

$$M_{t\max.} = 2 \cdot 10^{-9} \cdot H_c^2 \cdot R^2 \cdot b \cdot \left(1 - \frac{4l_a}{p}\right)^2 \cdot C \text{ [daN}\cdot\text{mm]} \quad (5.17)$$

5.3. Mecanismul reductor-integrator

5.3.1. Tipuri constructive de mecanisme

Din punct de vedere al amplasării mecanismului reductor-integrator față de lichidul de măsurat, contoarele se împart în două categorii:

- *contoare cu mecanism umed,*
- *contoare cu mecanism uscat.*

Contoarele cu mecanism umed (fig.5.12) au mecanismul imersat în lichidul de măsurat. Camera miniturbinei comunică cu camera mecanismului printr-un orificiu, care servește la trecerea axului rotorului în vederea angrenării cu prima roată dințată a mecanismului.



Fig.5.12. Subansamblul pentru măsurare al unui contor multijet umed [113]

Contoarele cu mecanism uscat (fig.5.13) au mecanismul separat față de lichidul de măsurat. Separarea se face prin intermediul unui pahar sau a unei plăci de etanșare, confecționată din alamă sau din materiale plastice armate cu fibră de sticlă. Aceste materiale au o rigiditate foarte mare și permit atingerea unor presiuni statice (până la 50 bar) în camera miniturbinei, fără să se distrugă sau să rămână cu deformații remanente care să ducă la blocarea mecanismului.



Fig.5.13. Subansamblul de măsurare al unui contor multijet uscat [113]

Varianta hibrid este *contorul cu mecanism „semiumed” sau „semiuscat”* (fig.5.14). La acest tip de contor, mecanismul este imersat în lichidul de măsurat, dar rolele indicatoare din cadrul mecanismului integrator sunt separate față de lichidul de măsurat. Ele sunt amplasate în cadrul unui compartiment format în platina superioară și umplut cu o soluție din apă demineralizată și glicerină.



Fig.5.14. Subansamblul de măsurare al unui contor cu role protejate [113]

Mecanismul reductor-integrator se compune din două module: modulul reductor și modulul integrator.

Modulul reductor are rolul de a reduce turația primită, de la elementul sesizor de debit din cadrul traductorului de măsurare, la o turație egală cu o rotație corespunzătoare unui litru de lichid trecut prin contor. Această turație este primită de primul element al modului integrator. Acest modul este alcătuit, în general, dintr-un tren de roți dințate sau este sub forma unui angrenaj melcat.

Modulul integrator este un mecanism ce asigură rotirea unor ace indicatoare consecutive în dreptul unor scări gradate sau a unor role consecutive cu cifre în raportul 10:1, astfel ca – în sistemul zecimal de numerație – să se poată comuta valorile de rangul 10^n (n - număr întreg, pozitiv sau negativ) în vederea citirii valorii cumulate. Acest modul poate fi construit sub formele: tren de roți dințate, celule de comutare cu role/ cu cifre sau combinațiile celor două variante.

Mecanism reductor-integrator sub forma unui tren de roți dințate

Soluția constructivă este prezentată în figura 5.15. Cronologic, este prima variantă de mecanism apărută pe piață. Atât modulul reductor cât și modulul integrator sunt alcătuite din trenuri de roți dințate. Modulul integrator are ace indicatoare presate pe axele roților dințate (ale căror turații se găsesc în raportul de

10:1); acele se rotesc în jurul unor scări gradate. Acele indicatoare pentru submultiplii metrului cub sunt roșii, iar cele pentru metru cub și multiplii acestuia sunt negre.

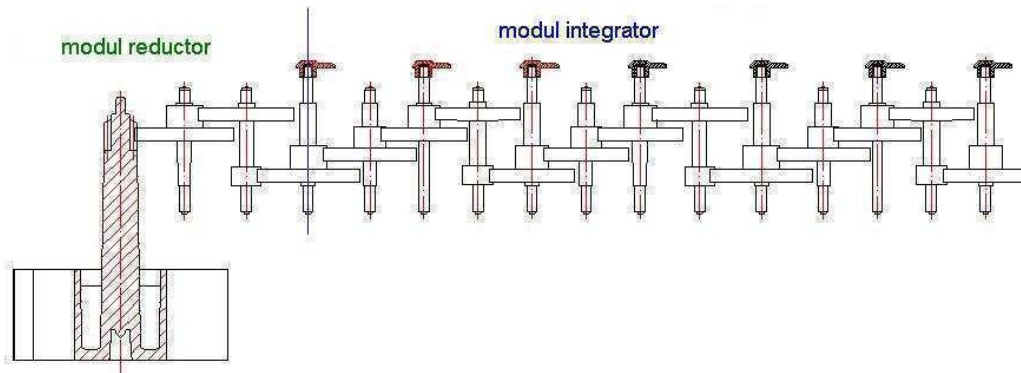


Fig.5.15. Mecanism reductor-integrator, soluție constructivă cu tren de roți dințate

Acest mecanism se poate folosi atât pentru contoarele cu mecanism umed cât și pentru contoarele cu mecanism uscat. Realizarea practică a unui astfel de mecanism este prezentată în figura 5.16.



Fig.5.16. Realizarea practică a mecanismului reductor-integrator sub forma unui tren de roți dințate

Mecanism reductor–integrator sub forma unei combinații între un tren de roți dințate și celule de comutare cu role cu cifre

Pentru acest tip de mecanism s-au proiectat două soluții constructive. Prima soluție, în ordine cronologică, este prezentată în fig.5.17 la care, modulul reductor este sub forma unui tren de roți dințate.

Modulul integrator este împărțit în două părți: partea pentru integrarea submultiplilor metrului cub, care este sub forma unui tren de roți dințate și partea corespunzătoare metrilor cubi și multiplilor, care este sub forma unor celule de

comutare. Acest tip de mecanism poate fi folosit pentru toate variantele constructive de contoare.

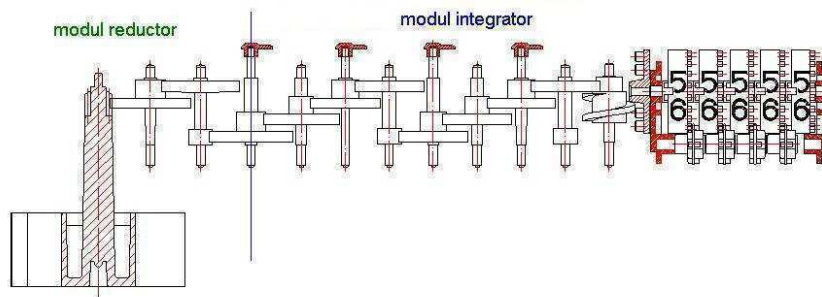


Fig.5.17. Mecanism reductor-integrator (contor umed), soluție constructivă cu tren de roți dințate și celule de comutare

În figurile 5.18 și 5.19 se prezintă soluțiile constructive pentru variantele cu mecanism uscat și cu mecanism cu role protejate.

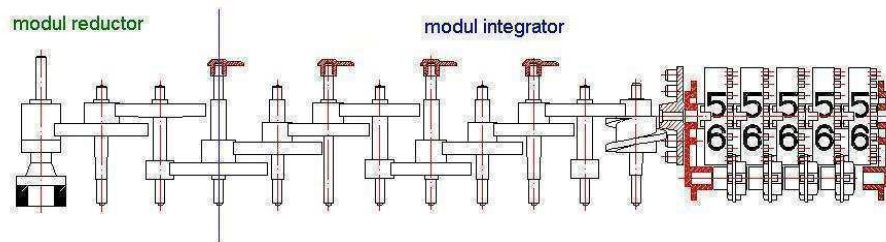


Fig.5.18. Mecanism reductor-integrator (contor uscat); soluție constructivă cu tren de roți dințate și celule de comutare

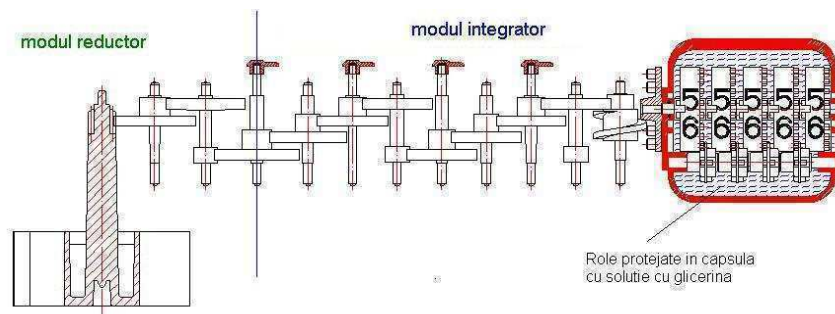


Fig.5.19. Mecanism reductor-integrator (contor cu role protejate); soluție constructivă cu tren de roți dințate și celule de comutare

Realizarea practică a unui mecanism reductor-integrator de acest tip folosit pentru contoarele cu mecanism uscat este prezentat în figura 5.20.

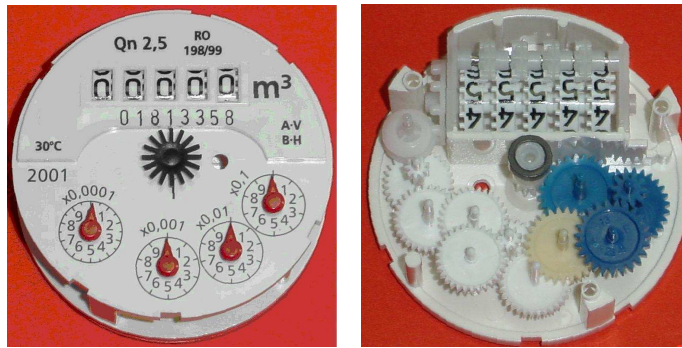


Fig.5.20. Realizare practică a unui mecanism reductor-integrator (contor uscat), cu tren de roți dințate și celule de comutare

A doua soluție (fig.5.21) se folosește exclusiv pentru contoarele cu mecanism uscat. În acest caz, modul integrator are primul element sub forma unui ac indicator, care se rotește în jurul unei scări gradate. Al doilea element este compus din celule de comutare cu role cu cifre.

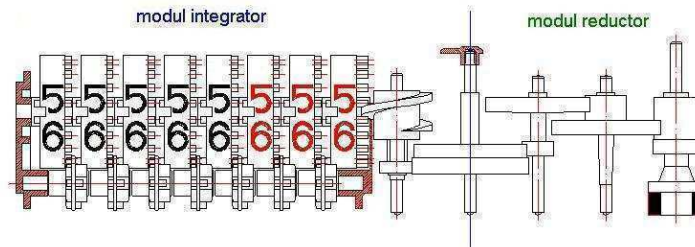


Fig.5.21. Mecanism reductor-integrator (contor uscat), altă soluție constructivă cu tren de roți dințate și celule de comutare

Unul din motivele pentru care acest tip de mecanism nu se folosește la variantele umede: în timp se degradează culoarea roșie de pe rolele submultiplilor metrului cub, devenind neagră și nu se mai respectă prevederile reglementărilor metrologice în vigoare. Mecanismul realizat cu această soluție constructivă este prezentat în figura 5.22.

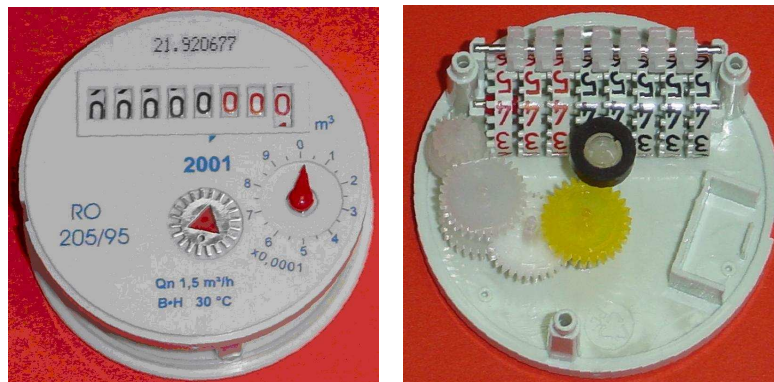


Fig.5.22. Realizarea practică a mecanismului reductor-integrator (contor uscat), cu tren de roți dințate și celule de comutare (soluția constructivă din fig.5.21)

Mecanism reductor-integrator alcătuit dintr-un angrenaj melcat și celule de comutare cu role cu cifre

Se folosește pentru variantele de contor cu mecanism uscat. Modulul reductor este un angrenaj melcat neconvențional. Melcul este situat pe axul central, care preia rotația de la elementul sesizor de debit. Raportul de transmitere al acestui modul este un număr întreg. Din acest motiv, situațiile în care poate fi folosit sunt limitate. Roata melcată este amplasată pe axul rozelor cu cifre și este fixată solidar cu acesta. Ea preia mișcarea de la melc și o transmite prin intermediul axului primului element din modulul integrator fixat solidar cu axul. Pe primul element, care are o mișcare de rotație continuă, distanța dintre marcajele corespunzătoare a două cifre consecutive este împărțită în cinci intervale, necesare pentru a menține o incertitudine de măsurare (datorată citirii) sub 0,5%. Soluția constructivă pentru acest tip de mecanism este prezentată în fig.5.23.

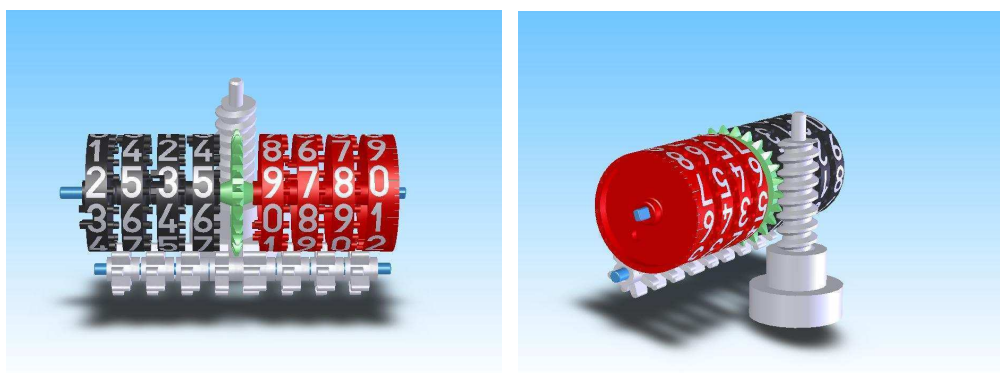


Fig.5.23. Mecanism reductor-integrator alcătuit dintr-un angrenaj melcat și celule de comutare cu role cu cifre

5.3.2. Soluții constructive pentru transmiterea mișcării de rotație de la trenul de roți dințate la celulele de comutare ale modulului integrator

Soluția constructivă, des utilizată, este cea din figura 5.24. Mișcarea de rotație a ultimului element al modulului integrator, care conține un ac indicator, este transmisă, printr-un angrenaj cu roți dințate cilindrice, unui angrenaj melcat neconvențional. Angrenajul melcat neconvențional este format dintr-un melc, care angrenează cu o roată cu bolțuri. Raportul angrenajului cilindric este subunitar și este egal cu 1:2. Pentru a obține un raport de 10:1 între elementul cu ac indicator și prima rolă din prima celulă de comutare, rezultă că angrenajul melcat trebuie să asigure un raport de transmitere de 20:1. Melcul are un singur început, iar roata are 20 de bolțuri.

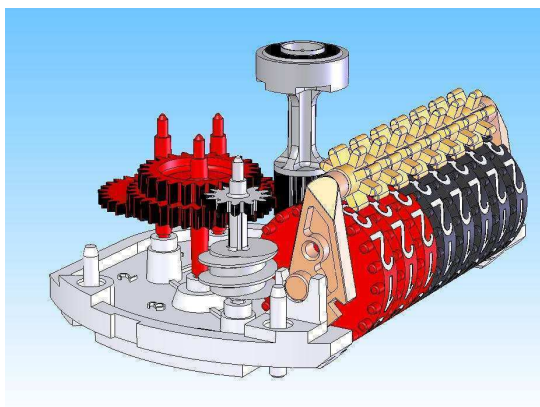


Fig.5.24. Mecanism cu angrenaj melcat neconvențional. Roata antrenoare are 20 de bolțuri

Există și a doua soluție constructivă (fig.5.25), la care mișcarea între elementul cu ac indicator și melc se transmite prin intermediul unei roți dințate parazit. În acest caz, raportul de transmitere, pe care trebuie să-l asigure angrenajul melcat, este 10:1. Deoarece melcul are doar un singur început, rezultă că roata cu bolțuri trebuie să aibă 10 bolțuri.

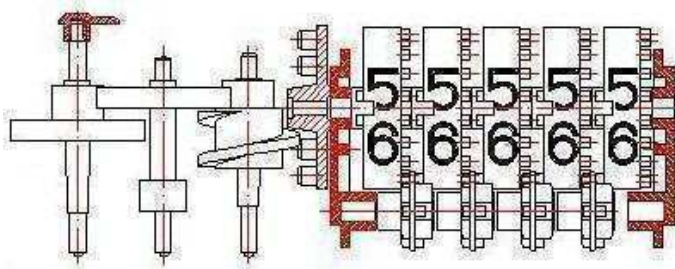


Fig.5.25. Mecanism cu angrenaj melcat neconvențional. Roata antrenoare are 10 bolțuri

În locul angrenajului melcat neconvențional se poate folosi și o variantă constructivă, la care mișcarea de la melc este preluată de o roată dințată derivată dintr-o roată melcată obținută prin injecție. Soluția este prezentată în figura 5.26.

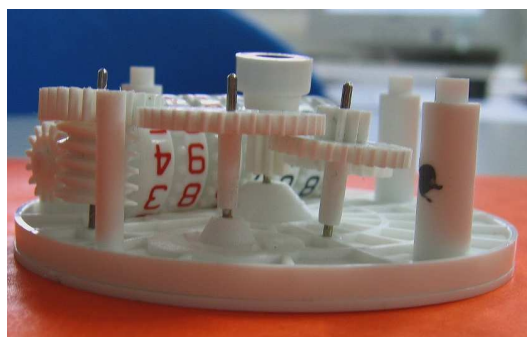


Fig.5.26. Mecanism cu angrenaj melcat. Roata melcată obținută prin injecție

A treia soluție constructivă este prezentată în figura 5.27. Mișcarea se transmite prin intermediul unui angrenaj cu bolțuri. Prima roată cu bolțuri este fixată pe axul vertical al unei roți dințate, care preia mișcarea de rotație de la trenul de roți dințate. A doua roată cu bolțuri are axul orizontal și coliniar cu axul rolelor cu cifre. Acest angrenaj are doar rolul de a schimba direcția mișcării, raportul său de transmitere fiind egal cu unitatea, deoarece ambele roți au același număr de bolțuri. Pentru a asigura un raport de transmitere de 10:1 între ultimul element cu ac indicator și prima rolă cu cifre, cea de a doua roată cu bolțuri este solidară cu o rolă de conducere, care are doar doi dinți și care acționează asupra primului pinion de comutare. O rotație a rolei de conducere va produce o rotație cu $2/20$ adică cu $1/10$ dintr-un cerc complet a primei role cu cifre.

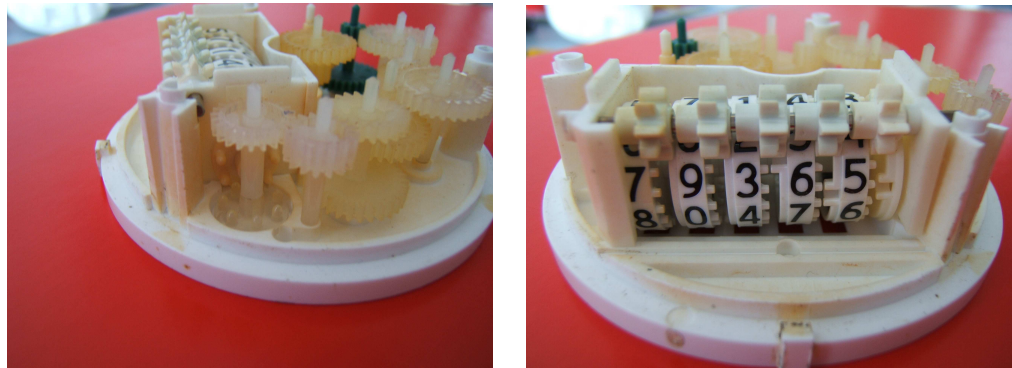


Fig.5.27. Mecanism cu angrenaj cu bolțuri

Cea de a patra soluție constructivă este prezentată în figura 5.28. Schimbarea direcției mișcării se face cu un angrenaj cu roți dințate conice. Acest angrenaj are raportul de transmitere egal cu unitatea. Roata conică condusă este corp comun cu o roată de conducere cu doi dinți, care acționează asupra unui pinion de comutare, care la rândul lui transmite mișcarea primei role cu cifre.

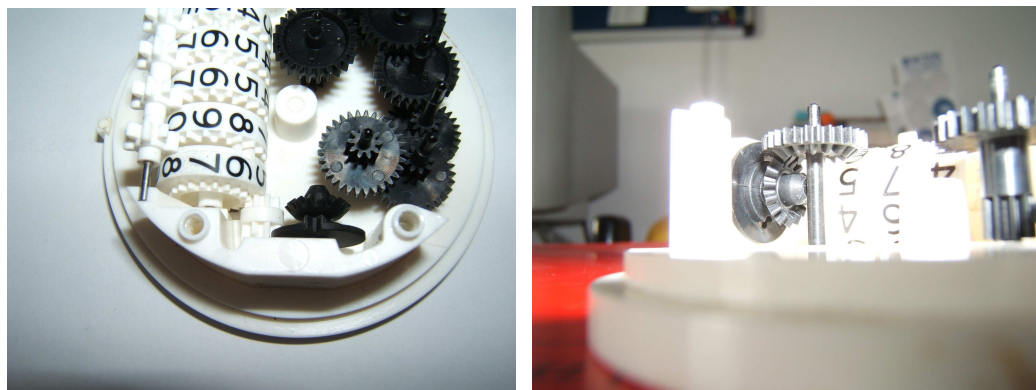


Fig.5.28. Mecanism cu angrenaj cu roți dințate conice

5.3.3. Soluție constructivă pentru modulul integrator cu celule de comutare cu role cu cifre

Cea mai des folosită este soluția constructivă cu celule de comutare formate din role cu cifre, care sunt așezate pe un ax metalic (fig.5.29a). În exteriorul lor, la o distanță bine determinată, pe un ax paralel cu primul, se găsesc pinioanele de comutare stelate. Rolele au pe partea antrenoare doi dinți sau două bolțuri dispuse axial, care închid între ele un gol, iar pe partea condusă au 20 de dinți sau bolțuri. Pinionul de comutare are 8 dinți de lungime axială diferită (4 lungi și 4 scurți) plasați alternativ (fig.5.29b). Comutarea decurge în modul următor: prima rolă primește mișcarea de rotație de la melcul antrenor sau de la o rolă antrenoare intermediară, partea ei antrenoare rotește cu 2 dinți pinionul de comutare, acesta la rândul lui fiind în contact permanent cu partea condusă a rolei următoare, o rotește pe aceasta. Deoarece rola condusă este mereu în angrenare cu dinții pinionului de comutare, rezultă că, acesta s-a rotit cu $\frac{2}{20} = \frac{1}{10}$ părți dintr-un cerc complet, la o rotație a rolei antrenoare.

Distanța dintre axul rolelor și axul pinioanelor se determină, astfel încât, după consumarea fazei de comutare, doi dintre dinții lungi ai pinionului să se sprijine pe suprafața lisă a rolei de antrenare și în acest fel să mențină în poziție de staționare atât pinionul cât și rola condusă, timp de o rotație a rolei de antrenare.

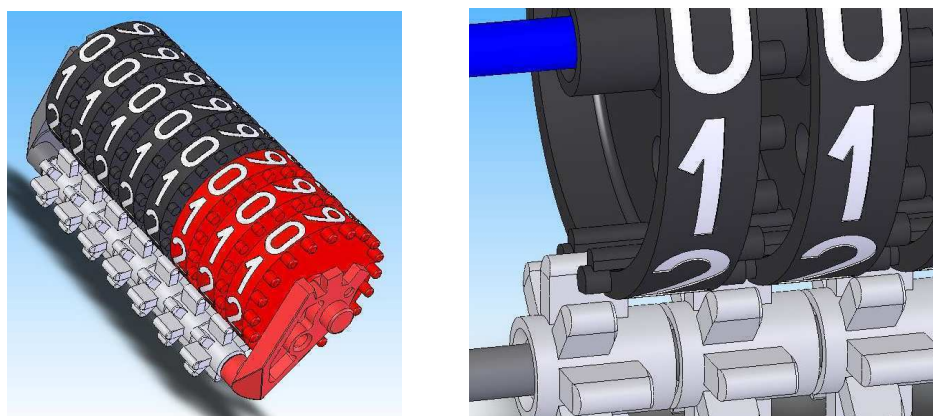


Fig.5.29. Celule de comutare cu pinioane exterioare: a. schema de ansamblu, b. detaliu rola – pinion de comutare

5.3.4. Soluții constructive pentru lagărele roților dințate componente ale mecanismelor

Roțile dințate componente ale mecanismelor reductor-integratoare sunt lăgăruite în partea inferioară printr-un lagăr pentru vârfuri, iar în partea superioară printr-un lagăr cilindric radial. Lagărul inferior pentru vârfuri este format dintr-o suprafață sferică la capătul roții și o suprafață plană a platinei inferioare, iar pentru ghidarea laterală există o suprafață cilindrică componentă a platinei sau a unei plăci intermediare.

Cea mai simplă soluție constructivă este prezentată în figura 5.30. Cele două suprafețe, cilindrică și plană, sunt materializate de alezajul din platina inferioară.

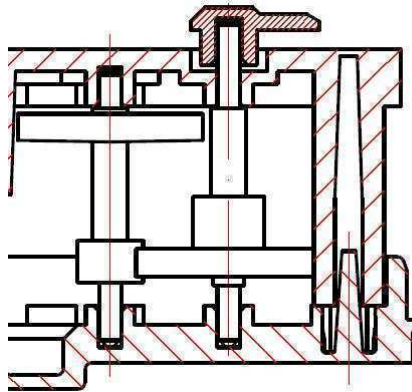


Fig.5.30. Lagăre inferioare materializate în platina inferioară

Avantajele soluției sunt: simplitate constructivă, cost redus, permite izolarea mecanismului într-un capac transparent prin folosirea unui inel de etanșare sau prin sudură cu ultrasunete.

Dezavantaje soluției: platina trebuie să aibă un design corespunzător unei injectări echilibrate (cu pereți uniformi), necesită o matrită foarte bine executată, un regim de injecție bine controlat, nu are un sistem de autocurățire în cazul unor depuneri de impurități, motiv pentru care nu poate fi folosită la mecanismele imersate în lichidul de măsurat.

Cea de a doua soluție constructivă elimină o parte din dezavantajele soluției anterioare și este prezentată în figura 5.31. Aici, s-a introdus o platină intermediară, care are alezaje străpunse pentru fusurile roților dințate, iar suprafața plană este materializată de o placă de închidere.

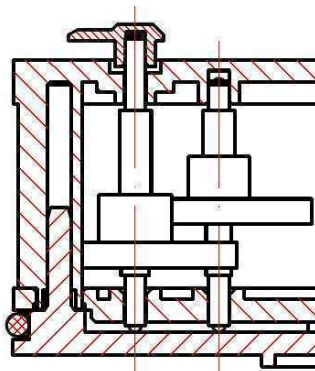


Fig.5.31. Lagăre inferioare materializate de platina intermediară și platina inferioară

Avantajele soluției sunt: construcție simplă, suprafața plană poate fi obținută la o rugozitate foarte mică, are autocurățire, astfel, în cazul unor depuneri, acestea se pot deplasa din zonele de contact, ca să permită rotirea ușoară a roților, permite izolarea mecanismului într-un capac transparent prin folosirea unui inel de etanșare sau prin sudură cu ultrasunete.

Dezavantaje: costul mai ridicat datorită prezenței unui reper suplimentar, în cazul folosirii la mecanismele imersate în lichidul de măsurat, soluția trebuie îmbunătățită în vederea împiedicării acumulărilor de depuneri.

A treia soluție este folosită pentru mecanismele imersate în lichidul de măsurat și este prezentată în figura 5.32a. În acest caz, platina inferioară are o construcție specială în zona lagărelor (figura 5.32b). Suprafața cilindrică este materializată în platină, iar suprafața plană este deplasată inferior cu ajutorul a două urechi. Practic, în acest mod, se asigură o decupare a zonei de lăgăruire, care permite spălarea acesteia de către lichidul de măsurat.

Avantajele soluției sunt: construcție simplă și economică, are autocurățire, astfel, în cazul unor depuneri, acestea sunt spălate din zonele de contact, ca să permită rotirea ușoară a roților.

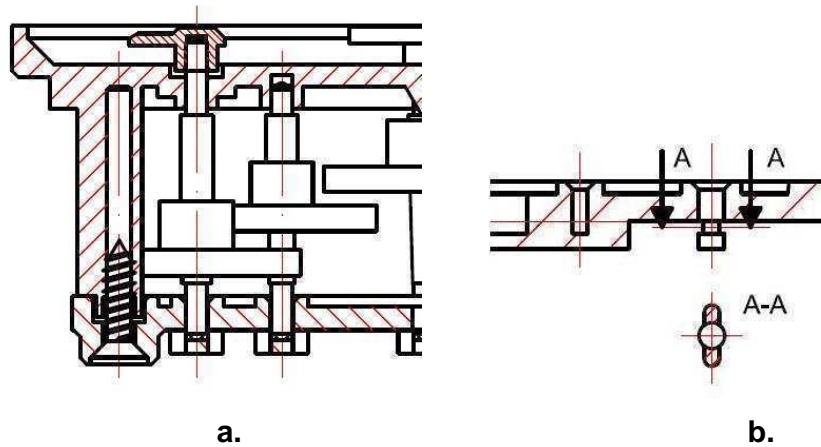


Fig.5.32. a. Lagăr inferior de construcție specială materializat în platina inferioară,
b. Secțiune prin urechile de fixare a planului inferior

Dezavantaje: necesită o matriță foarte bine executată și un regim de injecție bine controlat, nu permite izolarea mecanismului într-un capac transparent prin folosirea unui inel de etanșare sau prin sudură cu ultrasunete.

5.4. Contribuții personale

5.4.1. Calculul forței tangențiale maxime și a momentului maxim care poate fi transmis prin cuplajele magnetice folosite la contoarele proiectate

Calcul se va face pentru magneții folosiți uzual în construcția contoarelor de apă. Cei doi magneți, produși de firma germană „Magnetfabrik Schramberg”, sunt din ferită dură de tipul HF 24/16 și au următoarele caracteristici magnetice:

- valoarea minimă a energiei specifice maxime $(B \cdot H)_{\max}$ este 24 kJ/m^3 ,
- intensitatea minimă a câmpului coercitiv $H_{cJ\min.} = 220 \text{ kA/m}$,

Magneții sunt de tip inelar, cu patru poli, magnetizati axial în patru sectoare și au dimensiunile: diametrul exterior $D=9 \text{ mm}$, diametrul interior $d=4,5 \text{ mm}$, înălțimea $h=3,4 \text{ mm}$. Distanța dintre magneți se alege $L=5 \text{ mm}$.

Calculul forței tangențiale maxime și a momentului maxim care poate fi transmis prin cuplaj

Se calculează raportul:

$$h / D = 3,4 / 9 = 0,377 \quad (5.19)$$

Din curba de demagnetizare (fig.5.34), se determină punctul de operare a magnetului.

Se determină intensitatea câmpului coecitiv H_c ca fiind:

$$H_c = 142 \text{ kA/m} \quad (5.20)$$

Pasul p dintre polii de același sens este:

$$p = \frac{\pi D}{4} = 7,07 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Aria polilor unui magnet este:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = 47,71 \text{ mm}^2 \quad (5.22)$$

Având datele de mai sus, rezultă forța tangențială maximă:

$$F_{t \max.} = 3,2 \cdot 10^{-10} \cdot H_c^2 \cdot A \cdot \left(1 - \frac{4l_a}{p}\right)^2 \cdot C = 3,2 \cdot 10^{-10} \cdot 142^2 \cdot 47,71 \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot 5}{7,07}\right)^2 \cdot 1 = 1,03 \cdot 10^{-2} \text{ N} \quad (5.23)$$

unde: coeficientul $C \approx 1$, deoarece $2h-L = p/4$

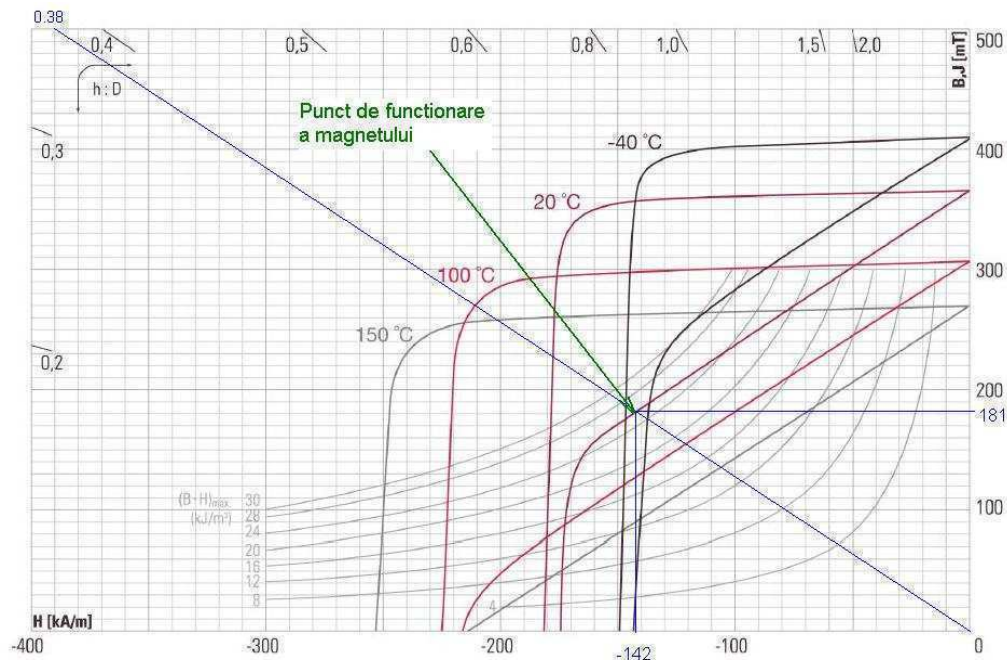


Fig.5.33.Curba de demagnetizare a magnetului HF 24/16, firma „Magnetfabrik Schramberg” [99]

Momentul maxim care poate fi transmis prin cuplaj:

$$M_{t \max.} = 5 \cdot 10^{-10} \cdot H_c^2 \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} \cdot \left(1 - \frac{4l_a}{p}\right)^2 \cdot C = 5 \cdot 10^{-10} \cdot 142^2 \cdot \frac{(9^2 - 4.5^2)}{4} \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot 5}{7,07}\right)^2 \cdot 1 = 5,12 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.24)$$

5.4.2. Comportarea cuplajelor magnetice sub influența câmpurilor magnetice exterioare. Protecția antimagnetică

În cadrul laboratorului de cercetare, am întreprins o serie de teste referitoare la influența câmpurilor magnetice exterioare asupra contoarelor cu mecanism uscat. Sub influența câmpurilor magnetice exterioare, cuplajele magnetice au o comportare diferită în funcție de: mărimea contorului, tipul cuplajului (frontal sau radial), amplasarea magnetului exterior.

Mărimea contorului: Distanța dintre magnetul perturbator și cuplajul magnetic crește odată cu creșterea mărimii contorului; corespunzător, scade și influența câmpului magnetic.

Tipul cuplajului: Cuplajele radiale sunt mai puțin sensibile la influențe magnetice exterioare, datorită construcției mai compacte, datorită faptului că liniile de câmp se închid în spațiul dintre cei doi magneți.

Amplasarea magnetului exterior: În cazul amplasării magnetului deasupra mecanismului (fig.5.34a) și sub carcasa contorului (fig.5.34b), influența este aproape nesemnificativă; contorul își păstrează clasa metrologică și alura curbei în cazul claselor A și B și se constată doar o ușoară creștere a debitului de pornire.

Influența cea mai mare se constată asupra contoarelor monojet DN15 în cazul amplasării laterale (fig.5.35a) a unui magnet potcoavă (conform testelor KIWA). În această situație, se observă că, până la debitul de trecere corespunzător clasei metrologice B, contorul este puțin frânat. Sub acest debit se observă o frânare mare, care duce la blocarea contorului. În figura 5.35b este ilustrată o curbă de erori trasată fără și sub influența unui astfel de câmp magnetic.

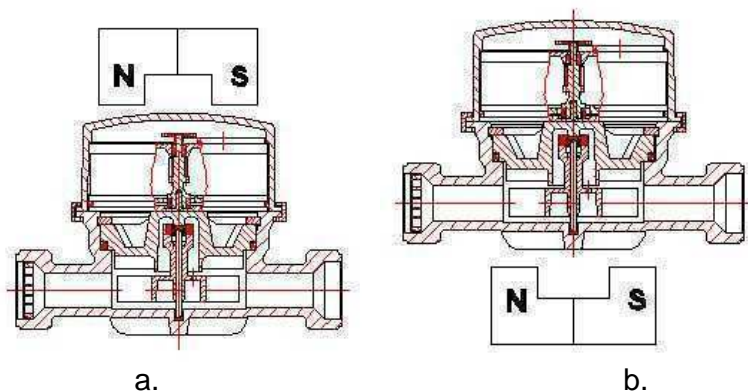


Fig.5.34. Amplasarea unui magnet potcoavă: a-deasupra unui contor monojet, b- sub carcasa unui contor monojet

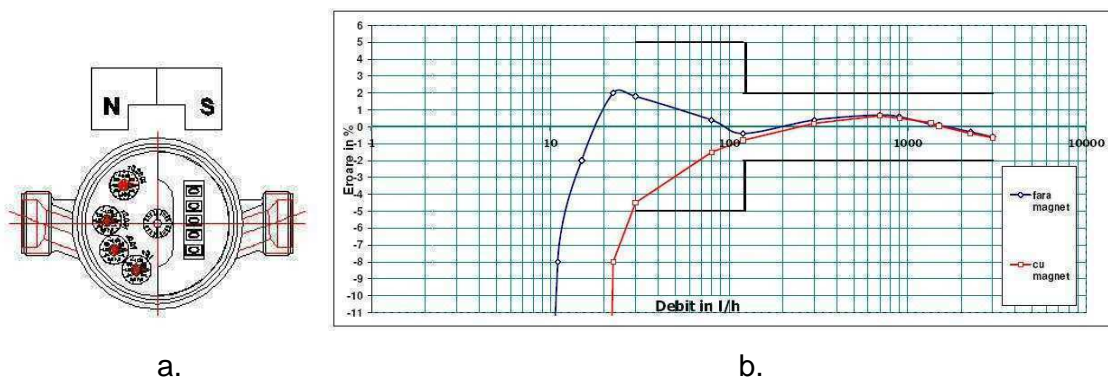


Fig.5.35. a=Amplasarea laterală a unui magnet potcoavă (cf. testelor KIWA), b=Curba de erori trasată în aceste condiții

O situație aparte se manifestă atunci când magnetul este amplasat lateral, cu un pol înspre contor (fig.5.36a). Din fig.5.36b, rezultă că, influența scade considerabil. În zona debitelor inferioare debitului de trecere, pentru clasa metrologică B, se constată apariția unor erori pozitive mai ridicate. De asemenea, debitul de pornire este mai ridicat.

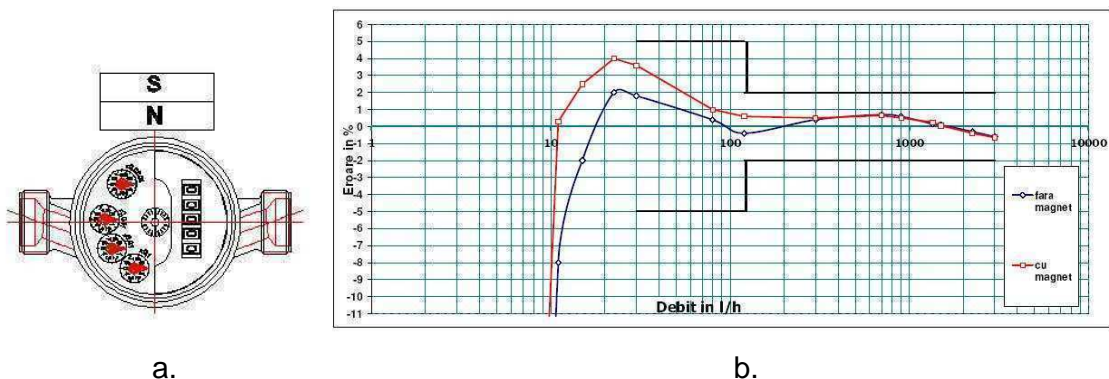


Fig.5.36. a=Amplasarea laterală a unui magnet, b=Curba de erori trasată în aceste condiții

Soluții constructive pentru protecția antimagnetică. Ecrane magnetice

În urma testelor efectuate s-au ales materialele indicate mai jos și soluțiile constructive prezentate în continuare. Ecranele magnetice au rolul de a reduce influența câmpurilor magnetice exterioare asupra cuplajelor magnetice amplasate în interiorul lor.

În figura 5.37 se prezintă două soluții constructive folosite la contoarele monojet DN15, DN20 (fig.5.37a) și multijet DN15-DN50 (fig.5.37b).

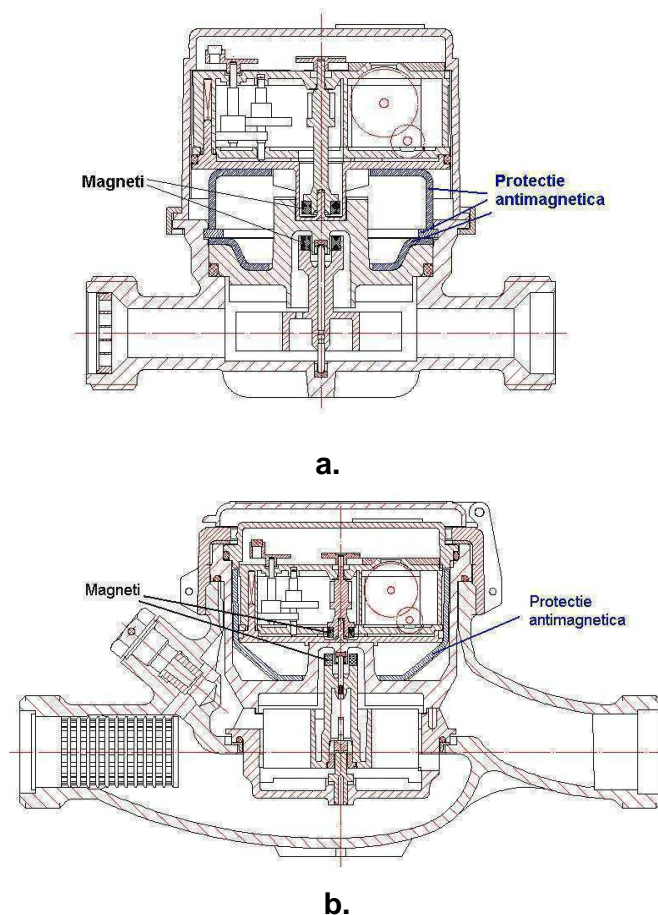


Fig.5.37. Soluții pentru ecrane magnetice:a-contoare monojet DN15,DN 20,
b-contoare multijet DN15-DN50

Ecranele se execută din tablă A5 pentru ambutisare, cu grosimea peretelui 1,5mm. Deși, pentru o ecranare bună, paharele ambutisate ar trebui să fie perfect închise; acest lucru nu este posibil, din punct de vedere constructiv, existând decupări pentru axul antrenor și axul antrenat. Din acest motiv, cuplajul se amplasează, pe cât posibil, în centrul volumului delimitat de protecția antimagnetica. În cazul unor condiții mai severe, se pot folosi ecrane multiple.

5.4.3. Soluție constructivă pentru modulul integrator cu celule de comutare cu role cu cifre și pinioane de comutare interioare

Pentru micșorarea spațiului ocupat de către modulul integrator, am reproiectat o soluție constructivă, pentru modulul de comutare cu pinioane de comutare interioare, pentru mecanismele contoarelor uscate, cu debite de până la DN50. Pe plan modal, acest tip de modul de comutare are dimensiuni mai mari și este folosit la contoarele cu debite nominale mai mari de DN50.

Soluția constructivă este prezentată în figura 5.38. După cum se observă, în acest caz, pinioanele de comutare se găsesc pe o axă situată în interiorul rotelor cu cifre. Avantajul acestei soluții este că rolele pot fi mai late, ceea ce permite o mărire a cifrelor. De asemenea, dispare spațiul dintre role și implicit crește lizibilitatea ansamblului.



Fig.5.38. Mecanism integrator compact format din celule de comutare cu pinioane de comutare amplasate în interior

Dezavantajul soluției este necesitatea obținerii unor repere cu toleranțe dimensionale foarte mici și abateri geometrice minime.

Pinionul de comutare are 9 dinți de lungime axială diferită: 3 lungi și 6 scurți dispuși astfel: 2 scurți, 1 lung, 2 scurți, 1 lung, etc (v.fig.5.39).

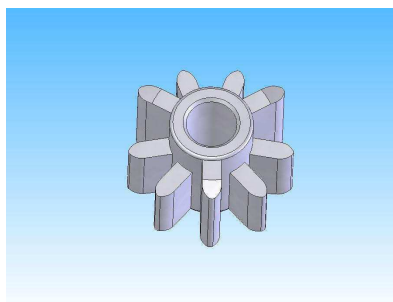


Fig.5.39. Forma pinionului de comutare amplasat în interiorul celei de comutare

Rolele cu cifre au pe partea antrenoare 2 dinți, care au la vârf o suprafață cilindrică lisă de poziționare, iar pe partea condusă au 30 de dinți. Fazele comutării sunt ilustrate în fig. 5.40. Procesul se desfășoară astfel: prima rolă primește mișcarea de rotație de la melcul antrenor și datorită construcției speciale a părții antrenoare, rotește pinionul de comutare cu 3 dinți. Partea condusă, fiind în contact permanent cu dinții pinionului de comutare, s-a rotit cu $\frac{3}{30} = \frac{1}{10}$ părți dintr-un cerc complet. Între dimensiunile elementelor constructive trebuie să existe o corelație strictă în vederea unei bune funcționări a ansamblului. Astfel, diametrul suprafeței cilindrice lise și

implicit diametrul, pe care se află vârfurile dinților părții conduse ale rolei, trebuie să fie determinat astfel încât dinții lungi ai pinionului să se sprijine pe rolă și astfel să mențină în poziție de staționare, atât pinionul de comutare cât și rola condusă timp de o rotație (a rolei antrenoare).

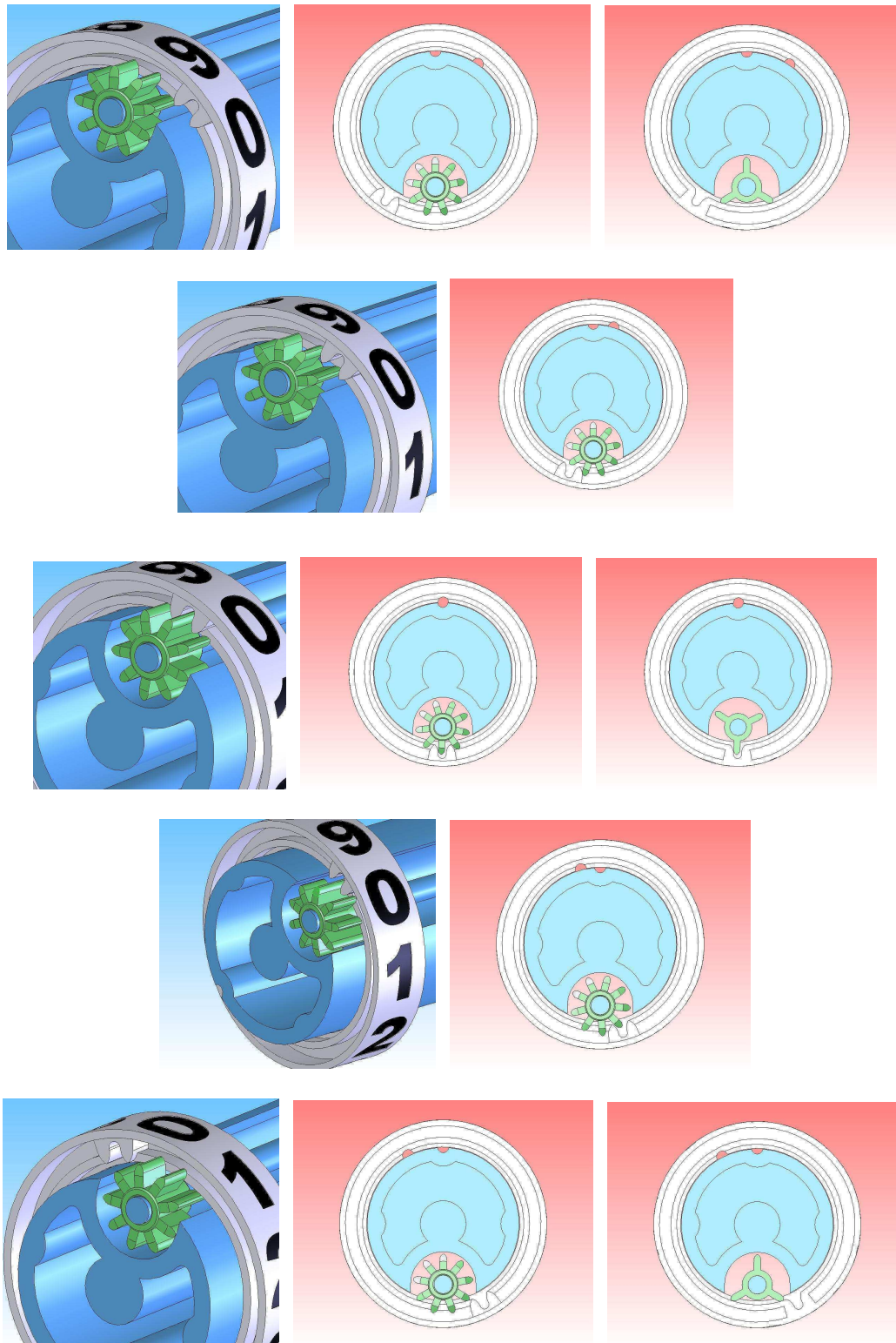


Fig.5.40. Fazele procesului de comutare pentru o celulă componentă a modulului integrator cu pinioane de comutare interioare

5.4.4. Soluții folosite la proiectarea modulului reductor și a modulului integrator cu roți dințate

Încercările efectuate pe modele experimentale de contoare de apă au condus la concluzia că, lagărele microturbinei, realizate din combinații de materiale PA/PSU sau safir/oțel, se comportă corespunzător, în condițiile unor încărcări normale, pe parcursul duratei medii de funcționare de 15 ani, la turații maxime în jur de 30 rot/s. Rezultă că, pentru debitele de suprasarcină (Q_4), turația maximă a rotorului trebuie să fie în jur de 30 rot/s. Această turație este și turația primului element de intrare în mecanismul reductor-integrator.

