



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI
ȘI PROTECȚIEI SOCIALE
AMPOSDRU



Fondul Social European
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale
2007-2013



MINISTERUL
EDUCAȚIEI
CERCETĂRII
ȘI SPORTULUI
OIPOSDRU



UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
din BUCUREȘTI

FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Investește în oameni!

Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Proiect POSDRU/6/1.5/S/19 – Pregătirea competitivă a doctoranzilor în domenii prioritare ale societății bazate pe cunoaștere



UNIVERSITATEA "EFTIMIE MURGU" DIN REȘIȚA
Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor

Nr. Decizie Senat **XXX** din **XX** septembrie 2012

TEZĂ DE DOCTORAT

Contribuții privind optimizarea sistemului de reglaj pentru motoarele Diesel supraalimentate de tracțiune

Contributions about Optimising the Regulating System of Supercharged Diesel Engines for Traction

Autor: Ing. Andrei Constantin Gruescu

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof.univ.dr.ing. Doina Frunzăverde	de la	Univ. „Eftimie Murgu” din Reșița
Conducător de doctorat	Prof.univ.dr.ing. Ion Vela	de la	Univ. „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent	Prof.univ.dr.ing. Anastase Pruiu	de la	Academia Navală „Mircea cel Bătrân” din Constanța
Referent	Prof.univ.dr.ing. Mihai Jădăneanț	de la	Univ. „Politehnica” din Timișoara
Referent	Prof.univ.dr.ing. Dorian Nedelcu	de la	Univ. „Eftimie Murgu” din Reșița

Reșița, 20.09.2012

CUPRINS

Cap. 1	INTRODUCERE. OBIECTIVELE TEZEI	7
1.1	Introducere	7
1.2	Obiectivele tezei	10
Cap. 2	ELEMENTELE FUNDAMENTALE ALE REGLAJULUI TURAȚIEI MAȘINII DE FORȚĂ	12
2.1	Sistemul reglat	12
2.1.1	Noțiuni de bază	12
2.1.2	Efectele caracteristicilor mașinii de forță	13
2.1.3	Efectele caracteristicilor de sarcină	17
2.2	Regulatorul de turație elementar	17
2.3	Tipurile de regulatoare Woodward utilizate	22
2.3.1	Generalități	22
2.3.2	Regulatoarele mecano-hidraulice de turație variabilă. Compunere și funcționare	23
2.3.2.1	Regulatorul PG. Elementele de bază	24
2.3.2.1.1	Mecanismul pneumo-hidraulic cu burduf pentru reglarea turației regulatorului	26
2.3.2.1.2	Mecanismul electro-hidraulic pentru reglarea turației regulatorului	28
2.3.2.2	Ansamblul bobinei de oprire pentru regulatoarele PGA	30
2.3.2.3	Dispozitivul mecano-hidraulic pentru reglajul automat al puterii	31
2.3.2.4	Dispozitivul de suprareglare a puterii motorului	32
2.3.2.5	Limitatorul de injecție	32
2.3.2.6	Corectorul de altitudine	34
2.3.2.7	Dispozitivul de oprire și alarmare pentru presiunea uleiului	35
2.3.3	Regulatoarele mecano-hidraulice și electro-hidraulice de turație constantă	36
2.3.3.1	Regulatoarele mecano-hidraulice	36
2.3.3.2	Regulatoarele electro-hidraulice	37
2.3.4	Regulatoarele electronice	38
2.4	Dotarea din Universitatea “Eftimie Murgu” Reșița folosită pentru cercetări	40
2.4.1	Generalități	40
2.4.2	Stand de probă Woodward pentru regulatoare mecano-hidraulice. Descriere și scheme de funcționare	41
2.4.3	Descrierea instalației pentru producerea, prepararea și stocarea aerului instrumental	44
2.5	Stadiul actual privind reglajul motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă	44
2.5.1	Generalități	44
2.5.2	Curbele caracteristice ale regulatoarelor Woodward tip PGAV oferite la ora actuală	50
2.6	Concluzii	51

Cap. 3	DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A INFLUENȚEI FACTORILOR DE REGLAJ ASUPRA CARACTERISTICILOR REGULATORULUI WOODWARD TIP PGAV	52
3.1	Generalități	52
3.2	Factori de influență a caracteristicii “two-slope” a regulatorului PGAV	55
3.2.1	Influența dimensiunii “A” asupra caracteristicii regulatorului	55
3.2.2	Influența reglajului excentricului “E” asupra caracteristicii regulatorului	58
3.2.3	Influența reglajului poziției camei asupra caracteristicii regulatorului	59
3.2.4	Influența altitudinii asupra caracteristicii regulatorului	61
3.2.5	Influența domeniului de echilibru al regulatorului de câmp asupra caracteristicii regulatorului	63
3.3	Influența factorilor de reglaj asupra caracteristicii limitatorului de injecție	66
3.4	Influența temperaturii uleiului regulatorului Woodward asupra timpului de deplasare a paletii servomotorului regulatorului de câmp (putere)	70
3.5	Influența caracteristicii regulatorului asupra caracteristicii motorului	73
3.6	Concluzii. Obiective	76
3.6.1	Concluzii	76
3.6.2	Obiective	76
Cap. 4	CALCULUL SISTEMULUI DE REGLAJ PENTRU MOTOARE DIESEL SUPRAALIMENTATE DE TURAȚIE VARIABILĂ	77
4.1	Noțiuni introductive și considerații teoretice cu privire la sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă	77
4.2	Definirea mărimilor utilizate la calculul caracteristicilor sistemului de reglaj. Stabilirea parametrilor de regim și de reglaj	81
4.3	Determinarea relațiilor de calcul pentru caracteristicile motorului	81
4.3.1	Ecuția caracteristicii de propulsie a motorului Diesel	81
4.3.2	Ecuția caracteristicii de reglaj a cremalierei pompelor de injecție	83
4.3.3	Ecuția caracteristicii de supraalimentare	88
4.4	Determinarea caracteristicii de reglaj a sistemului de pârghii dintre regulator și motor	91
4.5	Determinarea relațiilor de calcul pentru caracteristicile regulatorului	92
4.5.1	Ecuția caracteristicii servomotorului de turație al regulatorului PGAV	92
4.5.2	Ecuția caracteristicii mecanismului de reglare a turației regulatorului PGAV	95
4.5.2.1	Generalități	95
4.5.2.2	Determinarea abaterilor caracteristicii mecanismului de reglare a turației regulatorului PGAV	97
4.5.3	Ecuția caracteristicii de reglaj a regulatorului PGAV	101
4.5.4	Caracteristica limitatorului de injecție al regulatorului	103
4.5.4.1	Generalități	103
4.5.4.2	Ecuția caracteristicii limitatorului de injecție al regulatorului	104
4.6	Concluzii și contribuții personale	106

Cap. 5	CALCULUL ELEMENTELOR FUNCȚIONALE ALE REGULATORULUI ȘI ALE SISTEMULUI DE PÂRGHII DINTRE REGULATOR ȘI MOTOR DIN STRUCTURA SISTEMULUI DE REGLAJ AL UNUI MOTOR DIESEL SUPRAALIMENTAT DE TRACȚIUNE	107
5.1	Conceperea programului de simulare numerică pe calculator privind funcționarea reglatoarelor mecano-hidraulice Woodward tip PGAV	107
5.1.1	Conceptul de simulare	107
5.1.2	Etapele programului de simulare	108
5.1.2.1	Formularea problemei	108
5.1.2.2	Stabilirea schemei structurale și a dimensiunilor geometrice ale componentelor mecanismului cu pârghii	109
5.1.2.3	Poziționarea într-un sistem de axe xOy a tuturor servomotoarelor și a punctelor de articulație din sistem	110
5.1.2.4	Stabilirea relațiilor de calcul, definirea parametrilor de intrare utilizați și a valorilor numerice ale acestora	111
5.1.2.5	Stabilirea algoritmului de calcul	113
5.1.2.6	Conceperea programului de calcul	120
5.1.2.6.1	Aplicarea restrângerilor	120
5.1.2.7	Validarea programului de calcul	121
5.1.2.8	Analiza și prelucrarea datelor afișate	124
5.2	Conceperea programului de simulare numerică pe calculator privind funcționarea sistemului de pârghii dintre regulator și motor	126
5.2.1	Generalități	126
5.2.2	Etapele programului de simulare	127
5.2.2.1	Stabilirea schemei structurale, a dimensiunilor elementelor sistemului de pârghii și poziționarea acestuia într-un sistem de axe de coordonate xOy	127
5.2.2.2	Stabilirea algoritmului de calcul	130
5.2.2.3	Conceperea programului de calcul	134
5.2.2.3.1	Aplicarea restrângerilor	134
5.2.2.4	Validarea programului de calcul	135
5.2.2.5	Determinarea caracteristicii de reglaj $C=f(T)$ a sistemului de pârghii	136
5.3	Concluzii și contribuții personale	139
5.3.1	Concluzii	139
5.3.2	Contribuții personale	140
Cap. 6	EXEMPLU NUMERIC DE CALCUL PENTRU SISTEMUL DE REGLAJ AL MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE DE TURAȚIE VARIABILĂ	141
6.1	Generalități	141
6.2	Marimile utilizate în calcule	143

6.3 Determinarea caracteristicilor motorului	144
6.3.1 Generalități	144
6.3.2 Caracteristica de propulsie a motorului Diesel	144
6.3.3 Caracteristica de reglaj a cremalierii pompelor de injecție	145
6.3.4 Dependența puterii motorului de cursa cremalierii pompelor de injecție	146
6.3.4.1 Formula de calcul pentru corecția valorii cursei cremalierii	147
6.3.5 Caracteristica de supraalimentare a motorului Diesel	148
6.4 Determinarea caracteristicii de reglaj a sistemului de pârghii dintre regulator și motor	149
6.4.1 Generalități	149
6.4.2 Variația cursei cremalierii în funcție de cursa regulatorului	150
6.5 Determinarea caracteristicilor regulatorului	151
6.5.1 Caracteristica servomotorului de turație al regulatorului	151
6.5.2 Caracteristica de reglaj a regulatorului	151
6.5.3 Realizarea și implementarea în regulator a camelor cu profil optimizat	153
6.5.4 Caracteristica de reglaj a limitatorului de injecție al regulatorului	157
6.6 Caracteristici derivate	158
6.6.1 Evoluția injecției de combustibil în funcție de presiunea aerului de supraalimentare	158
6.6.2 Variația presiunii aerului de supraalimentare în funcție de cursa cremalierii	159
6.6.3 Variația parametrilor de supraalimentare cu puterea motorului	161
6.7 Concluzii și contribuții personale	162
6.7.1 Concluzii	162
6.7.2 Contribuții personale	162
Cap. 7 OPTIMIZAREA SISTEMULUI DE REGLAJ PENTRU MOTOARE DIESEL SUPRAALIMENTATE DE TURAȚIE VARIABILĂ	163
7.1 Generalități	163
7.2 Optimizarea caracteristicii regulatorului – cursă regulator în funcție de turație regulator	165
7.3 Optimizarea relației dintre cursa cremalierii pompelor de injecție și cursa regulatorului	166
7.4 Optimizarea reglajului sistemului de pârghii dintre regulator și motor	169
7.5 Optimizarea caracteristicii limitatorului de injecție din regulator	169
7.6 Optimizarea procesului de încărcare – descărcare a sarcinii motorului Diesel	172
7.7 Concluzii. Contribuții personale	174
7.7.1 Concluzii	174
7.7.2 Contribuții personale	176

Cap. 8	CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECTII VIITOARE DE CERCETARE	175
8.1	Concluzii generale	175
8.2	Contribuții personale	177
8.3	Materiale publicate	179
8.4	Direcții viitoare de cercetare	180
	BIBLIOGRAFIE	181
	ANEXE	189
Anexa 1	Program Woodward de modernizare a locomotivelor diesel-electrice prin înlocuirea reguletoarelor mecano-hidraulice cu sistemul electronic digital L.E.C. sau C.L.C	189

CAP.1 – INTRODUCERE. OBIECTIVELE TEZEI

1.1 INTRODUCERE

Astăzi, când pe plan mondial, se manifestă preocupări deosebite pentru economisirea energiei de orice natură și în special a energiei provenite din produsele petroliere, studiul instalațiilor destinate producerii energiei din astfel de produse a căpătat o importanță deosebită.

Economisirea energiei sub toate formele ei, reducerea stăruitoare a consumurilor și a poluării mediului constituie probleme fundamentale ale dezvoltării economico-sociale a oricărei țări în prezent și în perspectivă. Rezultă deci necesitatea intensificării activității de cercetare științifică în vederea găsirii soluțiilor moderne pentru reducerea consumului specific de energie cât și reducerea poluării mediului.

Creșterea continuă a volumului de mărfuri transportate, urmare a globalizării comerțului internațional precum și creșterea neconținută a transportului de persoane, au dus la dezvoltarea tuturor categoriilor de transporturi: aeriene, navale, feroviare, rutiere. Astfel a crescut neconținut numărul și mărimea tuturor categoriilor de mijloace de transport și în consecință a crescut și consumul mondial de carburanți care, prin ardere în motoarele tuturor categoriilor de mijloace de transport, accentuează fenomenul de poluare a mediului, cu consecințe negative la nivel global.

Față de această situație și cercetarea științifică din domeniul motoarelor cu ardere internă se confruntă cu probleme deosebite, legate de elaborarea de soluții tehnice care să conducă la creșterea continuă a performanțelor dinamice și a eficienței energetice a acestora, concomitent cu reducerea consumului specific de combustibil și a poluării mediului.

Îmbunătățirea tuturor performanțelor motoarelor cu ardere internă presupune, pe lângă aplicarea unor soluții constructive eficiente și îmbunătățirea continuă a reglajului acestora, fără de care dezideratele de mai sus nu pot fi atinse.