Luând în considerare forțele de frecare, care apar în lagărele mecanismului și considerând randamente de 88% pentru transmisiile cu roți dințate, se obține o putere necesară: $P_n=1,3 \cdot 10^{-3}$ mW, în cazul folosirii mecanismului pentru un contor cu debitul de suprasarcină $Q_4=31,25$ m³/h.

Momentul necesar la elementul de intrare în mecanism, în condițiile respectării turației maxime de intrare ($n_i=30$ s⁻¹) va fi:

$$M_i = \frac{P_n}{2 \cdot \pi \cdot 30} = \frac{1,3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 30} = 6,9 \cdot 10^{-6} [N \cdot mm] \quad (5.25)$$

Din calculele efectuate, la cap.5.4.1 rezultă că, magneții astfel aleși asigură acționarea mecanismului reductor-integrator.

Rapoartele de transmitere pe care trebuie să le asigure modulul reductor pentru diferitele tipuri de contoare sunt prezentate în tabelul 5.1. Pentru a acoperi plaja de rapoarte de transmitere, modulul reductor este alcătuit din trei angrenaje ordinare, înseriate fiecare cu un raport de transmitere, corespunzător obținerii raportului de transmitere total indicat în tabelul 5.1.

Modulul integrator trebuie să asigure, între două axe consecutive, pe care sunt montate ace indicatoare, un raport de transmitere $i_i=10$. Pentru aceasta, se aleg câte două angrenaje ordinare înseriate cu rapoartele: $i_{i1}=3$ și $i_{i2}=10/3$.

Amplasarea în serie a angrenajelor ordinare a modulului reductor și a celui integrator se face conform schemei prezentate în figura 5.41. Se preferă această amplasare ascendentă, pe patru nivele, pentru a facilita asamblarea mecanismului. Roțile dințate folosite au module de 0,4mm și sunt corijate prin deplasări pozitive de profil cuprinse între 0,3 și 0,4 mm.

Tab.5.1. Rapoartele de transmitere necesare pentru modul reductor, în funcție de debitele de suprasarcină

Debit de suprasarcină Q_4 [l/h]	Turație element de intrare [s^{-1}]	Turația primului element cu ac indicator [s^{-1}]	Raportul de transmitere, modul reductor (i)
3125	30	0,8681	34,558
5000		1,3889	21,600
7875		2,1875	13,710
12500		3,4722	8,640
20000		5,5556	5,400
31250		8,6806	3,456

O situație specială apare la modul reductor, unde avem distanțele între axele roților dințate identice pentru toate rapoartele de reducere, deoarece se folosesc aceleași plăci port-lagăr ale mecanismului pentru toate tipurile de contoare.

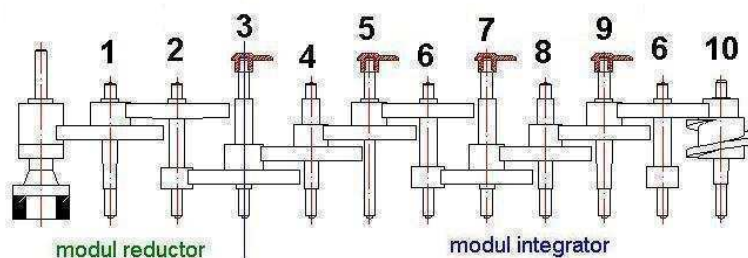


Fig.5.41. Schema amplasării în serie a angrenajelor ordinare componente ale mecanismului reductor-integrator.

După alegerea numărului de dinți al roților dințate componente din angrenaj, cu distanța între axe impusă, se determină modulul. Cu aceste valori, se face un calcul și o verificare a angrenajului. Pentru a ține cont de abaterile dimensionale și geometrice care pot să apară, distanța între axele roților dințate se mărește cu 0,1mm față de distanța calculată. Mărirea distanței între axe (cu această valoare) nu are o influență semnificativă asupra randamentului angrenajului. În schimb, dacă din cauza abaterilor se ajunge la o valoare mai mică decât distanța calculată, poate apare o influență negativă importantă.

Datorită faptului că materialele termoplastice absorb apă, mai există o particularitate, de care trebuie să se țină seama la proiectarea roților dințate. În cazul mecanismelor contoarelor umede (care lucrează imersate în apă), roțile dințate cu

numărul cel mai mare de dinți, din cadrul angrenajelor ordinare, au grosimea dinților, pe cercul de divizare redusă cu 0,1mm.

5.4.5. Influența mecanismului reductor-integrator asupra preciziei de măsurare a contorului monojet

Influența mecanismului reductor-integrator asupra preciziei de măsurare a unui contor monojet s-a determinat prin măsurători succesive pe un stand automat. Prima dată, s-au determinat erorile de indicație pe contorul monojet cu mecanismul montat, apoi s-au determinat erorile de indicație cu mecanismul având doar axul central montat. De fiecare dată, semnalul a fost preluat cu capete optice de la steluța montată în vârful axului central. Rezultatele medii ale măsurărilor sunt prezentate în figura 5.42, din care rezultă că, în zona debitelor inferioare, are loc o frânare indusă de mecanism.

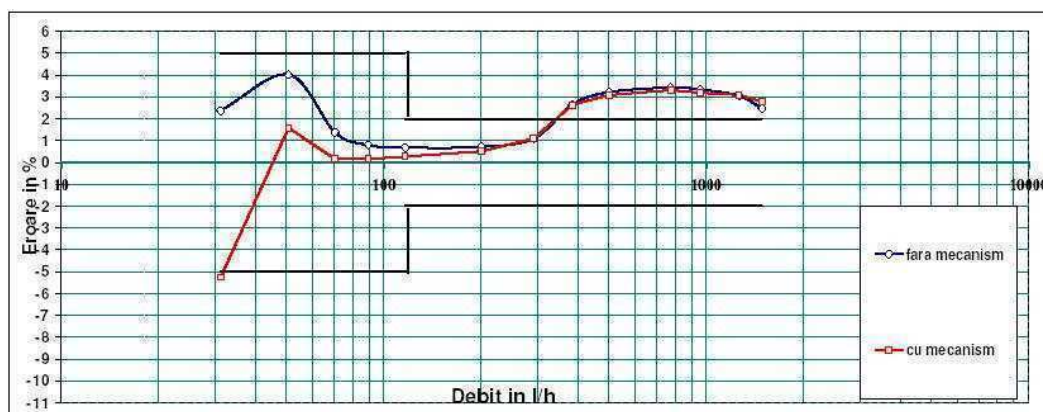


Fig.5.42. Curbă de erori trasată pentru un contor monojet cu și fără mecanism reductor-integrator montat

5.4.6. Mecanismul reductor-integrator tip „Chekker” cu role de control

Procesul de citire al contoarelor de apă este susceptibil de a genera multe erori. Conform unor studii întreprinse de regia de apă a orașului Berlin, 20-25% din citiri sunt eronate și nu întotdeauna sunt din vina celui care efectuează citirile. Multe din aceste erori sunt preluate în sistemele de decontare și generează facturi eronate.

Am participat la un proiect comun româno-german, unde am coordonat compartimentul de cercetare-dezvoltare din România, pentru dezvoltarea unui mecanism, care să elimine o mare parte din aceste erori. Acesta, este o variantă mecanică a unui mecanism reductor-integrator, la care sunt adăugate două role de

control aflate în legătură cu blocul integrator, iar indicația lor este în legătură cu seria contorului. Mecanismul se prezintă doar în varianta pentru funcționare uscată, adică izolată față de fluidul de măsurat.



Fig.5.43. Mecanism reductor-integrator tip "Chekker" cu role de control [33]

Soluția constructivă (fig.5.43) este cu un bloc reductor, format din roți dințate cilindrice cu dinți drepecți, un bloc integrator compact cu role imprimate și pinioane stelate de comutare, legat cu un bloc de control printr-un pinion de comutare.

Valoarea consumului, indicată de blocul integrator, este în corespondență univocă cu indicațiile celor două role de control constituente ale blocului de control. Acest fapt permite verificarea valorii citite a consumului, cu ajutorul valorii citite la blocul de control și astfel rezultă confirmarea sau infirmarea citirii.

Rolele de control sunt imprimate cu diferite clișee, cu ordonare diferită a cifrelor. Codul clișeului devine astfel cod de identificare a rolei de control, care este imprimată cu acesta. Pentru evitarea manipulărilor intenționate a citirilor, se mai crează și o corespondență univocă suplimentară între seria mecanismului (care este și seria contorului) și cele două coduri ale roților blocului de control. Această corespondență se crează în faza de asamblare a mecanismului. Platina superioară este imprimată cu seria mecanismului și codul de bare asociat acesteia. La locul de asamblare, cu ajutorul unui scanner, se citește codul de bare (seria), care se transmite unui calculator, care are instalat un soft de montaj ce conține algoritmul de corespondență. Pe monitor, apar codurile celor două role, care trebuie montate. După montare, există un modul de verificare a corectitudinii asamblării.

În concluzie, pentru un mecanism cu o serie dată, valorii indicate a consumului îi corespunde o indicație unică a roților de control.

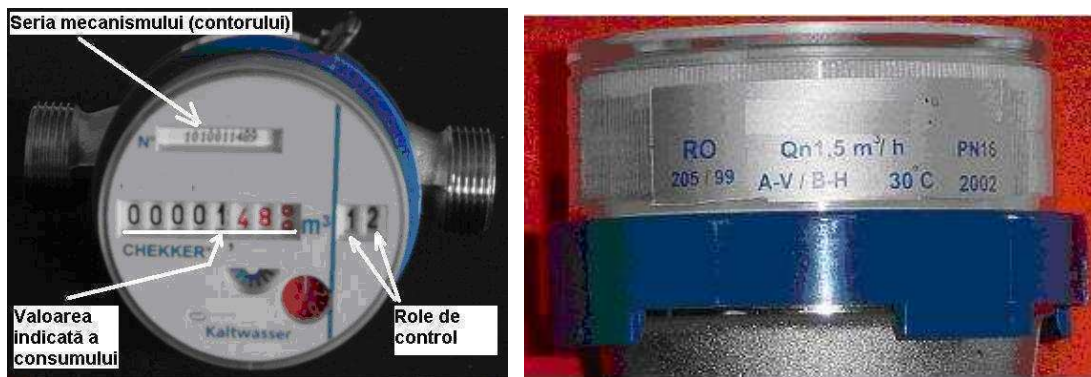


Fig.5.44. Contor de apă cu mecanism reductor-integrator tip “Chekker” [33]

În figura 5.44, se prezintă un exemplu de contor pentru apă, care are în componență un astfel de mecanism. Se remarcă și eliminarea de pe cadran, în vederea ușurării citirii, a imprimării unor date, care se citesc foarte rar, cum ar fi: numărul aprobării de model, clasa metrologică, anul fabricației, presiunea nominală etc. Toate aceste date sunt trecute pe o etichetă lipită pe lateralul contorului sau pe capacul acestuia. Încercarea de dezlipire a etichetei duce la distrugerea ei.

5.4.7. Soluție constructivă pentru îmbunătățirea lizibilității indicației mecanismului

Există o diferență majoră între locurile de montare ale contoarelor multijet/contoare de branșament și contoarele monojet/contoare de apartament. Contoarele multijet sunt montate în cămine sau în subsoluri, în poziție orizontală, citirea lor efectuându-se relativ ușor, privind perpendicular pe cadran. La contoarele monojet, montarea se face, de obicei, în băi sau în bucătării, sub corpurile sanitare. Din acest motiv, citirea lor este dificilă sau este aproape imposibilă privind perpendicular pe cadran. Pentru a elimina acest inconvenient, am participat la un proiect pentru realizarea unui mecanism, la care blocul integrator, format din celulele de comutare, să poată fi montat în două poziții: o poziție, în care citirea să se facă privind perpendicular pe cadran (fig.5.45) și altă poziție, în care citirea să se facă privind la 45° (fig.5.46).

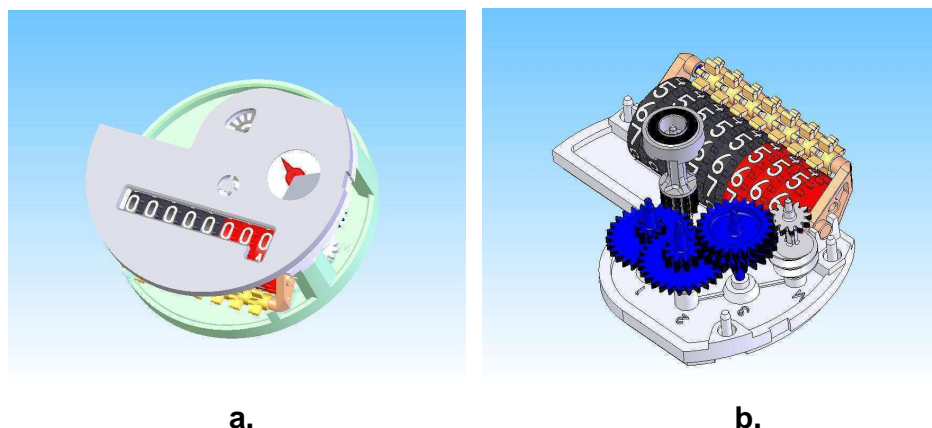


Fig.5.45. Mecanism reductor-integrator pentru contoare monojet sau multijet uscate

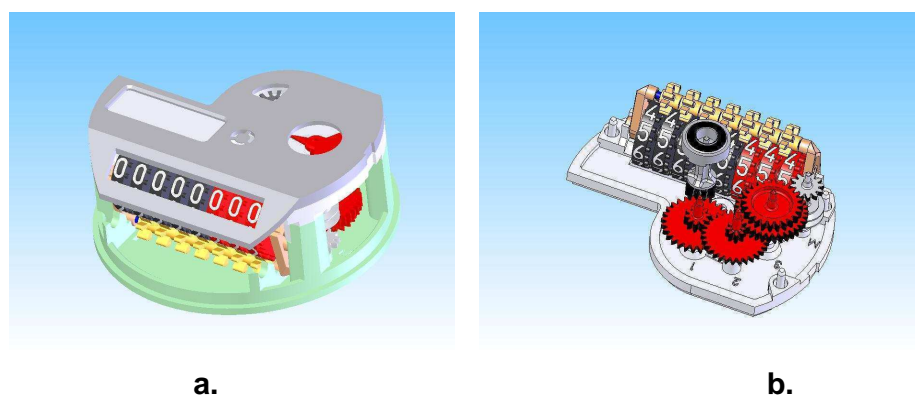


Fig.5.46. Mecanism reductor-integrator pentru contoarele monojet

Din analiza figurilor 5.45.b și 5.46.b rezultă că, modulul integrator este un subansamblu separat. Acest lucru permite și un asamblare mai flexibilă. Astfel, acest subansamblu poate fi montat și în regim automatizat sau la un alt loc de muncă, urmând ca apoi să fie montat pe platina superioară.

Contoarele monojet cu acest tip de mecanism nu trebuie să fie montate în poziție verticală sau înclinată, pentru că, o astfel de montare ar declasifica contorul cu o clasă metrologică.

5.4.8. Integrarea facilităților de generare a impulsurilor cu contact Reed sau traductor inductiv și transmitere la distanță prin unde radio

În acest capitol, se vor prezenta o parte din proiectele electronice de integrare a facilităților de generare și de transmitere la distanță a citirilor contoarelor de apă, la care am participat, pentru dezvoltarea carcaselor modulelor și pentru fixarea acestora pe contor.

Contoarele pentru lichide și cele pentru apă, în special, au început să fie folosite în procese sau în sisteme, în care era nevoie de transmiterea la distanță a unui tren de impulsuri corespunzător trecerii unei anumite cantități de lichid. Cea mai simplă metodă a fost folosirea unor generatoare de impulsuri bazate pe contact Reed. La variația câmpului magnetic din apropierea contactului Reed, acesta închide un circuit și se poate genera un impuls. Montând un magnet în locul unui ac indicator, se pot obține impulsuri corespunzătoare valorii dorite: 1 impuls/litru, 1 impuls/10l, 1 impuls/100l sau 1 impuls/1m³. În figura 5.48 se prezintă două soluții constructive pentru mecanismele reductor-integratoare folosite la contoarele monojet (5.47 a) și multijet (5.47 b).

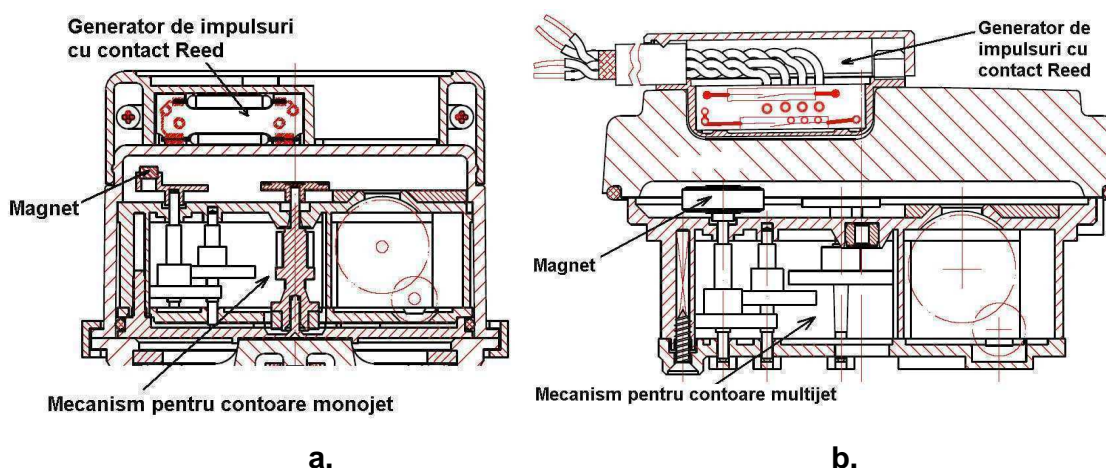


Fig.5.47. Soluții constructive folosite pentru generarea și transmiterea la distanță a impulsurilor
a. contoare monojet, b. contoare multijet

Soluțiile cu contact Reed au dezavantajul că, se poate influența buna funcționare a mecanismului, dacă se montează magnetul pe acul indicator corespunzător litrului sau zecilor de litri. Prin intervenția cu un câmp magnetic exterior, suficient de puternic, se poate frâna, la debite mici, mișcarea de rotație a axului central.

S-au proiectat soluții cu două contacte Reed, pentru semnalizarea încercărilor de fraudă și s-au construit soluții cu ecrane magnetice. Toate acestea au dus la scumpirea produsului, fără a aduce o siguranță mai mare a înregistrărilor. Din acest motiv, s-a procedat la proiectarea unei soluții noi de generare a impulsurilor cu ajutorul unui traductor inductiv. Pe acul indicator, corespunzător scării gradate a litrilor, se montează un sector circular din tablă subțire nemagnetizabilă. Generatorul de impulsuri conține trei bobine, care sunt dispuse pe un cerc, în jurul acestui ac indicator. Prin rotirea acului indicator și trecerea sectorului circular prin dreptul

bobinelor, se modifică reluctanța circuitului magnetic și inductivitatea proprie a acestora, fapt care poate fi folosit pentru generarea unor impulsuri. Prin folosirea a trei bobine, se poate determina și sensul de rotație al acului indicator (fig.5.48). Se obține astfel 1impuls/litru, iar electronic, se pot obține ieșiri de 1impuls/10l sau 1impuls/100l sau alte valori pentru constanta generatorului.

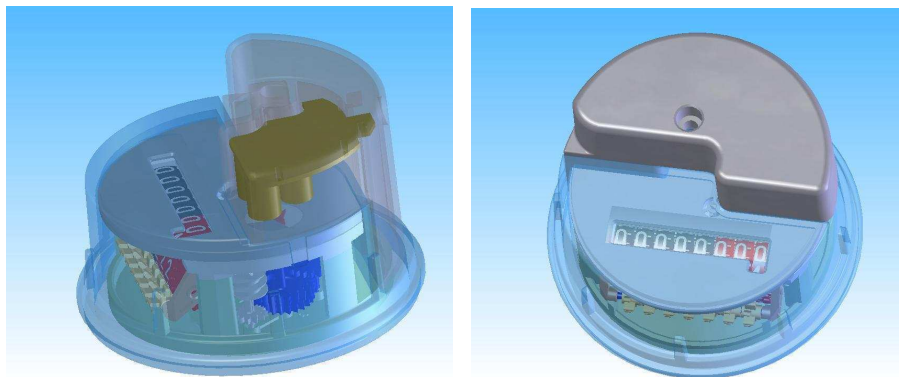


Fig.5.48. Soluție constructivă de generator de impulsuri cu traductor inductiv

Pentru a transmite la distanță aceste impulsuri, se poate integra și un modul radio, o antenă și o baterie, obținându-se un modul compact, care poate fi montat ulterior pe un contor cu un mecanism preechipat (fig. 5.49). În ultimul timp se dezvoltă și soluții bazate pe traductori optici.



Fig.5.49. Soluție constructivă de modul radio compact

5.5. Concluzii

Mecanismele reductor-integratoare constituie un capitolul aparte în teoria proiectării și dezvoltării contoarelor pentru fluide. Dacă la începuturile producției contoarelor pentru fluide s-au folosit mecanisme care aveau doar funcția de contorizare și de memorizare a rezultatului contorizării, acum cerințele pentru

acestea au devenit diverse, de la posibilitatea orientării spațiale a dispozitivului de indicare și introducerea unor facilități de control, până la preechipări în vederea dotării ulterioare cu module de preluare și transmitere a datelor înregistrate și o integrare tot mai accentuată cu module electronice.

Căile folosite pentru *îmbunătățirea performanțelor* unor astfel de mecanisme sunt:

- optimizarea formelor constructive ale roților dințate, în vederea transmiterii corecte a mișcării de rotație, a execuției corecte prin injecție de precizie și a obținerii unor momente de inerție cât mai mici (pentru mecanismele uscate);
- utilizarea unor materiale și a unor soluții constructive pentru lagăre, cu obținerea unor momente de frecare cât mai mici;
- rolele de indicare trebuie să aibă diametre mari pentru îmbunătățirea citirii;
- forma și amplasarea elementelor constructive trebuie să permită introducerea ușoară a unor soluții de asamblare automatizată;
- în cazul prezenței unor elemente, care să prevină sau să semnalizeze fraudă, acestea nu trebuie să blocheze funcționarea mecanismului, în cazul în care sunt acționate, până la identificarea manipulării;
- în cazul mecanismelor uscate, sunt necesare soluții constructive pentru evitarea apariției condensului sau pentru îndepărtarea acestuia, în vederea citirii indexului.

6. Determinări experimentale

6.1. Standul experimental

6.1.1. Prezentarea standului experimental

Standul experimental a fost construit în scopul verificării contoarelor de apă, debitmetrelor și volumetrelor din componența contoarelor de energie termică sau apă caldă menajeră. Verificările se pot face cu apă rece de la 10°C sau apă caldă până la 85°C, cu presiunea maximă de 16 bar, pentru debite cuprinse între 0,006 și 20m³/h. Standul, permite verificarea căderii de presiune pe un tronson de măsurare și conectarea contoarelor la o instalație de încercare la presiune statică. Vederea de ansamblu a standului experimental este prezentată în figura 6.1.



Fig.6.1. Vedere de ansamblu a standului experimental

Standul permite ajustarea contoarelor în domeniul de erori, la o valoare a debitului prestabilită și verificarea contoarelor cu ajutorul metodelor dinamice și statice de tip start/stop.

Parametrii pentru fiecare verificare individuală (debit, temperatură, presiune, erori, metodă, etc.) sunt setați automat cu ajutorul unui computer, fiind în concordanță cu valorile presetate anterior și atașate scenariului fiecărei verificări. În baza de date poate fi predefinit un număr nelimitat de tipuri de contoare de apă. Pe parcursul unei verificări, sunt afișate, în timp real, pe un monitor, toate valorile parametrilor, măsurate în locuri din stand predefinite.

Volumul real trecut prin contor este determinat gravimetric cu ajutorul uneia dintre cele două balanțe electronice (de tipul Mettler Toledo), în funcție de valoarea debitului și de cantitatea de apă trecută, astfel:

- pentru 150 kg, V1-KCC 150, clasa a II-a de precizie, cu diviziunea scării de 2g,
- pentru 32 kg, V2- KCA 32, clasa a II-a de precizie, cu diviziunea scării de 0,1g.

Volumul real se poate determina și volumetric cu ajutorul unor debitmetre magneto-inductive, astfel:

- P3, KROHNE IFS 5000 + IFC, DN 2,5, pentru domeniul de debite 0,006...0,15m³/h,
- P2, KROHNE IFS 5000 + IFC 080, DN10, pentru domeniul de debite 0,15...1,5m³/h,
- P1, KROHNE IFS 5000 + IFC 080F, DN25, pentru domeniul de debite 1,5...20m³/h.

Manometrele pentru presiune sunt de tipul:

- BP1, DS 200, domeniul 1...40bar, cu precizia de 0,25% pe tot domeniul,
- BP2, DS 200, domeniul1...16bar, cu precizia de 0,25% pe tot domeniul,
- BP3, 13312-S, domeniul 0...0,6bar, cu precizia de 1% pe tot domeniul,
- BP4, DMP,domeniul 0...0,25bar, cu precizia de 0,5% pe tot domeniul,

Termometrele instalate sunt de tipul:

- BT1, Pt100, cu domeniul 0...100°C, clasa A de precizie,
- BT2, Pt100, cu domeniul 0...100°C, clasa A de precizie.

Principiul de funcționare

Apa din rezervor este pompată cu ajutorul unor pompe și trecută astfel prin circuitul de măsurare având contoarele montate. După reglarea debitului, cu ajutorul contoarelor magneto-inductive, deviatorul de jet direcționează apa înspre cuva de cântărire, amplasată pe una dintre balanțe, în funcție de debitul folosit și volumul necesar a fi trecut prin contor. După ce s-au stabilizat oscilațiile lichidului din cuva de cântărire, se cântărește cantitatea de lichid trecută, apoi se determină volumul real trecut prin contor, cu ajutorul măsurătorilor de temperatură și presiune. Acesta se compară cu volumul afișat de contor, determinat prin interpolarea impulsurilor optice prelevate cu un traductor optic de la dispozitivul de verificare al contorului (de obicei, o stelută cu 4, 6,8, sau 12 marcaje).

Schema hidraulică este prezentată în figura 6.2.

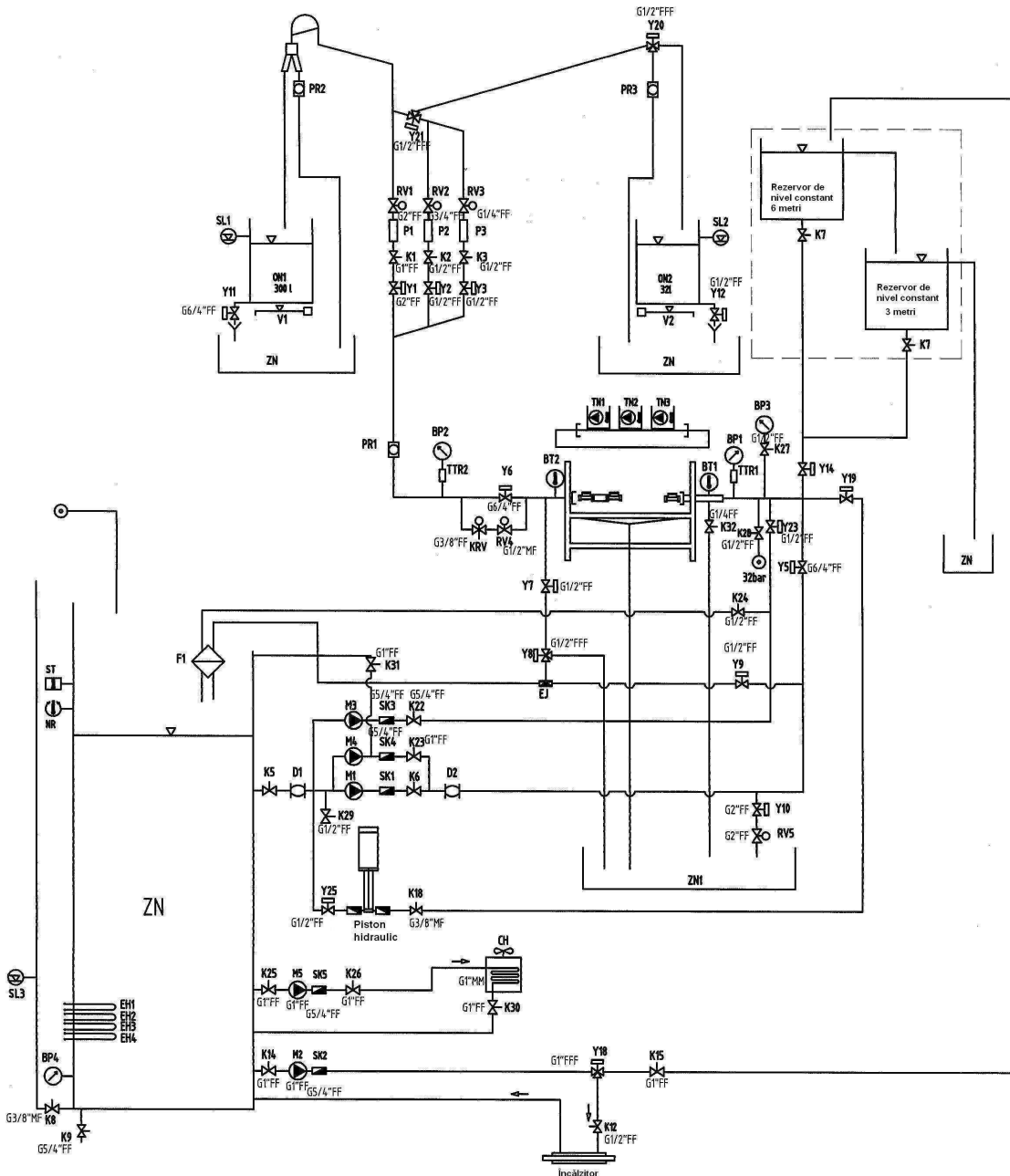


Fig.6.2. Schema hidraulică a standului experimental

6.1.1.1. Descrierea componentelor mecanice ale standului experimental

Standul se compune din următoarele subgrupe principale:

- sursa de alimentare cu apă, rezervorul de apă și rezervorul de nivel constant,
- cuva standului, suportii pentru fixarea contoarelor și capătul mobil pentru strângerea contoarelor,
- blocul de reglare a debitului,
- deviatorul de jet și balanțele electronice,

- echipamentul pentru răcirea apei.

Sursa de alimentare cu apă (fig.6.3) este localizată la subsolul clădirii și constă dintr-un rezervor de colectare (ZN, fig.6.2.) cu capacitatea de stocare de 1,6 m³, cu bloc de pompe, un rezervor de nivel constant amplasat la o înălțime de 10m, un piston hidraulic și alte fittinguri.

Rezervorul de colectare este dotat cu un manometrul (BP4, fig.6.2) pentru a indica nivelul minim/maxim al apei, un senzor capacitiv de nivel (SL3, fig.6.2) pentru a indica nivelul minim al apei în rezervor, un regulator digital pentru temperatură (NR, fig.6.2.) și un termostat (ST, fig.6.2) pentru a controla termorezistențele (EH1, EH2, EH3, și EH4, fig.6.2.). Pentru a încălzi apa din rezervor, se vor porni toate cele patru termorezistențe, iar pentru a supraîncălzi apa doar cu câteva grade se vor porni doar 2 termorezistențe. La intrarea în rezervor se găsește un filtru cu rol de a reține impuritățile și corpurile străine din apa care se întoarce de la stand și din apa de umplere de la rețea.

Blocul de pompe (fig.6.3) conține următoarele pompe:

- M1- pentru debite de la 3 la 20m³/h,
- M4- pentru debite până la 3m³/h,
- M3- pentru testele cu apă sub presiune,
- M5- pentru circuitul de răcire,
- M2- pentru alimentarea rezervorului de nivel constant; după ce se închide supapa Y18 această pompă servește la circulația apei calde prin distanțierile dintre contoare la încercările cu apă caldă pentru debite până la 25l/h sau până la o altă valoare setată la startul încercărilor.

Conductele de la ieșirea pompelor M1 și M4 (fig.6.2) sunt conectate la o conductă de by-pass, care conține valva de reglare (RV5, fig.6.2). Valva este controlată de manometrul (BP2, fig.6.2) aflat la ieșirea tronsonului de măsurare.

Soluția prezentată are avantajul de a permite menținerea unei presiuni constante în circuitul de măsurare. În cazul unor verificări cu apă caldă, conducta de by-pass servește și la amestecarea apei în rezervorul de colectare.

Pistonul hidraulic (fig.6.3) se folosește la determinarea sensibilității contoarelor la debite foarte mici.

Fitingurile, cum ar fi, supapele electro-pneumatice, supapele de sens, robinetii manuali și supapele de închidere, sunt folosite pentru a opri și comuta debitele utilizate pe parcursul măsurătorilor.



Fig.6.3. Sursa de alimentare cu apă a instalației

Cuva standului (fig.6.4) conține:

- cuva propriu-zisă, cu rol de a colecta apa rezultată la destrângerea contoarelor; se folosește și ca spațiu de pregătire și de staționare pentru mostrele ce urmează a fi testate,

- blocul de fixare și strângere a contoarelor; acesta se compune din două coloane, distanțiere, un capăt fix și unul mobil. Modul de funcționare: pe coloane culisează distanțierele din plastic, cu rol de susținere a contoarelor și de transmitere a forței de strângere de la capătul mobil, în vederea fixării acestora. La intrarea în acest bloc, se găsește un traductor de presiune electronic (BP1, fig.6.2) cu domeniul $-1...40$ bar și un manometru mecanic (BP3, fig.6.2) cu domeniul $0...0,6$ bar.

Traductorul de presiune (BP1, fig.6.2) controlează crearea depresiunii pentru vacuumarea tronsonului de măsurare și suprapresiunea din timpul testelor de presiune. Manometrul (BP3, fig.6.2) controlează presiunea doar la testele cu presiunea minimă admisibilă.

La intrarea în blocul de fixare se mai găsesc următoarele elemente: valva electro-pneumatică, care funcționează și ca o valvă start-stop, valva (Y19, fig.6.2) pentru conectarea pistonului hidraulic, valva (Y14, fig.6.2) pentru conectarea la rezervorul de nivel constant, valva (Y23, fig.6.2) pentru testul la presiune (max.16 bar), robinetul de by-pass (K24, fig.6.2) și robinetul manual (K28, fig.6.2) pentru conectarea instalației la testul de presiune statică de maxim 40 bar.

Cu ajutorul blocului pneumatic, de strângere a contoarelor și a distanțierelor dintre acestea, este posibilă prinderea și fixarea unor tipuri diferite de contoare sau volumetre cu lungimi diferite; se respectă condiția unor lungimi drepte de conductă atât în amonte cât și în aval, pentru contoarele sensibile la perturbații.

Atunci când se fac încercări cu apă caldă, la debite mici, se vor folosi distanțiere, care sunt izolate termic și se vor cupla la circuitul de încălzire a apei, astfel încât să se mențină o temperatură constantă pe parcursul încercării.

După capătul mobil se află un robinet (K27, fig.6.2), care servește la încălzirea capătului și la testele cu debite mici până la 25l/h; el rămâne deschis (excepție fac doar testele cu verificare la presiunea statică).

Deasupra blocului de fixare, se găsesc conexiunile traductoarelor optice pentru preluarea impulsurilor de la contoarele de verificat și conexiunile de verificare a generatoarelor de impulsuri, dacă contoarele sunt echipate cu acestea.

La intrarea în blocul de prindere și fixare se găsește și un termometru (BT1, fig.6.2). După capătul mobil de prindere pneumatic, se găsește valva Y7 (fig.6.2) care cuplează trenul cu contoare la instalația de vacuumare. Aceasta înseamnă că, valva Y6 (fig.6.2) va decupla circuitul de verificare de la elementele de reglare.

Pentru testele cu presiune, standul are și robinetele RV4 și KRV (fig.6.2).

La ieșirea din stand există manometrul BP2 și termometrul BT2 (fig.6.2).

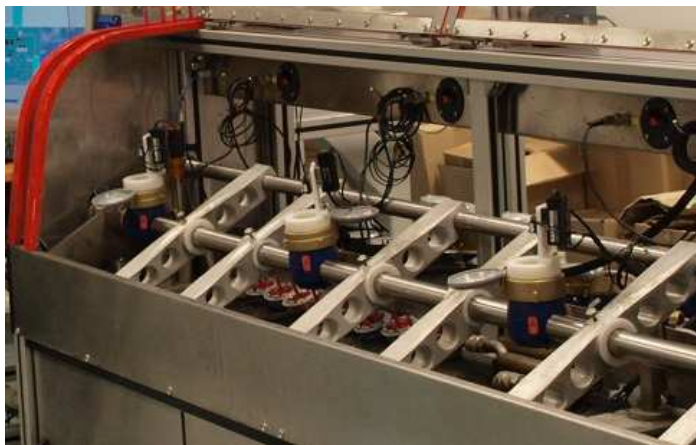


Fig.6.4. Cuva standului de verificare cu blocul de fixare și strângere a contoarelor

Blocul de reglare (fig.6.5) este compus din 3 brațe, pe care sunt montate individual debitmetre produse de firma Krohne (P1,P2,P3, fig.6.2), pentru a seta și a controla debitele de verificare. Pe fiecare braț se găsesc valvele de închidere (Y1,Y2,Y3, fig.6.2), pentru a seta calea pe care va curge debitul pentru verificare. Se mai găsesc și valvele de reglare (RV1,RV2,RV3, fig.6.2) necesare pentru a seta debitul dorit.

Robinetele manuale de închidere (K1, K2, K3, fig.6.2) se folosesc doar în eventualitatea căutării unor scurgeri.



Fig.6.5. Blocul de reglare a standului de verificare

Deviatoarele de jet și balanțele electronice

După blocul de reglare urmează deviatoarele de jet (KL1, KL2, fig.6.2), care sunt de fapt supape cu 3 căi (Y20, fig.6.2). Deviatoarele servesc pentru comutarea instantanee a debitului înspre cuva de cântărire, dacă se folosește o metodă de verificare, care necesită o astfel de comutare. Cuvele de cântărire sunt echipate cu valvele de descărcare (Y11 și/sau Y12, fig.6.2) și cu senzorii de siguranță (SL1 și/sau SL2, fig.6.2), care previn posibilele supraumpleri ale acestora. Deviatoarele de jet și cuvele de cântărire sunt prezentate în figura 6.6.

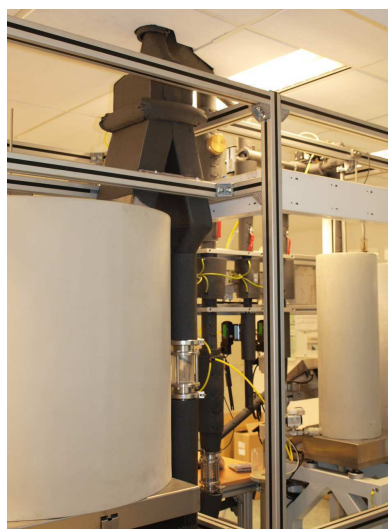


Fig.6.6. Deviatoarele și cuvele pentru cântărire

Echipamentul de răcire este amplasat la subsolul clădirii alături de rezervorul de colectare și este folosit pentru a răci apa necesară testului, la 10⁰C. Se alocă, pentru acest scop, pompa M5 (fig.6.2).

6.1.1.2. Modul de utilizare. Umplerea instalației. Verificarea cotoarelor

Pe acest stand este posibilă verificarea cotoarelor de apă caldă sau rece cu ajutorul metodei dinamice start/stop sau cu metoda statică start/stop.

Verificarea prin metoda dinamică start/stop

Înainte de verificarea propriu-zisă, cotoarele se fixează între distanțierele blocului de fixare și se strâng cu ajutorul capătului pneumatic mobil de strângere situat în partea de aval. Circuitul de măsurare se cuplează la sistemul de vacuumare, prin intermediul valvei Y7(fig.6.2), pentru a evacua aerul din interiorul instalației (prezența unor bule de aer în zona rotorului poate duce la abateri mari la încercările cu debite mici). După extragerea aerului, circuitul de măsurare se umple cu apă la debit mic și apoi la debit mare. Prezența aerului în instalație poate fi vizualizată printr-un tub de sticlă montat în circuit. Bulele de aer se pot observa și sub geamul de protecție al cotoarelor multijet umede (dacă sunt verificate). După umplerea instalației, începe verificarea.

Standul permite două tipuri de verificări:

- pentru fiecare debit se face o încercare individuală sau
- o încercare completă, pentru mai multe debite prestabilite inițial, în cadrul unui scenariu de verificare.

Debitele stabilite sunt preselectate cu ajutorul unor valve de reglare. Pentru fiecare debit, după atingerea valorii impuse și oprirea oscilațiilor talerului balanței, deviatorul de jet comută calea de curgere a fluidului spre cuva de cântărire. După atingerea cantității cerute, deviatorul comută din nou calea de curgere către rezervorul de colectare din cadrul sursei de alimentare cu apă. După ce oscilațiile talerului balanței electronice s-au oprit și afișajul ei este stabil, valoarea cantității de apă este citită de către computer, iar prin intermediul unui soft, care ține cont de valorile parametrilor de stare, este convertită în volum. Volumul este comparat cu volumul afișat de fiecare contor în parte (volumul este obținut prin interpolarea și convertirea impulsurilor primite de la contor de către traductorul optic). Modul de preluare a impulsurilor optice este prezentat în fig. 6.7.

Eroarea de indicație este determinată automat. În cazul încercării complete, se va trasa și curba de erori. Modul de afișare a curbei de erori este prezentat în fig. 6.8.



Fig.6.7. Modul de preluare a impulsurilor optice de la contor

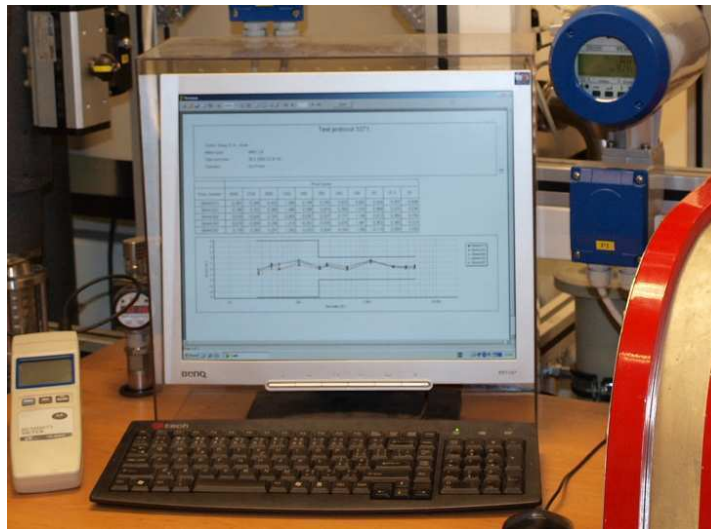


Fig.6.8. Curba de erori afișată după terminarea încercărilor

Verificarea prin metoda statică start/stop

La această verificare, circuitul de măsurare, având contoarele montate, este vacuumat și apoi umplut cu apă; debitul de verificare este setat la valoarea cerută. Se citește indexul inițial al contorului și se introduce în program, apoi testul pornește automat. După trecerea cantității de apă cerute prin instalație, valva start/stop (Y5, fig.6.2) se închide. După ce oscilațiile talerului balanței și acele dispozitivului de indicare al contorului s-au oprit, se citește indexul final al contorului și se introduce în program. Computerul citește și cantitatea de fluid trecută prin instalație și aflată în

cuva de cântărire, prin intermediul unui port cuplat la balanță. Programul evaluează și afișează individual valorile erorilor, pentru fiecare contor.

După terminarea încercărilor, se deschide valva (Y7, fig.6.2.) și se depresurizează blocul de strângere (valva Y8, fig.6.2, comută la presiunea atmosferică), iar apa din circuit este evacuată, apoi se acționează blocul, în vederea eliberării și demontării contoarelor din instalație.

Test efectuat cu presiunea statică

Se fixează contoarele în instalație, se strâng, se vacuumează și se umplu cu apă. Se cuplează pompa de presiune la trenul de contoare și totodată se închide robinetul KRV (fig.6.2), pentru a împiedica expunerea la această presiune înaltă a bocului de reglare; se va închide manual robinetul K28 (fig.6.2). Se aduce instalația la presiunea de încercare și se menține o perioadă de timp (indicată de standarde), pentru a se observa dacă contoarele prezintă scurgeri.

Test cu apă sub presiune

Se fixează contoarele în instalație, se strâng, se vacuumează și se umplu cu apă. Se pornește pompa M3 (fig.6.2); toate valvele blocului de strângere rămân închise. Se reduce presiunea de la intrarea în circuit cu ajutorul robinetului K24 (fig.6.2) la maxim 16 bar, apoi se deschide manual robinetul KRV (fig.6.2) și se setează manual debitul dorit cu ajutorul valvei de reglare RV4 (fig.6.2). Debitul este monitorizat în blocul de reglare de către debitmetrele P2 și/sau P3 (fig.6.2).

Test cu pistonul hidraulic

Pistonul hidraulic servește la obținerea unor debite foarte mici, pentru a determina sensibilitatea contoarelor supuse încercării. Pistonul este echipat cu doi senzori de poziție la capetele cursei. Acest test este controlat în întregime de computer și se desfășoară după ce instalația a fost umplută cu apă.

6.2. Interpolarea impulsurilor

Interpolarea, prin definiție, este abilitatea de a estima valori ale unei funcții între două valori cunoscute. Prin urmare, interpolarea impulsurilor permite numărarea impulsurilor, care sunt fracțiuni de impuls. Astfel, se reduce eroarea de rotunjire, care apare atunci când numărarea impulsurilor se rotunjește la cel mai apropiat număr întreg, cum se întâmplă întotdeauna în absența interpolării impulsurilor.

6.2.1. Introducere

Verificarea unui contor se poate face prin dispunerea lui în serie cu un contor etalon (de o clasă de exactitate superioară), sau prin intermediul unor instalații de verificare: gravimetrice cu cântar, volumetrice cu rezervor etalon sau cu piston mobil. Verificarea contorului constă în compararea volumului său înregistrat cu volumul înregistrat de cântar, de rezervorul etalon, ori de contorul etalon.

Pentru a dimensiona contorul etalon, cântarul sau rezervorul etalon trebuie să se țină seama de faptul că, numărarea impulsurilor de la contor nu trebuie să contribuie cu mai mult de 0,01% la valoarea totală a incertitudinii rezultatului. Pentru orice metodă standard de numărare a impulsurilor, numărătorul poate să diferențieze un impuls sau un tren de impulsuri întregi. Aceasta rezultă a fi un detector „start-stop”, care se modifică odată cu semnalele apărute aleatoriu pe parcursul unui tren de impulsuri. Efectul acestei funcționări de tip „start-stop” este ilustrat în figura 6.9 (trenurile de impulsuri A și B), unde același tren de impulsuri are 7 sau 8 impulsuri, în funcție de relația dintre semnalul start-stop și momentul de numărare a impulsului (în cazul nostru, după panta ascendentă). Trenul de impulsuri C arată că numărul real este de 7,35 impulsuri.

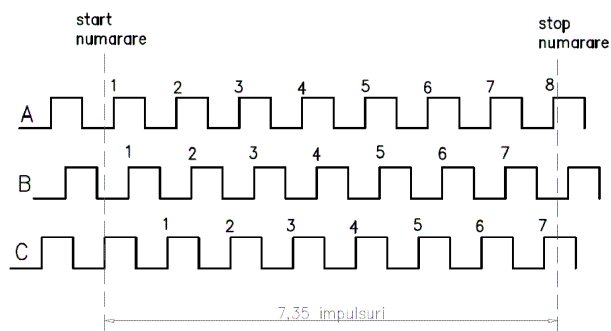


Fig.6.9. Erorile metodei convenționale de numărare a impulsurilor

Cerința de rezolvare a acestei probleme a fost dictată de faptul că, în trecut, trebuia să treacă un volum suficient de mare de lichid prin contor, astfel încât să se genereze cel puțin 10.000 de impulsuri de la contorul de verificat. Eroarea de rotunjire la un impuls întreg pentru 10.000 de impulsuri este:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{10000} \cdot 100 = 0,01\% \quad (6.1)$$

În cele ce urmează, se vor indentifica metode de verificare cu volume mici de lichid, care să genereze mai puțin de 10.000 de impulsuri de la contorul de verificat. Pentru a menține acuratețea verificării contorului, se respectă cerința de a avea o eroare de rotunjire mai mică de 0,01%.

Introducerea unei metode de verificare, cu volume mici, presupune o metodă de numărare a impulsurilor, care să permită determinarea fracțiunilor de impuls.

6.2.2. Cerința

Cerința oricărei metode de interpolare a impulsurilor este numărarea tuturor impulsurilor întregi și interpolarea oricărui impuls parțial de la începutul sau sfârșitul ciclului de măsurare, corespunzătoare volumului trecut prin contorul de verificat.

În figura 6.10 se observă cum metoda convențională dă un număr de 350 impulsuri, iar metoda cu interpolarea impulsurilor va da: $0,20+349+0,15=349,35$ impulsuri.

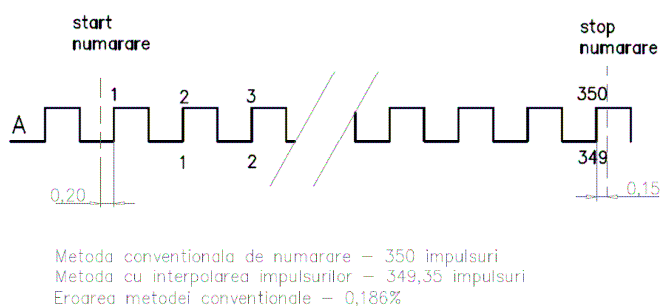


Fig.6.10. Cerințe pentru metoda cu interpolarea impulsurilor

6.2.3. Metodologie

6.2.3.1. Metoda 1. Cronometrarea dublă

Cronometrarea dublă implică utilizarea a două cronometre: unul pentru timpul t_1 în care trece volumul calibrat prin contor, iar cel de al doilea pentru timpul t_2 al intervalului până la cel mai apropiat număr întreg de impulsuri primit de la contorul de

verificat (fig.6.11). Numărul interpolat de impulsuri n_i este obținut din raportul celor doi timpi.

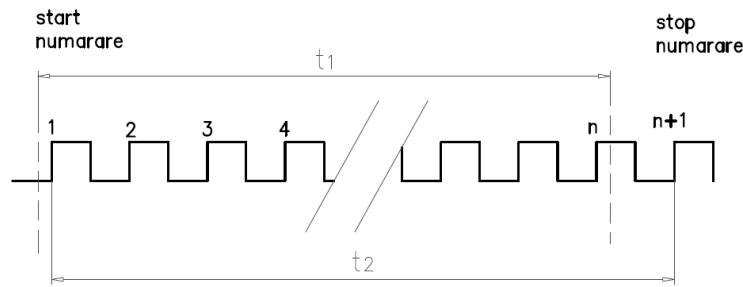


Fig.6.11. Timpii cronometrați la metoda cu dublă cronometrare

Momentele de pornire și de oprire a celor două cronometre sunt următoarele:

- Primul cronometru este pornit atunci când contorul etalon începe să înregistreze volumul calibrat sau când se deversează apă în rezervorul de pe cântar sau în cel etalon. Cronometrul se oprește atunci când se oprește înregistrarea volumului de către contorul etalon sau atunci când se oprește deversarea apei în rezervor. Acesta este timpul pentru afișarea volumului calibrat cunoscut.
- Cronometrul al doilea este pornit atunci când urmează primul impuls întreg de la contor, atunci când primul cronometru este pornit. Numărătorul de impulsuri pornește cu acest prim impuls. Cronometrul al doilea se oprește atunci când urmează următorul impuls întreg de la contor, după ce primul cronometru a fost oprit. Numărătorul de impulsuri se va opri la acest impuls și, prin urmare, va înregistra un număr de impulsuri de la contor în intervalul timpului t_2 . Acesta este un număr întreg de impulsuri ($n+1$), unde n este numărul întreg de impulsuri înregistrat în timpul t_1 .

Dacă $n+1$ impulsuri au fost generate în timpul t_2 , atunci numărul de impulsuri generate de contor pentru volumul calibrat în timpul t_1 este:

$$n_i = \frac{n}{t_2} \cdot t_1 = n \cdot \frac{t_1}{t_2} \quad (6.2)$$

Factorul k , care exprimă numărul de impulsuri corespunzător unității de volum se determină cu relația:

$$k = \frac{n_i}{V_c} \quad (6.3)$$

Unde: V_c este volumul calibrat trecut prin contor, în m^3 .

În practică, factorul k se calculează cu relația:

$$k = \frac{t_1}{V_c} \cdot \frac{n}{t_2} \quad (6.4)$$

6.2.3.2. Metoda 2. Cronometrarea cvadruplă

Această metodă se bazează tot pe cronometrare. De această dată, este necesară cronometrarea a patru timpi: intervalele dintre două impulsuri succesive aproape de startul și de sfârșitul trecerii volumului calibrat, precum și de intervalele (fracțiunile de impuls) între pornirea sau oprirea numărătorului și impulsul adiacent (fig.6.12). Raportul dintre durata fracțiunii de impuls și durata impulsului ne ajută să determinăm numărul interpolat de impulsuri n_i .

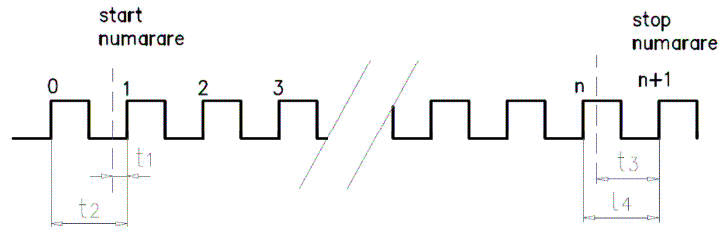


Fig.6.12. Timpii cronometrați la metoda cu cronometrare cvadruplă

Momentele de pornire și de oprire a celor patru cronometre sunt următoarele:

- Primul cronometru este pornit atunci când contorul etalon începe să înregistreze volumul calibrat sau când se deversează apă în rezervorul de pe cântar sau în cel etalon. Cronometrul se oprește atunci când se primește primul impuls de la contorul de verificat. Acum se pornește și numărătorul de impulsuri.
- Cronometrul al doilea înregistrează durata impulsului pentru primul impuls corespunzător pornirii înregistrării volumului calibrat.
- Cronometrul al treilea înregistrează timpul scurs de la oprirea înregistrării volumului calibrat până la primul impuls venit de la contor. Numărătorul de impulsuri se oprește la acest impuls. Numărătorul va înregistra un număr întreg de $n+1$ impulsuri.
- Cronometrul al patrulea înregistrează durata impulsului pentru ultimul impuls corespunzător opririi înregistrării volumului calibrat.

Se poate observa că, primul impuls numărat este de fapt o fracțiune de impuls cu valoarea t_1/t_2 , iar ultimul impuls numărat este prea mare cu valoarea t_3/t_4 . Prin urmare, numărul interpolat de impulsuri n_i generate de contor pentru volumul calibrat este:

$$n_i = n + \frac{t_1}{t_2} - \frac{t_3}{t_4} \quad (6.5)$$

6.2.3.3. Metoda 3. Sincronizarea impulsurilor

Această metodă nu implică cronometrare, iar în loc de frecvența impulsurilor, care vin de la contorul de verificat, se generează impulsuri de frecvență înaltă cu o constantă fixă. Constanta reprezintă numărul de impulsuri care vor fi generate pentru fiecare impuls venit de la contor. Numărul de impulsuri de înaltă frecvență sunt numărate corespunzător perioadei de înregistrare a volumului calibrat, iar numărul rezultat este divizat cu constanta și se obține astfel numărul interpolat de impulsuri.

Oscilația cu frecvența N_f este generată cu o perioadă constantă N , peste frecvența oscilației primite de la contor. Impulsurile corespunzătoare oscilației de frecvență N_f sunt numărate între pornirea și oprirea înregistrării volumului calibrat (fig.6.13).

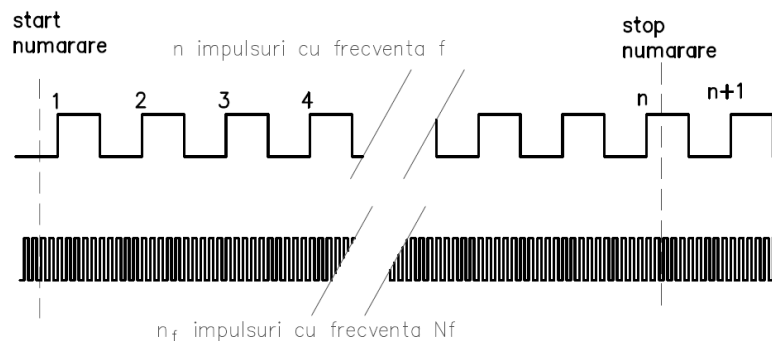


Fig.6.13. Numărarea impulsurilor la metoda cu generare de impulsuri cu frecvență înaltă

Numărul total de impulsuri n_f este divizat cu N și se obține numărul interpolat de impulsuri.

$$n_i = \frac{n_f}{N} \quad (6.6)$$

De exemplu: pentru $n_f=10.600$ impulsuri și $N=30$ se vor obține $n_i=353,333$ impulsuri.

Cum impulsurile cu frecvență N_f sunt numărate prin metoda convențională, constanta N trebuie să fie destul de mare, ca să rezulte un număr de impulsuri numărate mai mare de 10.100.

Pentru fiecare impuls de la contor, osciloscopul generează un număr de N impulsuri cu frecvența N_f . Așa cum frecvența sau perioada impulsurilor primite de la contor se poate modifica odată cu fluctuațiile debitului sau formează un tren de impulsuri neuniform, așa și frecvența N_f trebuie să rămână în același raport cu frecvența f a impulsurilor provenite de la contor, adică pentru fiecare perioadă a

impulsului de la contor sunt generate un număr de N impulsuri. Pentru a atinge acest criteriu, ieșirea impulsurilor generate cu R_f este divizată cu factorul R . Deoarece aceasta trebuie să fie acum cu aceeași frecvență f ca și impulsurile provenite de la contor, un comparator de fază va compara rezultatul cu aceste impulsuri. Orice defazaj între cele două trenuri de impulsuri este detectat; un osciloscop controlat de tensiune ajustează N_f ca să mențină cele două trenuri de impulsuri în fază (fig.6.14).

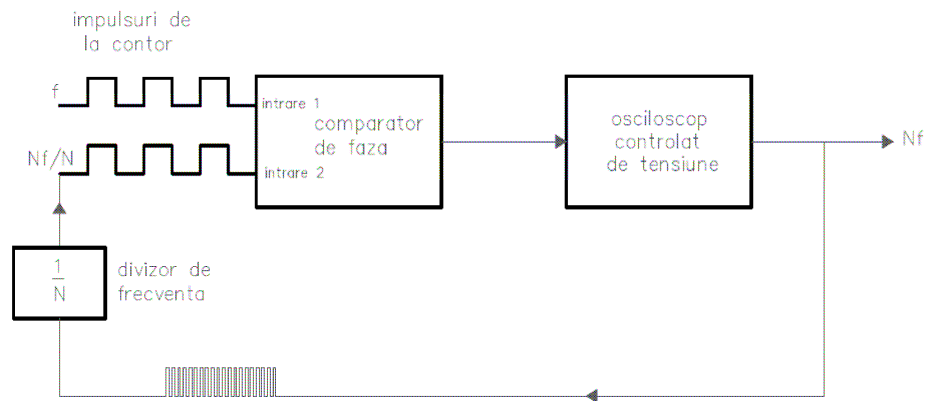


Fig.6.14. Schema-bloc a controlului de fază dintre cele două oscilații

Instalația de verificare folosită în decursul măsurătorilor experimentale are implementat un soft, care folosește metoda cu dublă cronometrare, pentru a determina numărul interpolat de impulsuri, iar în timpul ajustării contorului folosește metoda sincronizării impulsurilor.

6.3. Incertitudinea de măsurare pentru standul experimental folosit

6.3.1. Condiții necesare a fi respectate pentru a obține o incertitudine de măsurare în limite acceptabile

Metoda de determinare gravimetrică a volumului de lichid, trecut prin contor, poate fi considerată una dintre cele mai precise, dacă se respectă condițiile:

- să nu existe curgeri „parazite” sau scurgeri de lichid din instalație,
- să nu se producă o acumulare sau o eliberare de lichid într-o porțiune de circuit, prin contracție sau dilatare termică, ori prin variația volumului de vapori sau de gaz conținut în circuit, fără a fi sesizat de echipamentele de supraveghere sau de operator. La contoarele de lichide cu microturbină apare eliminarea insuficientă a aerului din interiorul acestora, înainte de începerea verificărilor.
- să se efectueze corecțiile necesare, pentru a ține seama de presiunea aerostatică. Corecțiile se pot face inițial, în cursul etalonării cântarului, iar rezultatele pot fi introduse în softul de calcul, pentru a se ține cont de ele.
- cântarul și contoarele etalon (de obicei, contoare electromagnetice, MID) să fie alese corespunzător exactității impuse,
- timpul de basculare a deviatorului de jet să fie mult mai mic în raport cu timpul de umplere a rezervorului de pe cântar,
- în cazul metodei de cântărire dinamice, efectele fenomenelor dinamice să fie suficient de mici,
- în cazul folosirii unor traductoare optice pentru preluarea impulsurilor optice de la contor, acestea împreună cu dispozitivul auxiliar, de obicei de forma unei roți stelate, trebuie să fie corect alese, pentru a asigura o preluare corectă a semnalului.

6.3.2. Calculul incertitudinii extinse de determinare a erorii de indicație a unui contor

Formula de calcul a erorii de indicație relative, pentru un contor de lichide, cu indicația volumului trecut prin el, este:

$$\varepsilon = \frac{V_i - V_r}{V_r} = \frac{V_i}{V_r} - 1 \quad \text{sau} \quad \varepsilon_{\%} = \frac{V_i - V_r}{V_r} \cdot 100 = \left(\frac{V_i}{V_r} - 1 \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.7)$$

unde: ε - eroarea de indicație relativă, $\varepsilon_{\%}$ - eroarea de indicație relativă procentuală, V_i – volumul indicat de contor, rezultat din diferența celor două citiri, de la începutul și

sfârșitul verificării, V_r – volumul real determinat cu ajutorul cântarului sau a contorului etalon.

Din relația (6.7) rezultă că, stabilirea incertitudinii de determinare a erorii implică determinarea incertitudinilor de măsurare a volumului indicat de contor și a volumului real.

În continuare, se va ilustra modul de calcul al incertitudinii extinse de determinare a erorii de indicație, pentru un contor multijet umed cu debitul permanent $Q_3=4 \text{ m}^3/\text{h}$, având clasa metrologică R160. Acest contor are următoarele debite caracteristice: debitul minim $Q_1=0,025 \text{ m}^3/\text{h}$; debitul de tranziție $Q_2=0,040 \text{ m}^3/\text{h}$ și debitul de suprasarcină $Q_4=5 \text{ m}^3/\text{h}$. S-a ales acest tip de contor, pentru că este unul dintre cele mai des folosite pe piață și pentru că a fost folosit pe parcursul majorității testelor efectuate.

6.3.2.1. Erori sistematice

La fiecare măsurătoare, care implică indicația unui cântar, apar erori sistematice, care sunt cunoscute din corecțiile aplicate conform certificatului de calibrare a acestuia. Atunci când se folosesc și contoare etalon, ele pot induce o eroare sistematică cunoscută, de care se poate ține cont folosind certificatul de etalonare al acestuia.

Erori sistematice care apar la folosirea cântarului

Rezultatul cântării, afișat de cântar, este folosit pentru determinarea volumului real trecut prin contor sau pentru calibrarea contorului electromagnetic, a MID-ului. În cazul al doilea, impulsurile generate de acesta sunt folosite pentru interpolarea impulsurilor provenite de la contorul supus verificării.

Cu ocazia cântării, nu se determină masa obiectului de cântărit, ci, o greutate, sau (în cazul determinării unei mase prin comparație) o mărime denumită valoare convențională de cântărire m_{cc} .

Dacă avem două corpuri cu volumele V_x și V_N , densitățile ρ_x și ρ_N și masele m_x și m_N , iar corpul cu indicele N a fost folosit la calibrarea cântarului, atunci la cântărirea lor (care este o operație de comparare a maselor) trebuie să se țină cont de masa aerului dislocat, care este egală cu volumul de aer dislocat (V_x respectiv V_N) înmulțit cu densitatea aerului ($V_x\rho_{aer}$ respectiv $V_N\rho_{aer}$). Notația ρ_{aer} reprezintă densitatea aerului.

Este valabilă egalitatea:

$$m_x - V_x \rho_{aer} = m_N - V_N \rho_{aer} \quad (6.8.a)$$

sau

$$m_x \left(1 - \frac{\rho_{aer}}{\rho_x} \right) = m_N \left(1 - \frac{\rho_{aer}}{\rho_N} \right) \quad (6.8.b)$$

Dacă pentru calibrare se folosesc greutăți din oțel cu o densitate de $\rho_N = 8000 \text{ kg/m}^3$, atunci, în loc de m_x se obține valoarea convențională de cântărire m_k :

$$m_k = m_N \frac{0,99985}{1 - \frac{\rho_{aer}}{\rho_x}} \quad (6.9)$$

unde: masele se exprimă în kg, iar densitățile în kg/m^3 .

Pentru egalitatea $\rho_x = \rho_N$, valoarea convențională de cântărire este identică cu masa.

Pentru $\rho_x \neq 8000 \text{ kg/m}^3$ apar abateri.

Datorită preciziei, în general, limitate, dependența de temperatură a densității aerului poate fi neglijată. Astfel, *abaterea de măsurare* la o temperatură a aerului $t_L = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, față de valoarea uzuală de referință $20 \text{ }^\circ\text{C}$, va fi:

$$+ 0,035\% = 3,5 \cdot 10^{-4} \quad (6.10)$$

De aceea, s-a convenit ca, pentru valoarea convențională de cântărire să se stabilească o densitate a aerului: $\rho_L = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Afirmații asemănătoare se pot face și cu privire la influența presiunii aerului.

Conform ecuațiilor de mai sus, în cazul standului experimental, la efectuarea unor verificări cu apă caldă la 50°C , trebuie să țină cont că, valoarea convențională de cântărire m_k este:

$$m_k = 0,998935 \cdot m_N \quad (6.11)$$

Tot din ecuațiile de mai sus rezultă că, relația pentru determinarea volumului real de apă în litri este:

$$V_{r,apa} = m_N \frac{999,850}{\rho_{apa} - \rho_{aer}} \quad (6.12)$$

unde: ρ_{apa} – densitatea apei, la temperatura la care s-a efectuat verificarea.

Erori sistematice apărute la folosirea contoarelor etalon

În tabelul 6.1 sunt indicate valorile ratei impulsurilor, pentru fiecare dintre contoarele folosite, în funcție de domeniul de debite utilizat.

Tab. 6.1. Rata impulsurilor pentru contoarele electromagnetice folosite[107]

Contorul etalon	Domeniul de debite [m ³ /h]	Rata impulsului [imp./l]
MID 1 DN 2,5	0,006 – 0,150	10.000
MID 2 DN 10	0,150 – 1,5	1.000
MID 3 DN 25	1,5 - 20	100

Eroarea sistematică a contoarelor etalon este determinată la fiecare calibrare a contoarelor de verificat, cu ajutorul cântarului; se ține cont de eroare prin soft.

Curba de erori caracteristică, în condiții de referință, a unui contor electromagnetic Krohne Profiflux IFS 5000, folosit în cadrul standului experimental, este prezentată în figura 6.15.

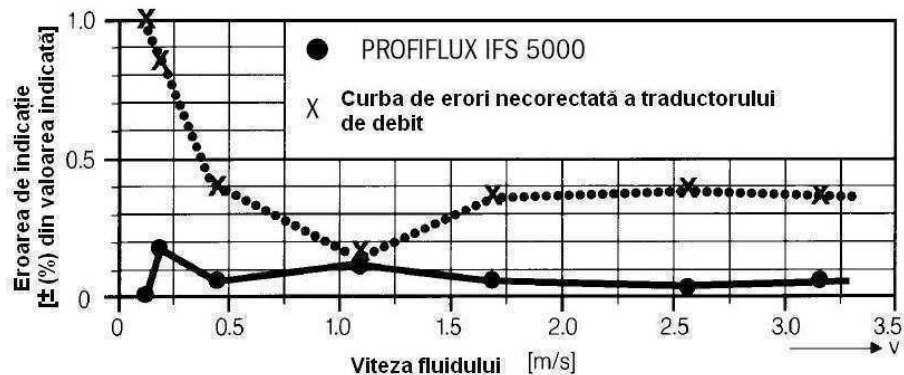


Fig.6.15.Curba de erori caracteristică, în condiții de referință; contor KrohneProfiflux IFS 5000[107]

Erorile de indicație pentru aceste contoare, date de către firma producătoare, pentru domeniile de debite folosite pe parcursul măsurătorilor, sunt în funcție de diametrul permanent al contorului astfel:

- $\epsilon_{DN2,5} \leq \pm 0,5\%$ din valoarea măsurată (VM) pentru DN2,5,
- $\epsilon_{DN10, DN25} \leq \pm 0,5\%$ din valoarea măsurată (VM) pentru DN10 și DN25.

6.3.2.2. Erori aleatorii

În cele ce urmează, se determină incertitudinea de măsurare pentru instalația experimentală folosită. Pentru aceasta, trebuie identificate posibilele surse de erori și apoi determinate incertitudinile, cu care acestea contribuie la incertitudinea totală. Se vor determina aceste incertitudini, pentru cele 4 debite importante: debitul minim Q_1 , debitul de tranziție Q_2 , debitul permanent Q_3 și debitul de suprasarcină Q_4 , pentru contorul menționat mai sus.

Traductorul optic a fost amplasat deasupra unei roți stelate cu șase brațe echidistante. Rotația ei asigură o rată de impuls de 48,3 impulsuri/litru.

Se pot identifica următoarele surse de erori, datorate instalației de verificare și contorului de verificat :

1. Rezoluția contorului de verificat (e_{r1}),
2. Rezoluția contorului etalon (e_{r2}),
3. Precizia cântarului (e_{r3}),
4. Stabilitatea în timp a indicațiilor cântarului (e_{r4}),
5. Influența măsurării temperaturii, care intervine în calculul volumului prin cântărire (e_{r5}),
6. Modificarea temperaturii conductelor instalației (e_{r6}),
7. Prezența aerului în instalație (e_{r7}),
8. Influența deviatorului de jet (e_{r8}),
9. Măsurarea umidității din aer (e_{r9}),
10. Stabilitatea contorului etalon (e_{r10}),
11. Fluctuațiile de debit (e_{r11}),
12. Influența metodei cu start-stop static (e_{r12}),
13. Influența presiunii (e_{r13}).

Coeficienții de sensibilitate ($\partial V/\partial f_i$) sunt egali cu unitatea, în majoritatea cazurilor, deoarece aceste influențe se regăsesc, în mod direct, în erori de volum. Este avantajos, dacă este posibil, ca influențele să fie determinate ca și influențe relative, pentru că, în acest caz, nu mai este necesară determinarea coeficienților de sensibilitate.

1. Rezoluția contorului de verificat (e_{r1})

Fie indicația contorului V_p , rezultată prin împărțirea numărului interpolat de impulsuri la rata de impuls. Având rezoluția volumului δV_p , obținem volumul indicat de contor:

$$V_i = \left(V_p \pm \frac{\delta V_p}{2} \right) \quad (6.13)$$

Unde: δV_p -volumul corespunzător unui impuls.

Considerând o distribuție dreptunghiulară, cu jumătatea intervalului $a_p = \delta V_p/2$, obținem incertitudinea relativă:

$$u_A^2 = \frac{1}{3} \left(\frac{\delta V_p}{2V_p} \right)^2 = \frac{\delta V_p^2}{12 V_p^2} \quad (6.14)$$

Dacă se face o interpolare a impulsurilor, așa cum se face la standul folosit, această sursă de erori poate fi considerată neglijabilă.

Cu rata de impuls $i = 43,8 \text{ imp./l}$, obținem *incertitudinile relative*:

- pentru Q_4 și un volum de verificare $V_p = 150 \text{ l}$: $u_A^2 = 1,93 \cdot 10^{-9}$;
- pentru Q_3 și un volum de verificare $V_p = 150 \text{ l}$: $u_A^2 = 1,93 \cdot 10^{-9}$;
- pentru Q_2 și un volum de verificare $V_p = 5 \text{ l}$: $u_A^2 = 1,74 \cdot 10^{-6}$;
- pentru Q_1 și un volum de verificare $V_p = 5 \text{ l}$: $u_A^2 = 1,74 \cdot 10^{-6}$.

2. Rezoluția contorului de referință (er_2)

Pentru că sincronizarea impulsurilor se face cu impulsurile primite de la traductorul optic montat pe contor, este posibil ca, impulsurile de la contorul etalon să ajungă cu o eroare de +/-1 impuls. Având rezoluția contorului etalon, volumul de verificat se poate determina într-un mod similar cu incertitudinea relativă :

$$u_{CE}^2 = \frac{\delta V_{CE}^2}{3 V_p^2} \quad (6.15)$$

Datorită ratei de impuls ridicate a contorului etalon, de exemplu: $i=1000 \text{ imp./l}$ sau $i=1\text{kHz}$, această incertitudine depinde de volumul trecut prin contor. Pe tot parcursul verificărilor, acest volum trebuie să fie ales, astfel încât, să fie corespunzător unui timp de verificare $t_v=0,1\text{h}=360\text{s}$, dar cu un minim de 5l.

Cu aceste date rezultă următoarele:

- pentru debitul de suprasarcină Q_4 și permanent Q_3 având rata de impuls $i=100 \text{ imp./l}$ și un volum de verificare $V_p = 150\text{l}$, rezultă $u_{CE}^2 = 1,48 \cdot 10^{-9}$;
- pentru debitul de tranziție Q_2 și minim Q_1 , având rata de impuls $i=10.000 \text{ imp./l}$ și un volum de verificare $V_p = 5\text{l}$, rezultă $u_{CE}^2 = 1,33 \cdot 10^{-6}$.

3. Precizia cântarului (er_3)

Cele două cântare folosite sunt de tipul:

- Mettler Toledo KA 32S, până la o capacitate maximă de 32kg, clasa II de precizie conform OIML R76-1/2006, cu intervalul scării de verificare $e=1\text{g}$, valoarea diviziunii scării $d=0,1\text{g}$ și numărul intervalelor de verificare $n=32.000$; folosit pentru debitele Q_1 și Q_2 .
- Mettler Toledo KCC 150S, până la o capacitate maximă de 150kg, clasa II de precizie conform OIML R76-1/2006, cu intervalul scării de verificare $e=10\text{g}$, valoarea diviziunii scării $d=2\text{g}$ și numărul intervalelor de verificare $n=15.000$; folosit pentru debitele Q_3 și Q_4 .

Conform clasei II de precizie, *erorile la verificarea inițială* trebuie să fie cuprinse în intervalele următoare:

$$\pm 0,5e, \text{ pentru } 0 \leq m \leq 5000e;$$

$$\pm 1e, \text{ pentru } 5000e \leq m \leq 20000e;$$

$$\pm 1,5e, \text{ pentru } 20000e \leq m \leq 100000e;$$

Unde: m-valoarea încărcării exprimate în raport cu intervalul scării de verificare (e)

La verificările în serviciu se acceptă valori duble ale erorilor. Se va ține cont de aceste erori acceptate.

Pentru volumele folosite la verificări, pentru cele 4 debite, rezultă erorile:

- pentru debitul minim Q_1 și de tranziție Q_2 , unde avem un volum de 5l (5000e), erorile sunt de $\pm 1g$.

- pentru debitul permanent Q_3 și de suprasarcină Q_4 , unde avem un volum de 150l (15000e) erorile sunt de $\pm 20g$.

Considerând o distribuție dreptunghiulară, obținem *incertitudinea relativă datorată preciziei cântarului*:

$$u_B^2 = \frac{1}{3} \left(\frac{\delta m}{m} \right)^2 \quad (6.16)$$

Având erorile de mai sus și relația (6.16), se obțin incertitudinile relative pentru debitele menționate:

- pentru debitul minim și de tranziție Q_1 și Q_2 , rezultă $u_B^2 = 1,33 \cdot 10^{-8}$;

- pentru debitul permanent și de suprasarcină Q_3 și Q_4 , rezultă $u_B^2 = 5,93 \cdot 10^{-9}$.

4. Stabilitatea în timp a indicațiilor cântarului (er_4)

La o calibrare ulterioară a cântarului, se poate obține o valoare diferită față de valoarea obținută la calibrarea anterioară. Considerând o distribuție de tip rampă, se poate aproxima o *valoare a incertitudinii relative*, valabilă pentru toate debitele, ca fiind: $u_{B,T}^2 = 5 \cdot 10^{-9}$.

5. Influența măsurării temperaturii care intervine în calculul volumului prin cântărire (er_5)

Având rezultatul obținut în urma cântării se obține volumul real trecut prin contor (cf.rel.6.12). De obicei, raportul $\Psi = \frac{V_{r,apa}}{m_N}$, se consideră unitar.

Densitatea apei distilate variază cu temperatura conform relației [1]:

$$\rho_{apa,d} = \frac{\sum_{n=0}^5 a_n \cdot t^n}{1+b \cdot t} \quad (6.17)$$

Unde: a_n , b -coeficienții de corecție din tab.6.2, t -temperatura apei în °C.

Tab.6.2. Coeficienți pentru calculul densității apei distilate, funcție de temperatură [1]

n	a_n	b
0	$9,9983952 \cdot 10^2$	$1,6887236 \cdot 10^{-2}$
1	$1,6952577 \cdot 10$	
2	$-7,9905127 \cdot 10^{-3}$	
3	$-4,6241757 \cdot 10^{-5}$	
4	$1,0584601 \cdot 10^{-7}$	
5	$-2,8103006 \cdot 10^{-10}$	

Raportul Ψ conține dependența rezultatului cântării cu temperatura apei folosită la verificări. Incertitudinea de măsurare a temperaturii apei (u_t^2) contribuie cu un factor de influență ($\frac{\partial \Psi}{\partial t}$), care ține cont și de variația densității. Incertitudinea se determină cu formula:

$$u_{\rho,1}^2 = \left(\frac{\partial V_{r,apa}(t)}{\partial t} \right)^2 \cdot u_t^2 \quad (6.18)$$

Derivând ecuația (6.12), în funcție de timp, după ce s-a înlocuit în relația (6.17), se obține un *factor de sensibilitate*: $(8,74 \cdot 10^{-7})^{1/2}$, pentru temperatura $t= 22^\circ\text{C}$, la care s-au făcut măsurătorile.

Eroarea de măsurare a temperaturii este de $\pm 0,2^\circ\text{C}$ și considerând o repartiție dreptunghiulară, se obține $u_t^2 = 0,0133$.

Înlocuind valorile în ecuația (6.18) se obține: $u_{\rho,1}^2 = 1,16 \cdot 10^{-8}$.

Ecuația 6.17 exprimă variația densității apei distilate cu temperatura. Pentru apa de la rețea, densitatea determinată experimental este de 1,00015 ori mai mare. Această determinare s-a făcut cu o eroare de $\pm 5 \cdot 10^{-5}$ considerând ultima cifră semnificativă. Pentru repartiție dreptunghiulară, *incertitudinea* pe care o introduce această determinare este: $u_{\rho,2}^2 = 8,33 \cdot 10^{-10}$.

6. Modificarea temperaturii conductelor instalației (er_6)

În spațiul în care se află standul experimental, există o instalație de climatizare, care a asigurat o temperatură $t= 22 \pm 1^\circ\text{C}$, pe parcursul verificărilor.

Temperatura apei, cu care s-au efectuat verificările, a avut $t=22\pm 1^{\circ}\text{C}$. În aceste condiții, se poate considera că, această sursă de erori are o valoare neglijabilă. Această sursă de erori are o valoare importantă în cazul verificărilor cu apă caldă la debite mici și în cazul în care standul de verificare nu este prevăzut cu izolații și cu posibilitatea încălzirii conductelor dintre contoare.

7. Prezența aerului în instalație (er_7)

Prezența aerului reprezintă întotdeauna o problemă la verificarea debitmetrelor sau a contoarelor pentru apă. Sensorul de debit transmite mai departe un semnal corespunzător trecerii unui debit de fluid, chiar dacă acesta este aer. Comportarea metrologică a unor contoare, la prezența aerului în instalație, în proporție de 10% și 50% este prezentată în figura 6.16.

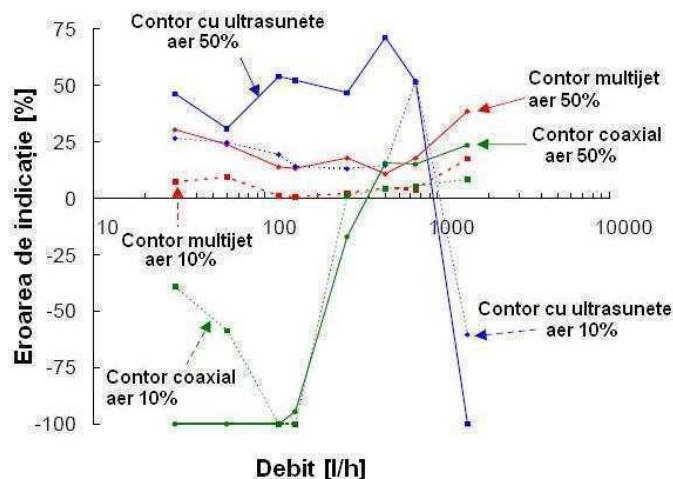


Fig. 6.16. Comportarea unor tipuri de contoare la prezența aerului în instalație [1]

Prezența aerului în apă duce la erori pozitive ale contorului, mai mici sau mai mari, în funcție de procentul acestuia și de forma constructivă a contorului.

O atenție deosebită trebuie acordată elementelor componente pasive ale instalației, care pot deține aer „captiv”, cum ar fi coturile sau armăturile închise; mai există și neaerisirea crespunzătoare a contoarelor supuse verificării. Aerul este în strânsă legătură cu incertitudinea de măsurare datorată acestei surse de erori.

Dacă există un procent de aer în apă V_{aer} , atunci, acesta va fi înregistrat. *Incertitudinea relativă introdusă*, considerând o distribuție dreptunghiulară, este:

$$u_{aer}^2 = \frac{1}{3} \left(\frac{V_{aer}}{V_{r.apa}} \right)^2 \quad (6.19)$$

Incertitudinea are două componente: prima cauzată de variația de presiune și a doua datorată variației de temperatură.

1. Așa cum s-a văzut la cap.6.1, standul experimental folosit are în componență o pompă de vacuum, prin care se asigură extragerea aerului din instalație și apoi umplerea contoarelor. Totuși, poate să rămână o cantitate mică de aer. Modificările de presiune din instalație și compresibilitatea aerului pot să-l stocheze sau să-l elibereze, la un moment dat, pe parcursul verificării. Mai multe probleme pot să apară pe parcursul verificărilor de tip start-stop prin metoda statică. Dacă se consideră aerul ca fiind un gaz ideal, atunci se poate calcula incertitudinea corespunzătoare cu formula:

$$u_{aer,1}^2 = \frac{1}{3} \frac{\left[V_{aer} \left(1 - \frac{p_1}{p_2} \right) \right]^2}{V_{r,apa}^2} \quad (6.20)$$

Dacă se consideră un volum de aer de $V_{aer}=100\text{ml}$ și o diferență de presiune de 6% , adică: $p_1=1,06 p_2$, se obțin valorile:

- pentru debitul minim și de tranziție Q_1, Q_2 , la un volum de verificare $V_{r,apa}=5\text{l}$, rezultă:
 $u_{aer,1}^2=4,8 \cdot 10^{-7}$;

- pentru debitul permanent și de suprasarcină Q_3, Q_4 , la un volum de verificare $V_{r,apa}=150\text{l}$ rezultă: $u_{aer,1}^2=5,33 \cdot 10^{-10}$.

2. Aerul din instalație suferă și o modificare de temperatură, aceasta duce la o abatere a măsurării volumului. Din *relația lui Clapeyron* se poate deduce modificarea de volum, care apare odată cu modificarea temperaturii, sub forma:

$$\Delta V_{aer} = \frac{1}{273} \cdot \Delta t \cdot V_{aer} \quad (6.21)$$

Incertitudinea de măsurare rezultă din formula:

$$u_{aer,2}^2 = \frac{1}{3} \cdot 1,34 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta t^2 \cdot \left(\frac{V_{aer}}{V_{r,apa}} \right)^2 \quad (6.22)$$

Instalația de verificare folosită asigură o bună stabilitate a temperaturii pe perioada verificărilor și cum testele s-au făcut pentru apă rece, incertitudinea introdusă de acest aspect se poate considera neglijabilă.

8. Influența deviatorului de jet (er_8)

Influența este legată de timpul în care deviatorul de jet comută spre și dinspre rezervorul de cântărire și rezervorul de stocare. Acest timp depinde și de soluția constructivă aleasă. De obicei, pentru soluțiile cel mai des folosite, cu ventil de

comutare, se poate ajunge la diferențe de până la 100 ms. Definiția timpului de comutare este prezentată în figura 6.17.

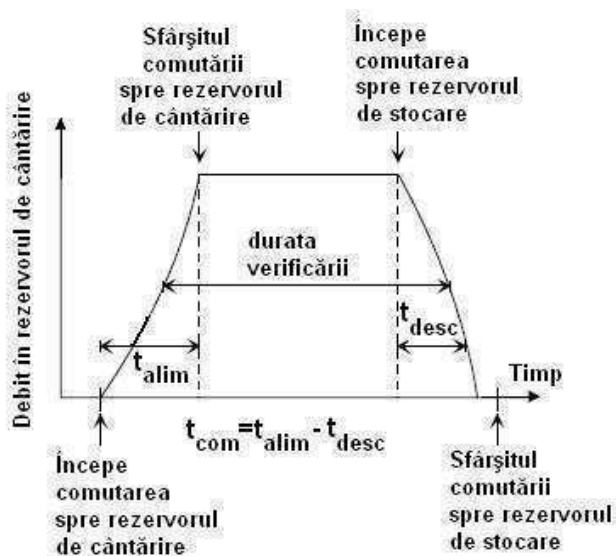


Fig. 6.17. Curba de variația a debitului prin deviatorul de jet

Acest timp se traduce într-un debit, care nu poate fi controlat și care, duce, în final, la o diferență de volum ΔV_{com} . Această diferență se consideră a avea o distribuție dreptunghiulară și ca urmare, *incertitudinea de măsurare relativă* se exprimă prin relația:

$$u_{com}^2 = \frac{1}{3} \left(\frac{\Delta V_{com}}{V_{r,apa}} \right)^2 \quad (6.23)$$

Ca urmare, *incertitudinea de măsurare relativă* calculată cu relația (6.23) este:

- pentru debitul minim Q_1 , la un volum de verificare de 5l și un timp de comutare de 100ms, rezultă un volum de comutare $\frac{1}{2}(\Delta V_{com})=0,69\text{ml}$ și $u_{com}^2 = 2,57 \cdot 10^{-8}$;
- pentru debitul de tranziție Q_2 , la un volum de verificare de 5l și un timp de comutare de 100ms, rezultă un volum de comutare $\frac{1}{2}(\Delta V_{com})=1,11\text{ml}$ și $u_{com}^2 = 6,58 \cdot 10^{-8}$;
- pentru debitul permanent Q_3 , la un volum de verificare de 150l și un timp de comutare de 100ms, rezultă un volum de comutare $\frac{1}{2}(\Delta V_{com})=111,11\text{ml}$ și $u_{com}^2 = 7,32 \cdot 10^{-7}$;
- pentru debitul de suprasarcină Q_4 , la un volum de verificare de 150l și un timp de comutare de 100ms, rezultă un volum de comutare $\frac{1}{2}(\Delta V_{com})=138,88\text{ml}$ și $u_{com}^2 = 1,14 \cdot 10^{-6}$.

9. Măsurarea umidității din aer (er_9)

După cum rezultă din ecuația (6.12), densitatea aerului depinde de umiditatea pe care o conține. Această dependență influențează determinarea volumului real de apă trecut prin contor. Pentru a determina influența umidității, se apelează la o ecuație rezultată în urma unei teme de cercetare a ing. Alfonso Witt, de la Centrul de cercetare din Sieberdorf, Austria [1]:

$$m_p = \frac{\left(1 - \frac{f_2}{\rho_{apa}}\right) \cdot \Delta m \cdot \left(1 - \frac{\rho_{aer}}{\rho_N}\right) - V_R \cdot (\rho_{aer,2} - \rho_{aer,1})}{\left(1 - \frac{\rho_{aer,2}}{\rho_{apa}}\right)} - V_R \cdot (f_2 - f_1) + m_v \quad (6.24)$$

unde: m_p -cantitatea de apă care a fost deversată în rezervorul de cântărire, acesta fiind inițial gol; Δm - diferența dintre indicațiile cântarului după și înainte de verificare; V_R - volumul rezervorului de cântărire; ρ_{apa} -densitatea apei; ρ_{aer} -densitatea aerului dizlocuit de rezervor; $\rho_{aer,1}$ -densitatea aerului din rezervor, înainte de verificare; $\rho_{aer,2}$ - densitatea aerului din rezervor după verificare; f_1 -umiditatea absolută a aerului în rezervor înainte de verificare; f_2 -umiditatea absolută a aerului din rezervor, după verificare; ρ_N -densitatea greutateii cu care s-a făcut calibrarea cântarului; m_v - cantitatea de aer înlocuită de apă în timpul verificării.

Cantitatea de aer calculează cu relația:

$$m_v = \int_0^{\tau_p} f(\tau) \cdot \frac{dV_L}{d\tau} \cdot d\tau = \int_0^{\tau_p} f(\tau) \cdot Q \cdot d\tau \quad (6.25)$$

unde: τ_p - timpul de verificare; τ -timpul; Q –debitul; V_L -volumul de aer ieșit din rezervor pe parcursul verificării; $f(\tau)$ -curba umidității din rezervor pe parcursul verificării.

Schematic, umplerea rezervorului și unii termeni sunt ilustrați în figura 6.18.

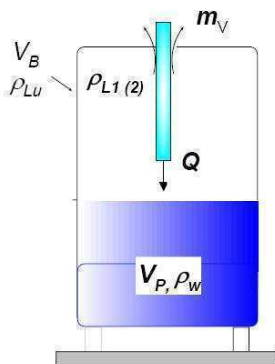


Fig. 6.18. Procesul de umplere a rezervorului de cântărire cu specificația termenilor

Ecuția (6.24) se poate simplifica, pentru scopul propus de determinare a incertitudinii datorate umidității prezente în aer. Pentru aceasta, se vor considera relațiile:

$$\left(1 - \frac{f_2}{\rho_{apa}}\right) \approx 1, \left(1 - \frac{\rho_{aer}}{\rho_N}\right) \approx 1, \left(1 - \frac{\rho_{aer,2}}{\rho_{apa}}\right) \approx 1 \quad (6.26)$$

Rezultă:

$$m_p = \Delta m \cdot -V_R \cdot (\rho_{aer,2} - \rho_{aer,1}) - V_R \cdot (f_2 - f_1) + m_v \quad (6.27)$$

Se va determina incertitudinea pentru aflarea indicației reale a cântarului datorată umidității aerului din rezervor (rezervor închis). *Incertitudinea* $u(m_v)$ va fi tratată separat.

$$u_{mp}^2 = \left(\frac{\delta m_p}{\delta f_1}\right)^2 \cdot u_{f_1}^2 + \left(\frac{\delta m_p}{\delta f_2}\right)^2 \cdot u_{f_2}^2 + \left(\frac{\delta m_p}{\delta \rho_{aer,1}}\right)^2 \cdot u_{\rho_{aer,1}}^2 + \left(\frac{\delta m_p}{\delta \rho_{aer,2}}\right)^2 \cdot u_{\rho_{aer,2}}^2 = V_R^2 [2 \cdot u^2(f) + 2 \cdot u^2(\rho_{aer,i})] \quad (6.28)$$

Având:

$$u_{(\rho_{aer,i})}^2 = \left(\frac{\delta \rho_{aer,i}}{\delta f_i}\right)^2 \cdot u_{f_i}^2 \quad (6.29)$$

Densitatea aerului se calculează cu relația:

$$\delta_{aer,1} = \frac{352,980}{T} - 1,608 \cdot 10^{-3} \cdot f_i + \frac{f_i}{1000} \text{ [g/m}^3\text{]} \quad (6.30)$$

urmează apoi:

$$u_{f_1}^2 = u_{f_2}^2 = u_f^2 \quad (6.31)$$

$$u_{\rho_{aer,i}}^2 = 3,7 \cdot 10^{-7} \cdot u_f^2 \quad (6.32)$$

$$u_{mp}^2 = V_R^2 (2 + 7,4 \cdot 10^{-4}) \cdot u_f^2 \quad (6.33)$$

Din relațiile (6.23), (6.24), (6.31), (6.32) și (6.33) rezultă *incertitudinea pentru* m_v :

$$u_{m_v}^2 = V_p^2 \cdot u_f^2 \quad (6.34)$$

Dacă se înlocuiește în relațiile (6.31), (6.32) și (6.33), se obține:

$$u_{fa}^2 = \frac{u_{mp}^2}{m_p^2} \approx 2 \cdot 10^{-6} \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{V_R}{V_P}\right)^2 + 1\right] \cdot u_f^2 \quad (6.35)$$

Datorită pătratului raportului (V_R/V_P) este posibil ca, pentru volume mici de verificare, această incertitudine să fie dominantă. În tab.6.3 este calculată această incertitudine relativă în funcție de raportul (V_P/V_R).

Tab.6.3. Valori ale incertitudinii relative funcție de raportul de umplere al standului

V_p/V_R	$u_{m_p}^2/m_p^2$
1	$1,3 \cdot 10^{-10}$
0,5	$3,8 \cdot 10^{-10}$
0,1	$8,4 \cdot 10^{-9}$
0,01	$8,4 \cdot 10^{-7}$

Având în vedere cele de mai sus, rezultă *incertitudinea relativă*:

- pentru debitul minim Q_1 , și de tranziție Q_2 , la un volum de verificare de 5l și un volum a rezervorului de 32l, adică pentru un raport $V_p/V_R=0,15$, se poate aproxima incertitudinea relativă ca fiind egală cu $u_{fa}^2=8,4 \cdot 10^{-9}$;

- pentru debitul de suprasarcină Q_4 , și permanent Q_3 , la un volum de verificare de 150l și un volum a rezervorului de 150l, adică pentru un raport $V_p/V_R=1$, se poate aproxima incertitudinea relativă ca fiind egală cu $u_{fa}^2=1,3 \cdot 10^{-10}$.

În practică, se recomandă să se folosească rezervoare umplute cât mai bine de către volumul de verificat.

10. Stabilitatea contorului de referință (er_{10})

Pentru un contor etalon trebuie impuse cerințe foarte ridicate, mai ales, referitoare la stabilitatea erorilor, pentru anumite debite caracteristice, care trebuie să fie cât mai ridicată. Aceasta, deoarece se va ține cont de aceste erori la calibrarea contorului de verificat pentru aceste debite. Stabilitatea devine mult mai importantă atunci când verificarea se face fără cântar doar după contorul etalon și atunci când se fac verificări la temperaturi înalte, apropiate de 100°C. În ambele cazuri, curba de erori a contorului etalon este dependentă de temperatură. În domeniul de debite, la care se fac verificările, abaterile indicației contorului etalon trebuie să fie cât mai mici și dacă dependența de temperatură nu poate fi eliminată, ea trebuie să urmeze o lege de variație cunoscută, astfel încât să poată fi prelucrată electronic.

Se preferă contoarele electromagnetice cu senzor de debit executat din teflon, pentru că acest material are o dependență de temperatură cunoscută:

$$\left(\frac{d\varepsilon}{dt} = -0,027\% \right) K^{-1}. \text{ Acesta este prevăzut și cu o manta de protecție din ceramică.}$$

În figura 6.19 sunt prezentate curbele de erori pentru domeniul $1000l/h \leq Q \leq 10.000l/h$ și pentru temperaturile 40°C, 50°C și 60°C (curbele au fost ridicate la standul biroului de metrologie legală, BEV, Viena).

Se va considera, pentru contoarele etalon relevante, o incertitudine standard ($k=1$) pentru măsurători, egală cu $u_{V,CE}=0,05\%$ și atunci rezultă $u_{V,CE}^2=2,5 \cdot 10^{-7}$. Această incertitudine este importantă pentru verificările cu apă caldă. Deoarece verificările pe care le-am efectuat, au fost cu apă rece, această incertitudine poate fi neglijată.

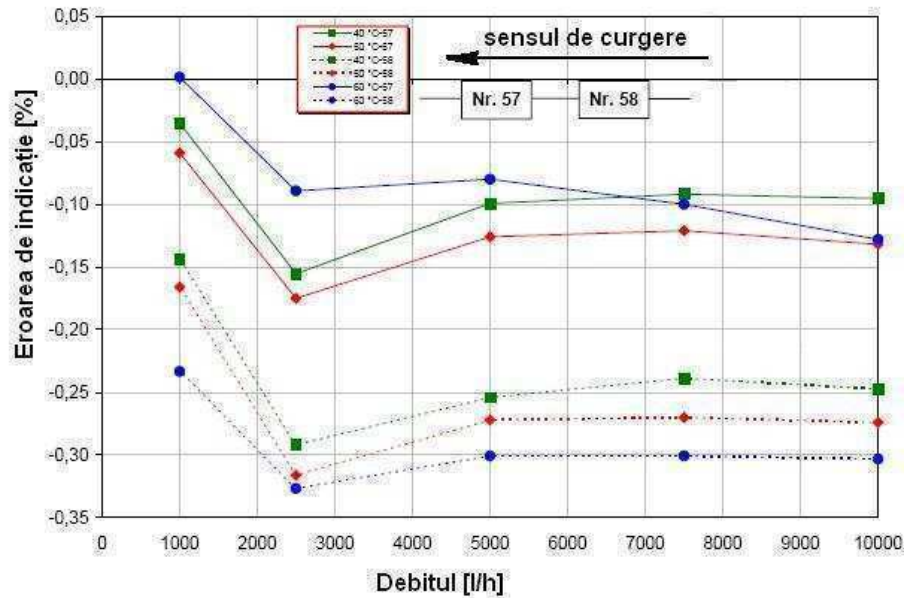


Fig.6.19. Influența temperaturii asupra curbei de erori a unor contoare electromagnetice [1]

11. Fluctuațiile de debit (er_{11})

La orice stand experimental pentru verificarea debitmetrelor și a contoarelor pentru apă, debitul variază mai mult sau mai puțin în jurul unei valori reglate pentru efectuarea verificării. Dacă se ia în considerare întregul domeniu de debite, pentru fiecare debit, se va obține un interval de debite în jurul valorii setate, care poate fi înregistrat și prin măsurători; indicația contorului corespunde, astfel, unei valori medii a debitului pentru intervalul de variație.

Prin înregistrarea debitului momentan, se poate determina o incertitudine empirică $u_{\Delta Q}^2$. Se pune întrebarea, care este efectul pe care îl produc aceste variații de debit asupra erorilor sistematice ale contorului. Dacă curba de erori are, în jurul debitului de verificare (Q_x), un parcurs linear, atunci este posibilă scrierea unei relații de forma:

$$\Delta \varepsilon = k \cdot \Delta Q \quad (6.36)$$

Astfel, valoarea medie a debitului (Q_x) definește un anumit punct pe curba de erori \mathcal{E}_x . Este foarte important ca, în timp ce debitul variază în jurul valorii medii, să nu apară și alte erori sistematice.

Figura 6.20. arată o curbă de erori și influența variației debitului, în jurul valorii reglate, asupra erorii de indicație.