În acest context, autorul lucrării de față prezintă în concepție originală, într-o manieră unitară, problemele esențiale, teoretice și practice legate de: proiectarea, construcția, funcționarea, punerea la punct și optimizarea

sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă, de putere medie și mare, care echipează la ora actuală toate locomotivele diesel-electrice, diesel-hidraulice precum și navele fluviale sau maritime, elaborând în acest sens o metodologie de calcul.

Metodologia de calcul pentru sistemul de reglaj, elaborată în cadrul lucrării, este universal valabilă și poate fi aplicată oricărui motor de acest tip. Prin aplicarea acesteia se poate optimiza sistemul de reglaj astfel încât performanțele dinamice ale agregatelor echipate cu astfel de motoare să fie îmbunătățite, iar consumul specific de combustibil și poluarea mediului să fie reduse.

Prin relațiile de calcul, programele de calcul computerizat elaborate, materialul grafic, recomandările și aplicațiile numerice pe care le conține, autorul apreciază că lucrarea va constitui un instrument de interes și mare utilitate la îndemâna cadrelor tehnice de specialitate din domeniu.

De asemenea, ea va reprezenta material de referință pentru un cerc larg de ingineri motoriști care activează în sectoarele de cercetare, proiectare, fabricare și exploatare a agregatelor echipate cu motoare Diesel supraalimentate de turație variabilă, având puteri medii și mari.

Lucrarea este dezvoltată de-a lungul a 8 capitole al caror conținut rezumat este prezentat în cele ce urmează.

În capitolul 1 sunt prezentate aspecte generale ale cercetării științifice din domeniul motoarelor cu ardere internă, legate de creșterea performanțelor acestora concomitent cu reducerea consumului specific de combustibil și a poluării mediului.

În acest context, prin lucrarea elaborată, autorul a urmărit să-și aducă contribuția, teoretică și practică, la optimizarea sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate rapide de tracțiune, de putere medie și mare, care să răspundă dezideratelor de mai sus, urmărind atingerea obiectivelor de cercetare propuse.

În capitolul 2 se prezintă noțiunile de bază, elementele fundamentale ale reglajului turației *mașinilor de forță*, efectele caracteristicilor mașinilor de forță și a caracteristicilor de sarcină asupra rezultatului reglajului acestora.

Se prezintă de asemenea regulatorul de turație elementar, ca principiu de funcționare și criteriile de bază pe care trebuie să le îndeplinească acesta în vederea asigurării stabilității unui sistem de reglaj.

Sunt descrise tipurile de regulatoare utilizate în sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă, cu precădere cele mecano-hidraulice, care sunt cele mai răspândite.

Se prezintă elementele de bază ale regulatorului Woodward tip PG cu presiune de ulei (*pressure governor*) răspândit pe tot globul și dispozitivele adiționale care trebuie adăugate acestuia pentru realizarea celui mai complex regulator mecano-hidraulic, destinat echipării motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune feroviară sau navală.

Se prezintă și regulatoarele mecano-hidraulice și electro-hidraulice de turație constantă precum și regulatoarele electronice.

Este arătat standul original Woodward, unic în România, pentru testarea și reglarea regulatoarelor mecano-hidraulice tip Woodward și instalația de producere, preparare și stocare a aerului instrumental sub presiune necesar funcționării acestui stand, aflate în dotarea Laboratorului școală doctorală Woodward din cadrul Universității “Eftimie Murgu” din Reșița. Dl. prof. dr. ing. Ion Vela a avut o contribuție deosebită la realizarea, dotarea și coordonarea activității acestui laborator.

Sunt descrise regulatoarele utilizate în sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație constantă și variabilă și este arătat stadiul actual al cercetării privind reglajul acestor motoare.

Se analizează critic caracteristicile de reglaj ale regulatoarelor mecano-hidraulice tip Woodward în construcția actuală și deficiențele acestora în ceea ce privește asigurarea funcționării motorului Diesel de tracțiune pe caracteristica optimă de propulsie.

În capitolul 3 se prezintă rezultatele cercetării experimentale efectuată de autor pe standul de regulatoare Woodward cu privire la caracteristicile realizate de regulatoarele tip PGAV, destinate motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune, în construcția actuală și este pusă în evidență influența fiecărui factor de reglaj al regulatorului asupra caracteristicilor de reglaj ale acestuia.

Din analiza rezultatelor obținute se concluzionează că din caracteristica actuală a regulatorului – cursă regulator în funcție de turație regulator – realizată de aceste regulatoare nu se poate obține caracteristica optimă de propulsie a motorului Diesel – putere în funcție de turație.

Se stabilesc obiectivele cercetării în vederea eliminării neajunsurilor constatate și a optimizării reglajului motoarelor Diesel supraalimentate rapide de tracțiune.

În capitolul 4 sunt definiți de către autor parametrii, mărimile și caracteristicile sistemului de reglaj ale unui motor Diesel supraalimentat de turație variabilă și sunt prezentate relațiile de calcul deduse de autor în vederea determinării valorilor tuturor mărimilor și parametrilor de reglaj precum

și a caracteristicilor corespondente, în cadrul calculului sistemului de reglaj elaborat în acest sens.

În **capitolul 5** este prezentat calculul elementelor funcționale ale regulatorului și ale sistemului de pârghii dintre regulator și motor din structura sistemului de reglaj al unui motor Diesel supraalimentat de tracțiune.

Este prezentat algoritmul de calcul și programul de simulare numerică pe calculator privind funcționarea regulatorului Woodward tip PGAV, având drept scop determinarea profilului optimizat al camei din componența mecanismului regulatorului, care contribuie decisiv la realizarea caracteristicii dorite a regulatorului, cursă regulator în funcție de turație, fără de care optimizarea sistemului de reglaj pentru orice motor nu poate fi realizată.

Se prezintă de asemenea algoritmul de calcul și programul de simulare numerică pe calculator privind funcționarea sistemului de pârghii dintre regulator și motor în vederea determinării caracteristicii acestuia – cursă cremalieră pompe injecție motor în funcție de cursă regulator – prin care se urmărește verificarea corelării parametrilor de reglaj adoptați în calcule și modul de transmitere a caracteristicilor sistemului de reglaj la motorul Diesel.

În **capitolul 6** este prezentat un exemplu numeric de calcul a sistemului de reglaj pentru două motoare Diesel supraalimentate de turație variabilă destinate tracțiunii feroviare. Se fac sugestii și recomandări practice în domeniul calculului sistemului de reglaj.

În **capitolul 7**, ca rezultat al cercetărilor efectuate și prezentate în capitolele anterioare, se prezintă modalitățile concrete de optimizare a sistemului de reglaj pentru motoare Diesel supraalimentate de turație variabilă, obiectivele urmărite prin această optimizare și modalitățile practice de îndeplinire a acestei optimizări.

În **capitolul 8** sunt prezentate concluziile generale, contribuțiile personale ale autorului precum și direcțiile viitoare de cercetare.

1.2 OBIECTIVELE TEZEI

Lucrarea are următoarele obiective:

- **sintetizarea** cercetărilor întreprinse până în prezent și a soluțiilor elaborate cu privire la caracteristicile de reglaj ale reglatoarelor

Woodward în construcția actuală în vederea găsirii căilor de optimizare a caracteristicilor acestora;

- **determinarea** experimentală a influenței tuturor factorilor de reglaj asupra caracteristicilor regulatorului Woodward tip PGAV;
- **elaborarea**, în concepție originală, a unei metodologii de calcul pentru sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate care să fie utilizată pentru determinarea cu precizie a tuturor parametrilor, mărimilor și caracteristicilor de reglaj;
- **determinarea** relațiilor de calcul pentru caracteristicile elementelor sistemului de reglaj (motor, regulator și sistemul de pârghii dintre regulator și motor);
- **generarea**, prin simulare numerică pe calculator, a profilului optimizat al camei din componența regulatorului Woodward tip PGAV, în vederea obținerii caracteristicii calculate a regulatorului;
- **proiectarea** camei cu profil optimizat;
- **realizarea** practică a camei cu profil optimizat;
- **implementarea** în regulatorul Woodward PGAV a camei cu profil optimizat;
- **testarea și reglarea** regulatorului PGAV, echipat pe rând cu una din variantele de camă cu profil optimizat, pe standul de reglatoare Woodward, cu scopul realizării practice pe cale experimentală a caracteristicii de reglaj, în vederea confirmării soluției originale aplicate;
- **determinarea**, prin simulare numerică pe calculator, a caracteristicii de reglaj a sistemului de pârghii dintre regulator și motor;
- **aplicarea** metodologiei de calcul a sistemului de reglaj pentru obținerea caracteristicilor teoretice și practice de reglaj ale regulatorului și ale sistemului de pârghii dintre regulator și motor care să realizeze funcționarea motorului Diesel pe caracteristica optimă de propulsie;
- **evidențierea** tuturor posibilităților de optimizare a sistemului de reglaj al unui motor Diesel supraalimentat sau al unei familii de motoare, prin îmbinarea cunoștințelor teoretice cu experiența practică dobândite în domeniu;
- **stabilirea** căilor, metodelor și mijloacelor practice de realizare a optimizării sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune cu scopul îmbunătățirii performanțelor dinamice și a eficienței energetice a acestora concomitent cu reducerea consumului specific de combustibil și a poluării mediului.

CAP.2 – ELEMENTELE FUNDAMENTALE ALE REGLAJULUI TURAȚIEI MAȘINII DE FORȚĂ

2.1 SISTEMUL REGLAT

2.1.1 Noțiuni de bază

Reglajul automat al mașinilor și proceselor cu scopul menținerii anumitor mărimi constante, la o anumită valoare, ocupă o poziție foarte importantă în tehnologia modernă.

Stabilirea unor standarde de performanțe tot mai înalte și creșterea complexității sistemelor care trebuie reglate sunt în atenția unui număr mare de ingineri și oameni de știință.

Mașina de forță este definită ca un sistem tehnic care transformă energia termică, eoliană sau hidraulică în putere mecanică. În această definiție sunt incluse: roțile de apă, turbinele cu apă, mașinile și turbinele cu abur, turbinele eoliene, turbinele și motoarele cu gaz, motoarele cu benzină și motorină. Nu sunt incluse aici motoarele electrice și cu aer comprimat deși acestea sunt reglate de dispozitive standard de reglaj [116].

Toate aceste mașini de forță, diferite constructiv și ca principiu de funcționare, au cel puțin două lucruri comune: în primul rând puterea lor derivă de la un *fluid energetic* (ca de exemplu: gaz, motorină, apă sau aer) și în al doilea rând ele sunt mașini rotative. *În mod normal turația lor este reglată prin reglarea debitului fluidului energetic și astfel se reglează puterea produsă.*

Când o mașină de forță funcționează stabil la o turație dată, *momentul rezistent* (corespunzător puterii rezistente) este egal cu *momentul motor* care este produs de propriul fluid energetic din mașina de forță din care se scade momentul necesar serviciilor auxiliare ale mașinii de forță, momentul de frecare și al altor pierderi interne din mașină. În aceste condiții *momentul net* (util), care este diferența dintre momentul motor și cel rezistent, va fi zero și nu se va produce nici accelerarea și nici modificarea de turație a mașinii.

Totuși, când puterea (deci și momentul rezistent) descrește brusc, momentul motor rămâne momentan nemodificat și de aceea va rezulta un exces sau un moment net (util) disponibil care imediat va produce o accelerare

a mașinii și turația va crește. Mărimea creșterii totale de turație (pentru un moment net inițial disponibil) depinde de rapiditatea cu care puterea produsă poate fi modificată (*de către regulator*) la noua valoare și de *momentul de inerție* al mașinii (GD^2). În perioada de timp cât puterea produsă este mai mare decât puterea rezistentă, se produce un exces de energie care va crește *energia cinetică* de rotație, aceasta fiind proporțională cu GD^2 -ul maselor în mișcare înmulțită cu pătratul turației. De aceea, cu cât mașina are GD^2 mai mare, cu atât va fi mai mică schimbarea de turație necesară pentru absorbirea unei cantități date de energie în exces. Similar, dacă puterea rezistentă crește brusc, descreșterea momentană a turației va fi mai mică atunci când GD^2 este mai mare, toate celelalte fiind constante. După cum se poate deduce, mașina de forță nu va reveni la turația inițială după o modificare a puterii. Pentru a realiza acest lucru este necesar, la accelerare de exemplu, să se reducă momentul motor sub momentul nou necesar și astfel se va produce o decelerare (accelerare negativă). Aceasta este funcția *regulatorului*, de a efectua acest lucru în mod automat și de a restabili un moment de echilibru când mașina va reveni la turația dorită.

2.1.2 Efectele caracteristicilor mașinii de forță

Principalele caracteristici ale mașinii de forță care pot influența stabilitatea sistemului de reglaj al acesteia sunt:

- curba de variație a momentului motor în funcție de turație;
- timpul de răspuns al mașinii de forță la modificarea poziției (cursei) elementului de reglare a debitului fluidului energetic;
- mărimea momentului de inerție (GD^2) al mașinii de forță;
- relația dintre momentul motor produs de mașina de forță și poziția (cursa) elementului de reglare al acesteia;
- caracteristica de sarcină a mașinii de forță.

O caracteristică foarte importantă a mașinilor de forță funcționând în regim staționar este modul în care momentul motor se modifică odată cu variația turației, elementul de reglare a fluidului energetic rămânând în poziție fixă [3], [5], [8], [28], [116].

Dacă acest moment descrește cu creșterea turației – cum este cazul, într-un grad diferit, cu toate turbinele și cu motoarele cu gaz și benzină cu aspirație naturală – mașina tinde să se “*autoregleze*”, aceasta datorită faptului

că dacă momentul rezistent rămâne constant, momentul net (util) rezultat din modificarea de turație va fi îndreptat în direcția opusă continuării schimbării (Fig. 2.1) [116].