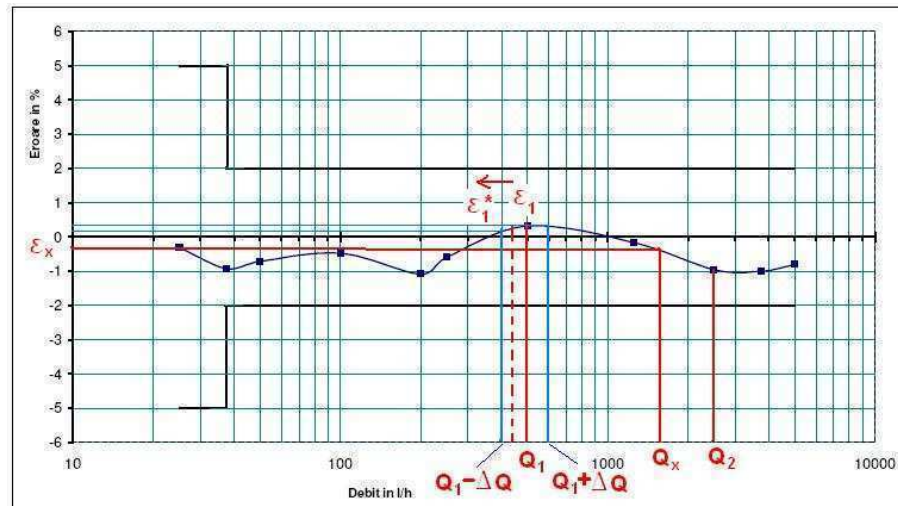


Fig.6.20.Curba caracteristică a unui contor multijet $Qn2,5m^3/h$ cu influența variației debitului asupra valorii erorii de indicație

Factorul K poate fi determinat în mod empiric. De exemplu, dacă se modifică curba de eroare într-un interval de 500–2.500 l/h, de la + 0,3 % la 1 %, atunci: $\Delta Q = 650$ l/h, $\Delta \mathcal{E} = -1,3\%$ și $K = -0,00065$ (%.h/l).

Dacă relația dintre modificarea debitului și modificarea erorii nu este liniară, atunci o variație simetrică a debitului de $\pm \Delta Q$ poate să cauzeze o modificare asimetrică a curbei erorii. Variația de debit $+\Delta Q$ cauzează o modificare a erorii medii de $\Delta \varepsilon_{1+}$, iar variația de debit $-\Delta Q$, provoacă o modificare a erorii de $\Delta \varepsilon_{1-}$. Valorile absolute $\Delta \varepsilon_{1+}$ și $\Delta \varepsilon_{1-}$ nu sunt identice, și ca urmare, se produce o deplasare aparentă a curbei erorii de la ε_1 la ε_1^* (fig. 6.20). Acest efect apare des în domeniul inferior de măsurare, unde pe un interval de la 25l/h la 250l/h există 3 inflexiuni ale curbei. În domeniul superior de măsurare, apar intervale de debite mai lungi, cu dependență liniară, iar punctele de inflexiune sunt mai rare; pe intervalul 250l/h până la 5000l/h există doar două.

Pentru a determina valoarea incertitudinii datorată fluctuațiilor de debit, pentru debitele stabilite, trebuie să găsim o funcție, care să aproximeze curba de erori în funcție de debit. Se va încerca o aproximare printr-o *funcție de tip polinom* de forma:

$$\varepsilon(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q + a_2 \cdot Q^2 + \frac{a_3}{Q} + \frac{a_4}{Q^2} \quad (6.37)$$

Folosind datele experimentale, am obținut următoarea funcție, unde eroarea relativă de indicație ε se obține în procente, pentru un domeniu de debite $Q \in [25, 5000]$ l/h:

$$\varepsilon(Q) = \begin{cases} 4,513 - 0,021 \cdot Q - 3,505 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2 - \frac{302,811}{Q} + \frac{4897}{Q^2} & (\text{pentru } Q \in [25, 100] \text{ l/h}) \\ 5,317 - 4,613 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 6,446 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2 - \frac{1690}{Q} + \frac{115200}{Q^2} & (\text{pentru } Q \in [100, 1250] \text{ l/h}) \\ -3,919 + 4,541 \cdot 10^{-4} \cdot Q - 6,282 \cdot 10^{-9} \cdot Q^2 + \frac{5337}{Q} - \frac{1666000}{Q^2} & (\text{pentru } Q \in [1250, 5000] \text{ l/h}) \end{cases} \quad (6.38)$$

Graficul funcției corespunzătoare relației (6.38) și punctele obținute experimental (cu roșu pe grafic) sunt reprezentate în figura 6.21.

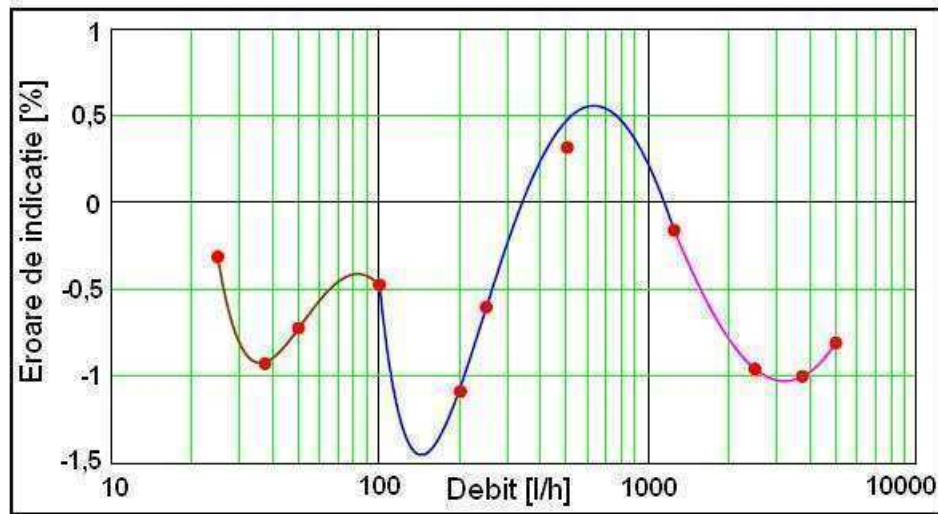


Fig.6.21. Graficul funcției de aproximare $\varepsilon(Q)$ a erorii de indicație în funcție de debit

Incertitudinea datorată variației debitului se poate calcula cu relația:

$$u^2(\Delta Q) = \left(\frac{\delta \varepsilon}{\delta Q} \right)^2 \cdot u^2(Q) = \left(a_1 + 2a_2 \cdot Q - \frac{a_3}{Q^2} - 2 \frac{a_4}{Q^3} \right)^2 \cdot u^2(Q) \quad (6.39)$$

Pentru debitul minim Q_1 și debitul de tranziție Q_2 avem:

$$u^2(\Delta Q) = \left(-0,021 - 7,01 \cdot 10^{-5} \cdot Q + \frac{302,811}{Q^2} - \frac{9794}{Q^3} \right)^2 \cdot u^2(Q) \quad (6.40)$$

Pentru debitul de suprasarcină Q_4 și debitul permanent Q_3 avem:

$$u^2(\Delta Q) = \left(4,541 \cdot 10^{-4} - 12,564 \cdot 10^{-9} \cdot Q - \frac{5337}{Q^2} + \frac{3332000}{Q^3} \right)^2 \cdot u^2(Q) \quad (6.41)$$

În urma verificărilor efectuate, cu ajutorul standului experimental, s-a obținut o variație a debitului, pentru debitul minim de $\pm 0,4\%$, iar pentru celelalte debite verificate de $\pm 0,2\%$. Rezultă deci:

$$u^2(Q_1) = \frac{0,004^2}{3} = 5,333 \cdot 10^{-6} \quad (6.42)$$

$$u^2(Q) = \frac{0,002^2}{3} = 1,333 \cdot 10^{-6} \quad (6.43)$$

Având în vedere toate relațiile de mai sus, rezultă *incertitudinile datorate variației debitului* astfel:

- pentru debitul minim Q_1 : $u^2(\Delta Q) = 0,026618 \cdot 5,333 \cdot 10^{-6} = 1,42 \cdot 10^{-7}$
- pentru debitul de tranziție Q_2 : $u^2(\Delta Q) = 1,543 \cdot 10^{-4} \cdot 1,333 \cdot 10^{-6} = 2,06 \cdot 10^{-10}$
- pentru debitul permanent Q_3 : $u^2(\Delta Q) = 1,4968 \cdot 10^{-8} \cdot 1,333 \cdot 10^{-6} = 1,99 \cdot 10^{-14}$
- pentru debitul de suprasarcină Q_4 : $u^2(\Delta Q) = 4,1802 \cdot 10^{-8} \cdot 1,333 \cdot 10^{-6} = 5,57 \cdot 10^{-14}$

12. Influența metodei cu start-stop static (er_{12})

Dacă verificarea debitmetrelor sau a contoarelor de apă se face prin această metodă, din cauza perioadei de reglare a debitului de început (când debitul crește de la zero la valoarea reglată) și a perioadei de sfârșit (când debitul scade la zero), apare o eroare sistematică. Durata celor două perioade și mijlocul folosit pentru reglarea debitului influențează mărimea acestei erori. În tabelul 6.4 sunt date diferențele de eroare de indicație între metodele start-stop static și start-stop dinamic, pentru același contor, la același debit permanent $Q_n = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ și pentru diferite volume deversate în rezervorul de cântărire. Din tab.6.4 rezultă că, odată cu creșterea volumului care trece prin contor, această diferență scade.

Se poate afirma că, reducerea influenței asupra erorilor, pe care o are această metodă, se poate face prin scăderea procentului pe care îl dețin duratele de pornire și de oprire din timpul total al verificării. Acest lucru se poate realiza astfel:

- la debitele mici și medii: durata verificării este mare, motiv pentru care această eroare este neglijabilă;
- la debitele permanente și mari, prin creșterea volumului de apă care trece prin contor la verificare.

Tab. 6.4.Diferențele de eroare aparute la măsurători cu același contor și la același debit prin două metode diferite

Debitul Qn [l/h]	Volum deversat în rezervorul de cântărire [l]	Diferența dintre erori [%]
2500	20	0,24
2500	50	0,16
2500	80	0,12
2500	120	0,09
2500	150	0,08

Pentru debitul permanent, se poate considera o eroare de $\pm 0,1\%$ și cu o distribuție dreptunghiulară, se obține *incertitudinea*:

$$u_{mss}^2 = \frac{1}{3} \cdot 10^{-6} \quad (6.44)$$

Pentru debitul maxim, se poate considera o eroare de $\pm 0,15\%$ și cu o distribuție dreptunghiulară, se obține *incertitudinea*:

$$u_{mss}^2 = \frac{1}{3} \cdot 2,25 \cdot 10^{-6} \quad (6.45)$$

Toate verificările au fost făcute folosind metoda start-stop dinamic, motiv pentru care, la calculul incertitudinii globale, această incertitudine se va neglija.

13. Influența presiunii (er_{13})

Între verificările efectuate cu alimentarea instalației de la o pompă sau de la un rezervor de nivel constant pot să apară diferențe de erori. În figura 6.33 se arată curba acestor diferențe. Deși pare a fi o influență legată de presiunea constantă de alimentare, care are valori diferite în cele două cazuri, în realitate, între cele două metode apar și diferențe legate de modul de variație a presiunilor în timp. Astfel, de la rezervorul de nivel constant se asigură o presiune constantă, în timp ce la alimentarea de la pompă apar oscilații în timp ale presiunii, oscilații care sunt favorabile verificărilor la debite mici. Acest regim de presiune variabilă micșorează pragul de sensibilitate, dar ajută la învingerea forțelor de frecare din lagărele rotorului.

Întotdeauna, verificările se fac cu pompa pentru debitele mari, iar pentru cele mici și medii se va folosi rezervorul de nivel constant.

Nu au loc comutări între cele două metode de alimentare în timpul verificării, iar din acest motiv, efectul presiunii asupra curbei de erori nu poate fi interpretat ca eroare sistematică.

Calculul incertitudinii compuse

Incertitudinea compusă pentru sursele de erori mai sus menționate se calculează cu relația:

$$u_c = \sqrt{u_A^2 + u_{CE}^2 + u_B^2 + u_{B,T}^2 + u_{\rho,1}^2 + u_{\rho,2}^2 + u_{aer,1}^2 + u_{com}^2 + u_{fa}^2 + u_{V,CE}^2 + u_{(\Delta Q)}^2} \quad (6.46)$$

Înlocuind incertitudinile, cu valorile determinate mai sus, se obțin valorile *incertitudinii compuse* astfel:

$$u_{cQ1}=0,002, \text{ pentru debitul minim, } Q_1$$

$$u_{cQ2}=0,00198, \text{ pentru debitul de tranziție, } Q_2$$

$$u_{cQ3}=0,001, \text{ pentru debitul permanent, } Q_3$$

$$u_{cQ4}=0,00119, \text{ pentru debitul de suprasarcină, } Q_4$$

Repetabilitatea contorului

Eroarea relativă de indicație a unui contor, care este verificat de mai multe ori la același debit, prezintă variații. Din acest motiv, se vor executa cinci serii de verificări pentru cele patru debite menționate mai sus. Rezultatele verificărilor sunt tratate ca și observații independente \mathcal{E}_{xj} , care duc la determinarea *erorii medii de indicație* $\mathcal{E}_{x,m}$.

$$\mathcal{E}_{x,m} = \mathcal{E}_x + \delta\mathcal{E}_x \quad (6.47)$$

unde: \mathcal{E}_x -eroarea relativă de indicație pentru o singură verificare, $\delta\mathcal{E}_x$ -corecția la eroarea de indicație obținută la diferite verificări din cauza lipsei de repetabilitate a contorului.

Măsurători (\mathcal{E}_x)

În figura 6.22 sunt prezentate 5 curbe de erori, determinate în condiții de repetabilitate pentru un contor multijet de $Q_3=2,5\text{m}^3/\text{h}$.

1. Pentru debitul minim Q_3 , se determină erorile:

$$\mathcal{E}_1=-0,00350, \mathcal{E}_2=-0,00028, \mathcal{E}_3=-0,00310, \mathcal{E}_4=-0,00574, \mathcal{E}_5=-0,00551.$$

Pentru această serie avem:

$$\text{- media } \mathcal{E}_m = -0,00363$$

$$\text{- abaterea standard experimentală } s_{\mathcal{E}_{x,j}} = 0,00221$$

- incertitudinea standard $\sigma_{\varepsilon_{x,m}} = s_{\varepsilon_{x,m}} = \frac{0,00221}{\sqrt{3}} = 0,00128$

Debit in l/h	25	40	50	100	200	250	500	1250	2500	4000	5000	Sens.l/h
contor 3	-0,350	-1,098	-0,797	-0,462	-0,964	-0,463	0,620	-0,001	-0,882	-1,098	-0,607	8,0
contor 3	-0,028	-0,849	-0,560	-0,437	-1,041	-0,561	0,455	-0,103	-0,915	-0,969	-0,798	8,0
contor 3	-0,310	-0,925	-0,720	-0,472	-1,085	-0,600	0,318	-0,158	-0,955	-0,998	-0,805	7,9
contor 3	-0,574	-0,912	-0,842	-0,604	-0,980	-0,550	0,365	-0,237	-0,981	-1,101	-0,756	8,1
contor 3	-0,551	-1,009	-0,670	-0,487	-1,056	-0,603	0,443	-0,252	-0,964	-0,932	-0,771	8,0

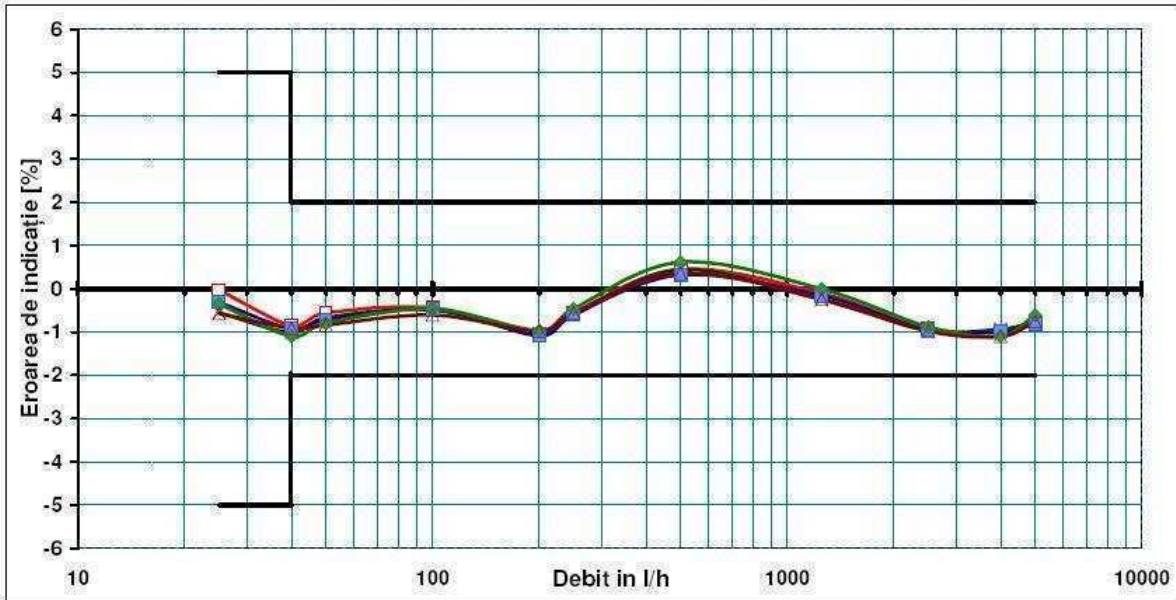


Fig.6.22. Curbe de erori determinate în condiții de repetabilitate pentru un contor multijet cu debitul permanent $Q_3=4m^3/h$

2. Pentru debitul de tranziție Q_2 , se determină erorile:

$$\mathcal{E}_1=-0,01098, \mathcal{E}_2=-0,00849, \mathcal{E}_3=-0,00925, \mathcal{E}_4=-0,00912, \mathcal{E}_5=-0,01009.$$

Pentru această serie avem:

- media $\mathcal{E}_M=-0,00959$

- abaterea standard experimentală $s_{\varepsilon_{x,j}} = 0,00097$

- incertitudinea standard $\sigma_{\varepsilon_{x,m}} = s_{\varepsilon_{x,m}} = \frac{0,00097}{\sqrt{3}} = 0,00056$

3. Pentru debitul permanent Q_3 , se determină erorile:

$$\mathcal{E}_1=-0,00882, \mathcal{E}_2=-0,00915, \mathcal{E}_3=-0,00955, \mathcal{E}_4=-0,00981, \mathcal{E}_5=-0,00964.$$

Pentru această serie avem:

- media $\mathcal{E}_M=-0,00939$

- abaterea standard experimentală $s_{\varepsilon_{x,j}} = 0,00040$

- incertitudinea standard $\sigma_{\varepsilon_{x,m}} = s_{\varepsilon_{x,m}} = \frac{0,00040}{\sqrt{3}} = 0,00023$

4. Pentru debitul maxim Q_4 , se determină erorile:

$\mathcal{E}_1 = -0,00607$, $\mathcal{E}_2 = -0,00798$, $\mathcal{E}_3 = -0,00805$, $\mathcal{E}_4 = -0,00756$, $\mathcal{E}_5 = -0,00771$.

Pentru această serie avem:

- media $\mathcal{E}_m = -0,00747$

- abaterea standard experimentală $s_{\varepsilon_{x,j}} = 0,00081$

- incertitudinea standard $\sigma_{\varepsilon_{x,m}} = s_{\varepsilon_{x,m}} = \frac{0,00081}{\sqrt{3}} = 0,00047$

Bugetele de incertitudini

Bugetele de incertitudini pentru cele 4 debite sunt prezentate în tabelele următoare.

Tab.6.5. Bugetele de incertitudini pentru debitul minim

Mărimea	Valoare estimată,	Incertitudine standard,	Grade de libertate,	Distribuție probabilă	Coefficient de sensibilitate,	Incertitudine datorată
X_i	x_i	$u_{(x_i)}$	ν_{eff}		C_i	$u_{i(y)}$
ε_x	- 0,00362	0,00128	2	normală	1	0,00128
$\delta\varepsilon_x$	0.0	0,00200	∞	normală	1	0,00200
$\varepsilon_{x,m}$	- 0,00362		10			0,00237

Tab.6.6. Bugetele de incertitudini pentru debitul de trecere

Mărimea	Valoare estimată,	Incertitudine standard,	Grade de libertate,	Distribuție probabilă	Coefficient de sensibilitate,	Incertitudine datorată
X_i	x_i	$u_{(x_i)}$	ν_{eff}		C_i	$u_{i(y)}$
ε_x	- 0,00959	0,00056	2	normală	1	0,00056
$\delta\varepsilon_x$	0.0	0,00198	∞	normală	1	0,00198
$\varepsilon_{x,m}$	- 0,00959		10			0,00206

Tab.6.7.Bugetele de incertitudini pentru debitul permanent

Mărimea X_i	Valoare estimată, x_i	Incertitudine standard, $u_{(x_i)}$	Grade de libertate, ν_{eff}	Distribuție probabilă	Coeficient de sensibilitate, C_i	Incertitudine datorată $u_{i(y)}$
ε_x	- 0,00964	0,00023	2	normală	1	0,00023
$\delta\varepsilon_x$	0.0	0,00100	∞	normală	1	0,00100
$\varepsilon_{x,m}$	- 0,00964		10			0,00103

Tab.6.8.Bugetele de incertitudini pentru debitul maxim

Mărimea X_i	Valoare estimată, x_i	Incertitudine standard, $u_{(x_i)}$	Grade de libertate, ν_{eff}	Distribuție probabilă	Coeficient de sensibilitate, C_i	Incertitudine datorată $u_{i(y)}$
ε_x	- 0,00747	0,00047	2	normală	1	0,00047
$\delta\varepsilon_x$	0.0	0,00119	∞	normală	1	0,00119
$\varepsilon_{x,m}$	- 0,00747		10			0,00128

Incertitudinea extinsă

Din cauza numărului mic de grade de libertate ale incertitudinii standard, asociate cu media erorii de indicație, factorul de acoperire a fost modificat în conformitate cu tabelul 6.9.

$$U = k \cdot u_{\varepsilon_{x,m}} = 2,28 \cdot u_{\varepsilon_{x,m}} \quad (6.48)$$

Tab.6.9.Valorile factorului de acoperire (k) pentru diferite grade de libertate

ν_{eff}	1	2	3	4	5	6	7	8	10	20	50	∞
k	13,97	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52	2,43	2,37	2,28	2,13	2,05	2,00

Cu relația (6.48) se calculează incertitudinea extinsă pentru cele 4 debite caracteristice:

$$U_{Q1} = 2.28 \cdot 0,00237 = 0,00540 \text{ sau } U_{Q1\%} = 0,540 [\%]$$

$$U_{Q2} = 2.28 \cdot 0,00206 = 0,00470 \text{ sau } U_{Q2\%} = 0,470 [\%]$$

$$U_{Q3} = 2.28 \cdot 0,00103 = 0,00235 \text{ sau } U_{Q3\%} = 0,235 [\%]$$

$$U_{Q4} = 2.28 \cdot 0,00128 = 0,00292 \text{ sau } U_{Q4\%} = 0,292 [\%]$$

Rezultatele corectate ale verificărilor

Eroarea medie de indicație a unui contor multijet cu debitul permanent $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$, la debitul minim de 25l/h este $-0,00362 \pm 0,00540$ sau $-0,362 \pm 0,540$ [%].

Eroarea medie de indicație a unui contor multijet cu debitul permanent $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$, la debitul de tranziție de 40l/h este $-0,00959 \pm 0,00470$ sau $-0,959 \pm 0,470$ [%].

Eroarea medie de indicație a unui contor multijet cu debitul permanent $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$, la debitul permanent de 4000l/h este $-0,00964 \pm 0,00235$ sau $-0,964 \pm 0,235$ [%].

Eroarea medie de indicație a unui contor multijet cu debitul permanent $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$, la debitul de suprasarcină de 5000l/h este $-0,00747 \pm 0,00292$ sau $-0,747 \pm 0,292$ [%].

Incertitudinea extinsă raportată este indicată ca și incertitudine standard a măsurătorii multiplicată cu factorul de acoperire $k=2,28$, care pentru o distribuție de tip *t-Student* cu $\nu_{\text{eff}}=10$ grade de libertate se află în intervalul menționat cu o probabilitate de aproximativ 95%.

6.4. Rezultate experimentale

Încercările experimentale s-au efectuat pe standul de verificări metrologice prezentat la subcapitolul 6.1. Acesta are implementat un soft, care folosește metoda cu dublă cronometrare, pentru a determina numărul interpolat de impulsuri, iar în timpul ajustării contorului folosește metoda sincronizării impulsurilor. Incertitudinile cu care s-au efectuat măsurătorile au fost prezentate în subcapitolul 6.3.

6.4.1. Modelele experimentale folosite

Modelele experimentale folosite au fost contoare multijet cu debitul permanent $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$ și contoare monojet cu debitul permanent $Q_3=2,5\text{m}^3/\text{h}$. O secțiune printr-un astfel de contor multijet este prezentată în figura 6.23. Tipul de contor monojet utilizat este prezentat în figura 6.24.

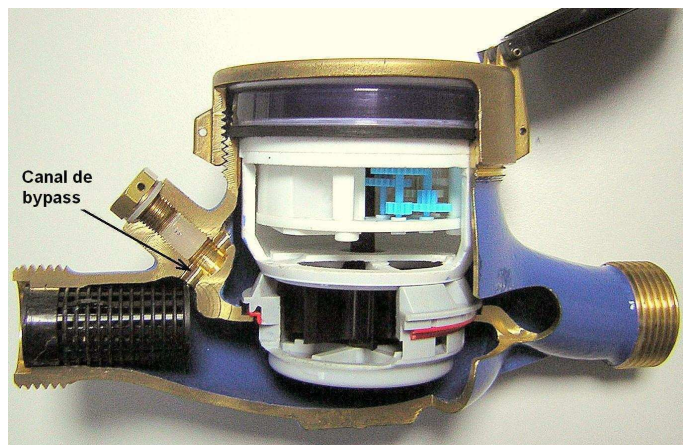
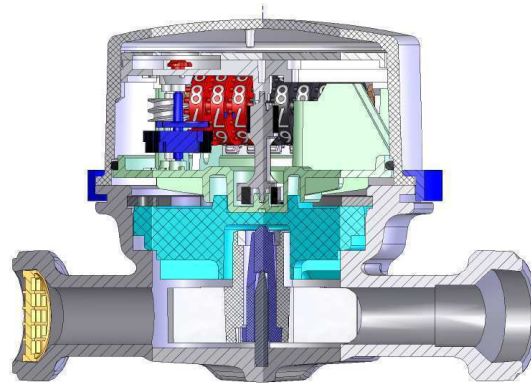


Fig.6.23. Secțiune printr-un contor multijet $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$



a.



b.

Fig.6.24. a. Contor monojet $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$, b. Secțiune printr-un contor monojet

Parametrii a căror influență asupra curbei de erori a contorului multijet a fost urmărită pe parcursul încercărilor sunt (figura 6.24):

1. distanța dintre rotor și nervurile suportului mecanismului obținută prin scăderea înălțimii nervurilor (D_{smr}),
2. distanța dintre rotor și nervurile suportului mecanismului obținută prin scăderea lățimii paletelor (D_{rsm}),
3. distanța dintre rotor și nervurile suportului rotorului obținută prin scăderea lățimii paletelor (D_{rsr}),
4. distanța dintre rotor și nervurile suportului mecanismului obținută prin scăderea înălțimii nervurilor (D_{srr}),
5. interstițiul dintre rotor și suprafața cilindrică interioară a suportului rotor obținut prin mărirea diametrului interior al suportului (D_{srrp}),
6. interstițiul dintre rotor și suprafața cilindrică interioară a suportului rotor obținut prin micșorarea diametrului exterior al rotorului (D_{rpsr}),
7. numărul de nervuri de pe suprafața inferioară a suportului rotor,
8. obturarea canalului de bypass pentru poziția orizontală și cea verticală de funcționare a contorului,

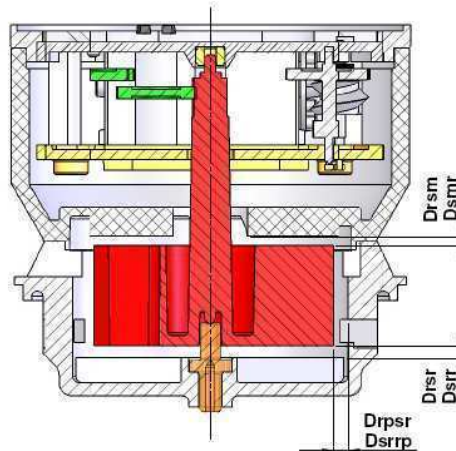


Fig.6.24. Parametrii de influență asupra curbei de erori a contorului multijet

Parametrii a căror influență asupra curbei de erori a contorului monojet a fost urmărită pe parcursul încercărilor sunt (figura 6.25 a. și b.):

1. distanța dintre rotor și nervurile plăcii de etanșare obținută prin scăderea înălțimii nervurilor (D_{per}),
2. distanța dintre rotor și nervurile plăcii de etanșare obținută prin scăderea lățimii paletelor (D_{rpe}),

3. distanța dintre rotor și suprafața interioară inferioară a carcasei obținută prin scăderea lățimii paletelor (Drc),
4. interstițiul dintre rotor și suprafața cilindrică interioară a carcasei obținut prin micșorarea diametrului exterior al rotorului ($Drpc$),
5. aria secțiunii transversale de admisie a apei din carcasă (Asa).

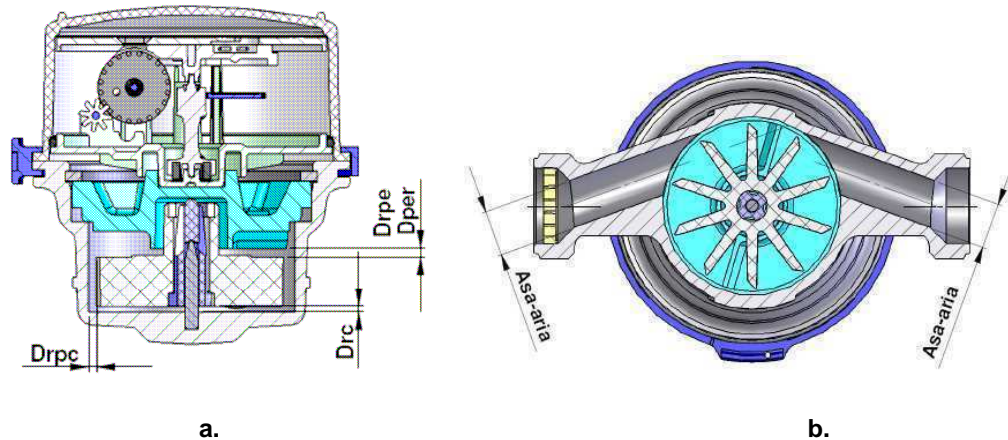


Fig.6.25. Parametrii de influență asupra curbei de erori a contorului monojet:
a. secțiune transversală, **b.** secțiune longitudinală

6.4.2 Metoda folosită pentru prelucrarea datelor experimentale

S-au efectuat cinci încercări, în condiții de repetabilitate, pentru determinarea erorii relative de indicație a contoarelor și a vitezei unghiulare a rotorului, pentru loturi de câte cinci contoare, care au conținut elemente constructive cu același parametru modificat. Rezultatele obținute au fost prelucrate statistic, astfel încât s-a ajuns la o curbă de erori în coordonate “eroare de indicație-debit”, caracteristică pentru fiecare valoare a parametrului urmărit. Au fost determinate și valorile vitezei unghiulare a rotorului, în funcție de debit, corespunzătoare acestor erori.

În continuare, la prelucrarea datelor s-a folosit softul Mathcad, pentru obținerea unei funcții matematice de modelare a vitezei unghiulare a rotorului în funcție de debit. După mai multe încercări de modelare folosind biblioteca de funcții a softului, cele mai bune rezultate s-au obținut prin utilizarea funcției “*genfit*”, care determină coeficienții unei funcții predefinite, care aproximează cel mai bine valorile experimentale ale vitezei unghiulare a rotorului, în funcție de debitele la care au fost obținute. Funcția “*genfit*” utilizează o variantă optimizată a metodei Levenberg-Marquardt de minimizare a diferențelor.

Funcția obținută pentru viteza unghiulară a rotorului în funcție de debit a fost de forma:

$$w(q) = w_1 + w_2 \cdot q + w_3 \cdot q^2 + \frac{w_4}{q} + \frac{w_5}{q^2} \text{ [rad/s]}, \quad (6.49)$$

unde q [l/s] este debitul care trece prin contor.

După mai multe teste, s-a obținut valoarea coeficientului w_5 ca fiind foarte mică (ordinul 10^{-6} - 10^{-7}), motiv pentru care funcția caută s-a modificat astfel:

$$w_m(q) = w_1 + w_2 \cdot q + w_3 \cdot q^2 + \frac{w_4}{q} \text{ [rad/s]}, \quad (6.50)$$

Se definește *volumul ciclic al contorului* (V_{cc}) ca fiind volumul indicat de contor la o rotație a rotorului. Acesta este o constantă a contorului și există relația:

$$V_{cc} = \frac{w_{ac}}{2 \cdot \pi} \cdot f_{mt} \cdot T_r = \frac{w_{ac}}{2 \cdot \pi} \cdot f_{mt} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{w_m} = \frac{w_{ac}}{w_m} \cdot f_{mt} = \frac{f_{mt}}{i_{mr}} \text{ [m}^3\text{]}, \quad (6.51)$$

unde:

w_{ac} – viteza unghiulară a acului indicator al scării gradate de rang minim, [rad/s]

f_{mt} - factorul de multiplicare al scării de rang minim (de ordinul 10^n [m³] cu n pozitiv, negativ sau egal cu zero),

T_r - perioada de rotație a rotorului [s]

i_{mr} – raportul de transmitere al modulului reductor

Având funcția matematică din relația 6.50, definiția volumului ciclic și a erorii relative de indicație (relația 2.7), am determinat valorile teoretice ale erorilor relative de indicație cu relația 6.51 și le-am comparat cu erorile relative de indicație reale obținute în urma încercărilor.

$$\varepsilon_m(q) = \frac{V_i - V_a}{V_a} \cdot 100 = \left(\frac{V_i}{V_a} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{\frac{w_m(q)}{2 \cdot \pi} \cdot V_{cc} \cdot t}{q \cdot t} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{w_m(q) \cdot V_{cc}}{2 \cdot \pi \cdot q} - 1 \right) \cdot 100 [\%] \quad (6.52)$$

unde: t – durata încercării la debitul q , [s]

$V_{cc} = 44,365 \cdot 10^{-3}$ [dm³] sau [l] pentru contoarele multijet încercate,

$V_{cc} = 26,455 \cdot 10^{-3}$ [dm³] sau [l] pentru contoarele monojet,

Din relația 6.52, pentru ca eroarea relativă de indicație să fie nulă, trebuie ca volumul ciclic să fie egal cu:

$$V_{cc_0} = \frac{2 \cdot \pi \cdot q}{w_m(q)} \text{ [dm}^3\text{]} \quad (6.53)$$

Cum V_{cc_0} trebuie să fie o constantă a contorului, independentă de debitul la care se face încercarea, se va lua în considerare doar coeficientul puterii întâi a debitului din funcția vitezei unghiulare a rotorului. Rezultă:

$$V_{cc_0} = \frac{2 \cdot \pi \cdot q}{w_2 \cdot q} = \frac{2 \cdot \pi}{w_2} [\text{dm}^3] \quad (6.54)$$

Pentru a putea compara evoluția acestor erori în funcție de parametrul modificat, s-a simulat funcționarea contorului cu un volum ciclic egal cu V_{cc_0} .

Cu acest volum ciclic se calculează erorile relative de indicație (relatia 6.55):

$$\varepsilon_{mi}(q) = \left(\frac{w_m(q) \cdot V_{cc_0}}{2 \cdot \pi \cdot q} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{w_m(q)}{w_2} - 1 \right) \cdot 100 [\%] \quad (6.55)$$

Toate aceste curbe de erori relative calculate se reprezintă grafic și se alege curba cea mai apropiată de axa corespunzătoare valorii de zero a erorii. Această curbă este corespunzătoare valorii optime a parametrului studiat. Valoarea optimă se consideră a fi cea pentru care contorul va avea erori relative de indicație cât mai apropiate de zero.

De asemenea s-a reprezentat și un grafic de evoluție a volumului ciclic necesar pentru contor în funcție de valoarea parametrului studiat.

În continuare se va exemplifica metodologia completă de prelucrarea a datelor experimentale pentru parametrul D_{smr} . Pentru ceilalți parametri se vor prezenta doar datele obținute în urma aplicării metodologiei mai sus menționate.

6.4.3. Prelucrarea datelor experimentale

6.4.3.1 Parametri constructivi ai contorului multijet

6.4.3.1.1. Influența parametrului D_{smr}

Parametrul D_{smr} este indicat în figura 6.26.

Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.27.

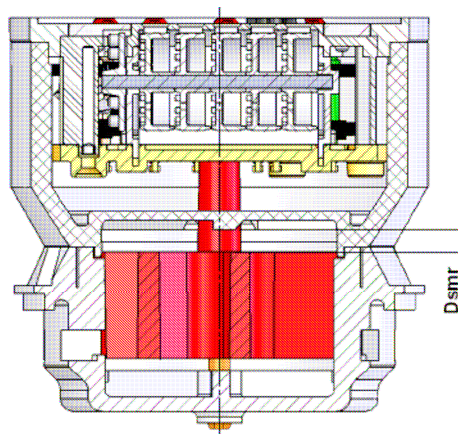
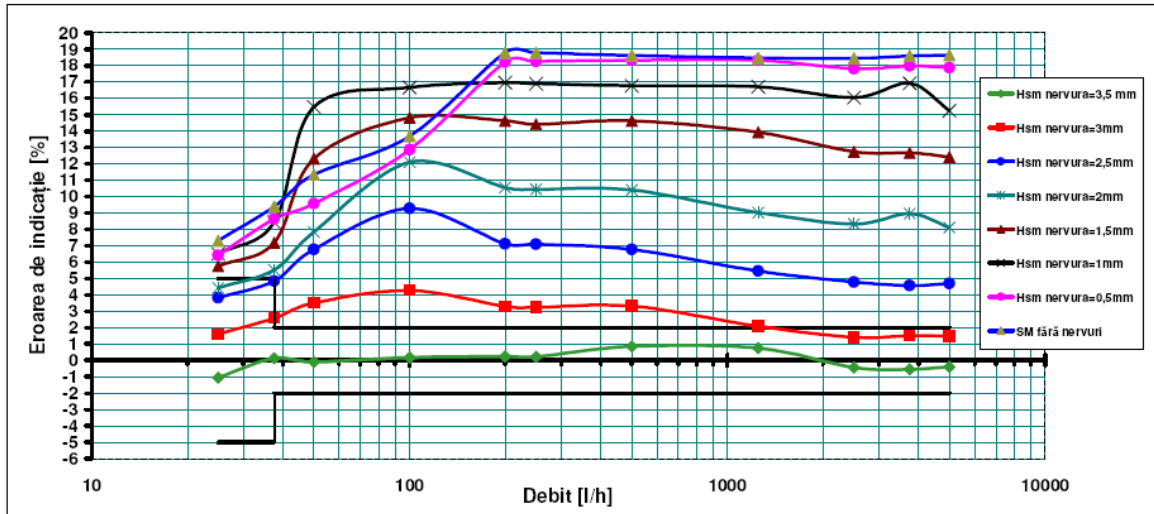


Fig.6.26. Parametrul D_{smr}

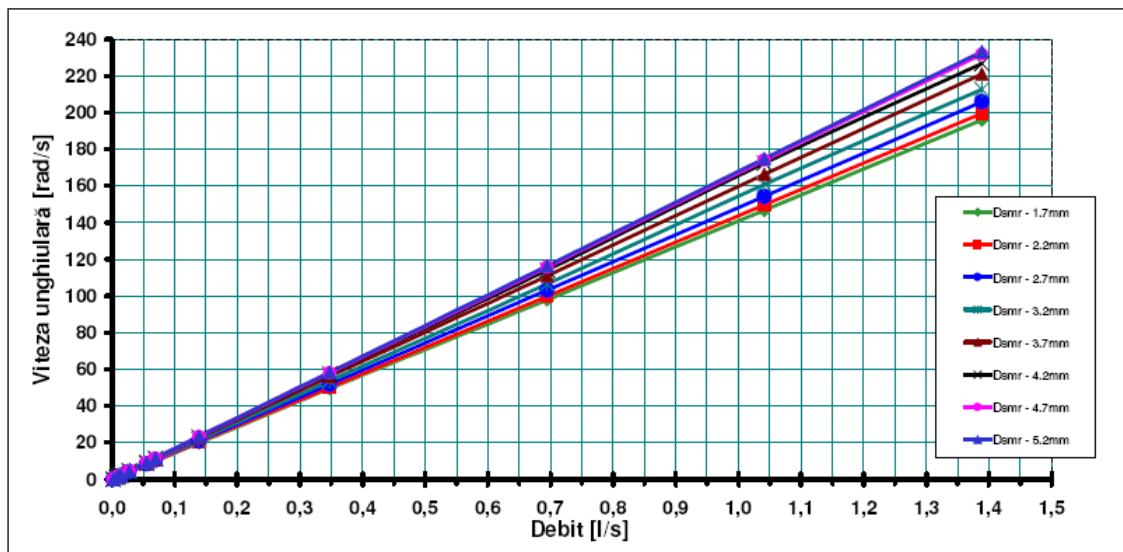
Aceste valori au fost salvate în fișiere de tip Excel, care au fost preluate de către Mathcad. Modul în care se face citirea fișierelor și pregătirea datelor în vederea prelucrării lor este prezentat în figura 6.28. Utilizarea funcției “genfit” este ilustrată în figura 6.29.

Debit in l/h	7	25	37,50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens./h
Hsm nervura=3,5 mm	-100	-1,056	0,139	-0,102	0,179	0,234	0,225	0,866	0,749	-0,446	-0,543	-0,394	
Hsm nervura=3mm	-100	1,608	2,565	3,505	4,277	3,289	3,234	3,325	2,076	1,407	1,517	1,487	
Hsm nervura=2,5mm	-100	3,824	4,849	6,773	9,278	7,125	7,086	6,780	5,455	4,783	4,569	4,698	
Hsm nervura=2mm	-100	4,412	5,531	7,830	12,115	10,545	10,455	10,403	9,031	8,335	8,967	8,124	
Hsm nervura=1,5mm	-100	5,766	7,181	12,319	14,825	14,620	14,415	14,639	13,927	12,741	12,679	12,421	
Hsm nervura=1mm	-100	6,500	8,426	15,476	16,676	16,956	16,905	16,781	16,703	16,054	16,912	15,244	
Hsm nervura=0,5mm	-100	6,407	6,640	9,579	12,871	18,217	18,262	18,328	18,328	17,818	17,974	17,885	
SM fără nervuri	-100	7,313	9,392	11,343	13,695	18,795	18,795	18,620	18,468	18,441	18,608	18,635	



a.

Debit in l/s	0,002	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389
Dsmr - 1.7mm	0	0,973	1,477	1,965	3,941	7,886	9,857	19,840	49,543	97,911	146,723	195,924
Dsmr - 2.2mm	0	0,999	1,513	2,036	4,102	8,127	10,153	20,324	50,196	99,733	149,762	199,624
Dsmr - 2.7mm	0	1,021	1,547	2,100	4,299	8,429	10,532	21,003	51,857	103,053	154,264	205,940
Dsmr - 3.2mm	0	1,027	1,557	2,121	4,411	8,698	10,863	21,716	53,616	106,547	160,752	212,678
Dsmr - 3.7mm	0	1,040	1,581	2,209	4,517	9,018	11,253	22,549	56,023	110,880	166,229	221,131
Dsmr - 4.2mm	0	1,047	1,600	2,271	4,590	9,202	11,498	22,971	57,388	114,138	172,473	226,683
Dsmr - 4.7mm	0	1,047	1,603	2,155	4,440	9,301	11,631	23,275	58,187	115,871	174,040	231,878
Dsmr - 5.2mm	0	1,055	1,614	2,190	4,473	9,347	11,683	23,332	58,256	116,486	174,975	233,353



b.

Fig.6.27. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Dsmr, pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

```

D := READFILE["F:\Florin\teza\Masuratori pentru teza\curba MNK2,5 reducere nervuri suport mecanism cu vit unghiulara.xls", "excel", (61), (1), (13)]
E := READFILE["F:\Florin\teza\Masuratori pentru teza\curba MNK2,5 reducere nervuri suport mecanism cu vit unghiulara.xls", "excel", (11), (2), (13)]

Dr := submatrix(D, 1, 9, 2, 13)T   q := Dr(1)   intervalul de debite [l/s]   valorile parametrului, Dsmr
qm := min(q), 0.01..max(q)   hmiut := submatrix(D, 2, 9, 1, 1)

whm35 := Dr(2) whm30 := Dr(3) whm25 := Dr(4) whm20 := Dr(5) whm15 := Dr(6) whm10 := Dr(7) whm05 := Dr(8) whm00 := Dr(9)
valori experimentale ale vitezei unghiulare [rad/s]

erm35 := (E(1))T(1) erm30 := (E(2))T(2) erm25 := (E(3))T(3) erm20 := (E(4))T(4) erm15 := (E(5))T(5) erm10 := (E(6))T(6) erm05 := (E(7))T(7) erm00 := (E(8))T(8)
valori experimentale ale erorii relative de indicatie [%]

```

Fig.6.28. Citirea fișierelor Excel de către Mathcad și pregătirea datelor

Funcția de modelare a vitezei unghiulare

$$fa(q, a, b, c, d) := a + b \cdot q + c \cdot q^2 + \frac{d}{q}$$

valorile de start ale coeficientilor

$$coef := \begin{pmatrix} 0.1 \\ 140 \\ 0.1 \\ 0.1 \end{pmatrix}$$

Fm35 := genfit(q, whm35, coef, fa)	fm35(qm) := Fm35 ₁ + Fm35 ₂ ·qm + Fm35 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm35_4}{qm}$
Fm30 := genfit(q, whm30, coef, fa)	fm30(qm) := Fm30 ₁ + Fm30 ₂ ·qm + Fm30 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm30_4}{qm}$
Fm25 := genfit(q, whm25, coef, fa)	fm25(qm) := Fm25 ₁ + Fm25 ₂ ·qm + Fm25 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm25_4}{qm}$
Fm20 := genfit(q, whm20, coef, fa)	fm20(qm) := Fm20 ₁ + Fm20 ₂ ·qm + Fm20 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm20_4}{qm}$
Fm15 := genfit(q, whm15, coef, fa)	fm15(qm) := Fm15 ₁ + Fm15 ₂ ·qm + Fm15 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm15_4}{qm}$
Fm10 := genfit(q, whm10, coef, fa)	fm10(qm) := Fm10 ₁ + Fm10 ₂ ·qm + Fm10 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm10_4}{qm}$
Fm05 := genfit(q, whm05, coef, fa)	fm05(qm) := Fm05 ₁ + Fm05 ₂ ·qm + Fm05 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm05_4}{qm}$
Fm00 := genfit(q, whm00, coef, fa)	fm00(qm) := Fm00 ₁ + Fm00 ₂ ·qm + Fm00 ₃ ·qm ² + $\frac{Fm00_4}{qm}$

Fig.6.29 Utilizarea funcției “genfit” din Mathcad

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului *Dsmr* sunt trecute în tabelul 6.10.

Graficele erorilor relative de indicație calculate și a valorilor experimentale obținute sunt prezentate în figura 6.30.

Tab.6.10. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Dsmr

Parametrul , Dsmr [mm]	Funcția
1,7	$w_{m35}(q) = 0,125 + 141,195 \cdot q - 0,231 \cdot q^2 - 8,281 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2,2	$w_{m30}(q) = 0,185 + 143,632 \cdot q - 0,041 \cdot q^2 - 9,728 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2,7	$w_{m25}(q) = 0,229 + 148,23 \cdot q - 0,145 \cdot q^2 - 1,113 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,2	$w_{m20}(q) = 0,085 + 154,791 \cdot q - 1,12 \cdot q^2 - 7,873 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
3,7	$w_{m15}(q) = 0,115 + 160,618 \cdot q - 1,094 \cdot q^2 - 9,206 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
4,2	$w_{m10}(q) = -0,14 + 167,399 \cdot q - 2,697 \cdot q^2 - 2,753 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
4,7	$w_{m05}(q) = -0,047 + 167,389 \cdot q - 0,295 \cdot q^2 - 5,796 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
5,2	$w_{m00}(q) = -0,039 + 167,779 \cdot q + 0,192 \cdot q^2 - 5,861 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

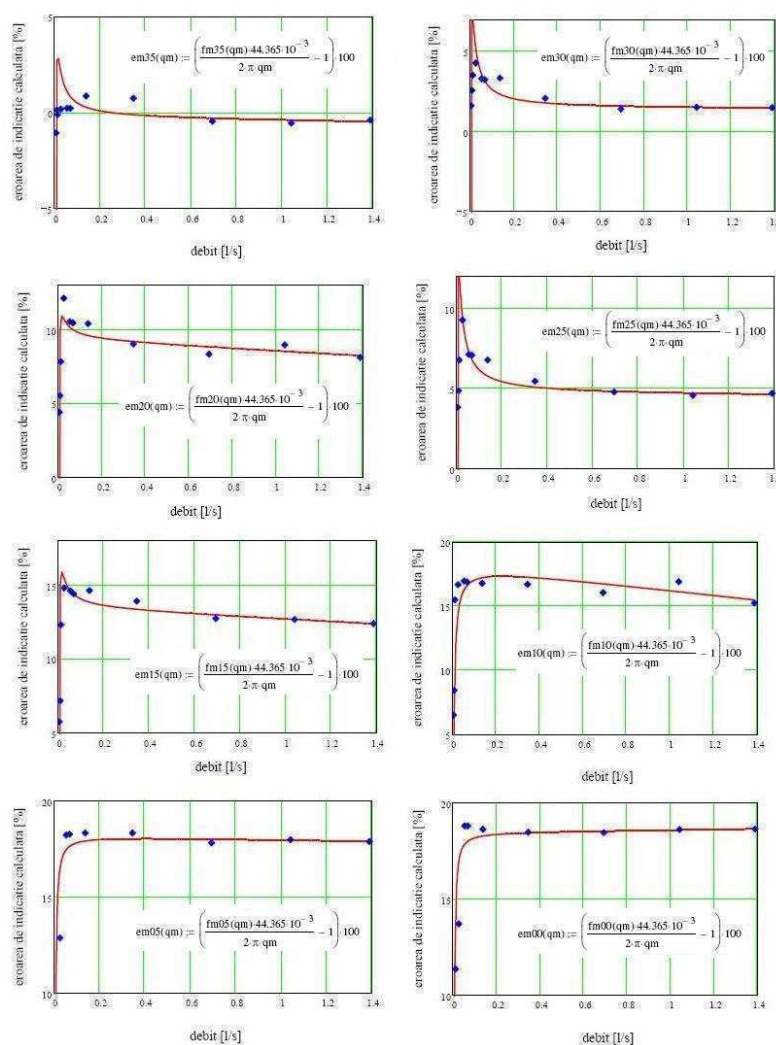


Fig.6.30. Graficele erorilor relative de indicație calculate cu funcțiile determinate pentru viteza unghiulară

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.31.

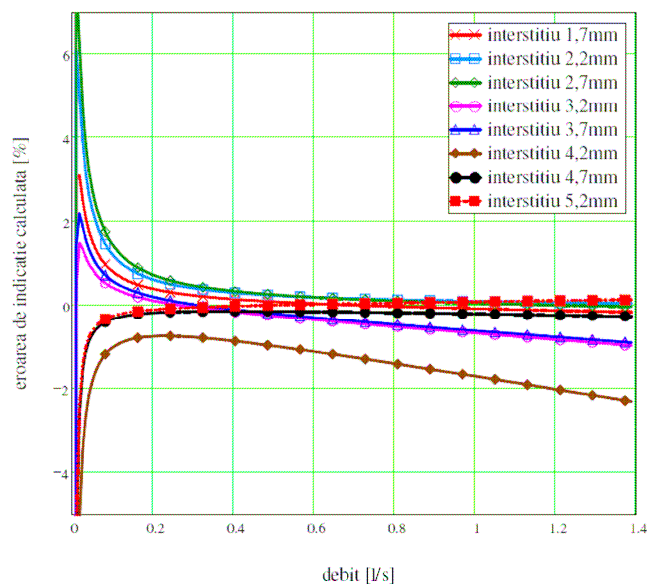


Fig. 6.31. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul D_{smr})

Din analiza graficului rezultă că valoarea optimă este $D_{smr}=1,7\text{mm}$.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului D_{smr} este prezentat în figura 6.32.

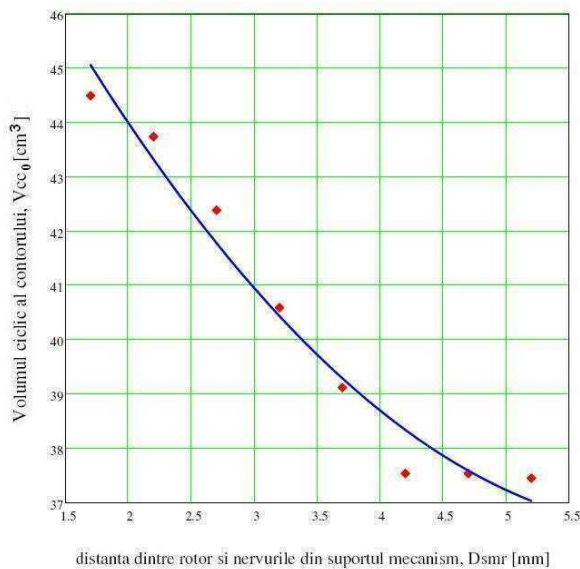


Fig.6.32. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul D_{smr}

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(D_{smr}) = 2 \cdot \pi \cdot (8,35 - 0,8 \cdot D_{smr} + 0,063 \cdot D_{smr}^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.56)$$

Pentru valoarea parametrului $D_{smr}=1,7\text{mm}$, rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=45,063 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.4.3.1.2. Influența parametrului Dr_{sm}

Parametrul Dr_{sm} este indicat în figura 6.33.

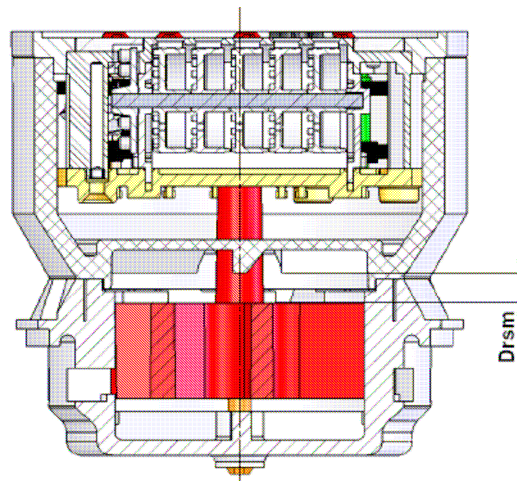
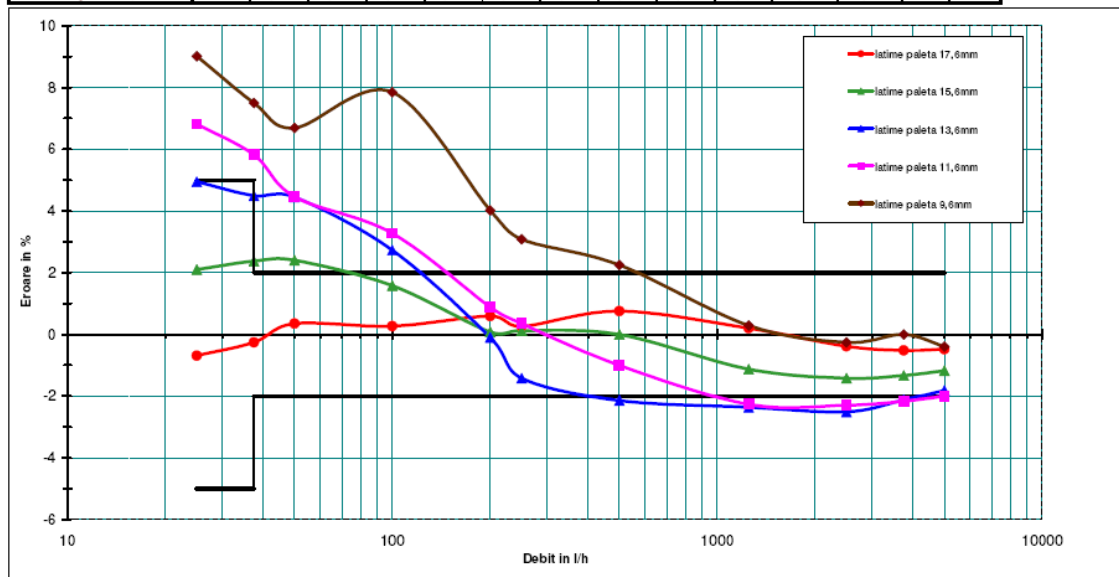


Fig.6.33. Parametrul Dr_{sm}

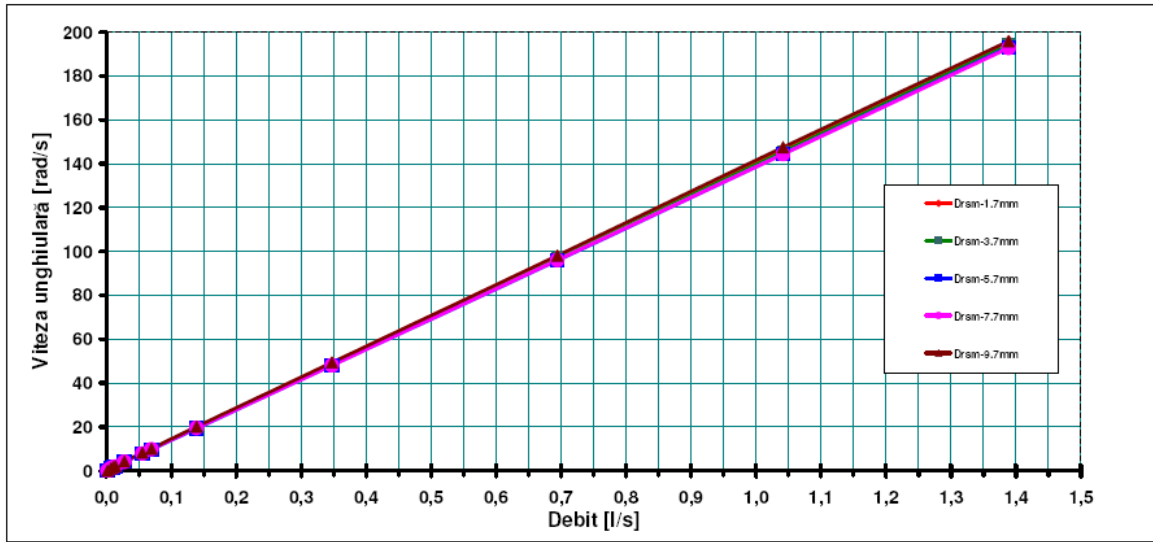
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.34.

Debit in l/h	7	25	37,50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens./h
latime paleta 17,6mm	-100	-0,689	-0,258	0,352	0,268	0,593	0,263	0,755	0,202	-0,385	-0,518	-0,478	
latime paleta 15,6mm	-100	2,107	2,376	2,406	1,577	0,082	0,125	-0,002	-1,124	-1,419	-1,330	-1,175	
latime paleta 13,6mm	-100	4,949	4,494	4,450	2,732	-0,095	-1,420	-2,142	-2,358	-2,508	-2,122	-1,815	
latime paleta 11,6mm	-100	6,820	5,820	4,461	3,278	0,887	0,351	-1,004	-2,265	-2,293	-2,165	-2,001	
latime paleta 9,6mm	-100	9,013	7,500	6,692	7,850	4,022	3,082	2,249	0,293	-0,260	-0,003	-0,396	



a.

Debit in l/s	0,002	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389	Sens. %
Drsm-1.7mm	0	0,977	1,471	1,974	3,945	7,915	9,861	19,816	49,274	97,971	146,760	195,756	
Drsm-3.7mm	0	1,004	1,510	2,014	3,996	7,874	9,847	19,669	48,622	96,954	145,562	194,387	
Drsm-5.7mm	0	1,032	1,542	2,055	4,041	7,860	9,695	19,249	48,015	95,883	144,393	193,129	
Drsm-7.7mm	0	1,051	1,561	2,055	4,063	7,938	9,869	19,472	48,061	96,094	144,330	192,763	
Drsm-9.7mm	0	1,072	1,586	2,099	4,243	8,184	10,138	20,112	49,319	98,094	147,520	195,920	



b.

Fig.6.34. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Drsm, pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului *Drsm* sunt trecute în tabelul 6.11.

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.35.

Tab.6.11. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Drsm

Parametrul , <i>Drsm</i> [mm]	Funcția
1,7	$w_{m176}(q) = 0,107 + 141,198 \cdot q - 0,275 \cdot q^2 - 7,722 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
3,7	$w_{m156}(q) = 0,199 + 139,051 \cdot q + 0,53 \cdot q^2 - 9,567 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
5,7	$w_{m136}(q) = 0,241 + 136,81 \cdot q + 1,49 \cdot q^2 - 1,004 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
7,7	$w_{m116}(q) = 0,291 + 137,388 \cdot q + 0,856 \cdot q^2 - 1,132 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
9,7	$w_{m096}(q) = 0,308 + 141,44 \cdot q - 0,38 \cdot q^2 - 1,197 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$

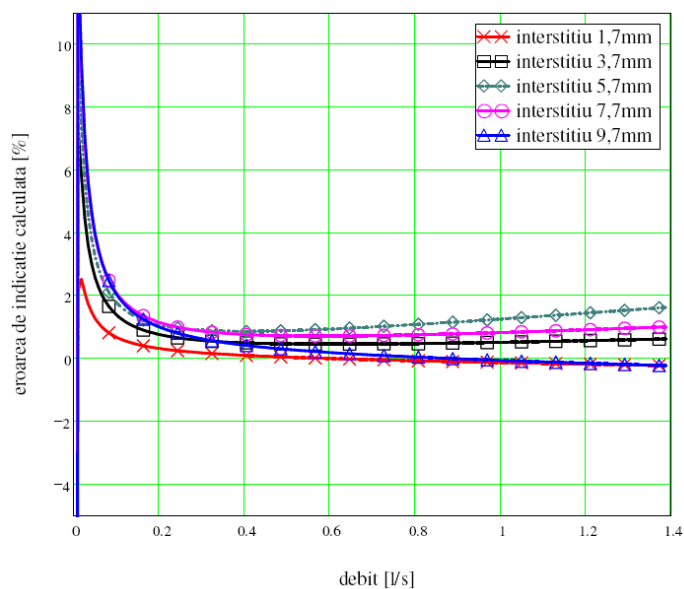


Fig. 6.35. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul Dr_{sm})

Din analiza graficului rezultă că valoarea optimă este $Dr_{sm}=1,7\text{mm}$.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului Dr_{sm} este prezentat în figura 6.36.

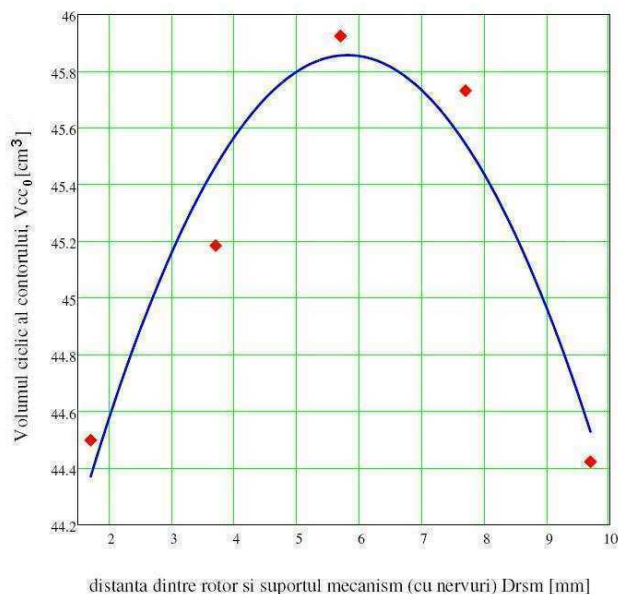


Fig.6.36 Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul Dr_{sm}

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Dr_{sm}) = 2 \cdot \pi \cdot (6,826 + 0,163 \cdot Dr_{sm} - 0,014 \cdot Dr_{sm}^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.57)$$

Pentru valoarea parametrului $Dr_{sm}=1,7\text{mm}$, rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=44,376 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.4.3.1.3. Influența parametrului D_{rsr}

Parametrul D_{rsr} este indicat în figura 6.37.

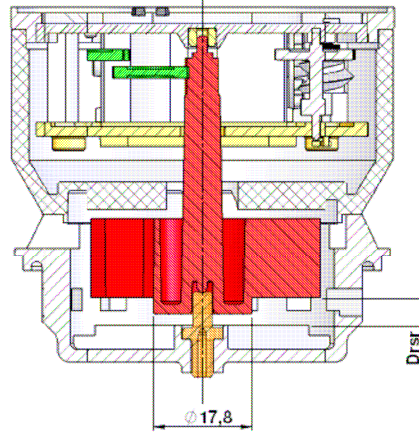
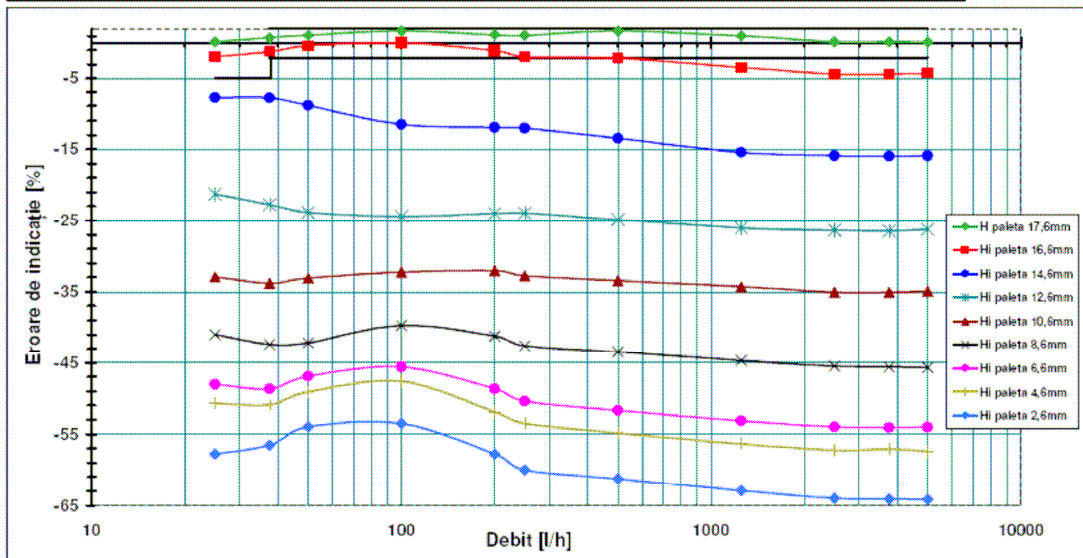


Fig.6.37. Parametrul D_{rsr}

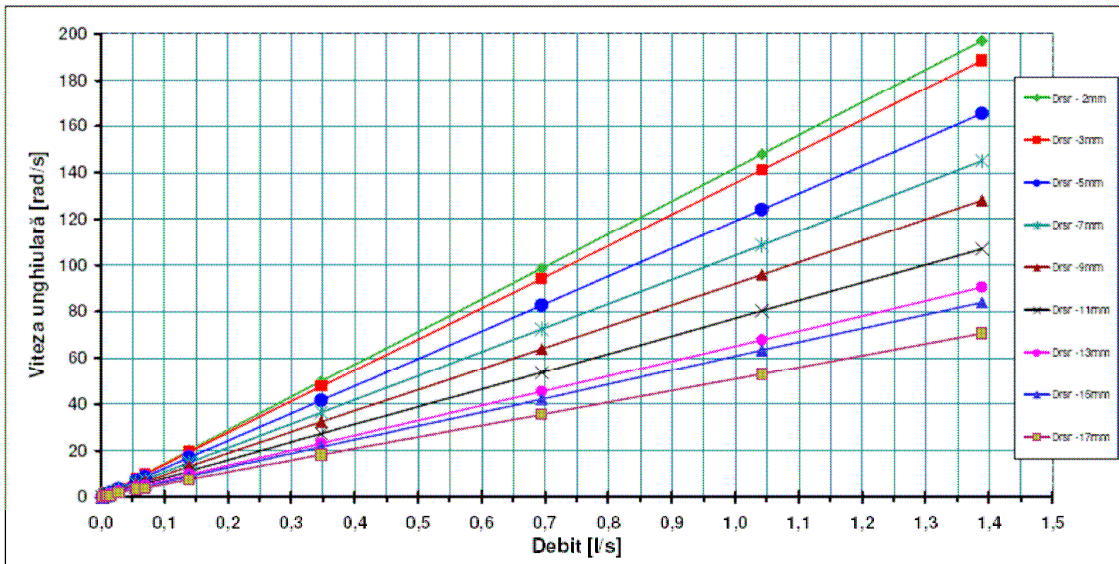
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.38.

Debit [l/h]	7	25	37,50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Bans/h
H paleta 17,6mm	-100	0,197	0,754	1,138	1,701	1,164	1,070	1,693	1,005	0,197	0,199	0,132	
Hi paleta 16,6mm	-100	-1,879	-1,250	-0,369	0,002	-1,091	-1,902	-2,118	-3,416	-4,343	-4,358	-4,251	
Hi paleta 14,6mm	-100	-7,795	-7,828	-8,902	-11,548	-11,938	-12,055	-13,446	-15,451	-15,914	-15,949	-15,932	
Hi paleta 12,6mm	-100	-21,290	-22,752	-23,846	-24,414	-23,964	-23,947	-24,867	-26,052	-26,390	-26,455	-26,244	
Hi paleta 10,6mm	-100	-32,927	-33,825	-33,001	-32,263	-32,069	-32,790	-33,440	-34,299	-35,050	-35,050	-34,893	
Hi paleta 8,6mm	-100	-40,991	-42,370	-42,161	-39,682	-41,209	-42,556	-43,470	-44,701	-45,473	-45,578	-45,695	
Hi paleta 6,6mm	-100	-48,040	-48,048	-46,882	-46,567	-48,671	-50,393	-51,069	-53,110	-53,938	-54,052	-54,004	
Hi paleta 4,6mm	-100	-50,684	-50,903	-49,067	-47,621	-51,902	-53,481	-54,855	-56,358	-57,232	-57,068	-57,399	
Hi paleta 2,6mm	-100	-57,782	-56,504	-53,966	-53,474	-57,751	-60,004	-61,250	-62,979	-64,019	-64,104	-64,155	



a.

Debit in ls	0,002	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389
Drsr - 2mm	0	0,985	1,486	1,989	4,001	7,960	9,940	20,003	40,669	82,543	147,818	196,959
Drsr - 3mm	0	0,965	1,457	1,960	3,934	7,792	9,648	19,253	47,495	94,079	141,095	189,337
Drsr - 5mm	0	0,907	1,360	1,792	3,480	6,929	8,649	17,025	41,577	82,698	123,995	165,361
Drsr - 7mm	0	0,774	1,140	1,498	2,974	5,982	7,480	14,779	36,364	72,395	108,496	145,077
Drsr - 9mm	0	0,660	0,976	1,316	2,665	5,345	6,611	13,092	32,308	63,878	95,817	128,065
Drsr - 11mm	0	0,580	0,850	1,138	2,373	4,626	5,650	11,119	27,193	53,627	80,285	106,817
Drsr - 13mm	0	0,511	0,759	1,046	2,141	4,039	4,970	9,607	23,068	46,302	67,794	90,473
Drsr - 15mm	0	0,485	0,724	1,001	2,061	3,784	4,575	8,880	21,461	42,062	63,335	83,796
Drsr - 17mm	0	0,415	0,642	0,905	1,830	3,324	3,934	7,622	18,205	35,387	52,955	70,507



b.

Fig.6.38. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Drsr, pentru: a. erorile relative de indicație, b. viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului Drsr sunt trecute în tabelul 6.12.

Tab.6.12. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Drsr

Parametrul , Drsr [mm]	Funcția
2	$w_{m176}(q) = 0,12 + 142,234 \cdot q - 0,391 \cdot q^2 - 8,057 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
3	$w_{m166}(q) = 0,268 + 135,277 \cdot q + 0,046 \cdot q^2 - 1,141 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
5	$w_{m146}(q) = 0,324 + 118,682 \cdot q + 0,083 \cdot q^2 - 1,177 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
7	$w_{m126}(q) = 0,218 + 103,682 \cdot q + 0,4 \cdot q^2 - 8,913 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
9	$w_{m106}(q) = 0,214 + 91,712 \cdot q + 0,197 \cdot q^2 - 8,651 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
11	$w_{m086}(q) = 0,253 + 77,395 \cdot q - 0,504 \cdot q^2 - 8,937 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
13	$w_{m066}(q) = 0,347 + 64,943 \cdot q - 0,08 \cdot q^2 - 1,069 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
15	$w_{m046}(q) = 0,326 + 60,829 \cdot q - 0,502 \cdot q^2 - 9,848 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
17	$w_{m026}(q) = 0,405 + 50,809 \cdot q - 0,277 \cdot q^2 - 1,151 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.39.

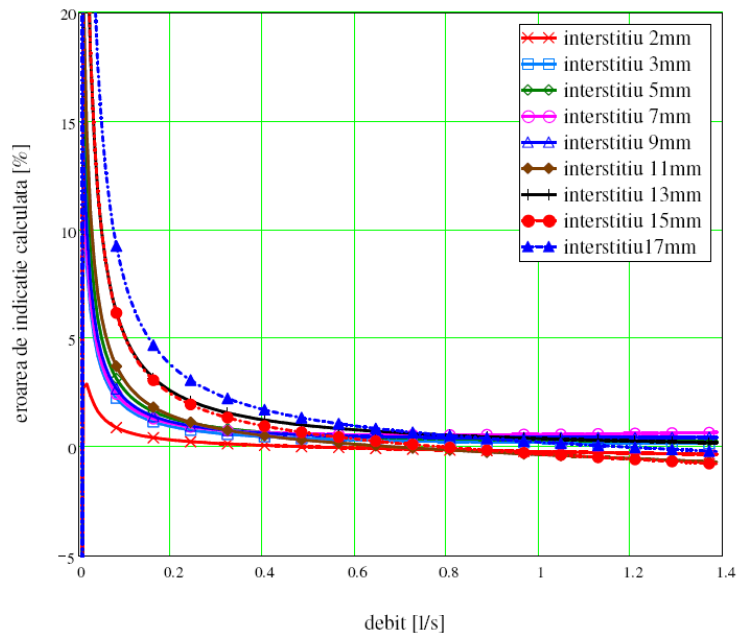


Fig. 6.39. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul D_{rsr}).

Din analiza graficului rezultă că valoarea optimă este $D_{rsr}=2$ mm.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului D_{rsr} este prezentat în figura 6.40.

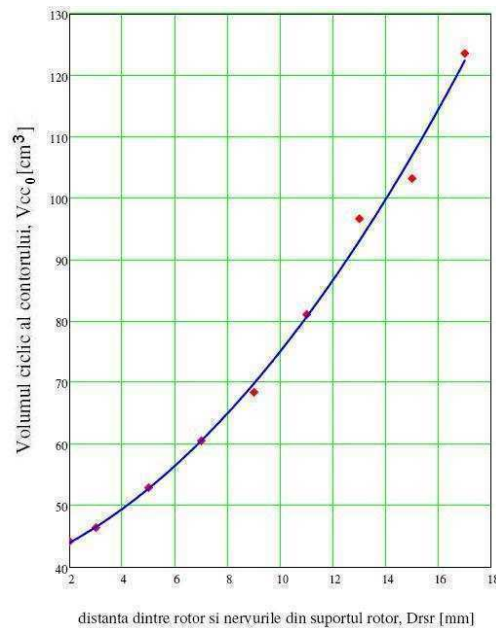


Fig.6.40. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul D_{rsr}

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(D_{rsr}) = 2 \cdot \pi \cdot (6,369 + 0,255 \cdot D_{rsr} + 0,03 \cdot D_{rsr}^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.58)$$

Pentru valoarea parametrului $D_{rsr}=2$ mm, rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=43,976$ [cm³].

6.4.3.1.4. Influența parametrului D_{srr}

Parametrul D_{srr} este indicat în figura 6.41.

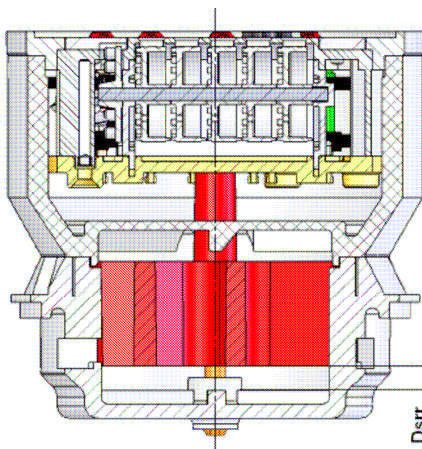
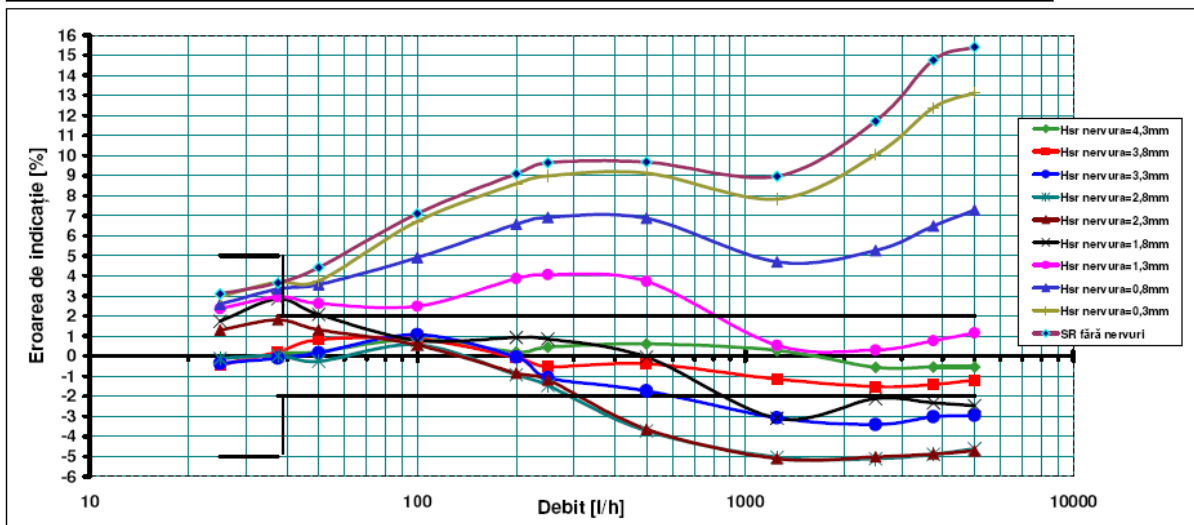


Fig.6.41. Parametrul D_{srr}

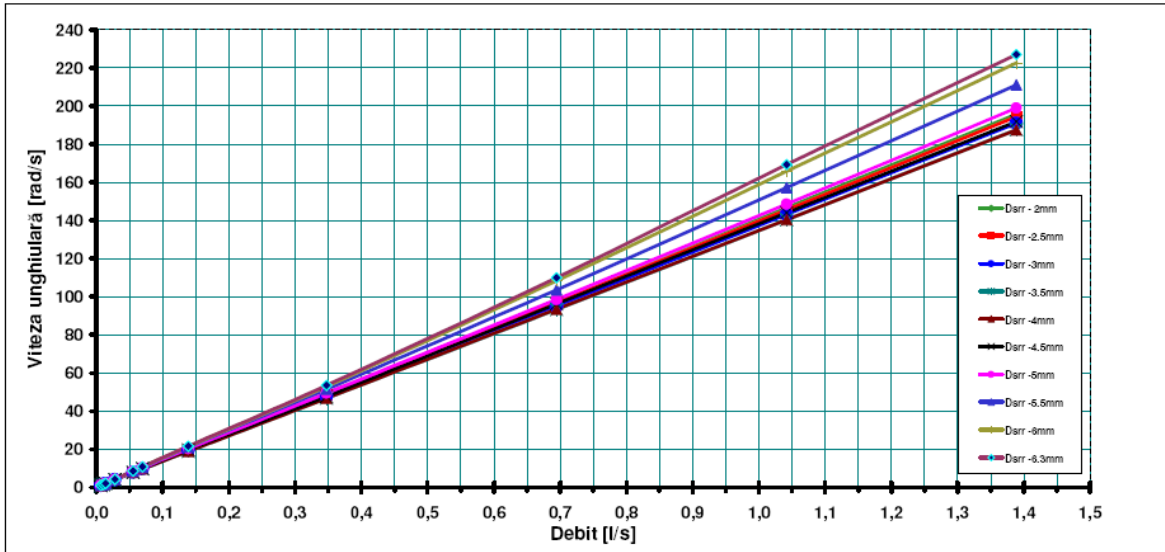
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.42.

Debit în l/h	7	25	37,50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens.l/h
Hsr nervura=4,3mm	-100	-0,443	0,135	0,226	0,850	0,200	0,452	0,615	0,288	-0,557	-0,537	-0,549	
Hsr nervura=3,8mm	-100	-0,453	0,217	0,823	0,856	-0,059	-0,532	-0,377	-1,142	-1,517	-1,407	-1,193	
Hsr nervura=3,3mm	-100	-0,368	-0,095	0,170	1,062	-0,040	-1,068	-1,730	-3,070	-3,415	-3,022	-2,946	
Hsr nervura=2,8mm	-100	-0,115	0,024	-0,257	0,568	-0,939	-1,467	-3,737	-5,039	-5,114	-4,898	-4,626	
Hsr nervura=2,3mm	-100	1,302	1,807	1,315	0,558	-0,846	-1,181	-3,647	-5,121	-5,022	-4,890	-4,729	
Hsr nervura=1,8mm	-100	1,737	2,860	2,070	0,780	0,927	0,859	-0,050	-3,102	-2,114	-2,328	-2,480	
Hsr nervura=1,3mm	-100	2,356	2,963	2,633	2,484	3,874	4,063	3,725	0,534	0,306	0,764	1,158	
Hsr nervura=0,8mm	-100	2,588	3,351	3,563	4,911	6,570	6,910	6,869	4,705	5,266	6,491	7,292	
Hsr nervura=0,3mm	-100	2,989	3,687	3,750	6,716	8,603	8,987	9,121	7,826	10,039	12,378	13,132	
SR fără nervuri	-100	3,113	3,659	4,411	7,111	9,092	9,649	9,675	8,965	11,717	14,756	15,424	



a.

Debit in l/s	0,002	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389	Sens l/s
Dsrr - 2mm	0	0,979	1,477	1,971	3,967	7,884	9,879	19,791	49,316	97,801	146,732	195,619	
Dsrr - 2.5mm	0	0,979	1,476	1,983	3,968	7,863	9,783	19,596	48,613	96,857	145,448	194,352	
Dsrr - 3mm	0	0,980	1,474	1,970	3,976	7,865	9,730	19,330	47,665	94,991	143,066	190,904	
Dsrr - 3.5mm	0	0,982	1,476	1,962	3,956	7,794	9,691	18,935	46,697	93,320	140,298	187,599	
Dsrr - 4mm	0	0,996	1,502	1,993	3,956	7,801	9,719	18,953	46,656	93,410	140,310	187,397	
Dsrr - 4.5mm	0	1,001	1,517	2,008	3,965	7,941	9,919	19,660	47,649	96,270	144,090	191,820	
Dsrr - 5mm	0	1,007	1,519	2,019	4,032	8,173	10,235	20,403	49,437	98,650	148,651	198,976	
Dsrr - 5.5mm	0	1,009	1,525	2,037	4,127	8,385	10,515	21,021	51,488	103,528	157,100	211,042	
Dsrr - 6mm	0	1,013	1,530	2,041	4,198	8,545	10,719	21,464	53,023	108,223	165,784	222,529	
Dsrr - 6.3mm	0	1,014	1,529	2,054	4,214	8,583	10,784	21,573	53,583	109,873	169,293	227,037	



b.

Fig.6.42. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Dsrr pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului Dsrr sunt trecute în tabelul 6.13.

Tab.6.13. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Dsrr

Parametrul , Dsrr [mm]	Funcția
2	$w_{m43}(q) = 0,116 + 141,069 \cdot q - 0,25 \cdot q^2 - 7,921 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2,5	$w_{m38}(q) = 0,17 + 138,903 \cdot q + 0,624 \cdot q^2 - 9,036 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
3	$w_{m33}(q) = 0,252 + 136,119 \cdot q - 0,84 \cdot q^2 - 1,087 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,5	$w_{m28}(q) = 0,322 + 133,152 \cdot q + 1,203 \cdot q^2 - 1,236 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
4	$w_{m23}(q) = 0,32 + 133,419 \cdot q - 0,921 \cdot q^2 - 1,213 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
4,5	$w_{m18}(q) = 0,218 + 138,092 \cdot q - 0,062 \cdot q^2 - 9,897 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
5	$w_{m13}(q) = 0,343 + 140,705 \cdot q + 1,635 \cdot q^2 - 1,37 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
5,5	$w_{m08}(q) = 0,226 + 146,393 \cdot q + 3,899 \cdot q^2 - 1,113 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
6	$w_{m03}(q) = 6,724 \cdot 10^{-3} + 152,122 \cdot q + 6,005 \cdot q^2 - 5,737 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
6,3	$w_{m00}(q) = -0,086 + 154,125 \cdot q + 7,038 \cdot q^2 - 3,374 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.43.

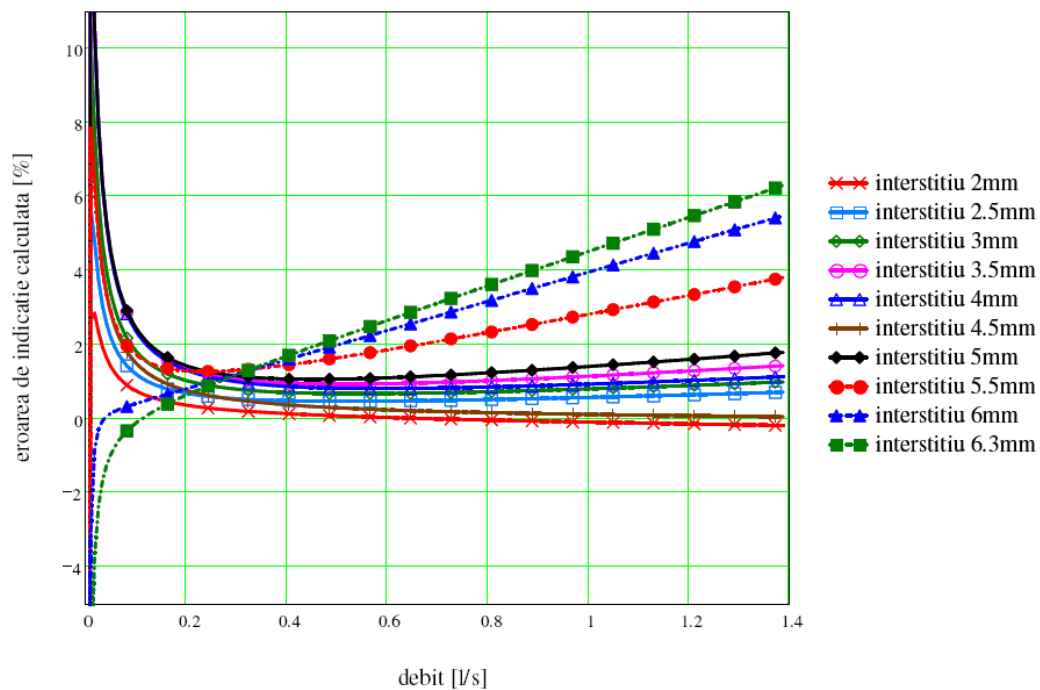


Fig. 6.43. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul $Dsrr$)

Din analiza graficului rezultă că valoarea optimă este $Dsrr=2$ mm.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului $Dsrr$ este prezentat în figura 6.44.

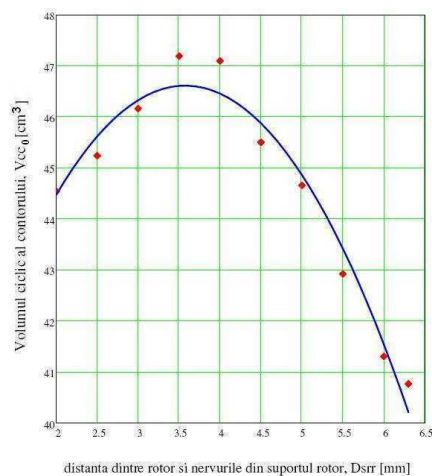


Fig.6.44. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul $Dsrr$

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Dsrr) = 2 \cdot \pi \cdot (5,667 + 0,98 \cdot Dsrr - 0,137 \cdot Dsrr^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.59)$$

Pentru valoarea parametrului $Dsrr=2$ mm, rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=44,479$ [cm³].

6.4.3.1.5. Influența parametrului $Dsrrp$

Parametrul $Dsrrp$ este indicat în figura 6.45.

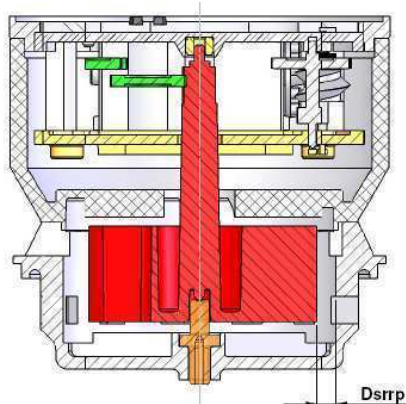
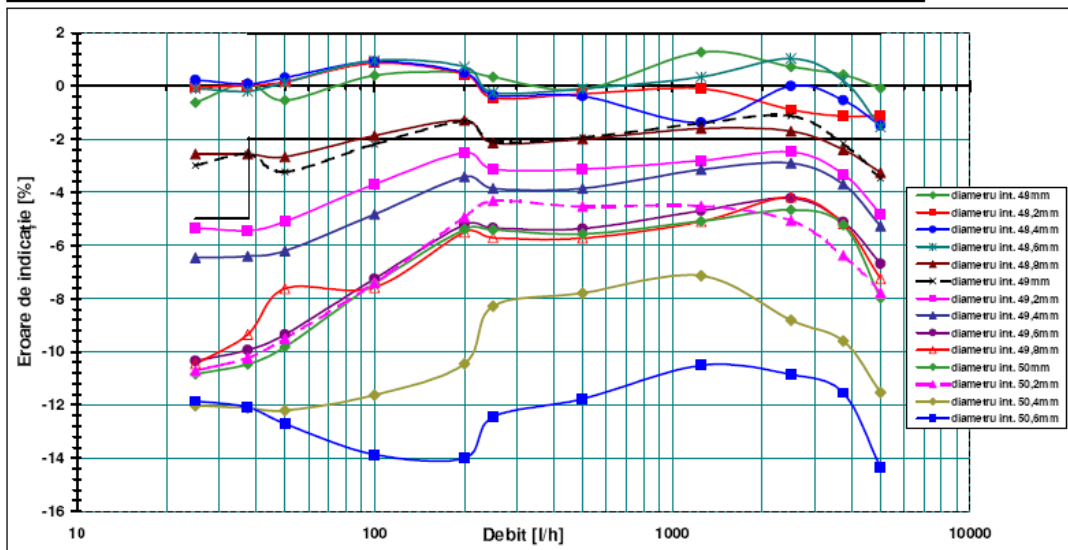


Fig.6.41. Parametrul $Dsrrp$

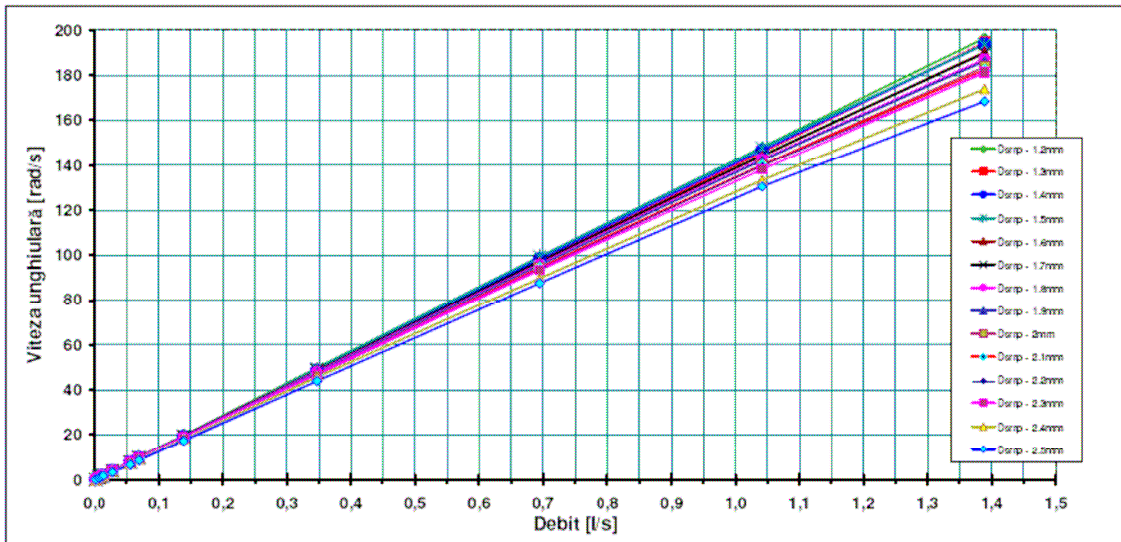
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.46.

Debit în l/h	7	25	37,50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens.l/h
diamentru int. 48mm	-100	-0,616	0,122	-0,531	0,398	0,532	0,340	-0,128	1,282	0,728	0,431	-0,067	
diamentru int. 48,2mm	-100	-0,062	0,034	0,151	0,860	0,437	-0,441	-0,294	-0,100	-0,896	-1,128	-1,110	
diamentru int. 48,4mm	-100	0,230	0,077	0,318	0,919	0,491	-0,341	-0,385	-1,370	0,005	-0,544	-1,493	
diamentru int. 48,6mm	-100	-0,096	-0,191	0,135	0,959	0,723	-0,238	-0,098	0,339	1,034	0,202	-1,549	
diamentru int. 48,8mm	-100	-2,567	-2,568	-2,670	-1,867	-1,290	-2,133	-1,996	-1,601	-1,704	-2,389	-3,261	
diamentru int. 49mm	-100	-2,990	-2,559	-3,230	-2,195	-1,336	-2,078	-1,936	-1,403	-1,115	-2,162	-3,465	
diamentru int. 49,2mm	-100	-5,345	-5,443	-5,095	-3,692	-2,501	-3,131	-3,124	-2,803	-2,479	-3,308	-4,811	
diamentru int. 49,4mm	-100	-6,464	-6,408	-6,204	-4,834	-3,410	-3,849	-3,855	-3,142	-2,911	-3,691	-5,274	
diamentru int. 49,6mm	-100	-10,345	-9,927	-9,348	-7,251	-5,211	-5,336	-5,373	-4,685	-4,219	-5,121	-6,683	
diamentru int. 49,8mm	-100	-10,461	-9,359	-7,620	-7,582	-5,504	-5,711	-5,721	-5,100	-4,177	-5,187	-7,254	
diamentru int. 50mm	-100	-10,847	-10,468	-9,823	-7,446	-5,403	-5,406	-5,567	-5,093	-4,666	-5,223	-7,991	
diamentru int. 50,2mm	-100	-10,719	-10,234	-9,505	-7,417	-4,936	-4,322	-4,535	-4,516	-5,060	-6,378	-7,785	
diamentru int. 50,4mm	-100	-12,033	-12,121	-12,218	-11,629	-10,456	-8,290	-7,787	-7,143	-8,821	-9,589	-11,530	
diamentru int. 50,6mm	-100	-11,864	-12,084	-12,710	-13,876	-14,008	-12,450	-11,773	-10,508	-10,856	-11,545	-14,354	



a.

Debit [l/s]	0,002	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389	Sens. l/s
Dsrrp - 1.2mm	0	0,977	1,477	1,957	3,950	7,910	9,968	19,845	49,805	99,685	149,189	198,527	
Dsrrp - 1.3mm	0	0,983	1,476	1,970	3,968	7,902	9,792	19,812	49,125	97,468	145,860	194,515	
Dsrrp - 1.4mm	0	0,986	1,476	1,973	3,970	7,907	9,801	19,594	48,501	98,354	146,721	193,762	
Dsrrp - 1.5mm	0	0,983	1,472	1,970	3,972	7,925	9,812	19,651	49,341	99,366	147,822	193,652	
Dsrrp - 1.6mm	0	0,958	1,437	1,914	3,861	7,766	9,625	19,277	48,387	96,673	144,000	190,284	
Dsrrp - 1.7mm	0	0,954	1,437	1,903	3,848	7,763	9,631	19,289	48,485	97,253	144,334	189,883	
Dsrrp - 1.8mm	0	0,931	1,395	1,867	3,789	7,671	9,527	19,055	47,796	95,911	142,644	187,235	
Dsrrp - 1.9mm	0	0,920	1,381	1,845	3,744	7,600	9,456	18,912	47,630	95,486	142,079	186,325	
Dsrrp - 2mm	0	0,882	1,329	1,783	3,649	7,458	9,310	18,613	46,871	94,200	139,969	183,553	
Dsrrp - 2.1mm	0	0,881	1,337	1,817	3,636	7,435	9,273	18,545	46,667	94,241	139,872	182,430	
Dsrrp - 2.2mm	0	0,877	1,321	1,774	3,641	7,443	9,303	18,575	46,670	93,760	139,819	181,000	
Dsrrp - 2.3mm	0	0,878	1,324	1,780	3,642	7,460	9,410	18,779	46,954	93,373	138,115	181,386	
Dsrrp - 2.4mm	0	0,865	1,296	1,727	3,476	7,045	9,020	18,138	45,662	89,874	133,378	174,019	
Dsrrp - 2.5mm	0	0,867	1,297	1,717	3,388	6,766	8,810	17,354	44,007	87,673	130,492	168,464	



b.

Fig.6.46. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Dsrrp, pentru:
a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului Dsrrp sunt trecute în tabelul 6.14.

Tab.6.14. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Dsrrp

Parametrul , Dsrrp [mm]	Funcția
1,2	$w_{m480}(q) = -0,075 + 144,058 \cdot q - 1,777 \cdot q^2 - 3,059 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
1,3	$w_{m482}(q) = 0,106 + 140,626 \cdot q - 0,516 \cdot q^2 - 7,533 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
1,4	$w_{m484}(q) = -0,103 + 142,98 \cdot q - 2,317 \cdot q^2 - 1,936 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
1,5	$w_{m486}(q) = -0,271 + 146,618 \cdot q - 4,855 \cdot q^2 - 2,153 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
1,6	$w_{m488}(q) = -0,103 + 141,286 \cdot q - 2,977 \cdot q^2 - 2,216 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
1,7	$w_{m490}(q) = -0,213 + 143,055 \cdot q - 4,363 \cdot q^2 - 5,521 \cdot 10^{-5} \cdot q^{-1}$
1,8	$w_{m492}(q) = -0,232 + 141,386 \cdot q - 4,483 \cdot q^2 - 9,78 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
1,9	$w_{m494}(q) = -0,272 + 141,005 \cdot q - 4,649 \cdot q^2 - 1,972 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2	$w_{m496}(q) = -0,314 + 139,163 \cdot q - 4,744 \cdot q^2 - 2,884 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2,1	$w_{m498}(q) = -0,402 + 140,055 \cdot q - 5,85 \cdot q^2 - 5,308 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

2,2 mm	$w_{m500}(q) = -0,444 + 140,679 \cdot q - 6,921 \cdot q^2 + 6,263 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2,3 mm	$w_{m502}(q) = -0,187 + 138,294 \cdot q - 5,405 \cdot q^2 - 6,119 \cdot 10^{-5} \cdot q^{-1}$
2,4 mm	$w_{m504}(q) = -0,251 + 134,319 \cdot q - 6,263 \cdot q^2 - 1,305 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2,5 mm	$w_{m506}(q) = -0,473 + 132,5 \cdot q - 7,546 \cdot q^2 - 7,731 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.47.