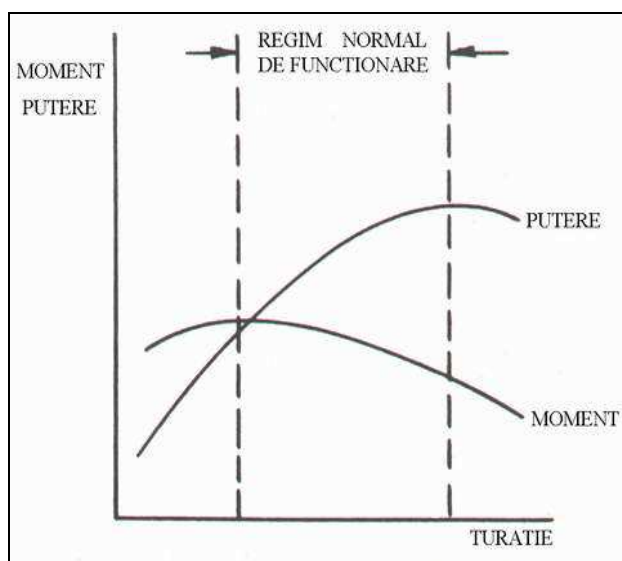


Fig.2.1 – Caracteristicile mașinilor de forță

Această caracteristică face parte din categoria caracteristicilor cu *amortizare*. O amortizare largă în sistemul de reglare face ușoară asigurarea stabilității sistemului. Totuși, deviația de turație rezultată în urma unor modificări mari de putere la poziții fixe ale elementului de reglare, chiar și la astfel de unități, va fi mult prea mare pentru a fi tolerată și de aceea un *regulator* este necesar pentru menținerea unei turații acceptabile.

În analizele precedente am considerat numai caracteristica de regim staționar, la o poziție fixă a elementului de reglare. Atâta timp cât *regulatorul* va prelua funcția de reglare, condiția de poziție fixă a elementului de reglare dispare și alți factori devin importanți. Cunoaștem de asemenea că în practică *regim staționar* nu există și de aceea, în prezența unor condiții continuu variabile, trebuie luate în considerare caracteristicile tranzitorii sau dinamice ale mașinilor de forță și puterile lor.

Unul dintre cei mai importanți factori, din punct de vedere al reglajului, este *timpul* care trece între momentul deplasării elementului de reglare la o nouă poziție și producerea momentului motor la un nou nivel corespunzător.

Această întârziere în răspuns variază mult la diferite tipuri de mașini de forță și este unul din principalele motive care explică diferențele între ele în ceea ce privește rezultatul reglajului.

La motoarele cu ardere internă întârzierea are trei componente: întârzierea din colectorul de admisie (la motoare cu gaz sau cu benzină), timpul mort dintre încărcarea cilindrului cu combustibil și transformarea lui în moment motor și timpul necesar pentru ca în toți cilindrii care contribuie simultan la producerea momentului motor să se producă arderea la noul nivel. Ultimul este prezent la toate motoarele la care mai mult de un cilindru, la un moment dat, participă la producerea momentului și este evident că și atunci când considerăm că mișcarea elementului de reglare s-ar produce instantaneu și că cilindrii tot instantaneu încep încărcarea la noul nivel, unii dintre ei ard la

nivelul dinainte în timp ce alții ard la noul nivel, dezvoltarea momentului motor nominal la noul nivel, nu va fi atins.

În cazul motoarelor Diesel aceasta este singura întârziere notabilă și atinge în medie aproximativ $\frac{1}{3}$ rotație [116].

Timpul de răspuns la motoare se calculează după o formulă empirică (2.1):

$$t_e = \frac{15}{n} + \frac{60}{a \cdot n} \quad [\text{s}] \quad (2.1)$$

unde: t_e – timpul de răspuns al motorului, în s;

a – numărul de cilindri ai motorului care ard la 360° arbore cotit;

n – turația motorului, în rot/min.

Timpul mort ca valoare este cel mai mic la motoarele Diesel uzuale și cel mai mare la motoarele cu gaz.

În ciuda întârzierilor mari introduse de turbosuflanta de supraalimentare – ce echipează un număr tot mai mare de motoare – care rezultă din accelerarea sa greoaie, stabilitatea în regim staționar este practic neafectată de prezența ei. Aceasta datorită faptului că la variații mici ale cantității de combustibil necesar pentru menținerea turației la un regim staționar de încărcare, există suficient aer disponibil fără modificări ale turației turbosuflantei.

La creșteri mari ale puterii situația se prezintă cu totul altfel. În astfel de cazuri aerul necesar pentru arderea combustibilului cerut de noua sarcină nu poate fi disponibil decât după accelerarea turbinei și compresorului timp în care apare mult fum în eșapare.

Această problemă nu poate fi rezolvată de regulatorul de turație simplu și de aceea pentru limitarea combustibilului la o anumită valoare impusă se folosesc dispozitive adiționale. Un astfel de dispozitiv este *limitatorul de injecție* prezent în toate reglatoarele destinate motoarelor supraalimentate [102].

O altă caracteristică de mare importanță pentru reglajul unui motor este momentul său de inerție GD^2 sau "*efectul de volant*". Acesta trebuie să includă firește GD^2 -ul mașinii antrenate de motor (ca de exemplu un generator). Așa cum s-a menționat anterior, orice diferență între momentul motor și momentul rezistent produce accelerarea sau decelerarea mașinii.

Pentru o diferență de moment dată această accelerare, pozitivă sau negativă, este invers proporțională cu GD^2 , ceea ce înseamnă că un motor dat cu GD^2 de două ori mai mare își va modifica turația numai pe jumătate.

În general, un GD^2 mai mare permite mai mult timp elementului de reglare să se deplaseze în direcția executării corecției și menținerii turației cu abateri mai mici.

Dar GD^2 costă bani și uzual se adoptă o soluție de compromis. Pe de altă parte, este posibil să se obțină un reglaj necorespunzător prin adăugare de GD^2 dacă o astfel de majorare aduce frecvența naturală a unei mașini sincrone aproape de *rezonanță*.

Trebuie menționat faptul că, după îndepărtarea completă a sarcinii și cu combustibilul complet închis, singurul moment rezistent disponibil pentru decelerarea motorului este cel de frecare, ventilare și alte sarcini interne pe care le are motorul la mers în gol fără sarcină.

De aceea se necesită un timp apreciabil pentru revenirea turației și cu cât GD^2 -ul este mai mare cu atât acest timp va fi mai mare.

Mărirea lui GD^2 nu este deci o soluție favorabilă din punctul de vedere al reglajului în regim tranzitoriu, chiar pentru variații normale de sarcină, deoarece turația de revenire în urma unei perturbații este afectată nefavorabil de această condiție.

Aceasta impune un compromis în cazurile uzuale între variația turației și timpul de revenire al turației și alegerea lui GD^2 este determinată frecvent de una dintre ele care este mai importantă într-o aplicație dată.

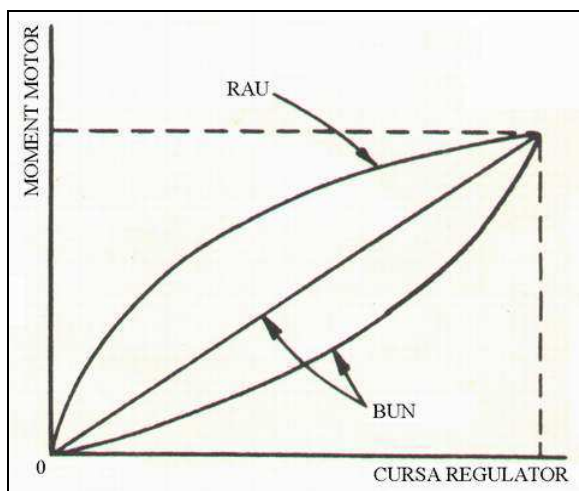


Fig.2.2 – Caracteristica moment motor în funcție de cursă regulator

Multe caracteristici ale motorului au efect mai mare în ceea ce privește asigurarea stabilității sistemului de reglaj așa cum este și relația dintre momentul motor și poziția elementului de reglare (cursă regulator) – Fig. 2.2 [116].

La motoarele Diesel uzuale această caracteristică este *aproximativ liniară* și împreună cu o întârziere mică de răspuns, duce la un sistem mai ușor de reglat.

2.1.3 Efectele caracteristicilor de sarcină

Caracteristica de sarcină are o mare importanță în determinarea rezultatului global al reglajului și de aceea trebuie luată în considerare la proiectarea unui sistem de reglaj.

De exemplu, considerăm caracteristica de la propulsia navală, propulsia aeriană și cea de ventilator sau suflantă.

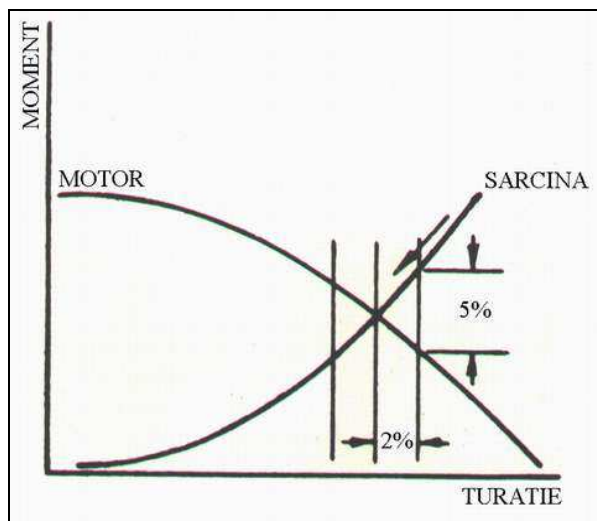


Fig.2.3 – Caracteristica de sarcină

Cu destulă aproximație se poate spune că momentul necesar la o astfel de sarcină variază direct cu pătratul turației; ceea ce înseamnă că o creștere de 1% a turației va necesita 2% creștere a momentului motor.

O astfel de caracteristică de sarcină este considerată ca având o înaltă *amortizare pozitivă*; de fapt cea mai mare care este în mod normal întâlnită (Fig. 2.3) [5], [10], [116].

Combinația cu o mașină de forță, ca de exemplu turbina cu abur, care de asemenea are o amortizare pozitivă, dă naștere unui sistem foarte stabil cu un grad înalt de “autoreglare”.

2.2 REGULATORUL DE TURAȚIE ELEMENTAR

În paragraful anterior am luat cunoștință de efectul caracteristicilor mașinilor de forță și al caracteristicilor de sarcină și mai puțin de regulatoare în sine, problemă ce va fi tratată pe scurt în cele ce urmează.

Folosirea cuvântului “precizie” în legătură cu regulatoarele de turație ar însemna că acestea nu sunt precise sau că există diferite grade de precizie în reglajul lor. Acesta este de fapt adevărul.

Interesul nostru este de a ne ocupa de regulatoare ce necesită o înaltă acuratețe în reglaj și forțe apreciabile pentru acționarea elementului de reglare.

Din cele descrise anterior reiese că un regulator de turație trebuie să aibă cel puțin două componente: un senzor de turație și un dispozitiv care să acționeze elementul de reglare [117]. Acolo unde se necesită forțe considerabile pentru acționarea elementului de reglare se necesită introducerea unui dispozitiv adițional numit *servomotor*.

De-a lungul timpului s-au folosit o serie de sesizoare de turație care au avut avantaje și dezavantaje ce au determinat domeniul lor de aplicare. Senzorul de turație preferat pentru sensibilitatea, simplitatea și utilitatea sa la reglatoarele de turație a fost și este cel centrifugal.

Acest mecanism este probabil cel mai vechi, simplu și sigur dintre sesizoarele de turație cunoscute. El depinde în funcționarea sa de faptul că o forță este necesară pentru a determina o masă să urmeze o cale circulară. Această forță este proporțională cu pătratul turației, cu distanța dintre centrul de greutate al masei și axa de rotație și cu mărimea masei respective ca în relația 2.2.

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot R \quad [\text{N}] \quad (2.2)$$

unde: m – masa contragreutăților senzorului de turație, în kg;

ω – viteza unghiulară a senzorului de turație, în rad/s;

R – distanța de la centrul de greutate al masei la axa de rotație, în m.

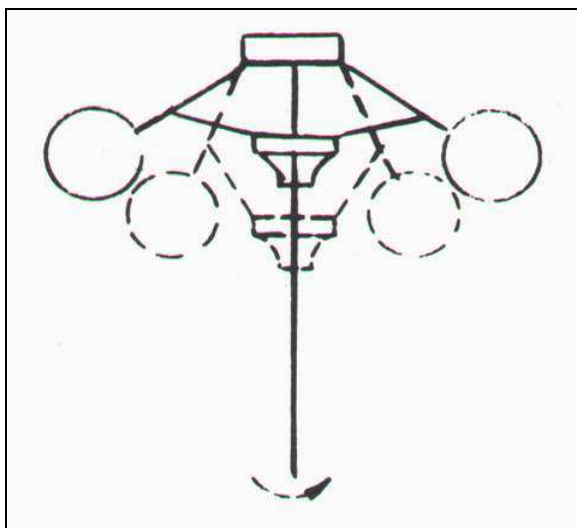


Fig.2.4 – Senzor centrifugal de turație

În cea mai cunoscută formă, contragreutățile constau din două greutateți montate la capetele a două brațe articulate aproape de axa de rotație astfel încât contragreutățile să se deplaseze radial într-un plan cu axa de rotație. Brațelor le sunt atașate pârghii adiționale și o mufă pe axa de rotație pentru a forma un paralelogram. Astfel, când greutatețile se mișcă în afară, mufa se deplasează în sus și invers ca în Fig. 2.4 [117].

Datorită faptului că forța centrifugă lucrează perpendicular pe axa de rotație, ea exercită un moment centrifug în punctul de articulație egal cu produsul dintre forță și distanța pe verticală dintre punctul de articulație și greutate.

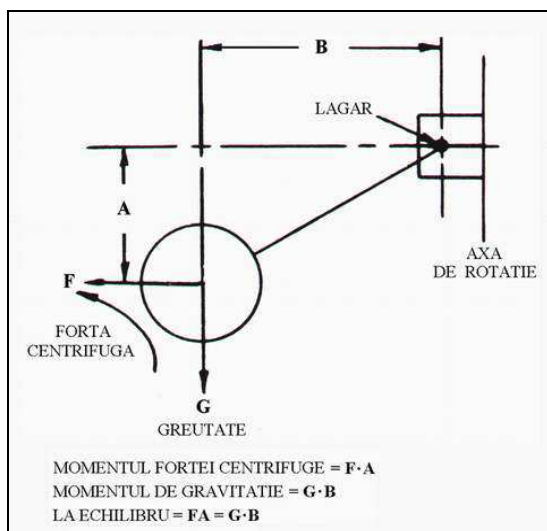


Fig.2.5 – Forțele din senzorul de turație

Acest moment, este opus și dacă nu sunt alte forțe prezente, trebuie să fie compensat la echilibru de către momentul gravitațional care este egal cu masa greutății înmulțită cu distanța pe orizontală până la punctul de articulație (v. Fig.2.5) [117].

Astfel, dacă turația crește forța centrifugă va crește și ea iar greutățile se vor deplasa în afară descrescând brațul forțelor centrifuge și mărimdu-l pe cel al forțelor de gravitație până când echilibrul va fi atins. Rezultă astfel o

poziție unică de echilibru a contragreutăților și mufei pentru fiecare turație.

De notat că unica relație dintre turație, poziția contragreutăților și a mufei nu va mai exista dacă sistemului i se adaugă frecările și aceasta din cauză că dacă turația crește de la o poziție de echilibru, momentul forțelor centrifuge trebuie să crească la o valoare egală cu momentul forțelor de gravitație plus cel produs de frecări.

Similar, la descreșterea turației, momentul forțelor centrifuge trebuie să se micșoreze la o valoare egală cu momentul forțelor de gravitație minus cel produs de frecări. Rezultatul este așa numita "*zonă moartă*" în care turația poate varia fără să producă o mișcare de corecție a elementului de reglare. Eforturile pentru minimalizarea acestei "*zone moarte*" s-au materializat prin introducerea unor contragreutăți mari, turnate, ce echipează reglatoarele mecanice actuale.

Din cele de mai sus rezultă evident că pentru mărirea sensibilității, forța disponibilă a contragreutăților, în urma unei mici modificări de turație, trebuie să fie mult mai mare decât forța necesară pentru reglaj. Există două căi de abordare a acestei probleme: frecarea întregului sistem și forța necesară pentru reglaj să fie minimalizate sau forța disponibilă a contragreutăților pentru o mică variație a turației să fie mărită. A doua cale este realizată atunci când se măresc contragreutățile sau când contragreutăți mai mici se rotesc la turație mai mare. În decursul anilor greutățile centrifugale au evoluat mult, trecând printr-o serie de configurații până au ajuns la forma actuală.

S-a ajuns astfel ca la reglatoarele pentru motoare cu ardere internă masele contragreutăților să aibă centrul de greutate la aproximativ aceeași distanță față de axa de rotație ca și de punctul de articulație.

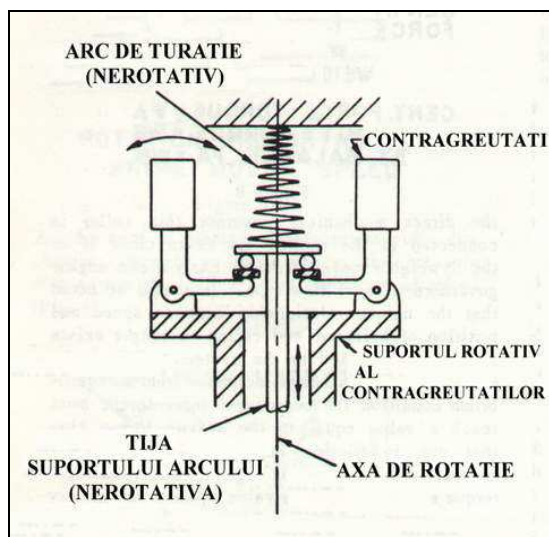


Fig.2.6 – Ansamblul contragreutăți – arc de turație

Aceste contragreutăți sub formă de „gheată” sunt așezate perpendicular pe corpul contragreutăților în așa fel încât, atunci când contragreutățile se mișcă spre și dinspre axa de rotație, ele transformă mișcarea într-o deplasare axială a supapei de comandă a servomotorului dispozitivului de reglare (Fig.2.6) [117]. Forța centrifugă este opusă și echilibrată de forța exercitată de arc de turație comprimat în loc de forța de gravitație.

De menționat că la reglatoarele Woodward, cele mai utilizate în lume, contragreutățile sunt așezate decalat și iau contact cu lagărul axial, pe care este așezat corpul contragreutăților, pe o linie perpendiculară pe planul lor de mișcare astfel că mișcarea de „arcuire” este convertită într-o ușoară rotație a lagărului axial rezultând o frecare de alunecare mică (Fig.2.7)[117].

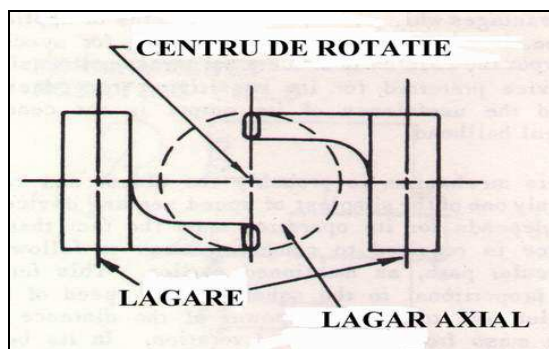


Fig.2.7 – Poziția de montaj a contragreutăților

Frecarea este redusă suplimentar prin utilizarea lagărelor antifricțiune cu scopul reducerii „zonei moarte” care rezultă de la frecările descrise anterior. Eliminarea completă a frecărilor la contragreutăți va produce însă rezultate nedorite din cauză că o combinație contragreutăți–arc de turație formează

un sistem pendular care tinde să oscileze după o perturbație, dând o falsă indicație de deviație a turației. Este de dorit așadar să avem suficientă amortizare în sistem și astfel el se va reîntoarce la echilibru cu o foarte mică supramodulație. Acest lucru s-a realizat prin introducerea contragreutăților într-un *amortizor vâscos* fără frecare care va furniza amortizarea cerută fără producerea de „zonă moartă”.

Forța necesară pentru restabilirea echilibrului contragreutăților la o încărcare a picioarelor acestora crește cu pătratul turației și direct proporțional cu distanța radială a centrului de greutate al contragreutăților față de axa de rotație. Astfel, la o turație dată, forța va crește dacă se permite contragreutăților să se miște spre exterior și invers.

„Scara” contragreutăților se numește rata cu care crește această forță cu deplasarea (referitor la picioarele contragreutăților). Pentru o anumită

construcție a contragreutăților această *scară este diferită la fiecare turație, de fapt variază proporțional cu pătratul turației regulatorului.*

De menționat că în timp ce contragreutățile se deplasează spre exterior arcul de turație este comprimat. Deoarece și arcul de turație are o scară, rezultă o creștere a forței care se opune deplasării contragreutăților. Dacă această creștere este mai mică decât cea corespunzătoare a contragreutăților pentru aceeași deplasare rezultă instabilitate. Cu alte cuvinte, dacă există o condiție de echilibru (care presupune ca forța contragreutăților și cea a arcului de turație să fie egale) și o ușoară perturbare a acestei combinații are loc, noua forță a contragreutăților și a arcului de turație nu vor mai fi egale, astfel că forța netă va fi îndreptată în direcția continuării mișcării. O astfel de combinație, contragreutăți-arc de turație, la diverse turații din domeniul de reglare, trece repede dintr-o poziție extremă în alta, astfel încât ea nu poate fi folosită pentru un regulator de turație.

Dacă, pe de altă parte, scara arcului de turație este apreciabil mai mare decât cea a contragreutăților va rezulta un sistem stabil, unul care va avea o poziție unică de echilibru pentru fiecare turație în domeniul de funcționare al contragreutăților. Printr-o alegere corespunzătoare a raportului dintre scara arcului de turație și scara contragreutăților, un domeniu larg de sensibilitate sau deplasare a supapei de comandă, pentru o modificare de turație dată, poate fi obținut. Cea mai bună alegere depinde de natura sistemului pe care regulatorul urmează să-l regleze. Aceasta înseamnă că realizarea unui arc de turație pentru un domeniu larg de funcționare poate fi uneori o problemă dacă se cere o *relație aproximativ liniară între turație și reglajul de turație* și că, pentru o funcționare corespunzătoare, raportul dintre scara turației și scara contragreutăților nu trebuie să varieze prea mult.

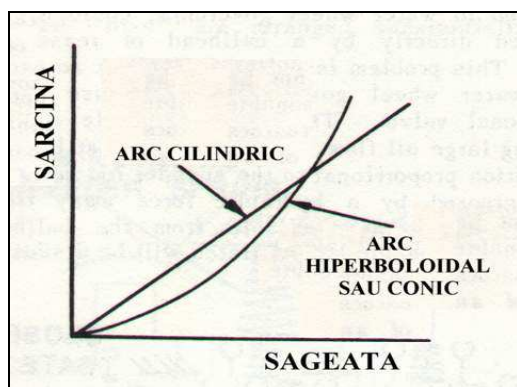


Fig.2.8 – Caracteristicile arcurilor

Problema poate fi satisfăcător soluționată pentru domenii de turații de 6:1 prin utilizarea arcurilor hiperboloidale sau conice în locul arcurilor cilindrice (Fig.2.8) [117].

Arcurile hiperboloidale și cele conice au o caracteristică, sarcină-săgeată, neliniară (v. Fig.2.8) deoarece sunt astfel înfășurate încât la sarcini mici toate spirele

sunt active, rezultând o scară mică a arcului când scara contragreutăților este mică, în timp ce la sarcini mari spirele mai mari fiind apropiate produc o rigidizare respectiv o scară mai mare a arcului pentru turații mai mari.

2.3 TIPURILE DE REGULATOARE WOODWARD UTILIZATE

2.3.1 Generalități

În sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de putere medie și mare, rapide, semirapide sau lente, se folosesc diferite tipuri și variante de regulatoare specializate pe tipuri de aplicații. Există două categorii principale de regulatoare și anume: regulatoare de turație variabilă și de turație constantă. Primele se adresează motoarelor de tracțiune – feroviară, navală, rutieră extragrea etc. – iar cea de-a doua grupurilor electrogene și altor mașini de forță funcționând la turația constantă de sincronism.

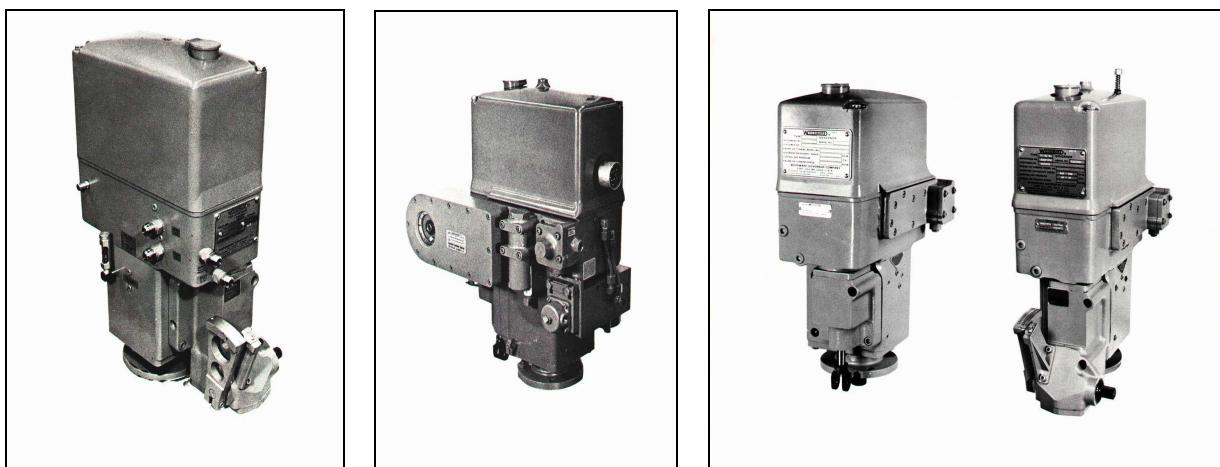
Pentru toate tipurile de aplicații există la ora actuală trei versiuni de bază: regulatoare mecano–hidraulice, electro–hidraulice și regulatoare electronice. În funcție de specificul aplicației se utilizează și combinații ale acestora.

Pe plan mondial, firma WOODWARD GOVERNOR COMPANY s-a impus ca cel mai mare producător de echipamente de reglaj pentru toate tipurile de mașini de forță astfel încât la ora actuală produsele sale pot fi întâlnite în aproape orice țară din lume.

Regulatoarele mecano–hidraulice s-au impus pe toate aplicațiile, dar la ora actuală o generație de regulatoare electronice tinde să ia locul unora dintre acestea. Totuși, pentru tracțiunea feroviară și navală, regulatoarele mecano–hidraulice rămân încă favorite din cauza condițiilor grele de funcționare existente pe aceste agregate (vibrații de frecvență înaltă și temperaturi ridicate) care nu sunt deloc favorabile componentelor electronice și a prețului mult mai ridicat al regulatoarelor electronice [31]. Dintre regulatoarele mecano–hidraulice Woodward cele mai utilizate sunt regulatoarele tip PG (regulatoare cu presiune compensată – *pressure compensating governors*) în următoarele variante:

- PGE (regulator cu presiune compensată și reglaj electric al turației – *pressure compensating governor electric speed setting*);
- PGEV (regulator cu presiune compensată, reglaj electric al turației și regulator de câmp – *pressure compensating governor, electric speed setting with vane servo*);
- PGA (regulator cu presiune compensată, reglaj turație cu aer – *pressure compensating governor, air speed setting*);

- PGAV (regulator cu presiune compensată, reglaj turație cu aer, cu regulator de câmp – *pressure compensating governor, air speed setting with vane servo*).