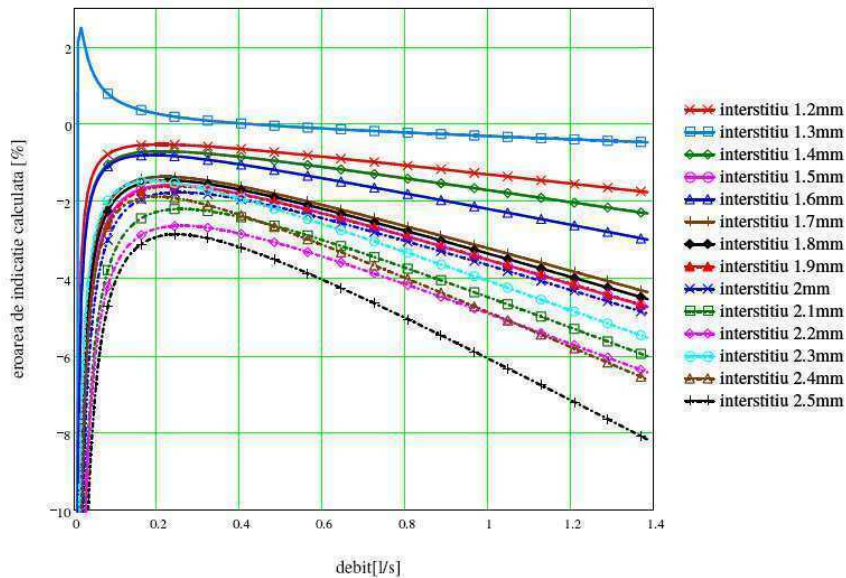


Fig. 6.47. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul $Dsrrp$)

Din analiza graficului rezultă că valoarea optimă este $Dsrrp=1,3$ mm.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului $Dsrrp$, este prezentat în figura 6.48.

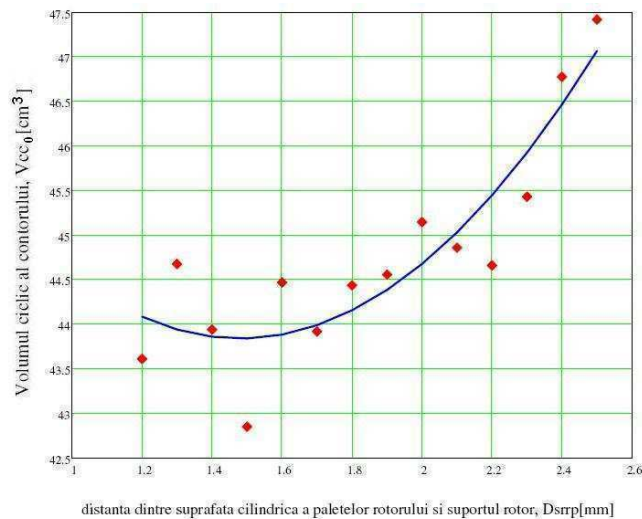


Fig.6.48. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul $Dsrrp$

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc0}(Dsrrp) = 2 \cdot \pi \cdot (8,062 - 1,464 \cdot Dsrrp + 0,494 \cdot Dsrrp^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.60)$$

Pentru valoarea parametrului $Dsrrp=1,3\text{mm}$ rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc0}=43,942 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.4.3.1.6. Influența parametrului $Drpsr$

Parametrul $Drpsr$ este indicat în figura 6.49.

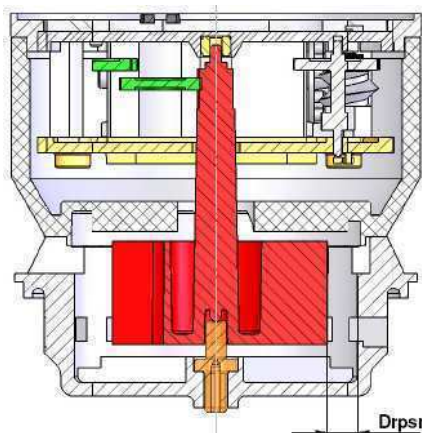
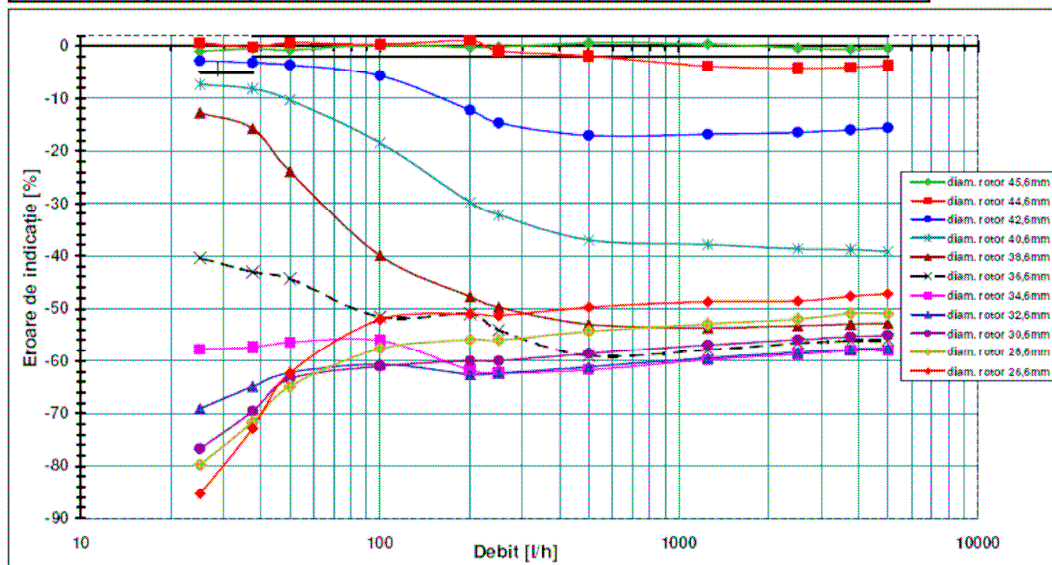


Fig.6.49. Parametrul $Drpsr$

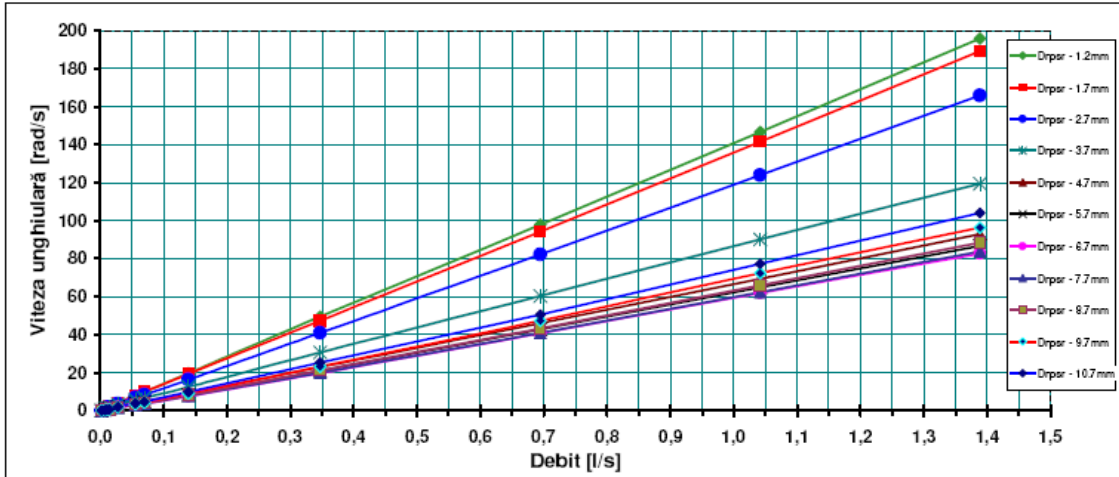
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.50.

Debit [l/h]	7	25	37.50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens.l/h
diam. rotor 45,6mm	-100	-0,963	-0,423	-0,700	0,200	-0,219	-0,154	0,610	0,426	-0,393	-0,567	-0,360	
diam. rotor 44,6mm	-100	0,646	-0,165	0,650	0,335	1,098	-0,835	-1,881	-3,811	-4,220	-4,041	-3,754	
diam. rotor 42,6mm	-100	-2,801	-3,151	-3,596	-5,690	-12,232	-14,674	-17,076	-16,820	-16,466	-16,001	-15,655	
diam. rotor 40,6mm	-100	-7,337	-8,164	-10,316	-18,484	-29,779	-32,240	-37,034	-37,878	-38,688	-38,839	-39,200	
diam. rotor 38,6mm	-100	-12,776	-15,749	-23,905	-39,964	-47,728	-49,718	-52,948	-53,587	-53,233	-52,910	-52,771	
diam. rotor 36,6mm	-100	-40,398	-43,058	-44,355	-51,468	-50,935	-54,062	-58,987	-57,837	-56,547	-56,077	-55,893	
diam. rotor 34,6mm	-100	-57,653	-57,336	-56,429	-56,065	-61,802	-62,243	-61,697	-59,778	-58,683	-57,908	-57,368	
diam. rotor 32,6mm	-100	-69,059	-64,842	-62,171	-60,618	-62,525	-62,343	-61,146	-59,372	-58,352	-57,772	-57,485	
diam. rotor 30,6mm	-100	-76,639	-69,547	-63,413	-60,973	-60,006	-59,957	-58,370	-56,920	-55,928	-55,345	-55,028	
diam. rotor 28,6mm	-100	-79,764	-71,567	-64,883	-57,602	-55,861	-55,950	-54,301	-52,668	-51,962	-50,901	-50,962	
diam. rotor 26,6mm	-100	-85,323	-72,831	-62,267	-52,022	-51,026	-51,302	-49,703	-48,659	-48,545	-47,624	-47,134	



a.

Debit in l/s	0,002	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389
Drpsr - 1.2mm	0	0,974	1,469	1,953	3,942	7,851	9,820	19,790	49,384	97,963	146,687	195,990
Drpsr - 1.7mm	0	0,990	1,473	1,980	3,947	7,954	9,753	19,300	47,301	94,199	141,563	189,315
Drpsr - 2.7mm	0	0,956	1,429	1,896	3,710	6,906	8,392	16,311	40,903	82,155	123,919	165,905
Drpsr - 3.7mm	0	0,911	1,355	1,764	3,207	5,525	6,664	12,385	30,548	60,300	90,227	119,593
Drpsr - 4.7mm	0	0,858	1,243	1,497	2,362	4,113	4,945	9,255	22,823	45,995	69,469	92,899
Drpsr - 5.7mm	0	0,586	0,840	1,095	1,908	3,860	4,518	8,067	20,734	42,736	64,797	86,758
Drpsr - 6.7mm	0	0,416	0,629	0,857	1,728	3,005	3,713	7,534	19,779	40,635	61,963	82,696
Drpsr - 7.7mm	0	0,304	0,519	0,744	1,549	2,949	3,704	7,643	19,979	40,961	62,296	83,626
Drpsr - 8.7mm	0	0,230	0,449	0,720	1,535	3,147	3,938	8,149	21,184	43,345	65,877	88,459
Drpsr - 9.7mm	0	0,199	0,419	0,691	1,668	3,473	4,332	8,989	23,177	47,245	72,433	96,418
Drpsr - 10.7mm	0	0,144	0,401	0,742	1,887	3,853	4,789	9,893	25,247	50,606	77,267	103,987



b.

Fig.6.50. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Drpsr, pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului Drpsr sunt trecute în tabelul 6.15.

Tab.6.15. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Drpsr

Parametrul , Drpsr [mm]	Funcția
1,2	$w_{m456}(q) = 0,101 + 141,054 \cdot q - 0,081 \cdot q^2 - 7,632 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
1,7	$w_{m446}(q) = 0,352 + 134,591 \cdot q + 1,017 \cdot q^2 - 1,339 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
2,7	$w_{m426}(q) = 0,344 + 116,308 \cdot q + 2,12 \cdot q^2 - 1,108 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,7	$w_{m406}(q) = 0,664 + 86,256 \cdot q - 0,414 \cdot q^2 - 1,661 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
4,7	$w_{m386}(q) = 0,558 + 64,092 \cdot q + 1,786 \cdot q^2 - 1,225 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
5,7	$w_{m366}(q) = 0,243 + 59,468 \cdot q + 2,127 \cdot q^2 - 6,341 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
6,7	$w_{m346}(q) = -0,139 + 57,554 \cdot q + 1,613 \cdot q^2 + 2,328 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
7,7	$w_{m326}(q) = -0,224 + 57,991 \cdot q + 1,771 \cdot q^2 + 3,369 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
8,7	$w_{m306}(q) = -0,282 + 61,587 \cdot q + 1,705 \cdot q^2 + 3,856 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
9,7	$w_{m286}(q) = -0,364 + 67,909 \cdot q + 1,398 \cdot q^2 + 5,05 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
10,7	$w_{m266}(q) = -0,22 + 72,059 \cdot q + 2,142 \cdot q^2 + 3,932 \cdot 10^{-5} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.51.

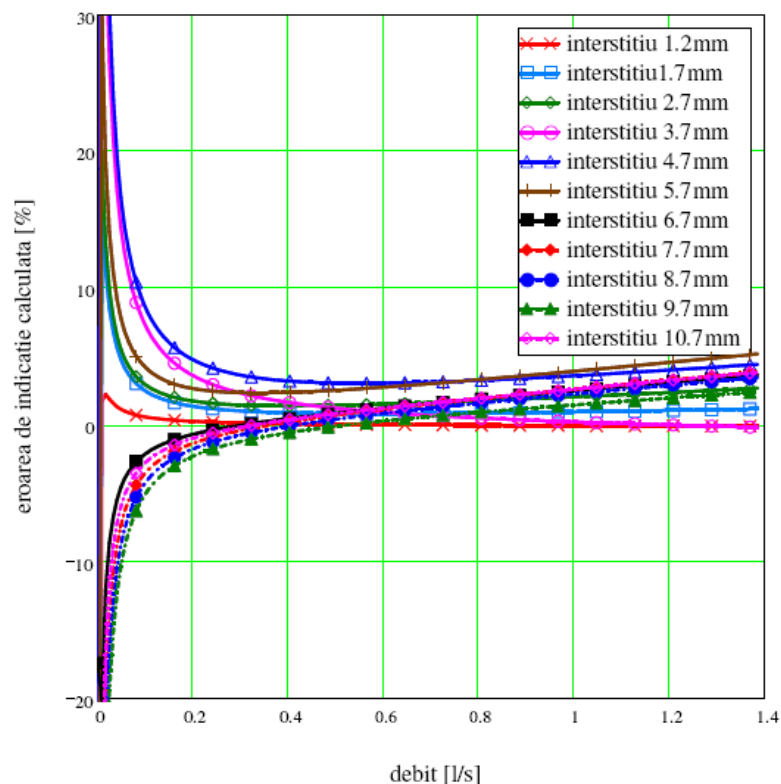


Fig. 6.51. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul $Drpsr$)

Din analiza graficului rezultă că valoarea optimă este $Drpsr=1,2$ mm.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului $Drpsr$ este prezentat în figura 6.52.

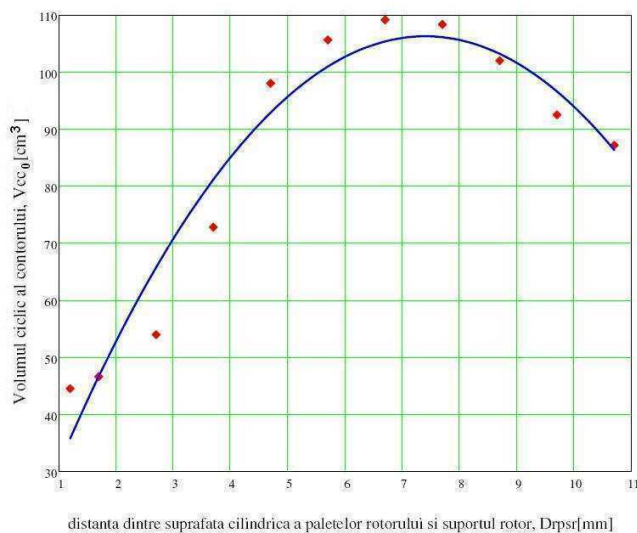


Fig.6.52. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul $Drpsr$

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Drpsr) = 2 \cdot \pi \cdot (0,937 + 4,37 \cdot Drpsr - 0,292 \cdot Drpsr^2) \text{ [rot/l]} \quad (6.61)$$

Pentru valoarea parametrului $Drpsr=1,2\text{mm}$ rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=36,194 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.4.3.1.7. Influența numărul de nervuri de pe suprafața inferioară a suportului rotor, Nn

Nervurile prezente pe suprafața inferioară a suportului rotor , variantele cu trei și șase nervuri sunt ilustrate în figura 6.53.

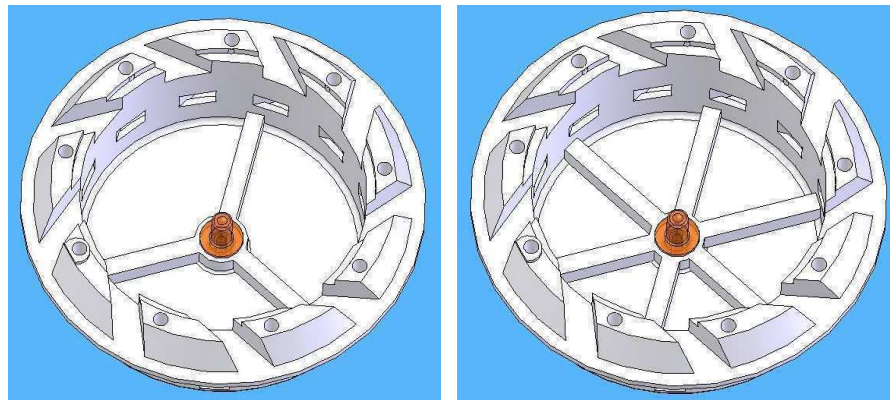
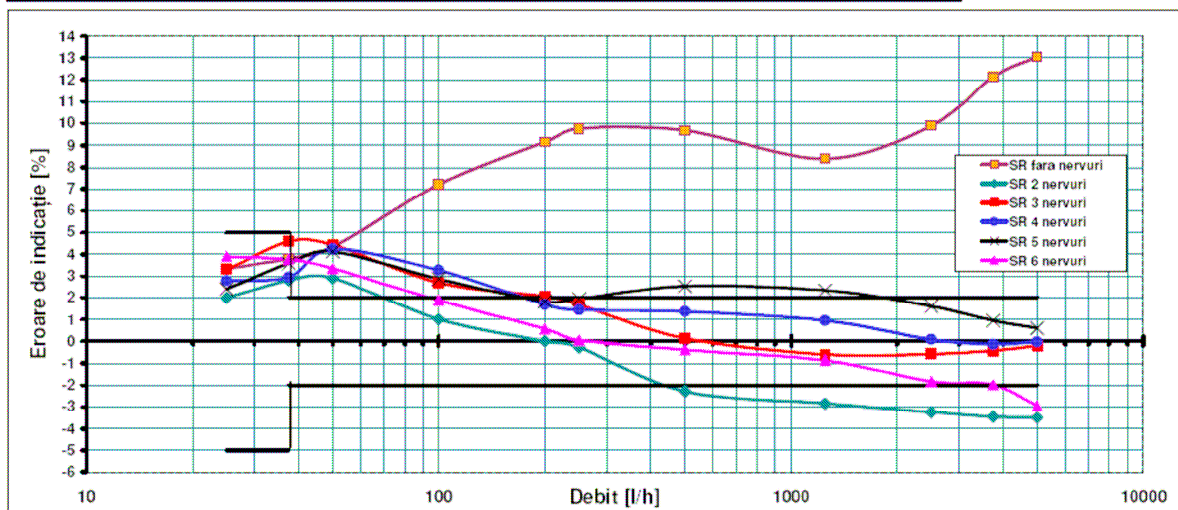


Fig.6.53. Suport rotor cu trei și șase nervuri

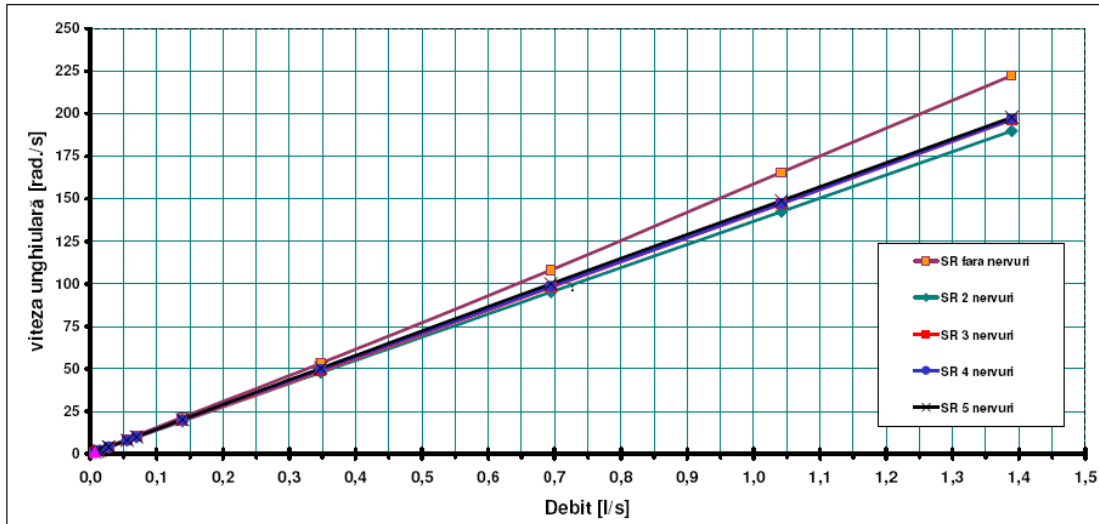
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.54.

Debit in l/h	7	25	37.50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens.l/h
SR fara nervuri	-100	3,328	3,813	4,338	7,209	9,150	9,772	9,682	8,389	9,803	12,138	13,050	
SR 2 nervuri	-100	1,990	2,802	2,890	1,012	0,010	-0,285	-2,275	-2,831	-3,240	-3,449	-3,471	
SR 3 nervuri	-100	3,296	4,590	4,432	2,687	2,053	1,660	0,127	-0,599	-0,588	-0,431	-0,222	
SR 4 nervuri	-100	2,780	2,942	4,241	3,273	1,676	1,445	1,357	0,945	0,091	-0,134	-0,029	
SR 5 nervuri	-100	2,401	3,588	4,121	2,872	1,828	1,935	2,534	2,342	1,596	0,941	0,592	
SR 6 nervuri	-100	3,912	3,773	3,338	1,889	0,566	0,049	-0,396	-0,876	-1,837	-1,967	-2,946	



a.

Debit in l/s	0,002	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389		
SR fara nervuri	0	1,016	1,531	2,052	4,218	8,589	10,796	21,574	53,300	108,079	165,430	222,368		
SR 2 nervuri	0	1,003	1,517	2,024	3,974	7,869	9,807	19,222	47,783	95,163	142,436	189,871		
SR 3 nervuri	0	1,016	1,543	2,054	4,040	8,029	9,998	19,895	48,890	97,771	146,888	196,262		
SR 4 nervuri	0	1,011	1,519	2,050	4,063	8,000	9,977	19,937	49,639	98,439	147,326	196,642		
SR 5 nervuri	0	1,007	1,528	2,048	4,047	8,012	10,025	20,168	50,326	99,919	148,912	197,863		
SR 6 nervuri	0	1,022	1,531	2,033	4,007	7,912	9,840	19,592	48,744	96,543	144,822	190,904		



b.

Fig.6.54. Valorile experimentale obținute prin modificarea numărului de nervuri, pentru: a. erorile relative de indicație, b. viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare număr de nervuri sunt trecute în tabelul 6.16.

Tab.6.16. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară în funcție de numărul de nervuri

Număr de nervuri, Nn	Funcția
0	$w_{m0}(q) = 0,089 + 151,927 \cdot q + 5,964 \cdot q^2 - 8,331 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
2	$w_{m2}(q) = 0,243 + 136,842 \cdot q - 0,244 \cdot q^2 - 1,08 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3	$w_{m3}(q) = 0,23 + 139,815 \cdot q - 0,951 \cdot q^2 - 1,063 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
4	$w_{m4}(q) = 0,189 + 141,741 \cdot q - 0,272 \cdot q^2 - 9,917 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
5	$w_{m5}(q) = 0,05 + 145,114 \cdot q - 1,972 \cdot q^2 - 6,482 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
6	$w_{m6}(q) = 0,096 + 141,038 \cdot q - 2,555 \cdot q^2 - 7,078 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.55.

Din analiza graficului, rezultă că, numărul optim de nervuri este $Nn=5$, deși pentru debitele mari, varianta cu 4 nervuri prezintă valori ale erorii relative de indicație apropiate de zero. În schimb, această variantă (4 nervuri) prezintă valori mari ale erorii pentru debitele mici. Panta descendentă a curbei de erori pentru varianta cu 5 nervuri poate fi corectată prin mărirea ariei de bypass sau prin alegerea unui mecanism cu un raport de transmitere mai mic decât valoarea rezultată din calcul.

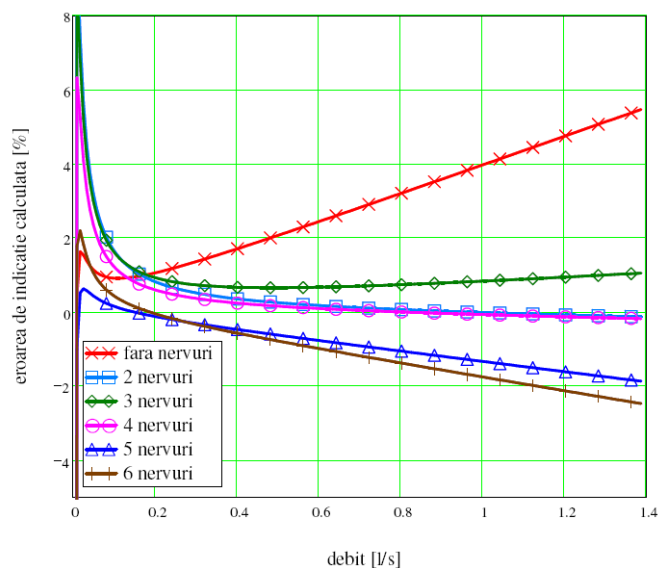


Fig. 6.55. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (număr diferit de nervuri)

Valorile rapoartului de transmitere al modului reductor în funcție de numărul de nervuri (Nn) sunt prezentate în figura 6.56 și tabelul 6.17.

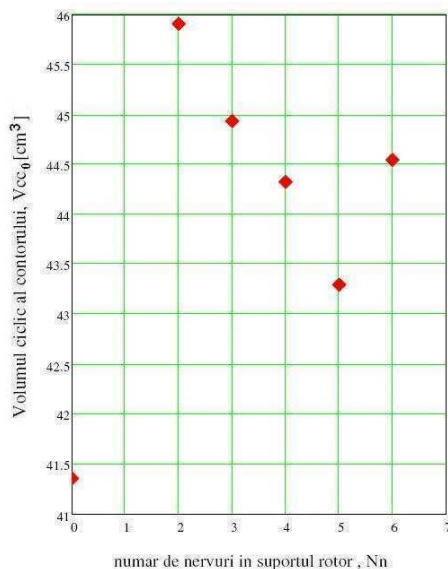


Fig.6.56. Valorile volumului ciclic necesar în funcție de numărul de nervuri, Nn

Tab.6.17. Valorile volumului ciclic necesar în funcție de numărul de nervuri, Nn

Număr de nervuri, Nn	Volumul ciclic necesar [cm^3]
0	41,357
2	45,916
3	44,939
4	44,329
5	43,298
6	44,550

Pentru suportul rotor cu 5 nervuri rezultă un volum ciclic necesar V_{c0} cu valori cuprinse între 44,400...43,300 [cm³], pentru a compensa panta descendentă a curbei de erori.

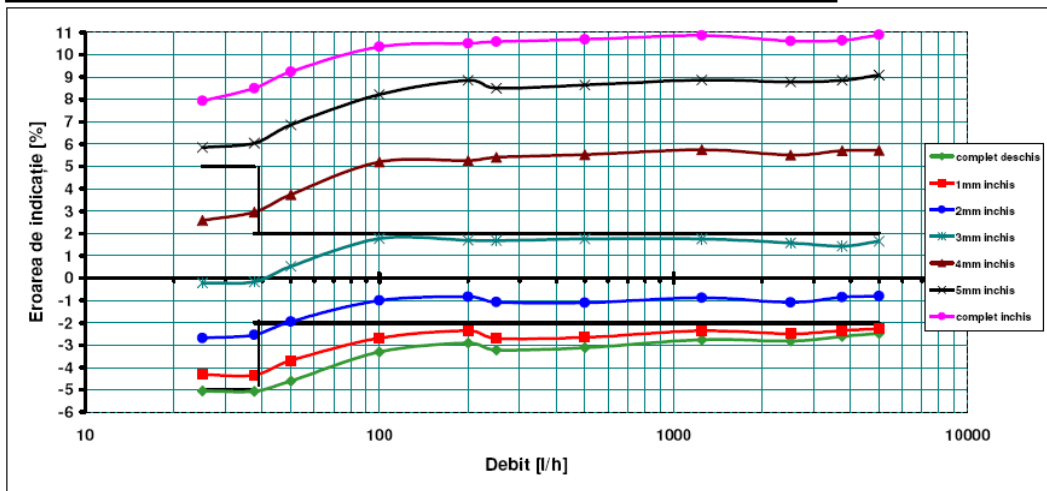
6.4.3.1.8. Influența obturării canalului de bypass

a. poziția orizontală de funcționare a contorului

Poziția și forma canalului de bypass sunt prezentate în figura 6.23.

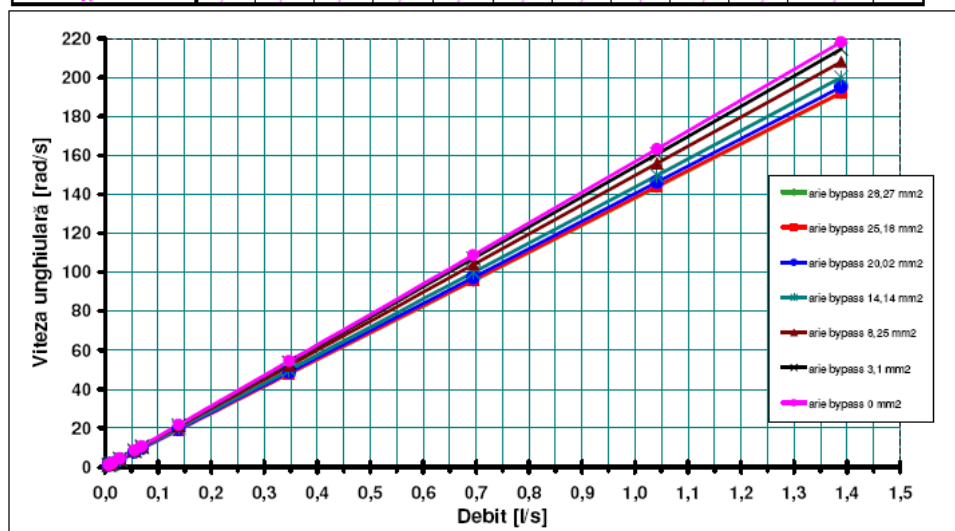
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.57 pentru poziția orizontală de funcționare.

Debit in l/h	25	37,5	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens.l/h
complet deschis	-5,06	-5,07	-4,61	-3,31	-2,92	-3,22	-3,12	-2,76	-2,82	-2,61	-2,48	
1mm inchis	-4,31	-4,34	-3,69	-2,68	-2,36	-2,70	-2,66	-2,36	-2,50	-2,34	-2,27	
2mm inchis	-2,68	-2,54	-1,95	-1,00	-0,84	-1,07	-1,11	-0,88	-1,08	-0,85	-0,81	
3mm inchis	-0,21	-0,18	0,53	1,77	1,70	1,68	1,76	1,75	1,57	1,43	1,65	
4mm inchis	2,58	2,95	3,73	5,20	5,26	5,41	5,53	5,75	5,52	5,70	5,72	
5mm inchis	5,84	6,05	6,85	8,22	8,86	8,50	8,65	8,87	8,78	8,85	9,09	
complet inchis	7,94	8,50	9,23	10,36	10,52	10,58	10,69	10,86	10,62	10,65	10,90	



a.

Debit in l/s	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389
arie bypass 28,27 mm ²	0,93	1,40	1,88	3,80	7,64	9,52	19,06	47,82	95,58	143,68	191,82
arie bypass 25,18 mm ²	0,94	1,41	1,89	3,83	7,68	9,57	19,15	48,02	95,89	144,07	192,24
arie bypass 20,02 mm ²	0,96	1,44	1,93	3,89	7,80	9,73	19,45	48,74	97,29	146,27	195,11
arie bypass 14,14 mm ²	0,98	1,47	1,98	4,00	8,00	10,00	20,02	50,03	99,90	149,64	199,93
arie bypass 8,25 mm ²	1,01	1,52	2,04	4,14	8,28	10,37	20,76	52,00	103,77	155,93	207,94
arie bypass 3,1 mm ²	1,04	1,56	2,10	4,26	8,56	10,67	21,37	53,54	106,98	160,58	214,58
arie bypass 0 mm ²	1,06	1,60	2,15	4,34	8,70	10,88	21,77	54,52	108,79	163,24	218,13



b.

Fig.6.57. Valorile experimentale obținute prin obturarea canalului de bypass pentru poziția de funcționare orizontală: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, la valori ale ariei secțiunii transversale a canalului de bypass, sunt trecute în tabelul 6.18.

Tab.6.18. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară în funcție de aria secțiunii canalului de bypass

Aria secțiunii canalului de bypass, Ab [mm ²]	Funcția
28,27	$w_{m28,27}(q) = -4,459 \cdot 10^{-3} + 137,327 \cdot q + 0,567 \cdot q^2 - 1,873 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
25,18	$w_{m25,18}(q) = 9,53 \cdot 10^{-3} + 137,914 \cdot q + 0,354 \cdot q^2 - 2,674 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
20,02	$w_{m20,02}(q) = 0,026 + 139,926 \cdot q + 0,392 \cdot q^2 - 3,818 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
14,14	$w_{m14,14}(q) = 0,07 + 143,494 \cdot q + 0,253 \cdot q^2 - 8,143 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
8,25	$w_{m08,25}(q) = 1,379 \cdot 10^{-3} + 149,421 \cdot q + 0,217 \cdot q^2 - 3,137 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
3,10	$w_{m03,10}(q) = 0,04 + 153,547 \cdot q + 0,641 \cdot q^2 - 6,435 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
0	$w_{m00}(q) = 0,061 + 156,205 \cdot q + 0,547 \cdot q^2 - 7,992 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.58.

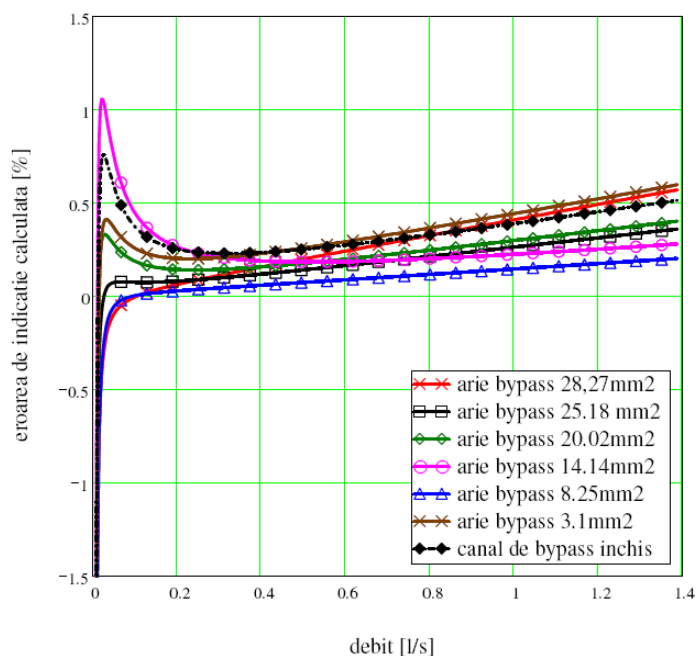


Fig. 6.58. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (arie secțiune bypass, funcționare orizontală)

Din grafic (fig.6.58) rezultă curbe de erori foarte apropiate și valori ale erorilor cuprinse între 0 și 1%.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar, în funcție de aria secțiunii transversale a canalului de bypass (Ab), este prezentat în figura 6.59.

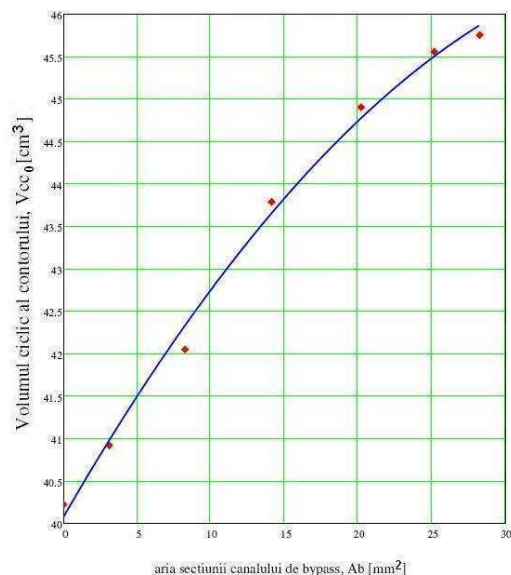


Fig.6.59. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de aria secțiunii canalului de bypass (orizontal)
 Relația de calcul pentru acest raport este:

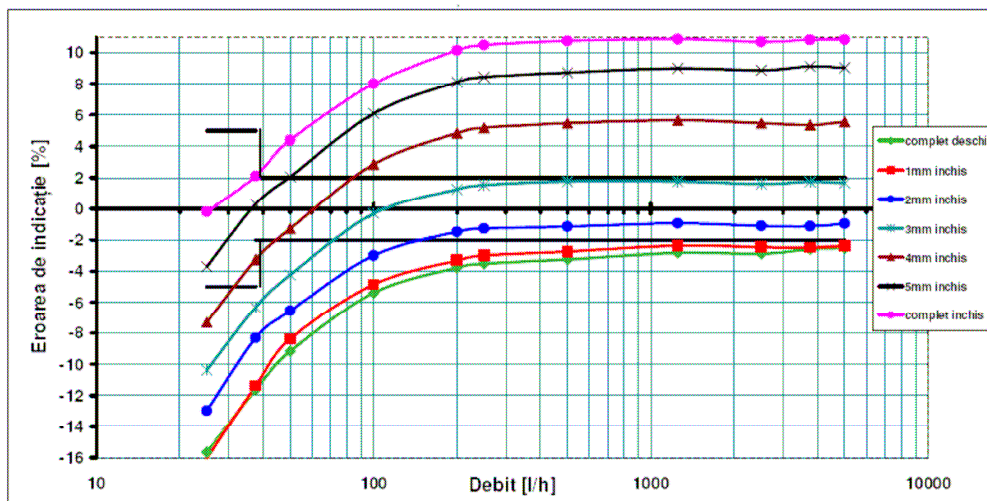
$$V_{cc_0}(Ab) = 2 \cdot \pi \cdot (6,379 + 0,048 \cdot Ab - 5,432 \cdot 10^{-4} \cdot Ab^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.62)$$

Cu relația 6.60 se poate calcula aria secțiunii transversale a canalului de bypass pentru a obține un volum ciclic dorit pentru poziția orizontală de funcționare.

b. poziția verticală de funcționare a contorului

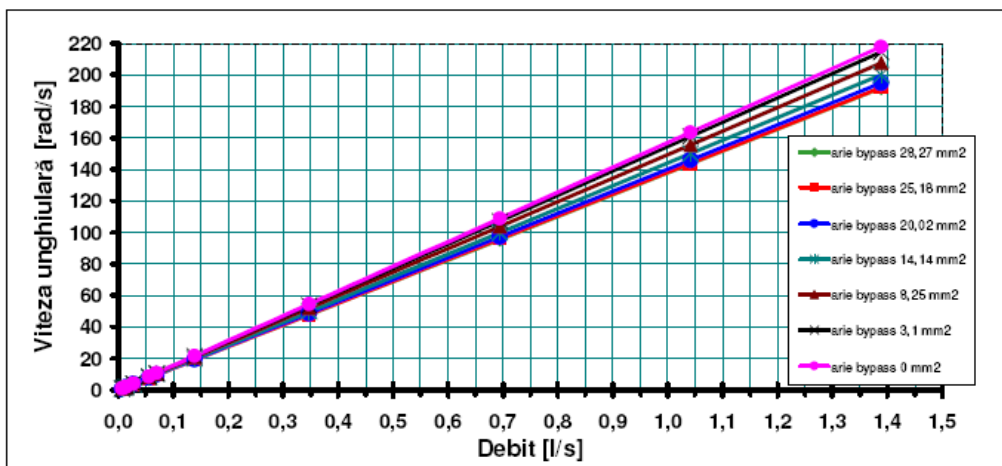
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.60 pentru poziția verticală de funcționare.

Debit in l/h	25	37.50	50	100	200	250	500	1250	2500	3750	5000	Sens./l/h
complet deschis	-15,651	-11,642	-9,173	-5,391	-3,767	-3,522	-3,241	-2,820	-2,888	-2,602	-2,532	
1mm inchis	-16,045	-11,381	-8,371	-4,850	-3,312	-2,993	-2,743	-2,368	-2,471	-2,492	-2,366	
2mm inchis	-12,982	-8,311	-6,559	-3,001	-1,485	-1,263	-1,132	-0,927	-1,099	-1,112	-0,946	
3mm inchis	-10,382	-6,323	-4,235	-0,294	1,267	1,532	1,774	1,767	1,604	1,740	1,670	
4mm inchis	-7,290	-3,279	-1,275	2,869	4,843	5,184	5,474	5,670	5,480	5,379	5,566	
5mm inchis	-3,704	0,321	2,059	6,090	8,109	8,429	8,722	9,004	8,880	9,120	9,040	
complet inchis	-0,187	2,111	4,356	7,983	10,157	10,439	10,774	10,868	10,709	10,829	10,844	



a.

Debit in l/s	0,007	0,010	0,014	0,028	0,056	0,069	0,139	0,347	0,694	1,042	1,389
arie bypass 28,27 mm ²	0,83	1,30	1,79	3,72	7,57	9,49	19,03	47,79	95,51	143,69	191,72
arie bypass 25,18 mm ²	0,83	1,31	1,80	3,74	7,61	9,54	19,13	48,01	95,92	143,85	192,04
arie bypass 20,02 mm ²	0,86	1,35	1,84	3,82	7,75	9,71	19,45	48,72	97,27	145,88	194,84
arie bypass 14,14 mm ²	0,88	1,38	1,88	3,92	7,97	9,99	20,02	50,04	99,93	150,09	199,98
arie bypass 8,25 mm ²	0,91	1,43	1,94	4,05	8,25	10,34	20,75	51,96	103,74	155,46	207,65
arie bypass 3,1 mm ²	0,95	1,48	2,01	4,17	8,51	10,66	21,39	53,60	107,08	160,98	214,48
arie bypass 0 mm ²	0,98	1,51	2,05	4,25	8,67	10,87	21,79	54,52	108,88	163,50	218,03



b.

Fig.6.60. Valorile experimentale obținute prin obturarea canalului de bypass pentru poziția de funcționare verticală: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, la valori ale ariei secțiunii transversale a canalului de bypass, sunt trecute în tabelul 6.19.

Tab.6.19. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară în funcție de aria secțiunii canalului de bypass

Aria secțiunii canalului de bypass, Ab [mm ²]	Funcția
28,27	$w_{m28,27}(q) = -0,059 + 137,441 \cdot q + 0,469 \cdot q^2 - 6,008 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
25,18	$w_{m25,18}(q) = -0,036 + 138,068 \cdot q + 0,143 \cdot q^2 - 8,462 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
20,02	$w_{m20,02}(q) = 0,015 + 139,86 \cdot q + 0,269 \cdot q^2 - 1,143 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
14,14	$w_{m14,14}(q) = -0,023 + 144,11 \cdot q - 0,065 \cdot q^2 - 8,689 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
8,25	$w_{m08,25}(q) = -7,657 \cdot 10^{-4} + 149,245 \cdot q + 0,149 \cdot q^2 - 1,177 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,10	$w_{m03,10}(q) = -0,078 + 154,477 \cdot q + 0,023 \cdot q^2 - 4,691 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
0	$w_{m00}(q) = -0,033 + 156,892 \cdot q + 0,079 \cdot q^2 - 7,871 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație, calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat, este prezentat în figura 6.61.

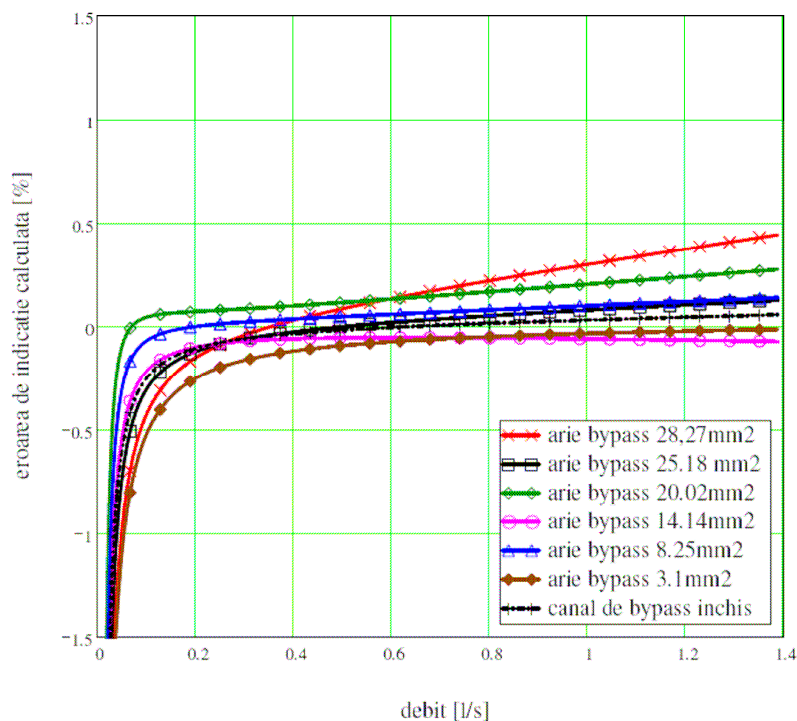


Fig. 6.61. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (arie secțiune bypass, funcționare verticală)

Din grafic (fig.6.61) rezultă curbe de erori foarte apropiate și valori ale erorilor cuprinse între -0,5% și 0,5% pentru debite cuprinse între 0,1 și 1,4 l/s.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar, în funcție de aria secțiunii transversale a canalului de bypass (Ab), este prezentat în figura 6.62.

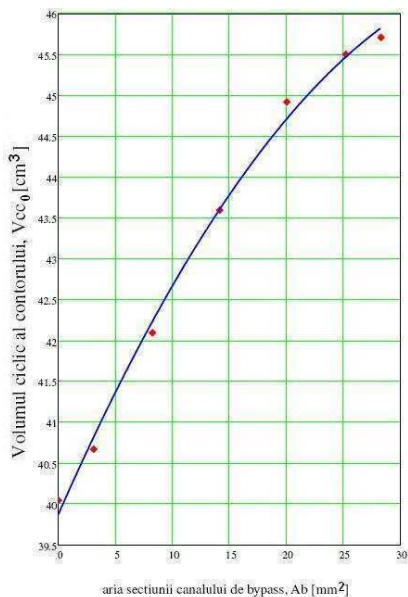


Fig.6.62. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de aria secțiunii canalului de bypass (funcționare verticală)

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Ab) = 2 \cdot \pi \cdot (6,346 + 0,051 \cdot Ab - 6,035 \cdot 10^{-4} \cdot Ab^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.63)$$

Cu relația 6.61 se poate calcula aria secțiunii transversale a canalului de bypass pentru a obține un volum ciclic dorit pentru poziția verticală de funcționare.

6.4.3.2. Parametri constructivi ai contorului monojet

6.4.3.2.1. Influența parametrului D_{per}

Parametrul D_{per} este indicat în figura 6.63.

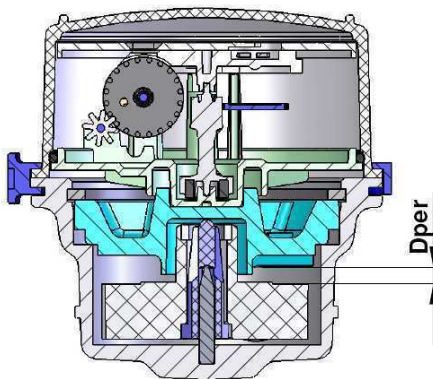
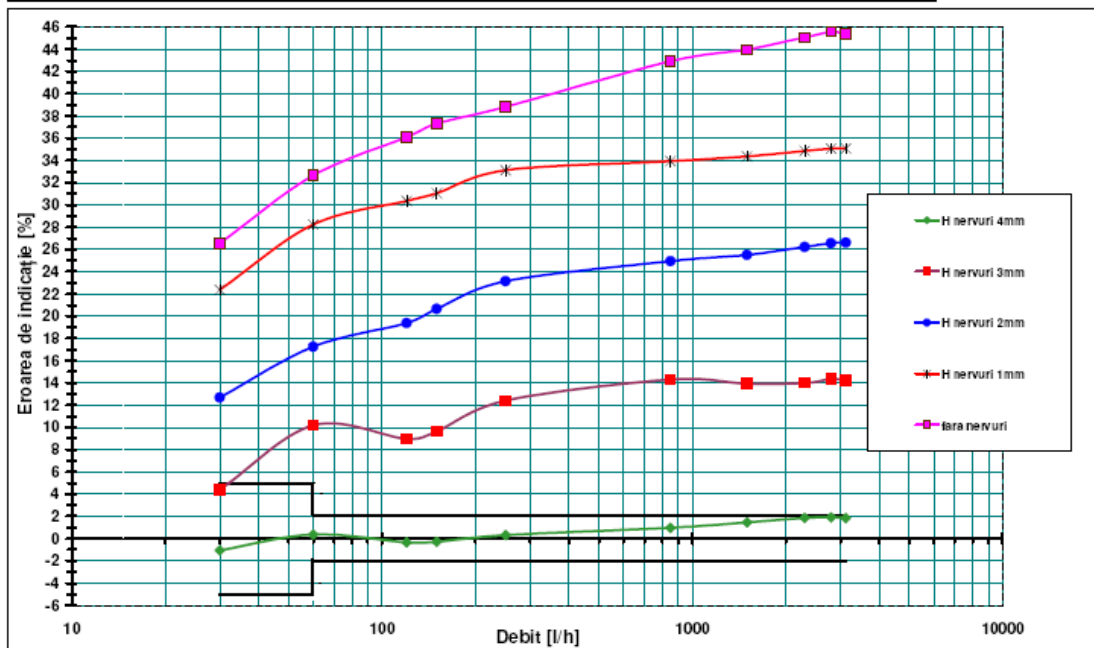


Fig.6.63. Parametrul D_{per}

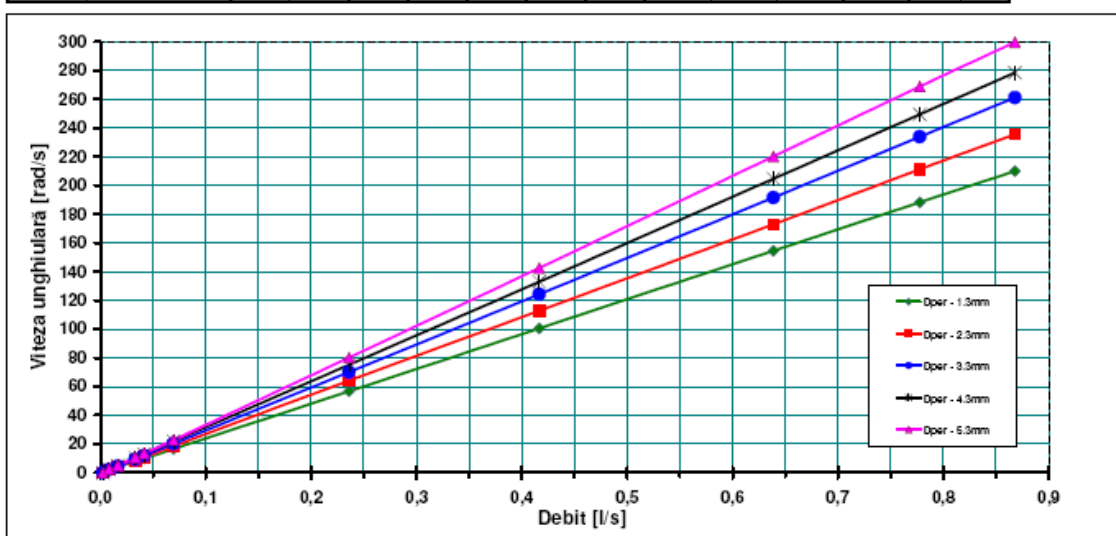
Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.64.