PGE – Remote Vane Servo

PGEV

PGA

Fig.2.9 – Reglatoare Woodward tip PG [107], [108], [110]

Dintre reglatoarele de turație constantă destinate grupurilor electrogene și altor aplicații se disting reglatoarele universale (*universal governors*) tip UG (UG5.7, UG8, UG25, UG32, UG40 etc.) [80], [121], [122], [123], [124], [125] și reglatoarele electrice (*electric governors*) cu semnal proporțional (P) și compensare (C) tip EG (EG-3P, EG-10P, EG-10PC, EG-13P, EG-35P și EGB-1P, EGB-2P, EGB-10P, EGB-13P, EGB-29P, EGB-58P etc.) [80], [83], [84], [85], [86], [87], [88], [89], [90].

Dintre reglatoarele electronice dezvoltate de firma WOODWARD amintim cele trei variante de bază propuse în [69]:

- 702 – regulator electronic digital pentru locomotive diesel-hidraulice;
- L.E.C – regulator electronic digital pentru locomotive diesel-electrice;
- C.L.C – sistem electronic digital complet pentru locomotive.

2.3.2 Reglatoarele mecano-hidraulice de turație variabilă. Compunere și funcționare

De la începutul anilor '50 firma Woodward a livrat în toată lumea peste o sută de mii de reglatoare tip PG [31] utilizate în sistemul de reglaj al motoarelor Diesel, cu gaz sau dual-fuel (motorină + gaz) cât și a turbinelor cu abur utilizate în diverse domenii. Ele echipează motoare sau turbine care antrenează pompe, compresoare, alternatoare, generatoare de curent continuu

de turație variabilă, unități de propulsie marină sau mașini din industria hârtiei. Aceste regulatoare mecano–hidraulice au la bază regulatorul hidraulic tip *elementar* cu contragreutăți pentru reglarea turației, prezentat în paragraful 2.3.2.1.

2.3.2.1 Regulatorul PG – Elementele de bază

Toate regulatoarele PG au elementele de bază similare, în funcție de cât de simplu sau de complex va fi sistemul de reglaj.

Următoarele elemente, găsite în orice regulator PG, sunt suficiente pentru a-i permite acestuia să mențină o turație constantă a motorului atâta timp cât sarcina rezistentă nu va depăși capacitatea motorului:

- o pompă de ulei, acumulatori de ulei sub presiune și o supapă de siguranță pentru limitarea presiunii maxime din circuit;
- un ansamblu centrifugal cu contragreutăți și o supapă de comandă care reglează curgerea uleiului spre și dinspre cilindrul de putere al regulatorului;
- un cilindru de putere – uneori denumit servomotor – care reglează poziția cremalierii pompelor de injecție, supapei de gaz sau de abur a motorului sau turbinei;
- un sistem de compensare care asigură stabilitatea sistemului de reglaj;
- un mijloc de reglare a turației regulatorului (și astfel a motorului).

Unul din cele două feluri de cilindri de putere poate fi utilizat: un ansamblu cu piston și arc comprimat sau un ansamblu cu piston diferențial. Acest capitol descrie funcționarea elementelor de bază ale regulatorului PG având cilindru cu piston și arc comprimat. Fig.2.10 [106] arată poziționarea schematică a acestor elemente în poziție relativă corespunzătoare funcționării motorului la turație stabilă într-un regim staționar.

Pistonul supapei de comandă (Fig.2.10) se deplasează în sus și în jos în bucșa rotativă a supapei pentru a regla curgerea uleiului spre și dinspre cilindrul de putere. Când pistonul supapei este centrat nu curge ulei spre și dinspre cilindrul de putere și în consecință pistonul de putere nu se deplasează. Forța centrifugă dezvoltată de contragreutățile rotative este transformată într-o forță ascendentă care tinde să ridice pistonul supapei de comandă și se opune forței descendente a arcului de turație. Când cele două

proporțională cu deplasarea pistonului sistemului de compensare și depinde de caracteristica arcurilor selectate pentru o aplicație sau alta.

Viteza cu care presiunea diferențială este redusă la zero depinde de reglajul *supapei tip ac* din circuitul de compensare. Reglarea supapei tip ac permite ca fiecare regulator să fie “ajustat” cu motorul pe care este montat. Reglajul final al supapei tip ac se face după montarea regulatorului pe motor și atingerea temperaturii de regim a uleiului regulatorului.

Închiderea completă a supapei nu este permisă întrucât anulează efectul de stabilizare a turației motorului și în unele situații poate produce chiar supraturarea acestuia.

Reglajul de turație al regulatorului PG se poate face în mai multe moduri. Metoda exactă depinde de schema instalației în care este folosit regulatorul, de aceea acest dispozitiv nu apare în Fig.2.10.

Indiferent de felul dispozitivului de reglare a turației, scopul acestuia este acela de a crește sau a micșora comprimarea arcului de turație și prin aceasta creșterea sau scăderea forței acestuia. O creștere a comprimării arcului de turație se necesită pentru ca motorul să-și crească turația și ca urmare contragreutățile rotative vor dezvolta o forță centrifugă suplimentară necesară recentrării pistonului supapei de comandă. Invers, o descreștere a comprimării arcului se necesită pentru micșorarea turației motorului.

Pentru regulatoarele tip PG există două mecanisme de bază pentru reglarea turației acestora și anume: mecanism pneumo-hidraulic (*air speed setting*) prevăzut cu sistem de comandă manuală și mecanism electro-hidraulic (*electric speed setting*).

2.3.2.1.1 Mecanismul pneumo–hidraulic cu burduf pentru reglarea turației regulatorului

Acest mecanism este un echipament standard pentru reglarea turației regulatoarelor tip PG. Este precis, durabil și teoretic nu prezintă efectul de “*histerezis*”. Reglatoarele echipate cu acest mecanism permit o foarte bună repartizare a sarcinii la unitățile care funcționează în paralel și de asemenea oferă o relație definită și precisă între turație și semnalul de turație. Schema acestui mecanism este redată în Fig.2.11 [78].

pistonului servomotorului de turație. Pentru schimbarea reglajului de turație este necesară numai re poziționarea pistonului servomotorului de turație.

Pistonul supapei de comandă (v. Fig.2.11) a servomotorului de turație reglează curgerea uleiului spre și dinspre partea superioară a pistonului servomotorului. Dacă pistonul supapei de comandă coboară, uleiul sub presiune curge spre servomotorul de turație și împinge pistonul acestuia în jos comprimând arcul de turație și astfel crescând turația regulatorului. Dacă însă pistonul supapei de comandă este ridicat, uleiul din servomotorul de turație curge în baia regulatorului, pistonul servomotorului este împins în sus de către arcul servomotorului și astfel turația regulatorului scade.

Menținerea turației reglate pentru tot domeniul de temperaturi este realizată prin construcția tip *bimetal* a pârghiei de readucere.

Mecanismul de reglare a turației este prevăzut cu elementele necesare pentru funcționarea regulatorului la ralanti și în cazul în care presiunea aerului de reglaj se întrerupe accidental sau intenționat sau atunci când presiunea scade sub valoarea minimă prevăzută.

Reglajul manual de turație (v. Fig.2.11) se realizează prin intermediul unui buton prevăzut cu un ambreiaj de fricțiune, ce se află în componența mecanismului de reglare a turației. Acest buton poate fi folosit pentru reglarea turației la orice valoare din domeniul de reglaj atunci când presiunea aerului de reglaj nu este disponibilă.

Limitarea turației maxime reglate a regulatorului se realizează cu ajutorul unei supape de descărcare montată pe servomotorul de turație.

Limitarea poziției superioare a pistonului servomotorului de turație, cu scopul prevenirii intrării greoaie în funcțiune a acestui servomotor cu ocazia pornirii motorului, se realizează cu ajutorul unui șurub de reglare montat pe capacul servomotorului.

Cu mecanismul din Fig.2.11, între turația regulatorului și presiunea aerului de reglaj a mecanismului, se realizează o relație liniară de variație.

2.3.2.1.2 Mecanismul electro-hidraulic pentru reglarea turației regulatorului

Mecanismul electro-hidraulic pentru reglarea turației reglatoarelor PG din Fig.2.12 [111] are în structură elemente similare cu cel pneumo-hidraulic dar și elemente specifice. Astfel, rolul burdufului acționat de presiunea aerului

de reglaj este preluat de patru bobine electrice. Trei bobine notate cu A, B, C acționează asupra pistonului supapei de comandă a turației prin intermediul unei plăci triunghiulare în timp ce bobina a patra, notată cu D, reglează poziția bușei supapei de comandă a turației.

Spre deosebire de mecanismul pneumo-hidraulic, care realizează o variație continuă a turației, dispozitivul electro-hidraulic reglează turația într-un număr fix de opt trepte, ce pot fi realizate prin combinarea celor patru bobine. Când este alimentată numai bobina D se realizează oprirea regulatorului și în consecință a motorului.

Mecanismul de reglare a turației (v. Fig.2.11 și Fig.2.12) dispune de posibilitatea de reglare a timpului de creștere respectiv descreștere a turației în domeniul de reglare prin laminarea debitului de ulei din circuit printr-un orificiu calibrat prevăzut în bușca supapei de comandă a reglajului de turație. Prin aceasta rezultă o variație liniară a turației regulatorului în funcție de timp. Timpul de creștere respectiv descreștere a turației în domeniul de reglare se alege în funcție de destinația motorului Diesel. La motoarele Diesel supraalimentate timpul de creștere a turației, cuprins în domeniul 1 la 50 secunde conform [109], se alege astfel încât să-i permită turbosuflantei să se accelereze odată cu motorul, iar timpul de descreștere se alege în așa fel încât să se prevină intrarea în *pompaj* a turbosuflantei la descărcarea bruscă a sarcinii motorului și este cuprins în domeniul 1 la 15 secunde conform [109].

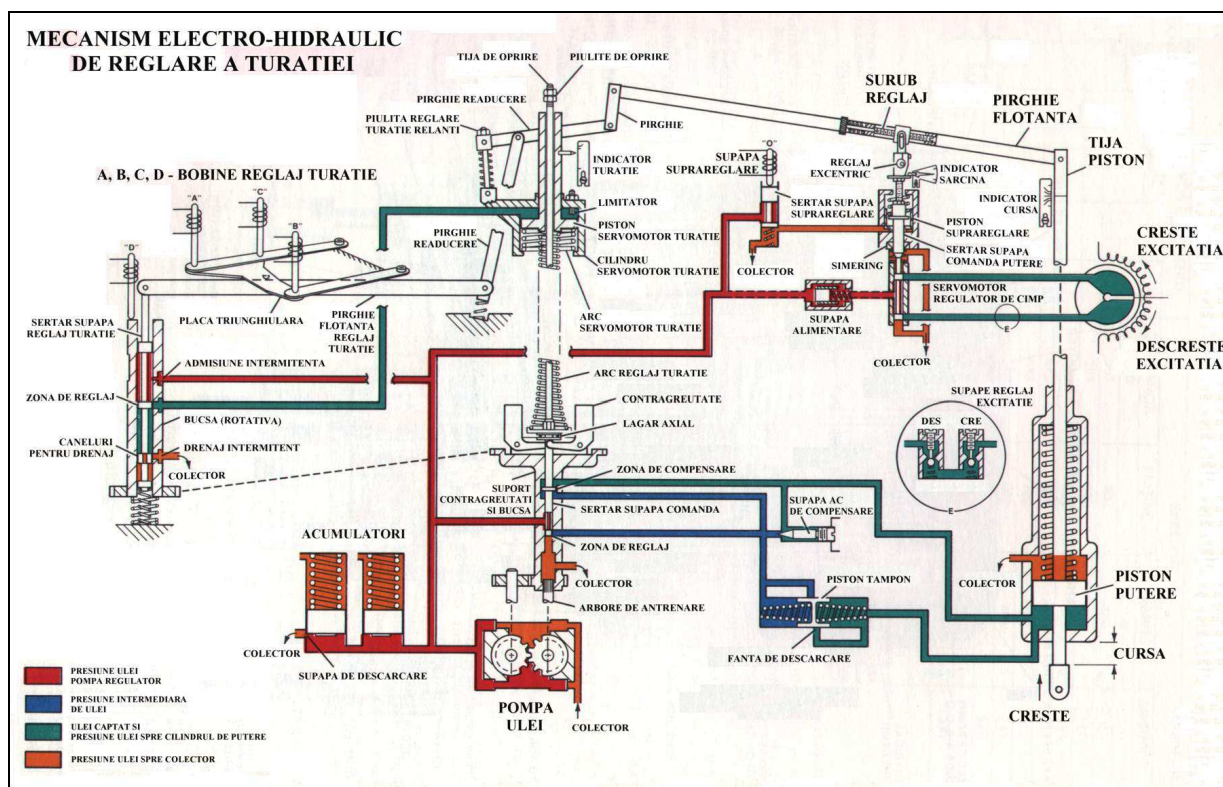


Fig.2.12 – Schema tip a regulatorului PGEV cu mecanism electro-hidraulic de reglare a turației

În plus, față de funcția primară de a regla turația motorului sau a turbinei, regulatorul trebuie să realizeze și funcții auxiliare cum ar fi: oprirea comandată a motorului, reglarea automată a puterii mașinii antrenate pentru menținerea constantă a puterii motorului la o turație dată, limitarea injecției motorului în timpul accelerării, limitarea puterii motorului în anumite condiții, oprirea motorului în cazul în care presiunea uleiului din circuitul principal al acestuia scade sub limitele impuse, oprirea sau aducerea motorului la mers în gol în situația când presiunea apei de răcire scade sub limitele impuse etc.

Toate funcțiile auxiliare ale regulatorului se realizează prin adăugarea la elementele de bază (Fig.2.10) de dispozitive modulare specializate pentru o anumită funcție.

Datorită construcției modulare a regulatorului Woodward, pe un anumit tip de carcasă se poate construi orice variantă de regulator aparținând tipului respectiv, de la cea mai simplă până la cea mai complicată.

Acest lucru permite oricând convertirea ușoară a unei variante de regulator în alta prin schimbarea modulelor.

2.3.2.2 Ansamblul bobinei de oprire pentru reglatoare PGA

Ansamblul bobinei de oprire arătată în Fig.2.13 [115] poate fi încorporată în aproape toate reglatoarele PG având reglajul de turație care utilizează servomecanisme acționate hidraulic. Bobina este activată de întrerupătoare din circuitul monitorizat.

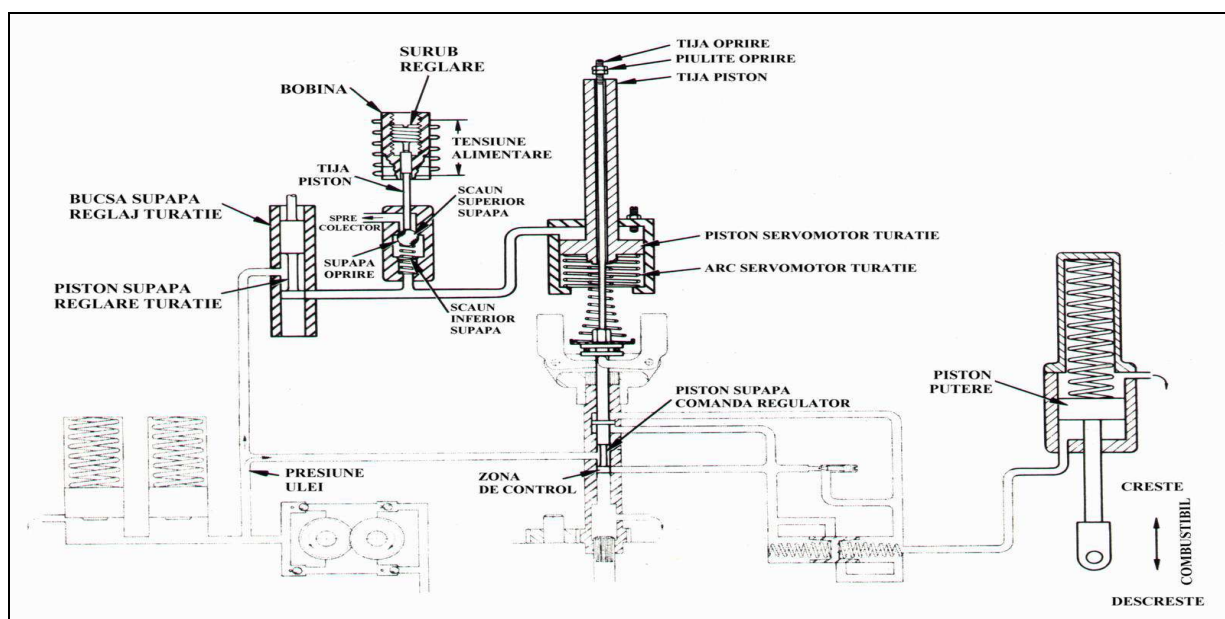


Fig.2.13 – Ansamblul bobinei de oprire pentru reglatoare PGA

Când este acționată, bobina de oprire inițiază secvențe de acțiune în regulator, care conduc la închiderea injectiei de combustibil la motor. Ansamblul poate fi reglat pentru a produce oprirea motorului la alimentarea bobinei sau la întreruperea tensiunii de alimentare.

2.3.2.3 Dispozitivul mecano–hidraulic pentru reglajul automat al puterii

Dispozitivul este prezentat în Fig.2.12 [111] (v. *servomotor regulator de câmp*).

În cele mai multe aplicații, funcția primară a regulatorului este aceea de a menține în mod automat o turație specifică în diferite condiții de sarcină variabilă, prin controlul debitului de combustibil injectat în motor. La regulatoarele pentru locomotive și la cele pentru nave având elice cu pas variabil este inclusă o funcție secundară pentru a menține o putere constantă a motorului la fiecare treaptă de turație. Astfel, pentru o anumită treaptă reglată există o turație constantă a motorului și o predeterminată rată fixă de combustibil necesară. Pentru satisfacerea ambelor condiții puterea motorului trebuie ajustată în funcție de condițiile variabile de operare ale locomotivei sau navei. Aceasta este funcția dispozitivului de reglare a puterii din regulator.

Controlul puterii motorului se realizează prin reglarea turației motorului și a injectiei de combustibil. Aceasta este făcută prin reglarea curentului de excitație al generatorului principal în cazul locomotivelor și prin modificarea pasului elicei în cazul navelor cu elice cu pas variabil.

Pentru atingerea acestui scop în regulator este încorporat un servomotor rotativ care controlează: o rezistență variabilă aflată în circuitul de excitație al generatorului în cazul locomotivelor respectiv mașina de pas în cazul navelor.

Servomotorul rotativ (v. Fig.2.12) este controlat de către supapa de reglare a reglajului de putere și de pârghiile aferente din regulator. Pârghiile pentru controlul puterii sunt astfel aranjate încât pentru fiecare turație reglată există numai o singură poziție pentru injectia de combustibil (cursă regulator respectiv putere motor) la care supapa de control a puterii va fi centrată (în echilibru).

O creștere sau descreștere a turației sau a puterii motorului va modifica debitul de combustibil injectat. Deplasarea pistonului de putere în direcția creșterii sau descreșterii debitului de combustibil (prin intermediul pârghiei flotante) va deplasa supapa de control a puterii în sus sau în jos. Servomotorul

regulatorului de câmp va descrește sau va crește curentul de excitație și astfel puterea motorului se va întoarce la valoarea inițială.

Viteza de deplasare a servomotorului rotativ (reglajul de timp) trebuie reglată pentru a realiza o rată de încărcare a motorului controlată și pentru asigurarea stabilității întregului sistem. Reglajul de timp se realizează prin reglarea debitului de ulei spre și dinspre servomotorul rotativ cu ajutorul a două supape reglabile: una pentru încărcarea și alta pentru descărcarea sarcinii (v. detaliul E din Fig.2.12).

2.3.2.4 Dispozitivul de suprareglare a puterii motorului

Dispozitivul este prezentat în Fig.2.12 (v. bobină suprareglare "O").

În anumite condiții de funcționare a locomotivei (regim tranzitoriu, pornire de pe loc, patinarea roților) este necesar să fie *suprareglată* funcția normală a mecanismului de control a puterii pentru a produce o reducere a curentului de excitație al generatorului când în mod normal acesta se află într-un proces de creștere.

În principiu dispozitivul constă dintr-o bobină care acționează asupra unei supape de reglare. Acționarea supapei de reglare poate fi făcută direct prin impuls electric sau indirect prin acțiunea sistemului de pârghii aferent limitatorului de injecție sau corectorului de altitudine. În timpul accelerării tranzitorii, când limitarea injecției se produce, servomotorul regulatorului de câmp începe să reducă încărcarea generatorului înainte de a se produce o întârziere a accelerării motorului, reducând supraîncărcarea și accelerarea defectuoasă a acestuia. Astfel se permite motorului să se accelereze repede și să crească presiunea de supraalimentare suficient de rapid pentru prevenirea intrării în acțiune a limitatorului de injecție.

2.3.2.5 Limitatorul de injecție

Limitatorul de injecție, prezentat schematic în Fig.2.14 [111], este un dispozitiv aflat în compunerea tuturor reglatoarelor care echipează motoare Diesel supraalimentate de turație variabilă.

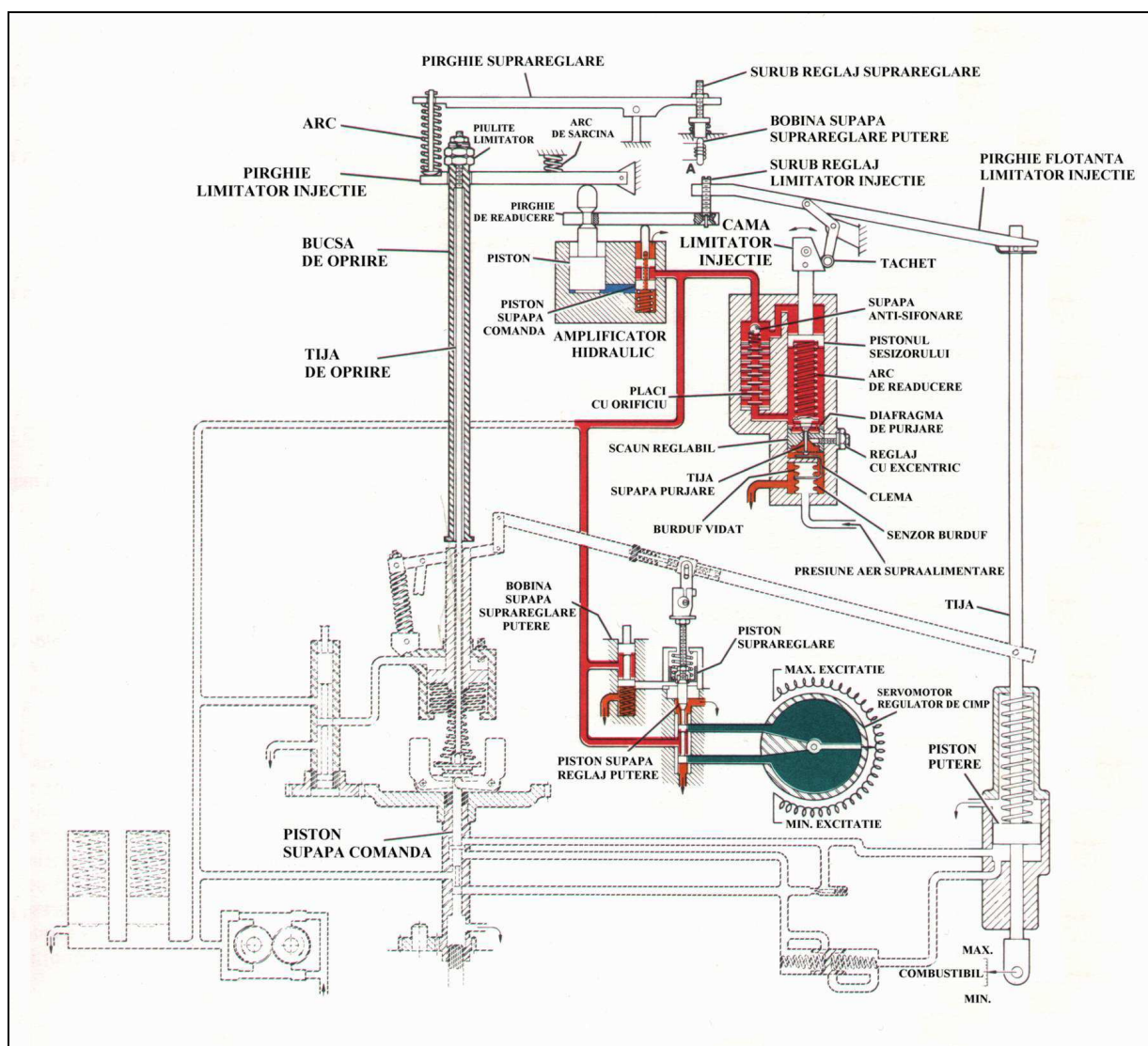


Fig.2.14 – Limitatorul de injecție din regulator

Acest dispozitiv limitează deplasarea tije pistonului de putere al regulatorului în direcția creșterii cantității de combustibil, limitând injecția de combustibil în funcție de cantitatea de aer de supraalimentare disponibilă, pentru asigurarea unui raport aer–combustibil favorabil unei arderi complete, fără fum intens la eșapare. Prin aceasta se îmbunătățește accelerarea motorului și se reduce fumul în regim tranzitoriu.

Limitatorul de injecție protejează de asemenea motorul în cazul în care turbosuflanta acestuia se defectează sau când se produce o reducere a cantității de aer de supraalimentare la motor din alte motive.

Funcționarea corectă a limitatorului de injecție cât și reglarea corespunzătoare a acestuia au rol determinant în regimul tranzitoriu de accelerare și decelerare a motorului și de aceea comportarea dinamică a motorului depinde în foarte mare măsură de acest dispozitiv.

Limitatorul de injecție din Fig.2.14. are în componere o pârghie flotantă de care este articulată un tachtet oscilant care urmărește profilul special al unei came montate pe senzorul presiunii de supraalimentare și un amplificator hidraulic împreună cu o pârghie de “feedback” și o pârghie de limitare a injecției. Senzorul presiunii de supraalimentare stabilește o poziție corespunzătoare a pistonului limitatorului (și camei) pentru diferite presiuni ale aerului de supraalimentare. Relația dintre presiunea aerului de supraalimentare și poziția pistonului servomotorului de putere, când limitarea se produce, este determinată de profilul și înclinarea camei. Profilul camei poate fi *liniar* sau *non-liniar* în funcție de caracteristicile motorului și turbosuflantei acestuia.

2.3.2.6. Corectorul de altitudine

Corectorul de altitudine (Fig.2.15) [111] limitează injecția de combustibil a motorului similar cu limitatorul de injecție, însă combustibilul este limitat în funcție de presiunea barometrică, în loc de presiunea de supraalimentare. Stabilirea altitudinii de la care intră în funcțiune corectorul este făcută de către producătorul motorului și în mod normal se situează între 1200 și 1500 metri.