Debit l/h	9	30	60	120	150	250	950	1500	2200	2800	3125	Sensitiv
H nervuri 4mm	-100	-1,053	0,366	-0,349	-0,291	0,312	0,959	1,456	1,849	1,909	1,947	
H nervuri 3mm	-100	4,402	10,190	8,956	9,653	12,410	14,298	13,929	13,983	14,349	14,253	
H nervuri 2mm	-100	12,595	17,247	19,371	20,656	23,143	24,938	25,499	26,227	26,556	26,616	
H nervuri 1mm	-100	22,371	28,227	30,360	31,057	33,127	33,935	34,362	34,846	35,052	35,071	
fara nervuri	-100	26,539	32,961	35,987	37,316	38,924	42,917	43,957	45,069	45,543	45,396	



a.

Debit l/s	0,003	0,008	0,017	0,033	0,042	0,069	0,236	0,417	0,639	0,778	0,959
Dper - 1.3mm	0	1,958	3,073	7,889	9,868	16,545	56,621	100,401	154,545	188,252	209,975
Dper - 2.3mm	0	2,066	4,361	8,626	10,849	18,540	64,095	112,744	172,957	211,232	235,552
Dper - 3.3mm	0	2,230	4,641	9,450	11,940	20,310	70,062	124,194	191,535	233,781	261,040
Dper - 4.3mm	0	2,422	5,076	10,320	12,969	21,957	75,107	132,965	204,614	249,476	278,472
Dper - 5.3mm	0	2,504	5,251	10,774	13,589	22,897	80,144	142,470	220,125	268,855	299,697



b.

Fig.6.64. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Dper pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, pentru fiecare valoare a parametrului D_{per} , sunt trecute în tabelul 6.20.

Tab.6.20. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul D_{per}

Parametrul , D_{per} [mm]	Funcția
1,3	$w_{m4}(q) = -0,071 + 240,369 \cdot q + 2,081 \cdot q^2 - 1,18 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
2,3	$w_{m3}(q) = -0,219 + 270,922 \cdot q + 0,851 \cdot q^2 - 1,039 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,3	$w_{m2}(q) = -0,331 + 297,09 \cdot q + 4,807 \cdot q^2 - 8,908 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
4,3	$w_{m1}(q) = -0,191 + 318,416 \cdot q + 3,152 \cdot q^2 - 1,421 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
5,3	$w_{m0}(q) = -0,589 + 341,274 \cdot q + 5,93 \cdot q^2 - 4,033 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.65. Din analiza graficului, rezultă că, valoarea optimă este $D_{per}=1,3\text{mm}$. Pentru valoarea $D_{per}=2,3\text{mm}$ contorul prezintă erori relative de indicație mai apropiate de zero decât pentru valoarea de $1,3\text{mm}$, însă în zona debitelor mici erorile negative sunt mai mari.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului D_{per} este prezentat în figura 6.66.

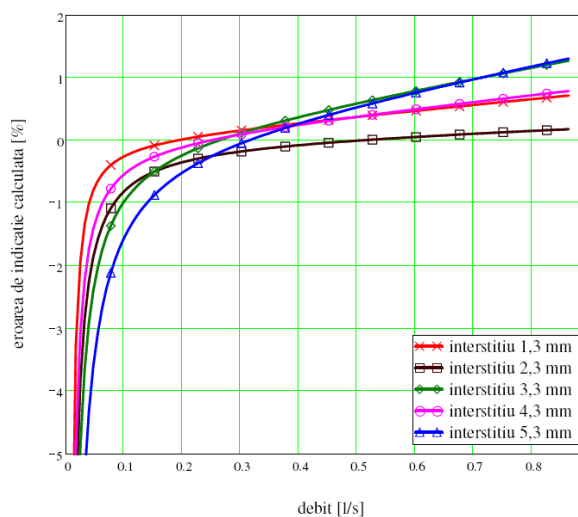


Fig. 6.65. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul D_{per})

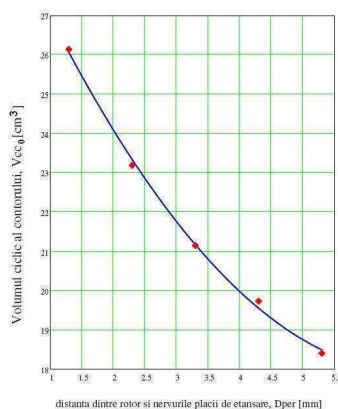


Fig.6.66. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul D_{per}

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(D_{pre}) = 2 \cdot \pi \cdot (4,843 - 0,592 \cdot D_{pre} + 0,044 \cdot D_{pre}^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.64)$$

Pentru valoarea parametrului $D_{per}=1,3\text{mm}$ rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=26,061 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.4.3.2.2. Influența parametrului D_{rpe}

Parametrul D_{rpe} este indicat în figura 6.67.

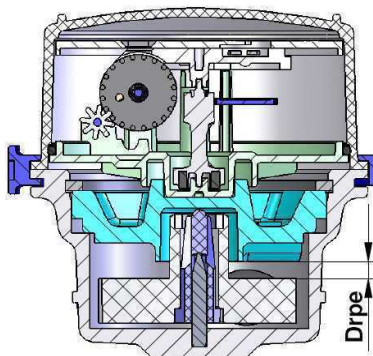
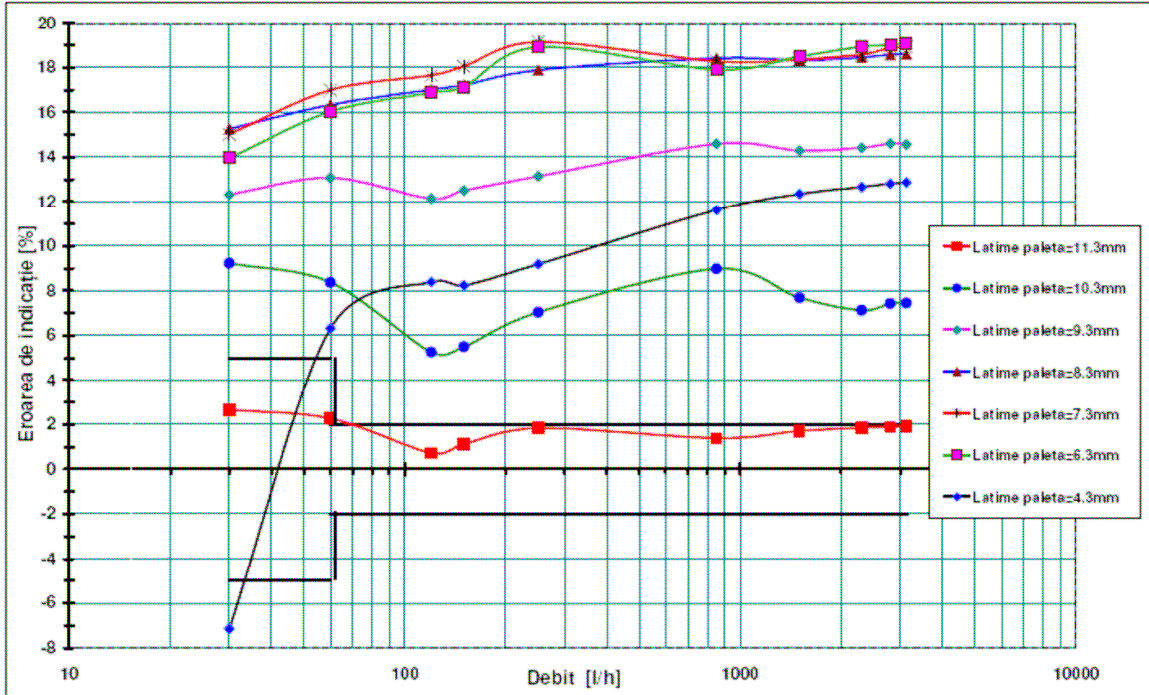


Fig.6.67. Parametrul D_{rpe}

Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.68.

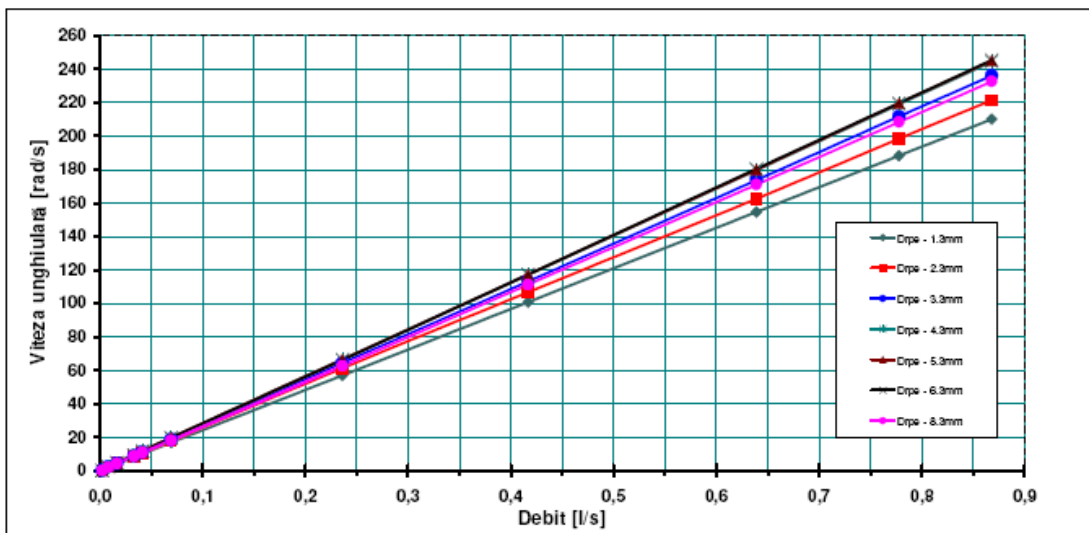
Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, pentru fiecare valoare a parametrului D_{rpe} , sunt trecute în tabelul 6.21.

Debit in/h	9	30	60	120	150	250	350	1500	2300	2900	3125	Sens in/h
Latime paleta=11.3mm	-100	2,658	2,272	0,719	1,117	1,839	1,393	1,710	1,958	1,898	1,925	
Latime paleta=10.3mm	-100	9,233	8,369	5,258	5,497	7,042	8,995	7,693	7,127	7,429	7,446	
Latime paleta=9.3mm	-100	12,320	13,066	12,131	12,499	13,141	14,587	14,291	14,420	14,616	14,564	
Latime paleta=8.3mm	-100	15,264	16,334	17,013	17,210	17,893	18,409	18,315	18,453	18,570	18,594	
Latime paleta=7.3mm	-100	15,020	16,989	17,650	18,054	19,140	18,273	18,364	18,582	18,869	18,923	
Latime paleta=6.3mm	-100	13,955	16,026	16,871	17,130	18,911	17,903	18,488	18,928	19,004	19,100	
Latime paleta=4.3mm	-100	-7,152	6,323	8,391	8,244	9,193	11,623	12,342	12,658	12,814	12,956	



a.

Debit in ls	0,003	0,009	0,017	0,033	0,042	0,069	0,236	0,417	0,639	0,779	0,998
Drpe - 1.3mm	0	2,032	4,048	7,974	10,007	16,797	56,659	100,652	154,555	189,213	210,136
Drpe - 2.3mm	0	2,182	4,290	8,335	10,440	17,655	61,118	106,573	162,553	198,449	221,518
Drpe - 3.3mm	0	2,223	4,476	8,877	11,133	18,661	64,257	113,103	173,620	211,723	236,193
Drpe - 4.3mm	0	2,281	4,605	9,264	11,599	19,443	66,401	117,985	179,739	219,029	244,502
Drpe - 5.3mm	0	2,276	4,631	9,314	11,683	19,650	66,324	117,133	179,935	219,500	245,190
Drpe - 6.3mm	0	2,255	4,593	9,252	11,591	19,612	66,117	117,258	180,460	219,831	245,545
Drpe - 8.3mm	0	1,838	4,209	8,581	10,712	18,010	62,695	111,174	170,946	208,396	232,672



b.

Fig.6.68. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Drpe pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Tab.6.21. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Drpe

Parametrul , Drpe [mm]	Funcția
1,3	$w_{m113}(q) = 0,076 + 240,632 \cdot q + 1,632 \cdot q^2 - 1,59 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
2,3	$w_{m103}(q) = 0,036 + 256,358 \cdot q - 1,688 \cdot q^2 - 1,599 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,3	$w_{m093}(q) = -0,036 + 271,274 \cdot q + 1,062 \cdot q^2 - 1,482 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
4,3	$w_{m083}(q) = 0,02 + 280,486 \cdot q + 1,353 \cdot q^2 - 1,721 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
5,3	$w_{m073}(q) = 0,139 + 279,424 \cdot q + 3,341 \cdot q^2 - 2,077 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
6,3	$w_{m063}(q) = 0,028 + 279,956 \cdot q + 3,42 \cdot q^2 - 1,751 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
8,3	$w_{m043}(q) = -0,342 + 266,553 \cdot q + 2,27 \cdot q^2 - 7,296 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.69. Din analiza graficului, rezultă că, valoarea optimă este Drpe=1,3mm. Pentru valoarea Drpe=4,3mm, contorul prezintă erori relative de indicație mai apropiate de zero decât pentru valoarea de 1,3mm, însă în zona debitelor mici, valoarea optimă duce la o creștere locală a erorilor pozitive. Acest lucru este pozitiv pentru compensarea momentelor de frecare variabile care apar în cazul mecanismelor uscate.

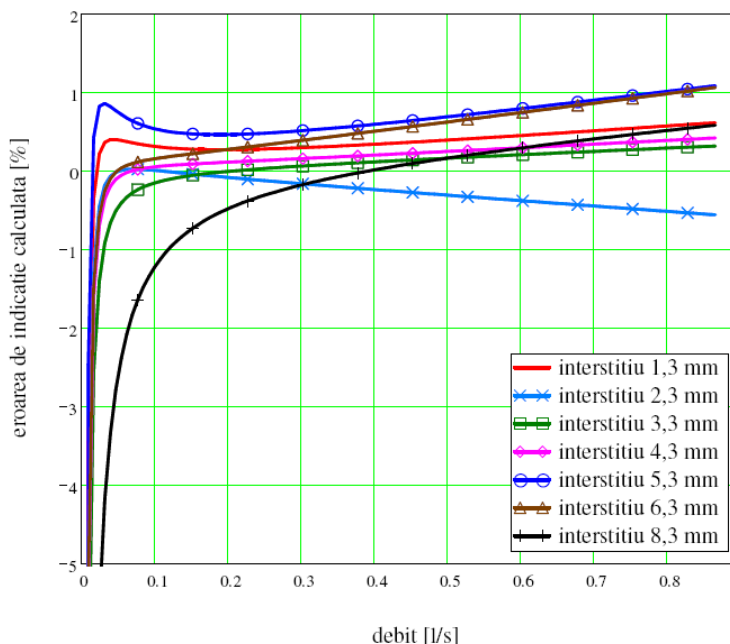


Fig. 6.69. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul Drpe)

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului Drpe, este prezentat în figura 6.70.

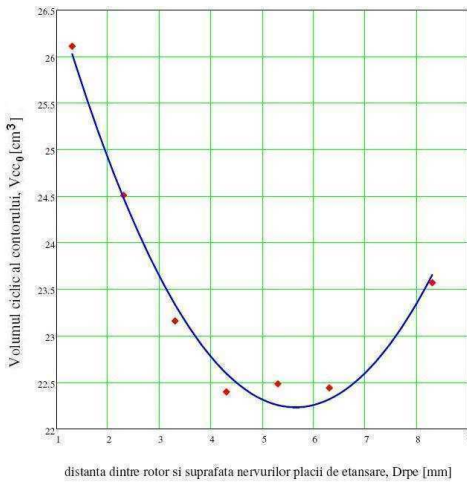


Fig.6.70. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul *Drpe*

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Drpe) = 2 \cdot \pi \cdot (4,559 - 0,362 \cdot Drpe + 0,032 \cdot Drpe^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.65)$$

Pentru valoarea parametrului $Drpe=1,3\text{mm}$, rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=26,028 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.4.3.2.3. Influența parametrului *Drc*

Parametrul *Drc* este indicat în figura 6.71.

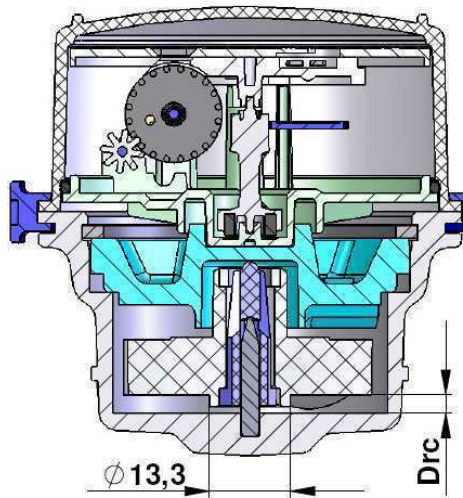
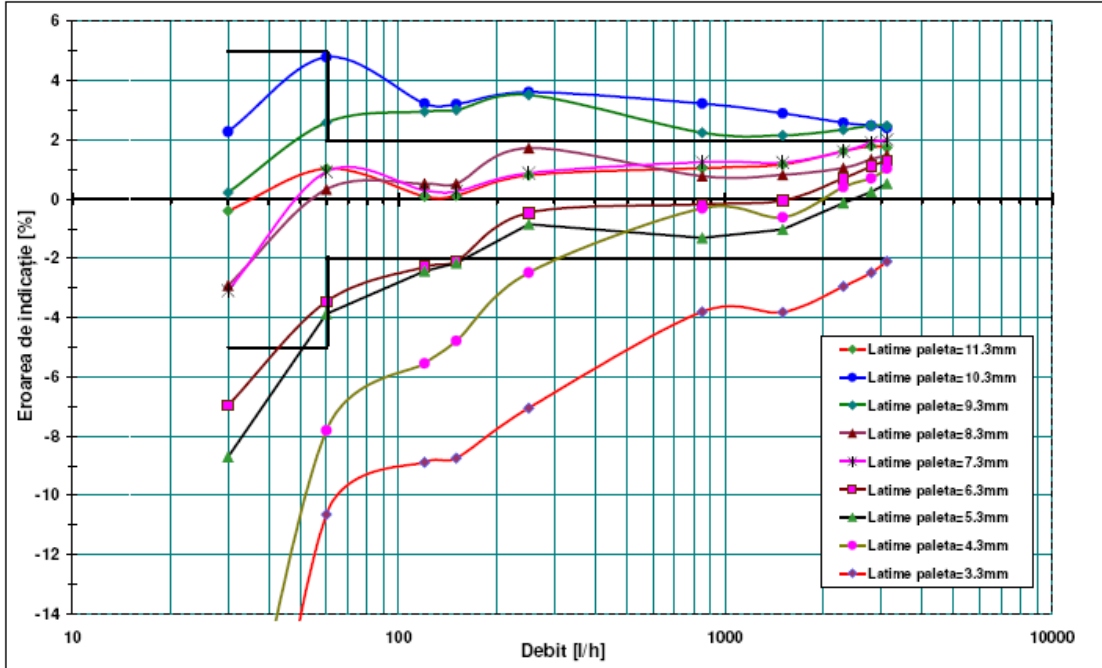


Fig.6.71. Parametrul *Drc*

Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.72.

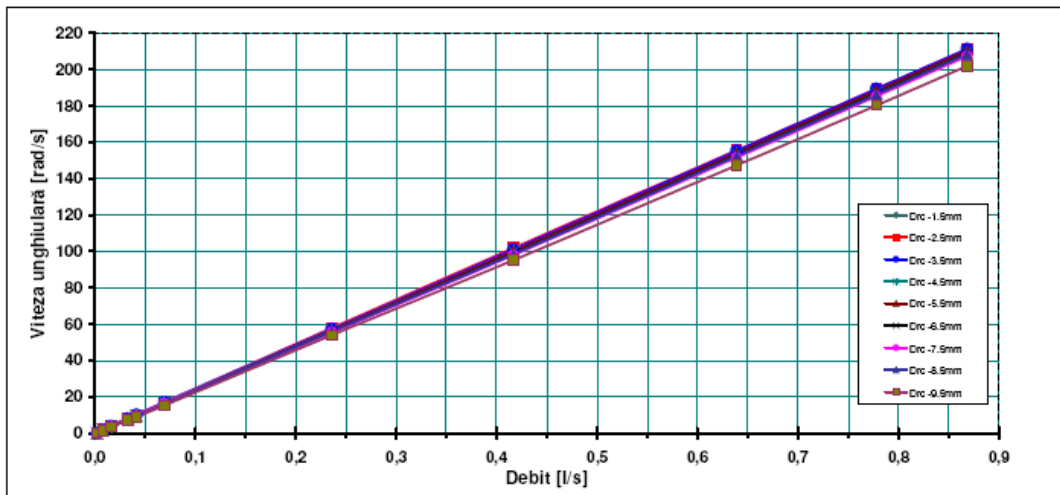
Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului *Drc* sunt trecute în tabelul 6.22.

Debit [l/h]	9	30	60	120	150	250	350	1500	2500	2800	3125	Sens.l/h
Latime paleta= 11.3mm	-100	-0,397	1,035	0,093	0,124	0,809	1,052	1,171	1,824	1,794	1,739	
Latime paleta= 10.3mm	-100	2,279	4,799	3,232	3,206	3,616	3,230	2,903	2,563	2,487	2,403	
Latime paleta= 9.3mm	-100	0,222	2,587	2,958	3,010	3,522	2,248	2,159	2,349	2,493	2,480	
Latime paleta= 8.3mm	-100	-2,916	0,332	0,525	0,522	1,726	0,778	0,626	1,053	1,345	1,486	
Latime paleta= 7.3mm	-100	-3,094	0,326	0,301	0,259	0,879	1,257	1,236	1,610	1,919	2,012	
Latime paleta= 6.3mm	-100	-6,962	-3,460	-2,281	-2,093	-0,482	-0,177	-0,042	0,710	1,109	1,317	
Latime paleta= 5.3mm	-100	-8,704	-3,870	-2,427	-2,158	-0,845	-1,309	-1,021	-0,129	0,245	0,526	
Latime paleta= 4.3mm	-100	-21,700	-7,610	-5,545	-4,785	-2,480	-0,305	-0,615	0,410	0,705	1,035	
Latime paleta= 3.3mm	-100	-27,927	-10,649	-6,681	-6,743	-7,054	-3,797	-3,814	-2,945	-2,478	-2,097	



a.

Debit [l/s]	0,003	0,009	0,017	0,033	0,042	0,069	0,236	0,417	0,639	0,779	0,868
Drc -1.5mm	0	1,971	3,999	7,924	6,905	16,627	56,667	100,119	154,203	188,040	208,752
Drc -2.5mm	0	2,024	4,146	8,173	10,213	17,090	57,889	101,833	155,658	189,320	211,121
Drc -3.5mm	0	1,984	4,061	8,151	10,194	17,074	57,337	101,097	155,303	189,331	211,280
Drc -4.5mm	0	1,921	3,972	7,956	9,945	16,778	56,514	99,778	153,337	187,216	209,231
Drc -5.5mm	0	1,918	3,945	7,941	9,922	16,638	56,782	100,193	154,182	188,271	210,315
Drc -6.5mm	0	1,841	3,821	7,736	9,690	16,417	55,978	98,919	152,618	186,769	208,882
Drc -7.5mm	0	1,807	3,805	7,725	9,682	16,354	55,343	97,950	151,543	185,178	207,251
Drc -8.5mm	0	1,550	3,649	7,476	9,422	16,084	55,906	98,352	152,361	186,028	208,301
Drc -9.5mm	0	1,426	3,537	7,214	9,031	15,330	53,948	95,166	147,270	180,148	201,644



b.

Fig.6.72. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Drc, pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Tab.6.22. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Drc

Parametrul , Drc [mm]	Funcția
1,5	$w_{mc113}(q) = 0,032 + 239,318 \cdot q + 2,841 \cdot q^2 - 1,478 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
2,5	$w_{mc103}(q) = 0,124 + 244,975 \cdot q - 2,223 \cdot q^2 - 1,79 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,5	$w_{mc093}(q) = 0,204 + 241,475 \cdot q + 2,024 \cdot q^2 - 2,028 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
4,5	$w_{mc083}(q) = 0,163 + 237,474 \cdot q + 3,845 \cdot q^2 - 1,908 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
5,5	$w_{mc073}(q) = 0,076 + 238,738 \cdot q + 4,021 \cdot q^2 - 1,648 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
6,5	$w_{mc063}(q) = 4,655 \cdot 10^{-3} + 235,004 \cdot q + 6,512 \cdot q^2 - 1,461 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
7,5	$w_{mc053}(q) = 0,081 + 232,04 \cdot q + 7,654 \cdot q^2 - 1,677 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
8,5	$w_{mc043}(q) = -0,26 + 234,841 \cdot q + 6,151 \cdot q^2 - 8,559 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
9,5	$w_{mc033}(q) = -0,314 + 226,609 \cdot q + 7,083 \cdot q^2 - 6,63 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.73.

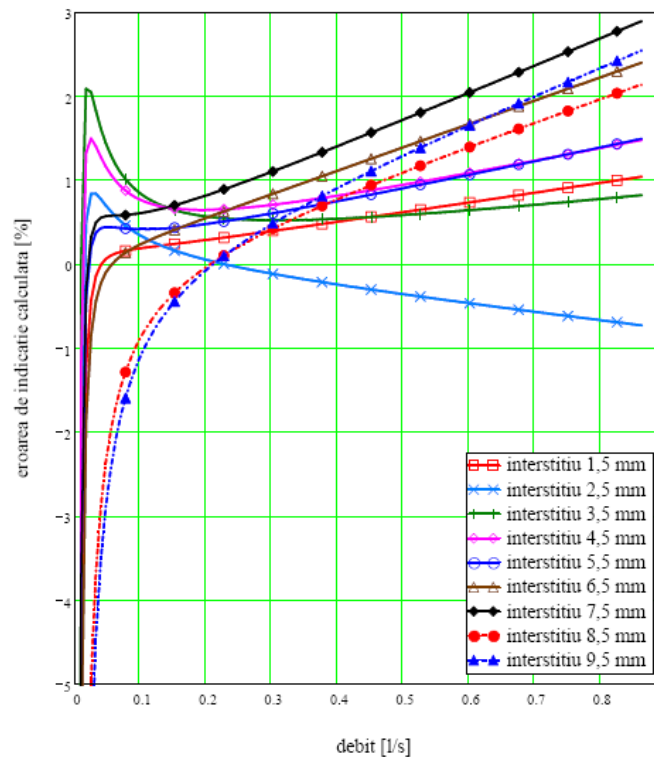


Fig. 6.73. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul Drc)

Din analiza graficului (fig.6.73), rezultă că, valoarea optimă este Drc=2,5mm. După executarea unui prototip cu această cotă și realizarea încercărilor, s-a obținut o curbă

de erori foarte bună însă, așa cum era de așteptat, a scăzut debitul de start (15-16l/h). Deși nu există o valoare standardizată, de multe ori se impune din partea clienților o valoare cât mai scăzută pentru acest debit de la care contorul începe să înregistreze. Din acest motiv, se alege valoarea $Drc=1,5\text{mm}$ care asigură un compromis bun între curba de erori și valoarea debitului de start de 9,5-10,5l/h. Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului Drc , este prezentat în figura 6.74.

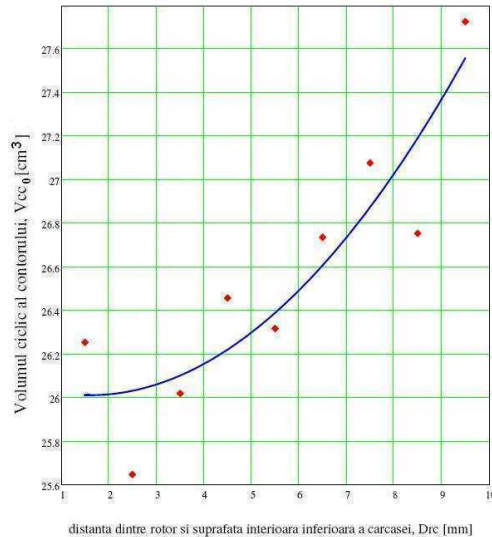


Fig.6.74. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul Drc

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Drc) = 2 \cdot \pi \cdot (4,15 - 0,013 \cdot Drc + 3,935 \cdot 10^{-3} \cdot Drc^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.66)$$

Pentru valoarea parametrului $Drc=1,5\text{mm}$ rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=26,008 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.4.3.2.4. Influența parametrului $Drpc$

Parametrul $Drpc$ este indicat în figura 6.75.

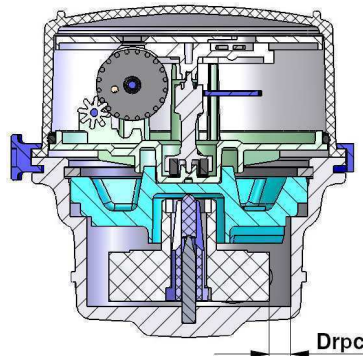
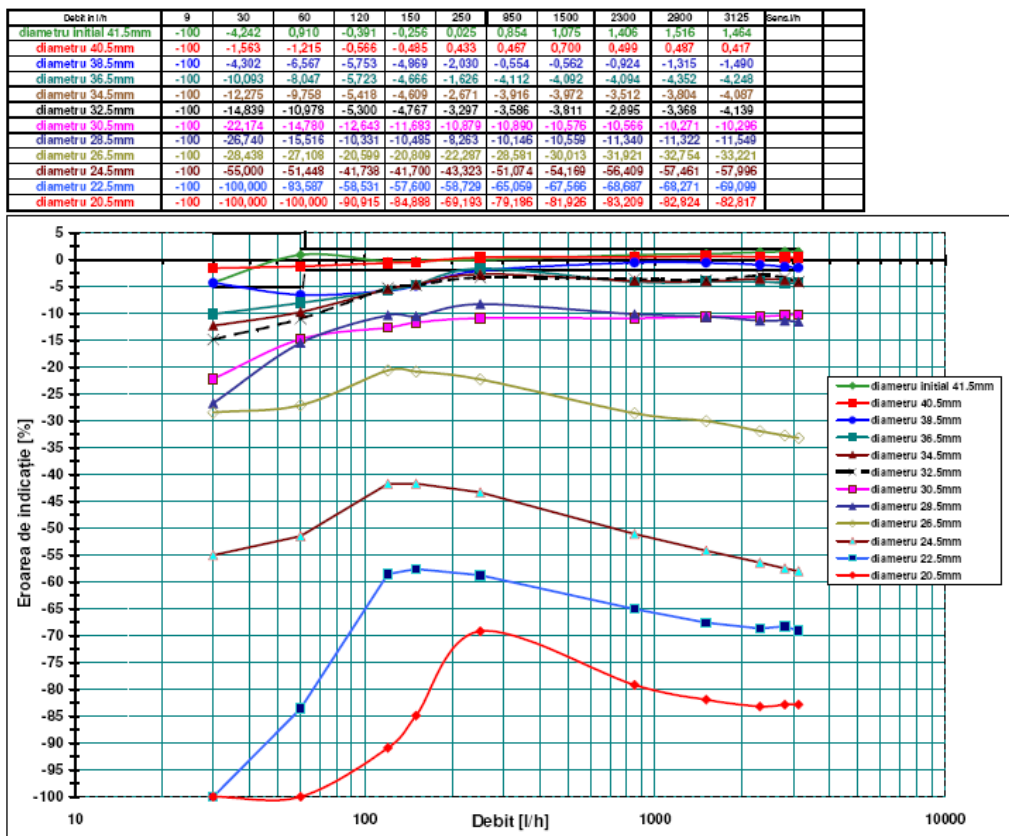


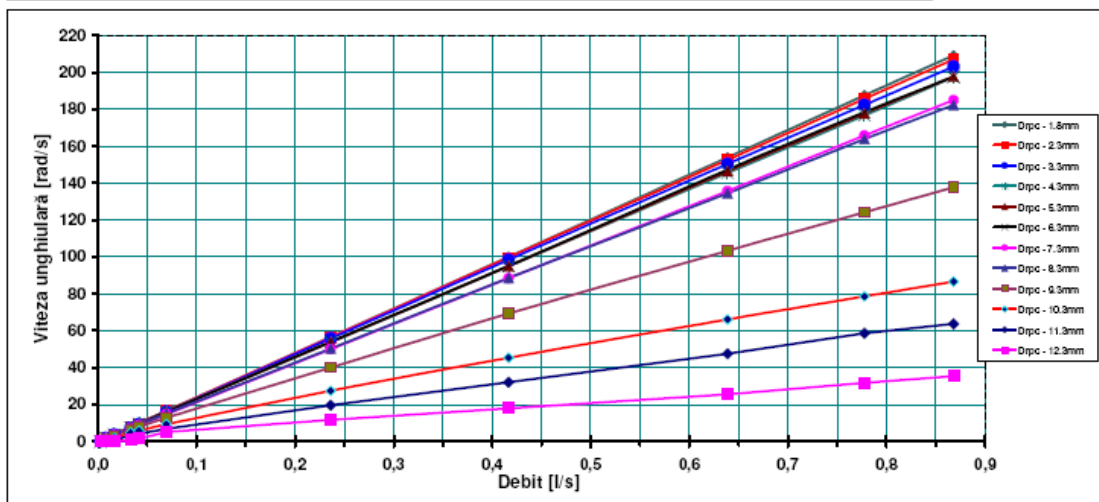
Fig.6.75. Parametrul $Drpc$

Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.76.



a.

Debit [l/s]	0,003	0,009	0,017	0,033	0,042	0,069	0,236	0,417	0,639	0,778	0,988
Drpc - 1.8mm	0	1,895	3,994	7,896	9,871	16,497	56,556	100,024	153,872	187,526	209,185
Drpc - 2.3mm	0	1,848	3,910	7,872	9,848	16,565	56,339	99,653	152,496	186,625	207,027
Drpc - 3.3mm	0	1,894	3,698	7,461	9,414	16,159	55,767	99,404	150,337	182,297	203,095
Drpc - 4.3mm	0	1,779	3,640	7,464	9,434	16,225	53,772	94,911	145,527	176,686	197,409
Drpc - 5.3mm	0	1,736	3,572	7,488	9,440	16,053	53,881	95,029	146,410	177,699	197,741
Drpc - 6.3mm	0	1,686	3,524	7,497	9,424	15,950	54,066	95,189	147,346	178,504	197,634
Drpc - 7.3mm	0	1,540	3,373	6,916	8,740	14,699	49,971	89,494	135,706	165,752	184,940
Drpc - 8.3mm	0	1,450	3,344	7,099	8,858	15,131	50,388	88,511	134,532	163,811	182,357
Drpc - 9.3mm	0	1,416	2,985	6,296	7,837	12,817	40,050	69,259	103,302	124,221	137,676
Drpc - 10.3mm	0	0,991	1,922	4,612	5,769	9,348	27,438	45,354	66,145	78,580	86,598
Drpc - 11.3mm	0	0,900	0,650	3,293	4,196	6,807	19,594	32,097	47,514	58,612	63,708
Drpc - 12.3mm	0	0,900	0,000	0,719	1,495	5,091	11,672	17,896	25,478	31,728	35,426



b.

Fig.6.76. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Drpc pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului $Drpc$ sunt trecute în tabelul 6.23.

Tab.6.23. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul $Drpc$

Parametrul , $Drpc$, [mm]	Funcția
1,8	$w_{m415}(q) = -0,038 + 239,49 \cdot q + 1,949 \cdot q^2 - 1,306 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
2,3	$w_{m405}(q) = -0,029 + 239,407 \cdot q - 0,971 \cdot q^2 - 1,326 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
3,3	$w_{m385}(q) = -0,379 + 239,404 \cdot q - 5,741 \cdot q^2 - 3,229 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
4,3	$w_{m365}(q) = 0,039 + 228,233 \cdot q - 1,116 \cdot q^2 - 1,551 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
5,3	$w_{m345}(q) = -0,111 + 229,875 \cdot q - 1,881 \cdot q^2 - 1,129 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
6,3	$w_{m325}(q) = -0,297 + 232,541 \cdot q - 4,285 \cdot q^2 - 6,084 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$
7,3	$w_{m305}(q) = -0,061 + 211,602 \cdot q + 1,809 \cdot q^2 - 1,191 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
8,3	$w_{m285}(q) = 0,02 + 214,137 \cdot q - 4,775 \cdot q^2 - 1,552 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
9,3	$w_{m265}(q) = 0,651 + 170,577 \cdot q - 14,889 \cdot q^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
10,3	$w_{m245}(q) = 0,864 + 115,252 \cdot q - 19,444 \cdot q^2 - 3,415 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
11,3	$w_{m225}(q) = 0,478 + 80,358 \cdot q - 8,485 \cdot q^2 - 2,522 \cdot 10^{-3} \cdot q^{-1}$
12,3	$w_{m205}(q) = 0,057 + 46,264 \cdot q - 7,153 \cdot q^2 - 9,999 \cdot 10^{-4} \cdot q^{-1}$

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.77.

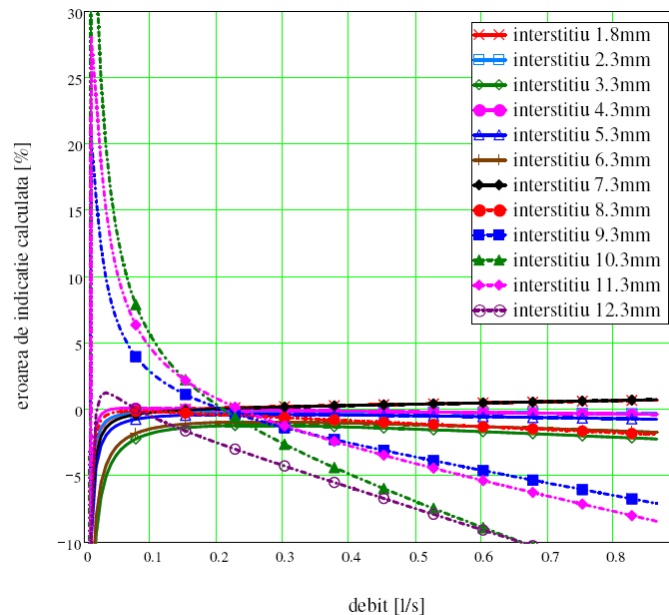


Fig. 6.77. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul $Drpc$)

Din analiza graficului (fig.6.77), rezultă că, valoarea optimă este $Drpc=1,8mm$.
 Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului $Drpc$ este prezentat în figura 6.78.

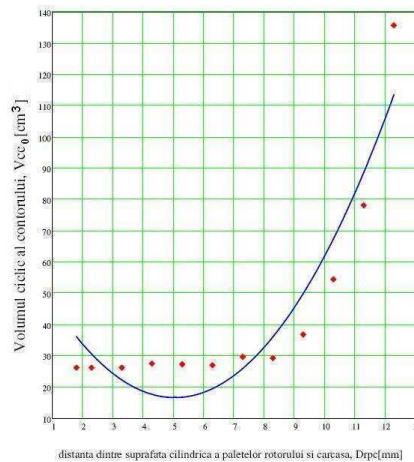


Fig.6.78. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul $Drpc$

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Drpc) = 2 \cdot \pi \cdot (10,156 - 2,971 \cdot Drpc + 0,294 \cdot Drpc^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.67)$$

Pentru valoarea parametrului $Drpc=1,8mm$, rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=36,196 \text{ [cm}^3\text{]}$.

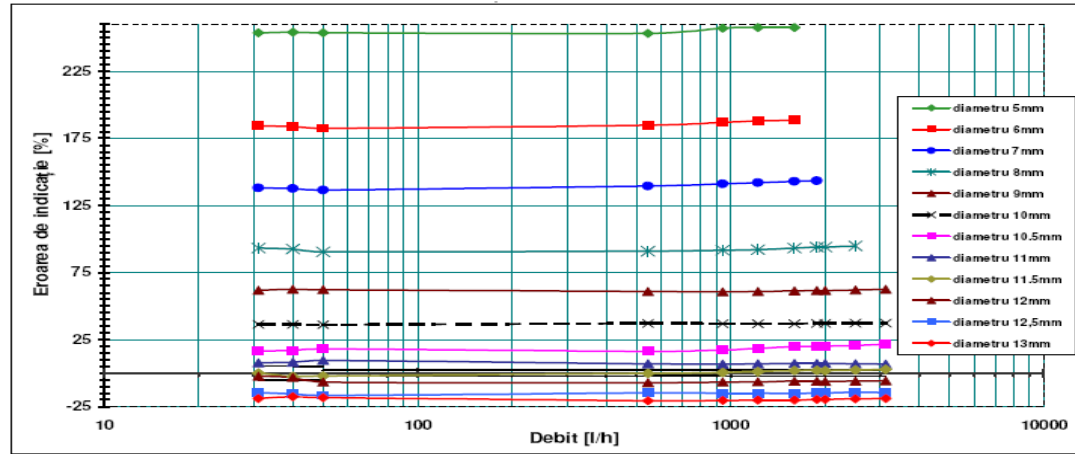
6.4.3.2.5. Influența parametrului Asa

Parametrul (Asa) aria secțiunii transversale de admisie a apei din carcasă, este indicat în figura 6.25 b.

Valorile experimentale obținute pentru erorile relative de indicație și pentru viteza unghiulară sunt prezentate în figura 6.79.

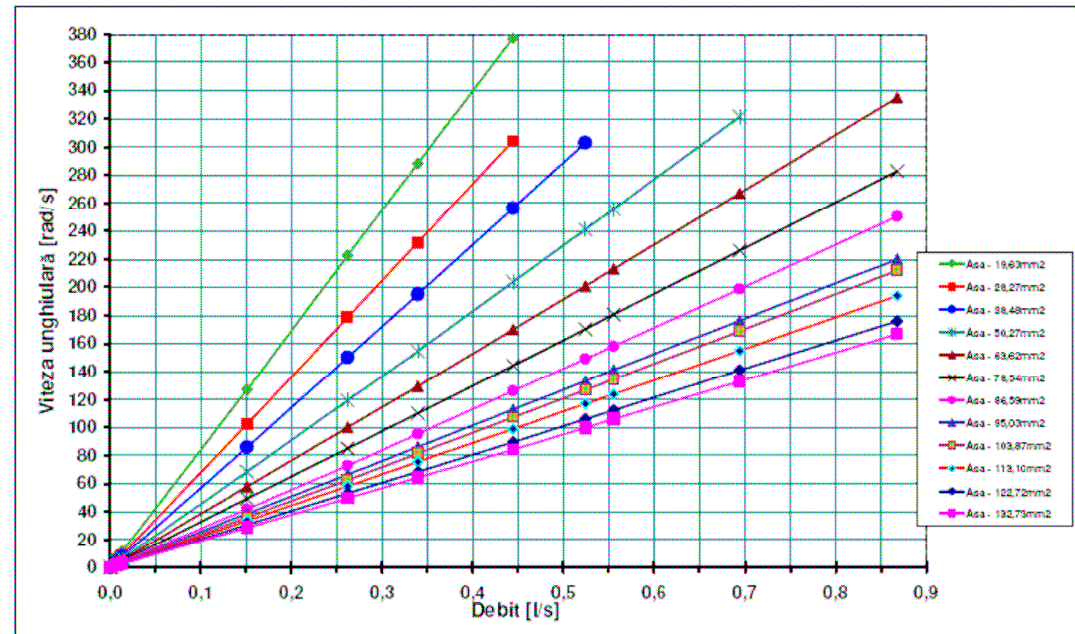
Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară pentru fiecare valoare a parametrului Asa sunt trecute în tabelul 6.24.

Debit [l/h]	3	31	40	50	545	944	1222	1600	1887	2000	2500	3125	Sens. l/h
diametru 5mm	-100	253,776	254,233	253,673	253,269	257,334	257,597	257,592					
diametru 6mm	-100	184,404	183,989	182,444	184,840	186,968	188,000	188,456					
diametru 7mm	-100	138,195	137,603	136,411	139,390	141,138	141,987	142,945	143,316				
diametru 8mm	-100	93,259	92,436	90,543	90,787	91,818	92,010	93,119	93,884	93,924	94,918		
diametru 9mm	-100	61,736	62,374	62,157	60,709	60,844	60,794	61,190	61,446	61,559	62,006	62,477	
diametru 10mm	-100	36,269	36,313	35,980	37,076	36,818	36,783	36,872	36,969	37,004	37,130	37,209	
diametru 10.5mm	-100	16,302	16,917	18,009	16,261	17,123	18,464	19,543	19,813	20,028	20,542	21,476	
diametru 11mm	-100	7,730	8,130	9,450	6,990	6,800	6,840	7,040	7,090	7,170	7,900	6,710	
diametru 11.5mm	-100	0,050	-2,510	-2,010	-0,290	0,450	1,080	1,760	1,970	1,910	2,360	2,730	
diametru 12mm	-100	-2,390	-3,370	-6,660	-7,190	-6,710	-6,390	-6,100	-6,040	-6,150	-5,960	-5,870	
diametru 12.5mm	-100	-14,650	-15,470	-16,930	-14,750	-14,340	-15,140	-15,200	-14,720	-14,810	-14,450	-14,530	
diametru 13mm	-100	-19,000	-17,650	-18,210	-20,640	-20,430	-20,190	-20,230	-19,720	-19,680	-19,250	-19,070	



a.

Debit [l/s]	0,001	0,009	0,011	0,014	0,151	0,262	0,339	0,444	0,524	0,556	0,694	0,868
Asa - 19,63mm ²	0	7,235	9,348	11,667	127,020	222,544	288,293	377,465				
Asa - 28,27mm ²	0	5,817	7,494	9,317	102,416	178,721	232,184	304,487				
Asa - 38,48mm ²	0	4,872	6,270	7,798	86,074	150,178	195,089	256,447	302,909			
Asa - 50,27mm ²	0	3,952	5,078	6,285	68,598	119,338	154,798	203,852	241,370	255,877	321,485	
Asa - 63,62mm ²	0	3,308	4,265	5,349	57,784	100,047	129,631	170,148	200,987	213,172	267,202	334,974
Asa - 78,54mm ²	0	2,787	3,597	4,486	49,286	85,209	110,274	144,479	170,515	180,773	226,173	282,880
Asa - 86,59mm ²	0	2,379	3,065	3,893	41,802	72,943	96,506	126,187	149,167	158,373	198,814	250,443
Asa - 95,03mm ²	0	2,203	2,853	3,610	38,469	66,514	86,134	112,989	133,318	141,407	176,479	220,001
Asa - 103,87mm ²	0	2,046	2,573	3,232	35,851	62,559	81,490	107,415	126,944	134,467	168,826	211,795
Asa - 113,10mm ²	0	1,996	2,550	3,079	33,370	58,100	75,468	99,119	116,973	123,832	155,104	194,065
Asa - 122,72mm ²	0	1,746	2,231	2,751	30,652	52,974	68,414	89,513	106,167	112,406	141,101	176,211
Asa - 132,73mm ²	0	1,657	2,173	2,698	28,534	49,555	64,342	84,203	99,942	105,990	133,167	166,851



b.

Fig.6.79. Valorile experimentale obținute prin modificarea parametrului Asa pentru: a.erorile relative de indicație, b.viteza unghiulară a rotorului

Tab.6.24. Funcțiile determinate pentru viteza unghiulară, parametrul Asa

Parametrul , Asa [mm ²]	Funcția
19,63	$w_{m005}(q) = -0,086 + 842,86 \cdot q + 16,414 \cdot q^2$
28,27	$w_{m006}(q) = -0,0033 + 675,55 \cdot q + 22,498 \cdot q^2$
38,48	$w_{m007}(q) = -0,061 + 567,619 \cdot q + 20,429 \cdot q^2$
50,27	$w_{m008}(q) = -0,07 + 450,109 \cdot q + 18,591 \cdot q^2$
63,62	$w_{m009}(q) = 0,102 + 379,309 \cdot q + 7,503 \cdot q^2$
78,54	$w_{m010}(q) = 0,031 + 324,351 \cdot q + 1,744 \cdot q^2$
86,59	$w_{m105}(q) = -0,149 + 277,674 \cdot q + 12,892 \cdot q^2$
95,03	$w_{m011}(q) = -0,02 + 254,943 \cdot q - 1,46 \cdot q^2$
103,87	$w_{m115}(q) = -0,16 + 238,627 \cdot q + 6,589 \cdot q^2$
113,10	$w_{m012}(q) = -0,004 + 221,659 \cdot q + 2,323 \cdot q^2$
122,72	$w_{m125}(q) = 0,023 + 200,977 \cdot q + 2,48 \cdot q^2$
132,73	$w_{m013}(q) = 0,068 + 187,397 \cdot q + 5,644 \cdot q^2$

Din funcțiile vitezei unghiulare, prezentate anterior, rezultă că, pentru acest parametru coeficientul puterii „-1” a debitului este foarte mic, motiv pentru care poate fi neglijat.

Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat este prezentat în figura 6.80.

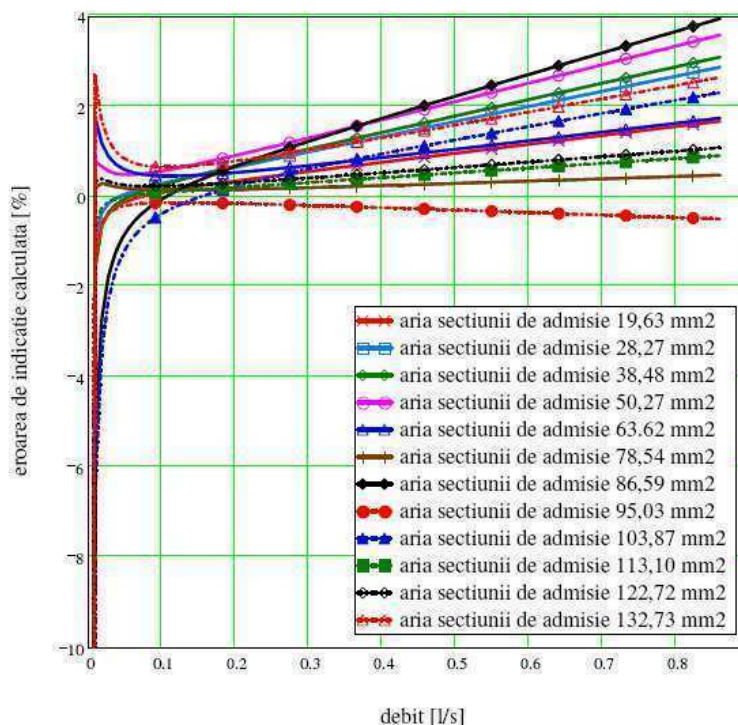


Fig. 6.80. Graficul erorilor de indicație calculate pentru mecanismele cu raportul de transmitere modificat (parametrul Asa)

Din analiza graficului (fig.6.80), rezultă că, valoarea optimă este $Asa=78,54\text{mm}^2$, care corespunde unui diametru de intrare și de ieșire de 10mm. Pentru această valoare, căderea de presiune depășește 1 bar la debitul Q_4 . Din acest motiv, se va alege următoarea valoare bună, $Asa=95,03\text{mm}^2$, care corespunde unui diametru de intrare și de ieșire de 11mm.

Graficul evoluției volumului ciclic necesar în funcție de valorile parametrului Asa este prezentat în figura 6.81.

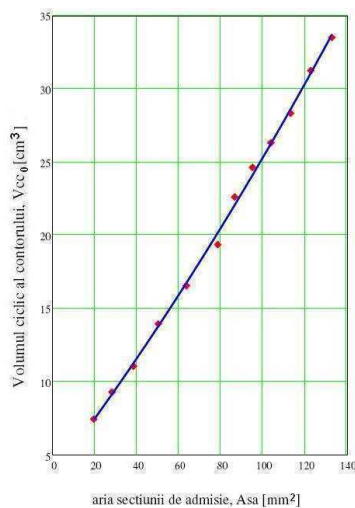


Fig.6.81. Evoluția volumului ciclic necesar în funcție de parametrul Asa

Relația de calcul pentru acest raport este:

$$V_{cc_0}(Asa) = 2 \cdot \pi \cdot 10^{-3} \cdot (572,778 + 29,975 \cdot Asa + 0,046 \cdot Asa^2) \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6.68)$$

Pentru valoarea parametrului $Asa=95,03\text{mm}^2$, rezultă un volum ciclic necesar $V_{cc_0}=24,107 \text{ [cm}^3\text{]}$.

6.5. Concluzii. Rezultate

În urma încercărilor efectuate au rezultat valorile optime ale parametrilor cu influență semnificativă asupra curbei de erori a contoarelor multijet și monojet studiate. Aceste valori sunt prezentate în figurile 6.82 a și b, pentru contorul multijet și în figurile 6.83 a și b, pentru contorul monojet.

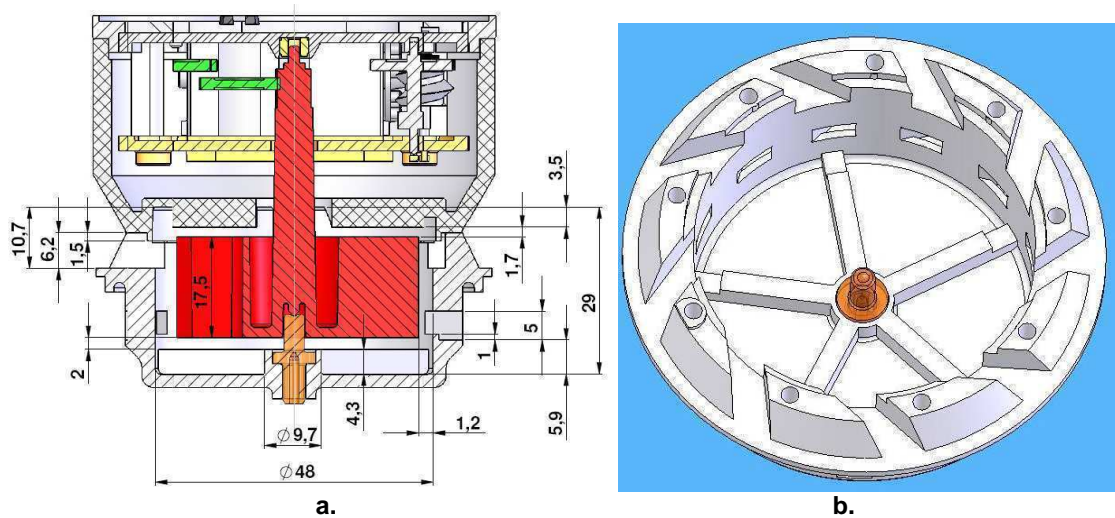


Fig.6.82 Patronul de măsurare al contorului multijet $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$:
a. cu cotele rezultate în urma încercărilor, **b.** forma optimă a suportului rotor cu 5 nervuri

Volumul ciclic pentru contorul multijet de $44,365 \cdot 10^{-3} \text{ [cm}^3\text{]}$ este bine ales și este în concordanță cu rezultatele obținute prin încercări.

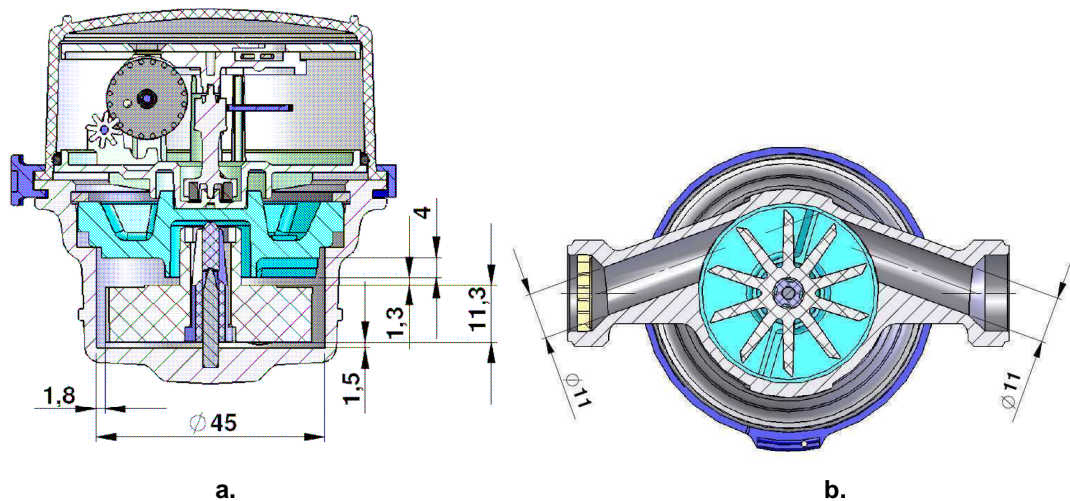


Fig.6.83 Secțiune printr-un contor monojet $Q_3=2,5\text{m}^3/\text{h}$:
a. cu cotele rezultate în urma încercărilor, **b.** diametrele secțiunilor de intrare-ieșire

Volumul ciclic pentru contorul monojet de $26,455 \cdot 10^{-3} [\text{cm}^3]$ a fost schimbat în $26,088 \cdot 10^{-3} [\text{cm}^3]$ pentru a fi în concordanță cu rezultatele obținute prin încercări.

Prin încercările efectuate, s-a demonstrat că, în cazul contoarelor multijet, prin modificarea ariei circuitului de bypass nu se obține o simplă translatare a curbei de erori ci se modifică și alura acesteia.

Pentru contoarele monojet s-a obținut o relație de dependență a volumului ciclic necesar pentru contor în funcție de aria secțiunii de admisie a apei.

În urma încercărilor experimentale s-a ajuns la concluzia că este posibilă liniarizarea oricărei curbe de erori, pentru diferite valori ale volumelor ciclice și pentru încadrarea în valorile prescrise ale pierderii de presiune, doar prin modificarea unor parametri geometrici (menționați anterior).

Totodată metodologia prezentată permite o abordare matematică a influenței parametrilor constructivi ai contorului asupra curbei de erori și implicit a preciziei de măsurare, astfel încât, odată cu stabilirea valorilor lor optime, să se determine abaterile admisibile (toleranțele) și volumul ciclic necesar. De asemenea, este un instrument puternic de analiză a modificărilor apărute în alura curbelor de erori datorită unor abateri în procesul de fabricație a reperelor componente.

Bineînțeles că, ajustările finale se vor face în urma încercărilor pe standul de probă cu prototipurile care au valorile parametrilor determinate anterior.

Metoda propusă duce la o scurtare a timpilor de cercetare, a încercărilor necesare și la identificarea mai rapidă a căilor de îmbunătățire a performanțelor metrologice ale contoarelor.

7. Concluzii și contribuții personale

7.1. Concluzii

7.1.1. Contoare pentru lichide

Folosirea contoarelor pentru măsurarea cantităților sau debitelor diverselor tipuri de lichide este condiționată de efectele produse, la parcurgerea lor, de către acestea. Astfel, pentru lichide, altele decât apa, se folosesc contoarele directe, de tipul contoarelor cu piston inelar oscilant și contoarele indirecte fără piese în mișcare, cum sunt cele electromagnetice sau ultrasonice. Însă, contoarele cu piston inelar oscilant pot fi distruse în cazul folosirii lor pentru lichide cu impurități solide, motiv pentru care, în acest caz, se folosesc doar contoarele electromagnetice sau ultrasonice.

Pentru lichidele alimentare se folosesc soluții constructive ale contoarele cu piston, în care elementele constructive ale camerei de măsurare sunt executate din materiale metalice inoxidabile.

Contoarele indirecte, cu repere în mișcare, de tipul microturbinelor, se folosesc cu precădere la măsurarea volumelor de apă, care le traversează. Această limitare se datorează influenței pe care o are vâscozitatea altor lichide cât și comportarea dinamică diferită pe care o au acestea la interacțiunea cu rotorul.

Contoarele pentru măsurarea volumelor de apă, fiind cele mai folosite atât în industrie cât și în consumul casnic, au cunoscut o atenție deosebită atât din partea producătorilor cât și din partea organismelor abilitate să emită reglementări și norme în domeniu. Dacă până acum, reglementările s-au ocupat doar de precizia acestor aparate, clasificându-le din punct de vedere al claselor metrologice. Noile reglementări țin cont și de influența diferiților factori perturbatori și impun condiții necesare a fi respectate de către contoarele electronice.

Din punct de vedere al preciziei de măsurare, se tinde spre extinderea domeniului de debit, pentru care contorul de apă rece are erori de indicație de +/- 2%, prin restrângerea domeniului debitelor inferioare dintre Q_1 și Q_2 și prin micșorarea debitului de pornire, adică a debitului de la care sesizorul de debit începe să preia semnalul.

Din punct de vedere al confortului clientului, în cazul în care acesta este furnizorul de apă, se tinde spre securizarea construcției contorului, adică spre reducerea posibilităților de fraudare a indicației acestuia și spre transmiterea la distanță a citirilor.

Securizarea construcției contorului implică protecții anti-magnetice, pentru construcțiile care folosesc transmisia magnetică a mișcării de la turbină la axul central al mecanismului integrator, precum și folosirea unor materiale casante pentru vizorul contorului, care să se spargă la orice tentativă de fraudă mecanică sau folosirea unor soluții cu rigiditate sporită.

Transmiterea la distanță a citirilor a apărut din necesitatea de reducere a costurilor generate de deplasarea cititorilor, precum și din necesitatea apariției unui management eficient al distribuției de apă odată cu urmărirea online a consumurilor și cu dimensionarea optimă a rețelelor de distribuție în vederea reducerii pierderilor.

După cum rezultă din încercările efectuate, în condițiile folosirii apei fără impurități, contoarele volumetrice cu piston inelar rotativ dau cele mai bune rezultate. În cazul folosirii apei cu conținut de impurități moderate, contorul multijet este mult mai indicat. Contorul monojet este indicat pentru utilizare în subcontorizare și în cazurile în care apa nu este foarte curată, în locul unui contor volumetric.

7.1.2. Traductorul de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbină

Soluțiile constructive pentru microturbinile hidraulice utilizate în construcția debitmetrelor cinematice sunt de o mare diversitate. Principiile de funcționare, gama de debite și fluidele folosite stau la baza alegerii unei soluții.

Căile folosite pentru îmbunătățirea performanțelor metrologice sunt:

- folosirea unor materiale, pentru rotor, cu densitate apropiată de cea a fluidului de măsurat,
- soluții constructive care să permită echilibrarea hidrodinamică,
- lagăre cu frecări reduse atât la amplasarea verticală cât și la amplasarea orizontală a axului rotorului,
- soluții constructive care să nu permită acumularea unor punji de aer, care să denatureze rezultatul măsurătorilor la debitele mici,
- soluții constructive care să nu permită acumulări de depuneri și impurități,
- soluții constructive cu compensarea în timp a uzurilor.

O parte din direcțiile de dezvoltare viitoare în construcția traductoarelor de măsurare sunt determinate de înlocuirea materialelor metalice cu materiale termoplastice. Datorită rezistenței mai reduse la solicitările ciclice de presiune interioară, carcusele din materiale termoplastice, trebuie re proiectate ca și formă.

Traductorul primar, care în prezent este de natură mecanică pentru unele contoare, va rămâne de aceeași natură, dar cu optimizări în vederea creșterii

tehnologicității și a îmbunătățirii performanțelor metrologice. Modificările apărute la traductorul primar sunt date de faptul că, acesta nu are repere în mișcare, iar camera de măsurare are o duză în zona de intrare a apei, iar în zona de ieșire două șicane care provoacă oscilații ale vânei fluide.

7.1.3. Transmisia mecanică și mecanismul reductor-integrator al contoarelor

Mecanismele reductor-integratoare constituie un capitolul aparte în teoria proiectării și dezvoltării contoarelor pentru fluide. Dacă la începuturile producției contoarelor pentru fluide s-au folosit mecanisme, care aveau doar funcția de contorizare și de memorizare a rezultatului contorizării, acum cerințele pentru acestea au devenit diverse, de la posibilitatea orientării spațiale a dispozitivului de indicare și introducerea unor facilități de control, până la preechipări în vederea dotării ulterioare cu module de preluare și transmitere a datelor înregistrate și o integrare tot mai accentuată cu module electronice.

Căile folosite pentru *îmbunătățirea performanțelor* unor astfel de mecanisme sunt:

- optimizarea formelor constructive ale roților dințate, în vederea transmiterii corecte a mișcării de rotație, a execuției corecte prin injecție de precizie și a obținerii unor momente de inerție cât mai mici (pentru mecanismele uscate);
- utilizarea unor materiale și a unor soluții constructive pentru lagăre, cu obținerea unor momente de frecare cât mai mici;
- rolele de indicare trebuie să aibă diametre mari pentru îmbunătățirea citirii;
- forma și amplasarea elementelor constructive trebuie să permită introducerea ușoară a unor soluții de asamblare automatizată;
- în cazul prezenței unor elemente, care să prevină sau să semnalizeze fraudă, acestea nu trebuie să blocheze funcționarea mecanismului, în cazul în care sunt acționate, până la identificarea manipulării;
- în cazul mecanismelor uscate, sunt necesare soluții constructive pentru evitarea apariției condensului sau pentru îndepărtarea acestuia, în vederea citirii indexului.

Calculatorul prezent la majoritatea contoarelor, care este practic un mecanism integrator mecanic, va fi înlocuit probabil de variante electronice odată cu scăderea costurilor de producere ale componentelor electronice fiabile.

7.2. Contribuții personale

7.2.1. Contoare pentru lichide

Ca și realizări personale se pot menționa:

- Proiectarea pentru prima dată în România a contorului multijet tip „Patrol”, cu debitul nominal $Q_n=2,5\text{m}^3/\text{h}$, clasa metrologică R160 și a contorului cu piston inelar oscilant „Astral” cu debitul nominal $Q_n=1-1,5\text{m}^3/\text{h}$, clasa metrologică R160,
- Îmbunătățirea claselor metrologice pentru contoarele multijet uscate pentru toată gama de debite de la $1,5\text{m}^3/\text{h}$ până la $15\text{m}^3/\text{h}$,
- Participarea la proiectele de îmbunătățire a claselor metrologice pentru contoarele multijet umede pentru toată gama de debite de la $1,5\text{m}^3/\text{h}$ până la $15\text{m}^3/\text{h}$,
- Realizarea unui contor multijet „Omnipoz” de debit $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$ cu clasa metrologică R80 indiferent de poziția de montaj.

7.2.2. Traductorul de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbină

Contribuțiile personale se împart în soluții pentru contoarele monojet și soluții pentru contoarele multijet.

Contoarele monojet

Pentru a reduce influența turbioanelor produse de rezistențele hidraulice aflate în amonte de contoarele monojet și pentru a reduce lungimea necesară de porțiune dreaptă, am introdus un perete circular de grosime foarte mică, menit să obtureze o zonă mică de la intrare fluidului în camera rotorului. Astfel, se formează un turbion, care deformează câmpul de viteze în același mod și compensează deformările induse câmpului de către diferitele rezistențe hidraulice aflate în amonte. Am reușit, în acest mod, să reducem lungimile drepte necesare la amplasarea acestui tip de contoare pe standurile de probă și implicit să creștem productivitatea muncii în laboratorul de verificări metrologice.

Contorul monojet nou, la a cărui dezvoltare am participat, include *două soluții inovatoare*:

Prima, este cea mai economică soluție de lăgăruire a rotorului, având o durabilitate de 12 ani de funcționare (suficientă pentru 2 perioade de reverificare metrologică în Germania sau 4 perioade în România). Bucșa lagăr are o formă specială având o suprafață sferică convexă în partea superioară și o suprafață

sferică concavă în partea inferioară. Lagărul superior este de tip punctiform și se poate forma între calota convexă a bușei și suprafața plană a plăcii de etanșare sau între calota concavă și vârful sferic al știftului. Lagărul inferior este de tip cilindric și se formează între suprafața cilindrică interioară a bușei și suprafața cilindrică exterioară a știftului.

A doua soluție constă în rotorul de formă specială, pentru un contor monojet, cu palete având suprafețele înclinate sub un unghi de 3° și teșite în vederea reducerii rezistenței la înaintare

Echilibrarea hidrodinamică a microturbinei folosită în cadrul acestui traductor de măsurare constituie una dintre direcțiile de îmbunătățire a caracteristicilor metrologice. În acest mod, se poate mări debitul maxim până la care poate fi folosit acest debitmetru. De asemenea, rotorul își păstrează mult mai constantă poziționarea față de curentul de fluid, cu consecințe favorabile asupra minimizării erorilor de măsurare. Am efectuat o serie de teste cu un nou model de rotor, rezultatele au fost prezentate în capitolul patru. Din păcate, rezultatele nu au fost cele așteptate, așa cum rezultă din curbele de erori determinate. În viitor, se vor continua cercetările pentru obținerea unor lagăre mai stabile și pentru optimizarea raportului dintre zona închisă și cea deschisă a rotorului.

Contoarele multijet

Contribuția personală cea mai importantă, referitoare la contoarele multijet, este *proiectarea pentru prima dată în România a unui contor multijet de tip „Patrol”*. Acest tip de contor este diferit de contoarele multijet clasice și prezintă avantaje importante prin faptul că verificarea metrologică se poate face pentru patronul de măsurare, iar acesta poate fi montat apoi în orice carcasă de contor tip “Patrol”. În cazul carcaselor montate în instalații nu este nevoie ca ele să fie demontate, înlocuirea patronului de măsurare se face local.

Alte două contribuții personale se referă la rotorul contoarelor multijet clasice.

Prima soluție se referă la unghiul de la capătul paletei care inițial a fost gândit pentru a reduce rezistența la rotirea microturbinei și avea valori în jur de 45° . În urma testelor efectuate, a rezultat faptul că, o valoare mai mică a unghiului, de 25° - 30° , îmbunătățește forma liniară a curbei erorilor.

Cea de a doua soluție personală a fost reducerea grosimii axului, prin prelungirea zonei dințate pe toată lungimea acestuia.

În capitolul patru se prezintă și două soluții complet noi pentru rotor și pentru suportul rotor cu care s-au efectuat teste.

Prima soluție are canalele radiale de intrare din partea inferioară a suportului rotor înlocuite cu nervuri înclinate, amplasate tot în partea inferioară, dar dinspre centru spre exterior. Ele susțin suportul central al lagărului inferior. Se păstrează amplasarea radială a canalelor de ieșire. Forma înclinată a nervurilor duce la formarea unui curent de fluid rotitor, care antrenează rotorul în mișcare de rotație. Pentru a compensa componenta axială a forței, care acționează asupra rotorului, în suportul mecanismului există un deflector de jet, cu ajutorul căruia se obține echilibrarea hidrodinamică a rotorului .

Cea de a doua soluție are nervurile înclinate, din suportul rotor, înlocuite cu spițe radiale drepte. Paletele rotorului au o formă înclinată, pentru a obține o componentă radială a forței de acționare. Și în acest caz, se păstrează amplasarea radială a canalelor de ieșire. Componenta axială a forței, care acționează asupra rotorului, este mai mare, motiv pentru care deflectorul de jet și lagărul superior trebuie să aibă o formă adecvată compensării ei.

Din păcate, nu au fost obținute rezultate mulțumitoare, pentru că, în timp, lagărul inferior se uzează foarte mult și curba de erori devine inacceptabilă.

Una din direcțiile de cercetare viitoare este determinarea formei unui deflector cu care să se realizeze o echilibrare hidrodinamică eficientă.

7.2.3. Transmisia mecanică și mecanismul reductor-integrator al contoarelor

În capitolul 5 am prezentat o metodă de calcul a cuplajului magnetic folosit la transmiterea mișcării de rotație a rotorului la mecanismul reductor-integrator. Conform rezultatelor obținute magneții sunt bine aleși.

În cadrul laboratorului de cercetare, am întreprins o serie de teste referitoare la influența câmpurilor magnetice exterioare asupra contoarelor cu mecanism uscat. Rezultatele testelor întreprinse și soluțiile constructive proiectate sunt prezentate în detaliu în secțiunea corespunzătoare din capitolul 5.

Pentru micșorarea spațiului ocupat de către modulul integrator, am reproiectat o soluție constructivă, pentru modulul de comutare cu pinioane de comutare interioare, pentru mecanismele contoarelor uscate, cu debite de până la DN50. Pe plan modal, acest tip de modul de comutare are dimensiuni mai mari și este folosit la contoarele cu debite nominale mai mari de DN50. Pinioanele de comutare se găsesc pe o axă situată în interiorul roților cu cifre. Avantajul acestei soluții este că roțile pot

fi mai late, ceea ce permite o mărire a cifrelor. De asemenea, dispare spațiul dintre role și implicit crește lizibilitatea ansamblului. Dezavantajul soluției este necesitatea obținerii unor repere cu toleranțe dimensionale foarte mici și abateri geometrice minime.

Tot ca și o contribuție personală pot să menționez prezentarea unei metode de proiectare a mecanismelor reductor-integratoare folosite pentru contoare.

O realizare personală importantă este participare la un proiect comun româno-german, unde am coordonat compartimentul de cercetare-dezvoltare din România, pentru dezvoltarea unui mecanism cu role de control. Acesta, este o variantă mecanică a unui mecanism reductor-integrator, la care sunt adăugate două role de control aflate în legătură cu blocul integrator, iar indicația lor este în legătură cu seria contorului.

Soluția constructivă este cu un bloc reductor, format din roți dințate cilindrice cu dinți drepți, un bloc integrator compact cu role imprimare și pinioane stelate de comutare, legat cu un bloc de control printr-un pinion de comutare.

Valoarea consumului, indicată de blocul integrator, este în corespondență univocă cu indicațiile celor două role de control constituente ale blocului de control. Acest fapt permite verificarea valorii citite a consumului, cu ajutorul valorii citite la blocul de control și astfel rezultă confirmarea sau infirmarea citirii.

În concluzie, pentru un mecanism cu o serie dată, valorii indicate a consumului îi corespunde o indicație unică a rolor de control.

O altă contribuție personală este participarea la un proiect pentru realizarea unui mecanism, la care blocul integrator, format din celulele de comutare, să poată fi montat în două poziții: o poziție, în care citirea să se facă privind perpendicular pe cadran și altă poziție, în care citirea să se facă privind la 45°. Soluțiile constructive sunt prezentate în capitolul 5. Avantajul acestui tip de mecanism este îmbunătățirea lizibilității indicației mecanismului. Contoarele monojet cu acest tip de mecanism nu trebuie să mai fie montate în poziție verticală sau înclinată, în vederea citirii mai ușoare a indexului, pentru că, o astfel de montare, ar declassifica contorul cu o clasă metrologică.

7.2.4. Încercările experimentale

Calculul incertitudinii de măsurare pentru standul experimental folosit constituie o contribuție personală.

Datele experimentale obținute au fost prelucrate cu ajutorul softului Mathcad

după un algoritm conceput de către autor. Acesta permite o abordare matematică a influenței parametrilor constructivi ai contorului asupra curbei de erori și implicit a preciziei de măsurare. Odată cu stabilirea valorilor optime ale parametrilor se determină și abaterile admisibile (toleranțele) și volumul ciclic necesar.

De asemenea, s-a obținut o relație matematică de dependență a vitezei unghiulare în funcție de debitul care trece prin contor.

S-au determinat astfel modelele optimizate pentru contorul multijet cu debitul permanent $Q_3=4\text{m}^3/\text{h}$ și pentru contorul monojet cu debitul permanent $Q_3=2,5\text{m}^3/\text{h}$.

Prin încercările efectuate, s-a demonstrat că, în cazul contoarelor multijet, prin modificarea ariei circuitului de bypass nu se obține o simplă translatare a curbei de erori ci se modifică și alura acesteia.

Pentru contoarele monojet s-a obținut o relație de dependență a volumului ciclic necesar pentru contor în funcție de aria secțiunii de admisie a apei.

Metoda propusă duce la o scurtare a timpilor de cercetare, a încercărilor necesare și de identificare mai rapidă a căilor de îmbunătățire a performanțelor metrologice ale contoarelor. Ea este și un instrument puternic de analiză a modificărilor apărute în alura curbelor de erori datorită unor abateri în procesul de fabricație a reperelor componente.

În urma încercărilor experimentale s-a ajuns la concluzia că, este posibilă liniarizarea oricărei curbe de erori pentru diferite valori ale volumelor ciclice și pentru încadrarea în valorile prescrise ale pierderii de presiune, doar prin modificarea unor parametri geometrici menționați în cadrul capitolului 6.

Bibliografie

Cărți

1. *Adunka, F.* Messunsicherheiten: Theorie und Praxis, 3 Auflage, Vulkan-Verlag GmbH, Essen, 2007
2. *Alimpie, I.* Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice, curs, Lito IPTV, Timișoara, 1986
3. *Anton, I.* Turbine hidraulice. Ed. Facla, Timișoara, 1979
4. *Anton, V. Popoviciu, M. Fitero, I.* Hidraulică și mașini hidraulice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1978
5. *Arregui, F., Cabrera, E. Jr., Cobacho, R.* Integrated water meter management, International Water Association (IWA) Publishing, London, 2007
6. *Burzo, E.* Magneți permanenți. Vol. II, Ed. Academiei RSR, 1987
7. *Chișiu, A., ș.a* Organe de mașini. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981
8. *Demian, T* Elemente constructive de mecanică fină. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1980
9. *Demian, T., ș.a.* Mecanisme de mecanică fină, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1982
10. *Florea, J. Panaitescu, V* Mecanica fluidelor, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1979
11. *Gafițanu, M. ș.a* Organe de mașini. Vol.1, Ed. Tehnică, București, 1981
12. *Gligor, O., Rădulescu, C* Elemente constructive de mecanică fină. Vol. II, Lito IPTV, Timișoara, 1986
13. *Horovitz, B., ș.a* Angrenaje. Vol. I, Ed. Tehnică, București, 1970
14. *Hütte* Manualul inginerului. Fundamente, Ed. Tehnică, București, 1995
15. *Ionescu, D. Gh* Introducere în hidraulică, Ed. Tehnică, București, 1997
16. *Jacques, C* Meters for measuring water and industrial fluids, E.&F. N. Spon, London, 1960
17. *Jula, A., ș.a.* Proiectarea angrenajelor evolventice, Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1989.
18. *Mattews, W* The water works of London, Simpkin, Marschall and Co., Stationers' Hall Court, London, 1835
19. *Moșit, H.M., Ciocâltea-Vasilescu, A.* Debitmetrie industrială, Ed. Tehnică, București, 1988
20. *Moșit, H.M* Contoare, Ed. Artecno București srl, București, 1997
21. *Sextus, J.F. , Herschel C* Water supply of the city of Rome, D. Estes & Co., Boston, 1899
22. *Perju, D* Mecanisme de mecanică fină. Vol. II, Lito IPTV, Timișoara, 1990
23. *Perju, D., Puri, G* Aparate și sisteme de măsurare mecanice, îndrumător de laborator, Lito IPTV, Timișoara, 1985
24. *Popescu, P.P., Mihordea, R.* Măsurarea debitului în tehnică, Ed. Tehnică, București, 1969
25. *Popovici, V. Dragomir, E.* Tehnologia mecanicii fine și micromecanicii. Vol. II, Lito IPTV, Timișoara, 1987
26. *Stoica, I.A.* Interferența roților dințate, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1977

- 27.Şereş, I. Injectarea materialelor termoplaste, Ed. Imprimeria de Vest, Oradea, 1996
- 28.*** M6, Water meters – selection, instalation, testing, and maintenance. Fourth edition, American Water Works Association, 1999
- Articole, referate**
- 29.Breeds, A.R. ş.a. Wear behavior of acetal gears pairs. Wear, 166 (1993), pag. 85-91.
- 30.Engel, R Dynamic weighing-Improvements in gravimetric liquid flowmeter calibration, The 5-th International symposium on fluid flow measurement,Arlington, Virginia, **2002**
- 31.Luscher,A., Houser, D An investigation of geometry and transmisson error of injection molded gears Journal of injection molding technology, December 2000, Vol.4, No.4
- 32.Schraml,K.C., Ruiz V Uncertainty and error of a flow diverter valve actuated by a pneumatic piston, XVIII IMEKO World Congress, Rio de Janiero, **2006**
- 33.Silaghi, F. Mecanism integrator tip „Chekker” cu role de control. Proceedings of the VIth International Conference on Precision Mechanics and Mecatronics, COMEFIM-6, Braşov, Volume 3-21a, **2002**, ISSN 1220-6830, pag.241-245
- 34.Silaghi, F. Contor multijet tip “Patrol” cu patron de măsurare interschimbabil”, Proceedings of the VIth International Conference on Precision Mechanics and Mecatronics, COMEFIM-6, Braşov, Volume 3-21a, **2002**, ISSN 1220-6830, pag.235-239
- 35.Silaghi,F. Stadiul actual şi tendinţe în domeniul construcţiei contoarelor pentru lichide. Referat din Planul individual al activităţii de pregătire, Timişoara, **2005**
- 36.Silaghi,F. Soluţii constructive pentru microturbinile hidraulice utilizate în construcţia debitmetrelor cinematice. Referat din Planul individual al activităţii de pregătire, Timişoara, **2005**
- 37.Silaghi,F. Soluţii constructive pentru transmisia mecanică şi mecanismul integrator ale contoarelor. Referat din Planul individual al activităţii de pregătire, Timişoara, **2005**
- 38.Silaghi, D., Ionel, I., Kaposta, I., **Silaghi, F**, Padurean, I. The solar radiation influence upon the TiNOX selective coatings in the solar collectors”, Metalurgia International, VOL.XIV (**2009**), no.6, ISSN 1582-2214, pp. 41-48, Cod CNCSIS 480 şi acreditată ISI (cat.A). Indexantă în bazele de date: EP Products (<http://www.ebscohost.com/>), SCOPUS, THOMSON SCIENTIFIC MASTER JOURNAL LIST, <http://www.isinet.com/>), Science Citation Index Expanded, Journal Citation Reports /Science Edition, THE BRITISH LIBRARY

39. Ionel, I., Silaghi, D., Stepan, D., **Silaghi, F.**, Pădurean, I
 :“Ecological and economical analysis of a solar thermal system working in west Romania”, *Metalurgia International*, VOL.XIV (2009), no.9, ISSN 1582-2214, pp.36-41, Cod CNCSIS 480 și acreditată ISI (cat.A). Indexantă în bazele de date: EP Products (<http://www.ebscohost.com/>), SCOPUS, THOMSON SCIENTIFIC MASTER JOURNAL LIST, <http://www.isinet.com/>), Science Citation Index Expanded, Journal Citation Reports /Science Edition, THE BRITISH LIBRARY
40. Silaghi, D., **Silaghi, F.**
 „The dimensioning of solar system for domestic water heating (Part I)”, *Proceedings of the International Symposium: Research and Education in an Innovation Era, Section III, Engineering Processes and Technologies*, Aurel Vlaicu University, Arad, November 20-21, 2008, ISBN: 9978-973-752-110-1, p.280-286
41. Silaghi, D., **Silaghi, F.**
 „The dimensioning of solar system for domestic water heating (Part II)”, *Proceedings of the International Symposium: Research and Education in an Innovation Era, Section III, Engineering Processes and Technologies*, Aurel Vlaicu University, Arad, November 20-21, 2008, ISBN: 9978-973-752-110-1, p.286-291
42. Walton, D. ș.a
 The efficiency and friction of plastic cylindrical gears: Part 1. Influence of materials. *Proc. Of the IMechE Part J, Vol 216, pag.75-92, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 2002
43. Walton, D. ș.a.
 The efficiency and friction of plastic cylindrical gears: Part 2. Influence of tooth geometry. *Proc. Of the IMechE Part J, Vol 216, pag.93-103, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 2002
44. WHO/UNICEF
 Raport „Progress on sanitation and drinking-water - 2010 update”
45. *** DKD-3-E2
 Angabe der Messunsicherheit bei Kalibrierungen, Deutscher Kalibrierdienst, 08/2002
46. *** Analele
 „The sixth exhibition of the Massachusetts Charitable Mechanic Association”, Eastburn’s press, Boston, 1850.

Proiecte de cercetare

47. **Silaghi, F.**
conducător de proiect: *“Mecanism reductor-integrator cu posibilități de preluare a semnalului cu traductor inductiv”*, proiect în curs de realizare pentru firma Minol Messtechnik, Germania, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **2009-2010.**
48. **Silaghi, F.**
conducător de proiect: *“Contor multijet uscat tip „MTK-XS”*”, proiect în curs de realizare pentru firma Minol Messtechnik, Germania, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **2009-2010**

49. **Silaghi, F.** **participant:** *“Module electronice pentru preluarea semnalului de la mecanisme reductor-integratoare mecanice”*, proiect realizat pentru firma Contorgroup, România, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **2007-2009**
50. **Silaghi, F.** **conducător de proiect:** *“Contor monojet tip „Solaris”*”, proiect realizat pentru firma Contorgroup, România, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **2005-2006**
51. **Silaghi, F.** **autor unic:** *“Contor volumetric cu piston inelar oscilant tip „Astral”*”, proiect realizat pentru firma Contorgroup, România, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **2004-2006**
52. **Silaghi, F.** **conducător de proiect:** *“Mecanism reductor-integrator cu posibilități de citire a indexului din două direcții”*, proiect realizat pentru firma Contorgroup, România, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **2004-2005**
53. **Silaghi, F.** **conducător de proiect:** *“Mecanism înregistrator tip “Chekker” cu role de control”*, proiect realizat pentru firma Zenner Zähler, Germania, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **2000-2001**
54. **Silaghi, F.** **autor unic:** *“Contor multijet tip “Patrol” cu patron de măsurare interschimbabil”*, proiect realizat pentru firma Zenner Zähler, Germania, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **1998-2000**
55. **Silaghi, F.** **conducător de proiect:** *“ Îmbunătățirea performanțelor metrologice ale contoarelor multijet. Realizarea contoarelor cu clasa metrologică C”*, proiect realizat pentru firma Zenner Zähler, Germania, în cadrul programelor de cercetare ale firmei, **1996-2000**

Standarde

56. **SR ISO 4064/1-1995** Măsurarea debitului de apă în conducte închise. Contoare de apă rece potabilă. Partea 1: Condiții tehnice
57. **SR ISO 4064/2-1996** Măsurarea debitului de apă în conducte închise. Contoare de apă rece potabilă. Partea 2: Condiții de instalare
58. **SR ISO 4064/3-1996** Măsurarea debitului de apă în conducte închise. Contoare de apă rece potabilă. Partea 3: Metode și instalații de încercare
59. **ISO 5168-2005** Measurement of fluid flow -Procedures for the evaluation of uncertainties
60. **SR ISO 7858/1-1996** Măsurarea debitului de apă în conducte închise. Contoare de apă rece potabilă- Contoare combinate. Partea 1: Condiții tehnice
61. **SR ISO 7858/2-1996** Măsurarea debitului de apă în conducte închise. Contoare de apă rece potabilă- Contoare combinate. Partea 2: Condiții de instalare

62.SR ISO 7858/3-1996	Măsurarea debitului de apă în conducte închise. Contoare de apă rece potabilă- Contoare combinate. Partea 3: Metode de încercare
63.SR EN14154-1-2005	Contoare de apă. Partea 1. Condiții generale
64.SR EN 14154-2-2005	Contoare de apă. Partea 2. Instalare și condiții de utilizare
65.SR EN 14154-3-2005	Contoare de apă. Partea 3. Metode și echipamente de încercare
66.SR EN 29104-1997	Măsurarea debitului fluidelor în conducte închise. Metode de evaluare a performanțelor debitmetrelor electromagnetice utilizate pentru lichide
67.SR EN 24185-1997	Măsurarea debitului de lichid în conducte închise. Metoda prin cântărire
68.SR EN ISO 8316-1997	Măsurarea debitului de apă în conducte închise. Metode de colectare a lichidului în rezervorul volumetric
69.SR EN ISO 6817-1997	Măsurarea debitului unui fluid în conducte închise. Metoda folosind debitmetre electromagnetice
70.SR ISO 7145-1997	Determinarea debitului fluidelor în conducte închise de secțiune circulară. Metoda prin măsurarea vitezei într-un punct
71. <i>Guide to the expression of uncertainty in measurement</i>	1-st edition, 1993, corrected and reprinted 1995, International Organization for Standardization, Geneva

Norme de metrologie legală

72.NML 3-03-1/94	Contoare de apă rece
73.NML 001-05	Cerințe metrologice și tehnice comune mijloacelor de măsurare supuse controlului metrologic legal
74.NML 003-05	Contoare de apă
75.NML CEE 71/319	Contoare volumetrice pentru lichide altele decât apa
76.NML CEE 71/348	Echipamente auxiliare pentru contoare volumetrice pentru lichide altele decât apa
77.NML CEE 75/33	Contoare de apă rece
78.NML 79/830	Contoare de apă caldă
79.NML 77/313	Sisteme de măsurare pentru lichide altele decât apa.
80.BRL-K618/3- 1994	Evaluation guideline for the assessment of cold water meters. Norma KIWA
81. <i>Reglementation metrologique</i>	<i>Arrete royal du 18 fevrier 1977 relatif aux compteurs d'eau froide</i>

Directive ale Parlamentului European

82. <i>Directiva 71/316/CEE</i>	Dispoziții comune referitoare la instrumentele de măsurare și metode de control metrologic
83. <i>Directiva 75/33/CEE</i>	Contoare de apă rece
84. <i>Directiva 2004/22/EC</i>	Instrumente de măsurare

Reglementări OIML

85. <i>OIML R49-1/2003</i>	Water meters intended for the metering of cold potable water. Part 1: Metrological and technical
----------------------------	--

86.OIML R49-2/2004	requirements Water meters intended for the metering of cold potable water. Part 2: Test methods.
87.OIML R49-3/2004	Water meters intended for the metering of cold potable water. Part 3: Test Report Format.
88.OIML R72/ 1985	Hot water meters
89.OIML R105/1993	Direct mass flow measuring systems for quantities of liquids
90.OIML R117/1995	Measuring systems for liquids other than water.
91.OIML D3/1979	Legal qualification of measuring instruments
92.OIML D4/1981	Installation and storage conditions for cold water meters
93.OIML D7/1984	The evaluation of flow standards and facilities used for testing water meters

Pagini web

94***	www.dkd.de
95***	www.drgears.com
96***	www.elsevier.com
97***	www.flowmeters.com
98***	www.insse.ro
99***	www.magnete.de
100***	www.omega.com
101***	www.ptb.de
102***	www.qtcgears.com
103***	www.sdp-si.com
104***	www.watermeters.com

Paginile web ale firmelor producătoare de contoare pentru lichide:

105***	www.elster.com
106***	www.kentmeters.co.uk
107***	www.krohne.com
108***	www.itron.com
109***	www.metronfarnier.com
110***	www.sensusesaap.com
111***	www.smartmeter.co.uk
112***	www.werhle.de
113***	www.zenner.de

Paginile web ale firmelor producătoare de materiale termoplastice:

114***	www.basf.com
115***	www.dsm.com
116***	www.dupont.com
117***	www.sabic-ip.com
118***	www.ticona.com

Cuprins

	Pag.
1. Locul și rolul contorizării. Obiectivele lucrării.....	1
1.1. Scurt istoric al dezvoltării contoarelor de apă.....	2
1.2. Contoare pentru lichide. Clasificare.....	10
1.3. Concluzii.....	12
1.4. Obiectivele lucrării.....	14
1.5. Conținutul lucrării.....	15
2. Debitmetrie și contorizare cu microturbine.....	17
2.1. Prezentare generală.....	17
2.2. Structura contoarelor de debit convenționale.....	18
2.3. Norme și standarde care reglementează domeniul contoarelor de apă.....	21
2.4. Descriere și funcționare.....	23
2.4.1. Contoare cu prelevarea semnalului prin microturbine.....	23
2.4.1.1. Contoare cu rotor acționat de un singur jet (monojet).....	24
2.4.1.2. Contoare cu rotor acționat parțial de mai multe jeturi (multijet).....	26
2.5. Caracteristica statică a contoarelor de debit convenționale indirecte.....	29
3. Factori de influență ai funcționării contoarelor.....	37
3.1. Factori de influență pentru contorul monojet.....	37
3.1.1. Influența orientării poziției axei rotorului.....	37
3.1.2. Influența profilului de curgere al apei prin conductă.....	39
3.1.3. Influența duratei de utilizare.....	41
3.1.4. Comportarea contoarelor monojet la curgerea în sens invers.....	43
3.1.5. Comportarea contoarelor monojet în prezența generatorului de impulsuri.....	44
3.2. Factori de influență pentru contorul multijet.....	44
3.2.1. Influența orientării poziției axei rotorului.....	44
3.2.2. Influența profilului de curgere al apei prin conductă.....	45
3.2.3. Influența duratei de utilizare.....	46
3.2.4. Comportarea contoarelor multijet la curgerea în sens invers.....	47
3.2.5. Comportarea contoarelor multijet sub influența temperaturii.....	48
3.2.6. Comportarea contoarelor multijet în prezența generatorului de impulsuri.....	48
3.3. Contribuții personale. Concluzii.....	49
4. Soluții constructive pentru traductorul de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbina.....	50
4.1. Soluții constructive pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de un singur jet.....	50
4.1.1. Soluții utilizate pentru formarea jetului de acționare.....	50
4.1.2. Soluții utilizate pentru crearea turbioanelor de liniarizare a vitezei de rotație a rotorului.....	53

4.1.3. Soluții constructive pentru lagărele care asigură rezemarea și rotirea rotorului.....	55
4.1.4. Soluții pentru forma constructivă a rotorului.....	58
4.2. Soluții constructive folosite pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de mai multe jeturi.....	60
4.2.1. Soluții utilizate pentru formarea jetului de acționare.....	60
4.2.2. Soluții utilizate pentru crearea turbioanelor de liniarizare a vitezei de rotație a rotorului.....	63
4.2.3. Soluții constructive pentru lagărele care asigură rezemarea și rotirea rotorului.....	65
4.2.4. Soluții pentru forma constructivă a rotorului.....	66
4.3. Contribuții personale.....	69
4.3.1. Soluții constructive dezvoltate pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de un singur jet.....	69
4.3.2. Soluție constructivă nouă, testată pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de un singur jet.....	71
4.3.3. Soluții constructive dezvoltate pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de mai multe jeturi.....	72
4.3.4. Soluții constructive noi pentru traductorul de măsurare al debitmetrelor cu rotor acționat de mai multe jeturi.....	76
4.4. Concluzii.....	78
5. Soluții constructive pentru transmisia mecanică și mecanismul reductor-integrator al contoarelor.....	80
5.1. Cerințe tehnice actuale pentru mecanismele de tip reductor-integrator folosite în componența contoarelor pentru lichide.....	80
(Recomandarea OIML R49-1:2003, Standardul European EN14154-1:2005)	
5.1.1. Dispozitivul de indicare.....	80
5.1.2. Dispozitivul de verificare.....	81
5.2. Transmiterea mișcării de la traductorul primar la mecanismul reductor-integrator.....	81
5.2.1. Transmiterea mecanică a mișcării.....	81
5.2.2. Transmiterea mișcării prin intermediul unui cuplaj magnetic.....	82
5.2.2.1. Tipuri constructive de cuplaje magnetice.....	83
5.3. Mecanismul reductor-integrator.....	88
5.3.1. Tipuri constructive de mecanisme.....	88
5.3.2. Soluții constructive pentru transmiterea mișcării de rotație de la trenul de roți dințate la celulele de comutare ale modulului integrator.....	93
5.3.3. Soluții constructive pentru modulul integrator cu celule de comutare cu role cu cifre.....	96
5.3.4. Soluții constructive pentru lagărele roților dințate componente ale mecanismelor.....	97
5.4. Contribuții personale.....	99

5.4.1. Calculul forței tangențiale maxime și a momentului maxim care poate fi transmis prin cuplajele magnetice folosite la contoarele proiectate.....	99
5.4.2. Comportarea cuplajelor magnetice sub influența câmpurilor magnetice exterioare. Protecția antimagnetică.....	101
5.4.3. Soluție constructivă pentru modulul integrator cu celule de comutare cu role cu cifre și pinioane de comutare interioare.....	103
5.4.4. Soluții folosite la proiectarea modulului reductor și a modulului integrator cu roți dințate.....	106
5.4.5. Influența mecanismului reductor-integrator asupra preciziei de măsurare a contorului monojet.....	108
5.4.6. Mecanismul reductor-integrator tip „Chekker” cu role de control.....	108
5.4.7. Soluție constructivă pentru îmbunătățirea lizibilității indicației mecanismului.....	110
5.4.8. Integrarea facilităților de generare a impulsurilor cu contact Reed sau traductor inductiv și transmitere la distanță prin unde radio.....	111
5.5. Concluzii.....	113
6. Determinări experimentale.....	115
6.1. Standul experimenta.....	115
6.1.1. Prezentarea standului experimental.....	115
6.1.1.1. Descrierea componentelor mecanice ale standului experimental.....	117
6.1.1.2. Modul de utilizare. Umplerea instalației. Verificarea cotoarelor.....	122
6.2. Interpolarea impulsurilor.....	125
6.2.1. Introducere.....	125
6.2.2. Cerința.....	126
6.2.3. Metodologie.....	126
6.2.3.1. Metoda 1. Cronometrarea dublă.....	126
6.2.3.2. Metoda 2. Cronometrarea cvadruplă.....	128
6.2.3.3. Metoda 3. Sincronizarea impulsurilor.....	129
6.3. Incertitudinea de măsurare pentru standul experimental folosit.....	131
6.3.1. Condiții necesare a fi respectate pentru a obține o incertitudine de măsurare în limite acceptabile.....	131
6.3.2. Calculul incertitudinii extinse de determinare a erorii de indicație a unui contor.....	131
6.3.2.1. Erori sistematice.....	134
6.3.2.2. Erori aleatorii.....	155
6.4. Rezultate experimentale.....	155
6.4.1. Modelele experimentale folosite.....	157
6.4.2 Metoda folosită pentru prelucrarea datelor experimentale.....	159
6.4.3. Prelucrarea datelor experimentale.....	
6.4.3.1 Parametrii constructivi ai contorului multijet.....	159
6.4.3.1.1. Influența parametrului Dsmr.....	159
6.4.3.1.2. Influența parametrului Drsm.....	164
6.4.3.1.3. Influența parametrului Drsr.....	167
6.4.3.1.4. Influența parametrului Dsrr.....	170

6.4.3.1.5. Influența parametrului $Dsrrp$	173
6.4.3.1.6. Influența parametrului $Drpsr$	176
6.4.3.1.7. Influența numărul de nervuri de pe suprafața inferioară a suportului rotor, Nn	179
6.4.3.1.8. Influența obturării canalului de bypass.....	182
a.poziția orizontală de funcționare a contorului.....	182
b.poziția verticală de funcționare a contorului.....	185
6.4.3.2. Parametri constructivi ai contorului monojet.....	187
6.4.3.2.1. Influența parametrului $Dper$	187
6.4.3.2.2. Influența parametrului $Drpe$	190
6.4.3.2.3. Influența parametrului Drc	193
6.4.3.2.4. Influența parametrului $Drpc$	196
6.4.3.2.5. Influența parametrului Asa	199
6.5. Concluzii. Rezultate.....	203
7. Concluzii și contribuții personale.....	205
7.1. Concluzii.....	205
7.1.1. Contoare pentru lichide.....	205
7.1.2. Traductorul de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbină.....	206
7.1.3. Transmisia mecanică și mecanismul reductor-integrator al contoarelor.....	207
7.2. Contribuții personale.....	208
7.2.1. Contoare pentru lichide.....	208
7.2.2. Traductorul de măsurare a debitmetrelor cinematice cu microturbină.....	208
7.2.3. Transmisia mecanică și mecanismul reductor-integrator al contoarelor.....	210
7.2.4. Încercările experimentale.....	211
Bibliografie.....	213