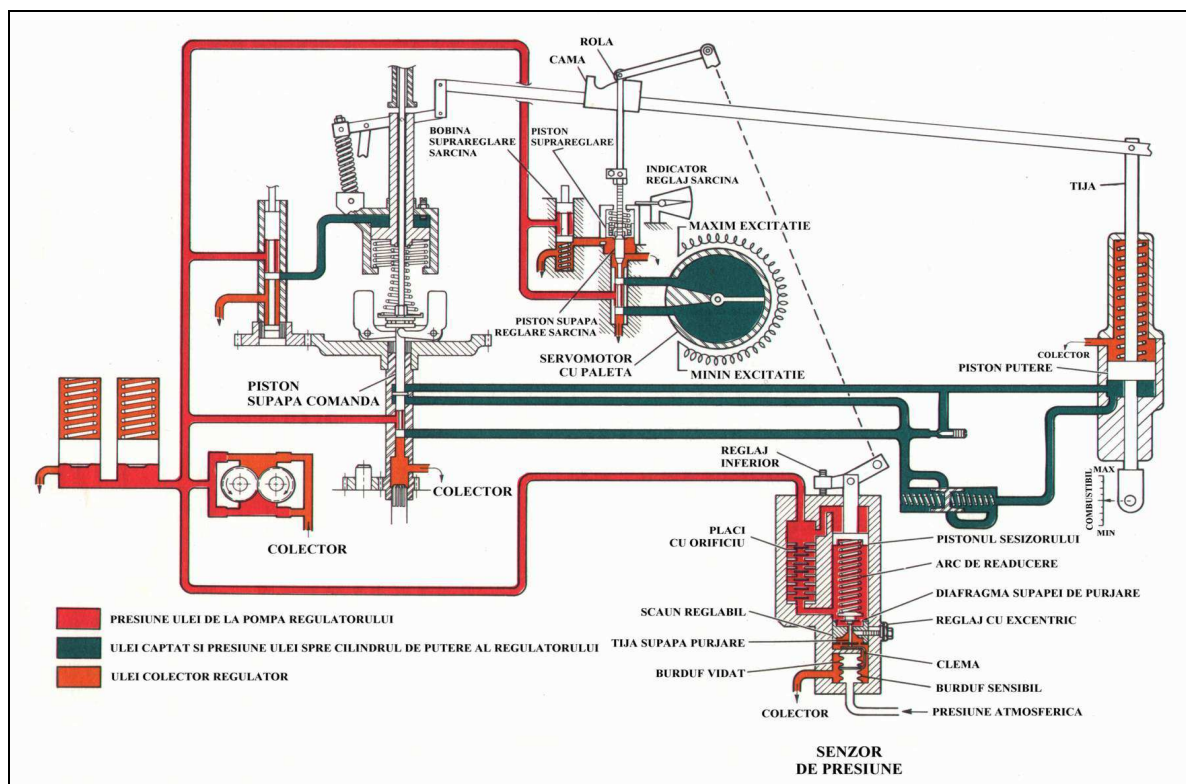


Fig.2.15 – Corectorul de altitudine.

Sesizorul corectorului constă din două burdufuri metalice flexibile având arii identice. Burduful superior este vidat iar cel inferior sesizează presiunea barometrică. Ambele burdufuri sunt unite la mijloc cu un distanțier în timp ce capătul exterior al fiecăruia este fixat, pentru prevenirea deplasării. Burduful vidat constituie o referință absolută de aceea forța burdufurilor este direct proporțională cu presiunea atmosferică. Mișcarea produsă de burduf este transmisă pistonului corectorului care, prin intermediul sistemului de pârghii aferent, își exercită rolul.

2.3.2.7. Dispozitivul de oprire și alarmare pentru presiunea uleiului

Dispozitivul, prezentat în Fig.2.16 [100], [111], are rolul de a opri automat motorul Diesel și de a conecta un sistem de alarmare ori de câte ori presiunea uleiului în circuitul principal de ungere al motorului scade sub o anumită valoare limită impusă. El mai conține și un dispozitiv reglabil de temporizare, la intrarea în acțiune, care îi permite motorului să pornească într-un interval de timp bine precizat până când presiunea uleiului în circuitul principal este realizată.

Schema dispozitivului din Fig.2.16 arată elementele ce compun acest dispozitiv și modul de acționarea al acestuia.

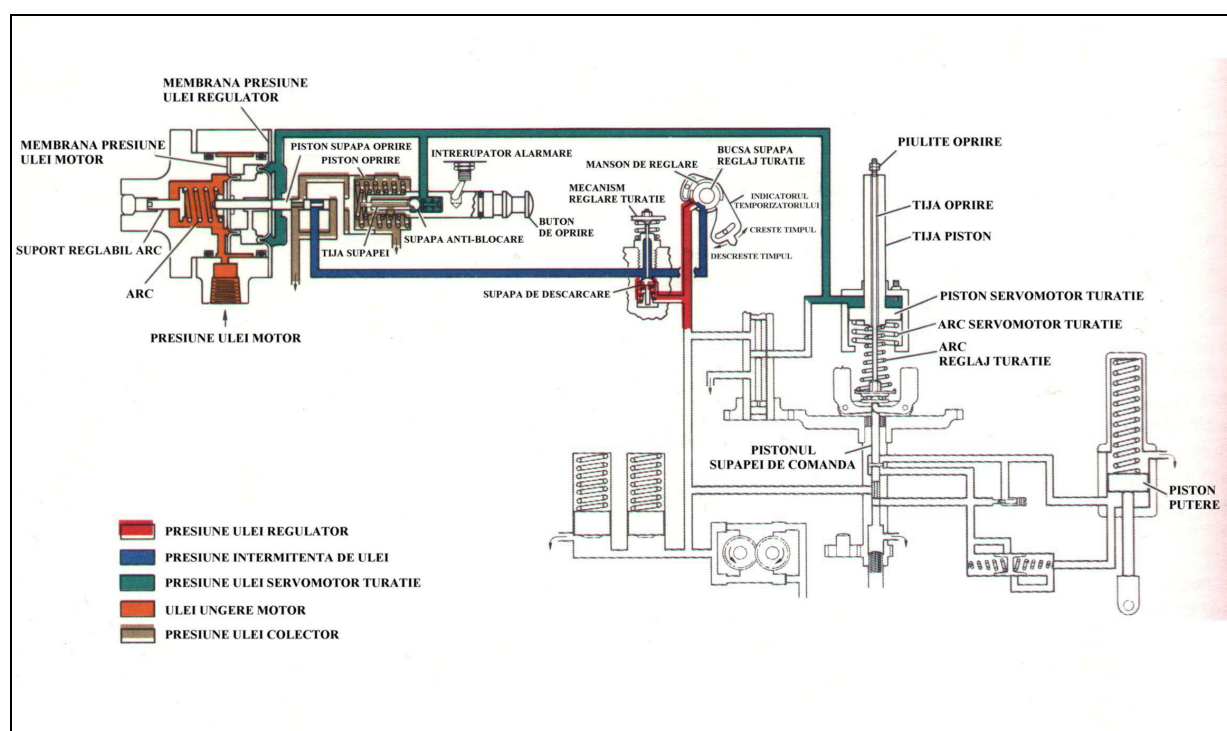


Fig.2.16. – Dispozitiv automat de oprire și alarmare

Elementul sensibil al dispozitivului, constând dintr-o membrană de cauciuc, este supus la două forțe opuse și anume: pe de o parte, forța exercitată de presiunea uleiului de ungere din motor plus forța arcului ce apasă pe membrană și pe de altă parte, forța exercitată de presiunea uleiului din circuitul regulatorului aferent reglajului de turație.

Astfel, când presiunea uleiului din motor scade sub limita de siguranță impusă, presiunea uleiului din circuitul servomotorului de turație (care este dependentă de turația regulatorului și de caracteristica arcului servomotorului), învinge forța arcului plus forța presiunii uleiului din motor împingând membrana în sensul celor din urmă forțe, fapt ce determină scăderea presiunii în servomotorul de turație și apoi oprirea motorului. Oprirea motorului, peste o anumită turație stabilită de producătorul acestuia, este instantanee. Sub această turație există o temporizare ce se reglează cu ajutorul indicatorului temporizatorului arătat în schema din Fig.2.16.

2.3.3. Reglatoarele mecano-hidraulice și electro-hidraulice de turație constantă

2.3.3.1. Reglatoarele mecano-hidraulice

Cele mai utilizate reglatoare mecano-hidraulice tip Woodward de turație constantă sunt reglatoarele universale (v. Fig.2.17) tip UG (UG8, UG25, UG32, UG40 etc.) [80], [121], [122], [123], [124], [125].



UG8



UG40

Fig.2.17. – Reglatoare universale tip UG [81]

Aceste regulatoare echipează motoare Diesel și cu gaz sau turbine cu abur ce antrenează alternatoare, generatoare de curent continuu, pompe, compresoare sau propulsoare marine care funcționează la turație constantă. În funcție de specificul aplicației la regulatorul de bază se pot monta diferite dispozitive auxiliare cu funcții bine determinate.

2.3.3.2. Regulatoarele electro-hidraulice

Regulatoarele electro-hidraulice tip Woodward (v. Fig.2.18) cele mai uzuale de tip EG (EG-3P, EG-10P, EG-10PC, EG-13P, EG-35P și EGB-10P, EGB-13P, EGB-29P, EGB-58P etc.) sunt utilizate la reglajul motoarelor Diesel și cu gaz precum și a turbinelor cu abur sau gaz ce antrenează alternatoare, generatoare de curent continuu, pompe, compresoare etc. în sisteme ce necesită o mărime mecanică proporțională la ieșire în funcție de o mărime electrică proporțională la intrare. Se utilizează împreună cu sisteme electronice de control tip 2301, 2500 sau 43027 etc [71], [72], [80], [91].

Actuatoarele Woodward cu semnal proporțional combinate cu sistemele electronice de control, realizează un reglaj precis al mașinilor de forță.

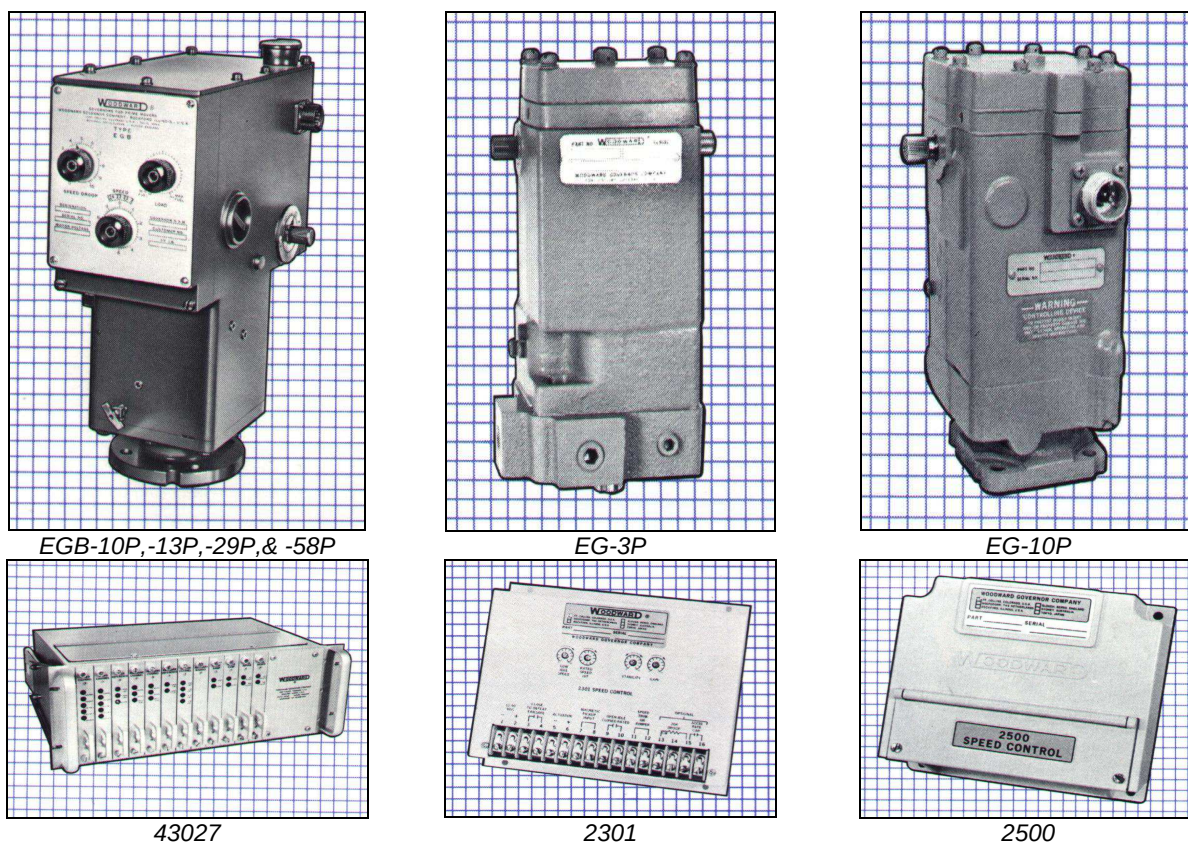


Fig.2.18. – Regulatoare electro-hidraulice și sisteme electronice de control

2.3.4. Reglatoarele electronice

Aceste reglatoare sunt concepute pentru satisfacerea în viitor a necesităților utilizatorilor de locomotive.

Sistemul electronic de bază constă dintr-un actuator Woodward de tip EG (*Electric Governor / Regulator Electric*), UG (*Universal Governor / Regulator Universal*) sau UA (*Universal Actuator / Actuator Universal*), un regulator electronic digital Woodward: tip 702 – pentru locomotive diesel-hidraulice, tip L.E.C. – pentru locomotive diesel-electrice respectiv tip C.L.C. – pentru reglajul complet al locomotivelor diesel-electrice (v. Fig.2.19) [69].

Sistemul C.L.C. este un sistem avansat bazat pe microprocesor cu tehnologie pe 32-bytes destinat îmbunătățirii performanțelor locomotivelor și reducerea costurilor de exploatare. Sistemul este creat pentru modernizarea locomotivelor diesel-electrice existente sau pentru locomotive noi din domeniul de puteri 2000-4000CP (1470-2940kW). Motoarele acestor locomotive vor fi echipate cu un actuator electro-hidraulic tip UA sau UG.

Sistemul C.L.C. asigură economii de putere și combustibil în orice condiții de funcționare. Tehnologia sistemului, bazată pe microprocesor, furnizează funcții de control și reglaj în vederea reducerii costurilor, care nu sunt posibile cu sistemele actuale, după cum urmează:

- **dispozitiv modern pentru mers în gol** care permite funcționarea motorului în acest regim perioade îndelungate de timp. Sistemul C.L.C. monitorizează tensiunea bateriei, temperatura motorului și pornirea automată a compresorului;
- **sistem de control al răcirii** care modifică secvențele de pornire a ventilatoarelor la creșterea temperaturii, pentru echilibrarea sarcinii pe toate ventilatoarele; controlează independent jaluzelele de admisie a aerului; pornește automat ventilatoarele când se anticipează sarcini mari de răcire;
- **nou sistem de control al patinării locomotivei** pentru îmbunătățirea aderenței. Sistemul C.L.C. monitorizează patinarea roții, rata de modificare a turației roții, curentul pe fiecare motor de tracțiune și rata de modificare a curentului pentru a permite limitarea patinării;
- **nou sistem de frânare dinamică** care modifică turația motorului pentru reducerea efortului de frânare și economisirea combustibilului;
- **control mai exact al puterii** pentru fiecare treaptă de turație. Sistemul C.L.C. monitorizează tensiunea și curentul generatorului principal și

calculează puterea (kW) pentru menținerea unui nivel constant al puterii pe fiecare treaptă de turație;

- **limitatori moderni de tensiune și curent** pentru protecția generatorului principal și a motoarelor de tracțiune;
- **asigură performanțe optime ale motorului** pe toate treptele de turație, prin programarea de către beneficiar, a punctului de funcționare optimă a motorului pe fiecare treaptă de turație, ce corespunde consumului specific minim de combustibil.

Acest sistem poate oferi următoarele configurații de bază:

Reglaj turație motor
Reglaj cremalieră și turbosufletă
Limitarea injecției
Reglaj excitație
Controlul patinării roților
Reglajul compresorului de aer
Frâna dinamică
Erori și afișarea datelor

Protecții motor: Presiune ulei
Presiune apa
Presiune carter
Temperatură ulei
Răcitor ulei
Căderea de presiune pe filtrul de aer

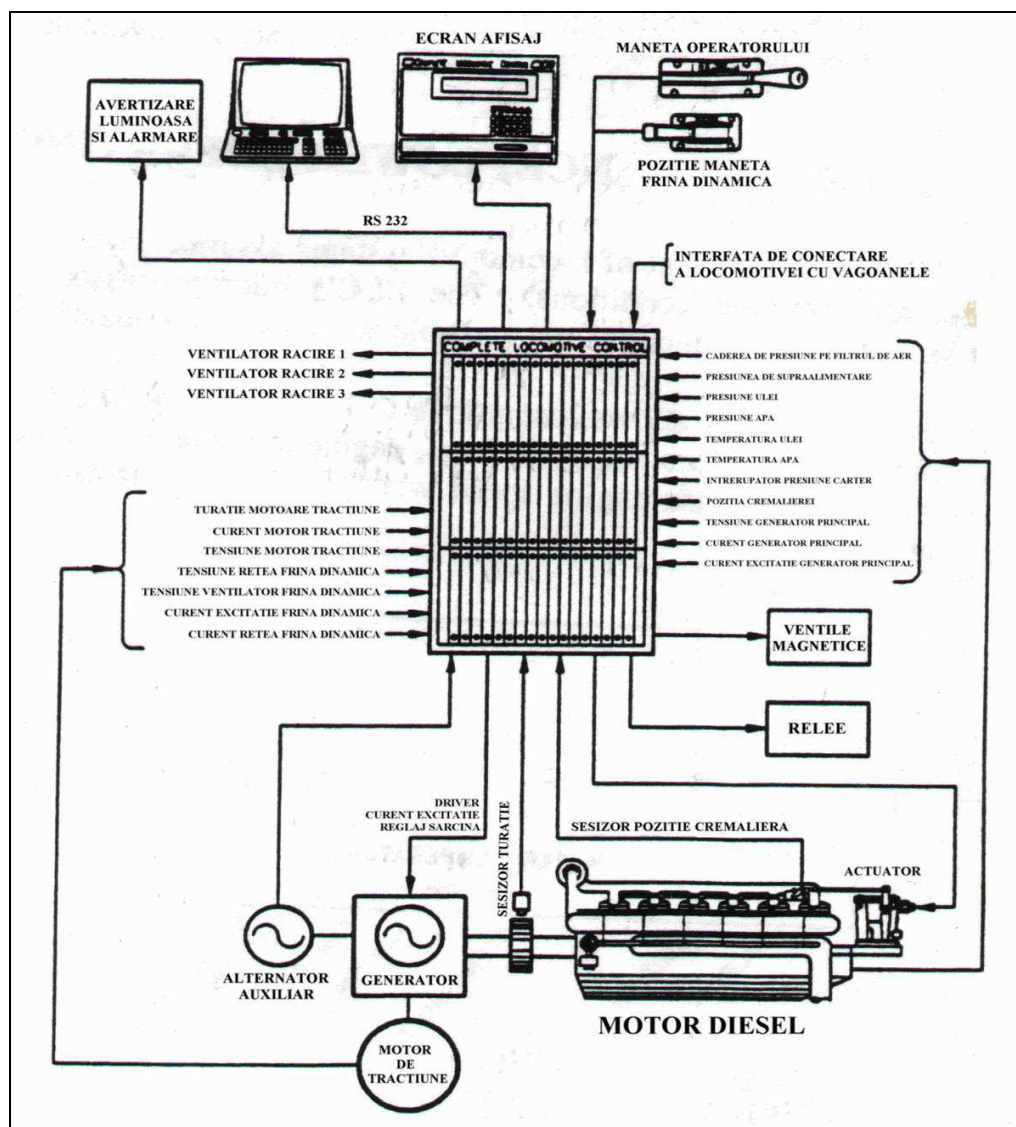


Fig.2.19. – Regulator electronic digital pentru locomotive – C.L.C.

2.4 DOTAREA DIN UNIVERSITATEA “EFTIMIE MURGU” FOLOSITĂ PENTRU CERCETĂRI

2.4.1. Generalități

Laboratorul școală doctorală – regatoare Woodward din cadrul Universității “Eftimie Murgu” din Reșița dispune de un stand de regatoare Woodward original, instalație completă pentru producerea, prepararea și stocarea aerului instrumental necesar funcționării standului (v. Fig.2.20), scule, dispozitive și echipamente speciale necesare efectuării de reglaje asupra regatoarelor mecano-hidraulice tip Woodward și nu numai.

Cu dotarea materială, unică în România și personalul de înaltă calificare în domeniu, laboratorul de regatoare Woodward al Universității “Eftimie Murgu” din Reșița, poate oferi asistență tehnică de specialitate completă, la cel mai înalt nivel, în domeniul reglajului motoarelor Diesel supraalimentate și al regatoarelor Woodward, constând în:

- **testarea și diagnosticarea** pe stand a regatoarelor Woodward defecte;
- **demontarea, repararea, asamblarea și reglarea** pe stand a regatoarelor la valorile din protocolul original Woodward sau la alte valori convenite cu beneficiarul produsului;
- **modificarea componenței regulatorului** în vederea schimbării destinației sau pentru îmbunătățirea caracteristicii de reglaj a acestuia;
- **optimizarea caracteristicii de reglaj** a regulatorului prin implementarea camei cu profil optimizat realizată de autorul prezentei lucrări;
- **diagnosticarea sistemului de reglaj** al motoarelor Diesel supraalimentate;
- **calculul de optimizare a sistemului de reglaj** în vederea determinării parametrilor și a caracteristicilor de reglaj.

2.4.2. Stand de probă Woodward pentru reglatoare mecano-hidraulice. Descriere și scheme de funcționare

Standul de probă Woodward tip P/N 8909-001 care se află în dotarea laboratorului din Universitate și echipamentul auxiliar și opțional aferent au fost concepute pentru a se putea încerca toate modelele de reglatoare fabricate de Woodward Governor Company. Standul are de asemenea capabilitatea de a testa și unele reglatoare produse de alte firme.

Standul are un panou instrumental cu aparate și reglatoare, un sistem de aer instrumental pentru funcționarea motorului pneumatic și pentru testarea regloarelor care au reglajul de turație cu aer, un sistem de vid pentru testarea regloarelor cu corector de altitudine, un sistem integrat de ulei pentru alimentarea regloarelor cu o pompă de ulei și un sistem electric pentru funcționarea standului.

Panoul cu instrumente include manometre, vacuumetre, tahometru analogic pentru măsurarea turației, indicator poziție servomotor hidraulic, termometru manometric pentru măsurarea temperaturii uleiului, reglatoare de presiune, întrerupătoare și diverse lămpi de control.

Standul are de asemenea încorporate dispozitive pentru testarea regloarelor cu reglaj electric al turației.

Standul are în componență un motor pneumatic reversibil de turație variabilă montat în poziție verticală de funcționare. Turația motorului pneumatic este comandată și reglată de către o supapă acționată manual care reglează alimentarea cu aer a motorului pneumatic și este transmisă regulatorului montat pe stand prin intermediul unui reductor de turație. Arborele de antrenare al regulatorului este cuplat direct cu arborele de ieșire al reductorului prin intermediul unui cuplaj metalic (mobil), cu caneluri executat în patru variante, cu ajutorul căruia se pot antrena toate tipurile de reglatoare mecano-hidraulice tip Woodward. Motorul pneumatic necesită un debit de 1,6 m³/min. la o presiune de 8,6 bar pentru antrenarea regulatorului pe stand la turația de 1500 rot/min. Motorul pneumatic poate glisa pe verticală pentru a fi adaptat diferitelor lungimi ale arborelui de antrenare specifice familiei de reglatoare Woodward.

Pentru efectuarea de măsurători de precizie standul este dotat cu aparate de măsură etalonate, de mare precizie, care fac parte din

echipamentul opțional, cum ar fi: turometru electronic digital pentru măsurarea turației, manometru etalon de 120 inchHg pentru măsurarea presiunii aerului de reglaj și ceas comparator cu precizia de 0,01mm pentru măsurarea cursei tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului.

Pentru reglarea turației reglatoarelor cu comandă electrică standul dispune de un selector de turație (*Speed Selector Switch*) iar pentru reglarea turației reglatoarelor cu comandă pneumatică standul dispune de un regulator de presiune (*Speed Control Air Pressure Regulator*).

Pentru reglatoarele destinate tracțiunii navale, care au servomotorul mașinii de pas montat la distanță, standul dispune de sistemul *Load Control System* care permite calibrarea pe stand a reglatoarelor cu sistem de control a puterii montat la distanță (*Remote Servo*).

Standul este echipat cu conectori electrici, hidraulici și mecanici pentru toate tipurile de reglatoare Woodward cu ajutorul cărora se pot realiza schemele circuitelor electrice și hidraulice specifice fiecărui tip de regulator.

Vederea generală a instalației alcătuită din stand Woodward (stânga) și compresor de producere a aerului instrumental (dreapta) este redată în fotografia din Fig.2.20.



Fig.2.20. – Stand de reglatoare Woodward și instalație de producere și preparare aer instrumental

Standul dispune de instalație electrică proprie, bazin de ulei prevăzut cu rezistență de încălzire, un sistem de aer instrumental conform schemei din Fig.2.21, un circuit propriu de ulei conform schemei din Fig.2.22 și un sistem de vacuum conform schemei din Fig.2.23. [73].

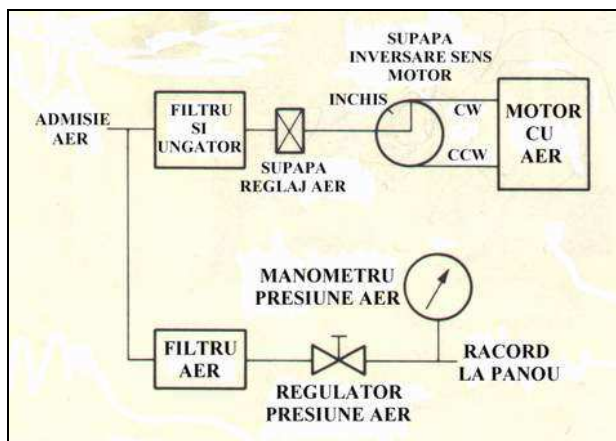


Fig.2.21.- Schema circuitului de aer al standului

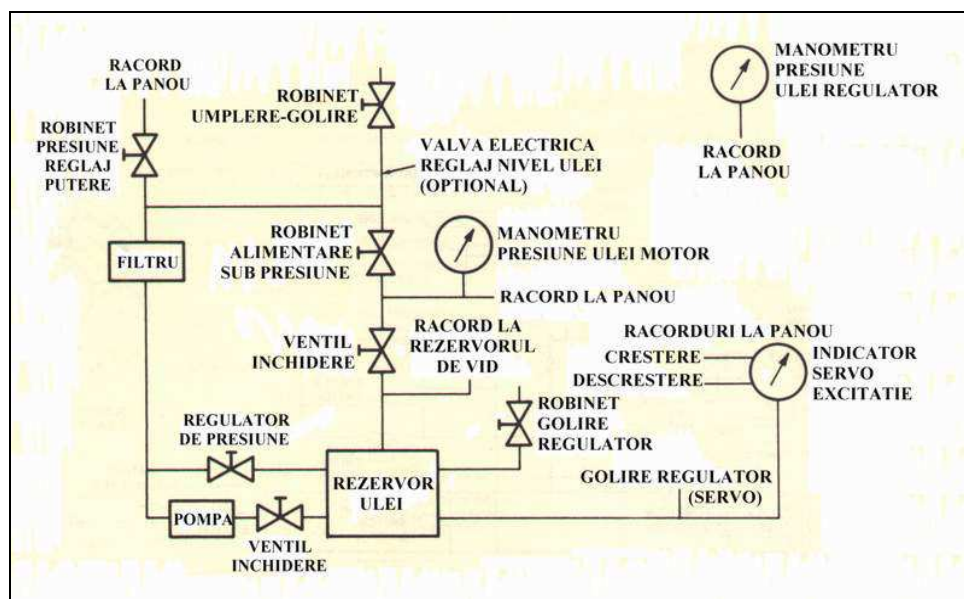


Fig.2.22. – Schema circuitului de ulei al ștandului

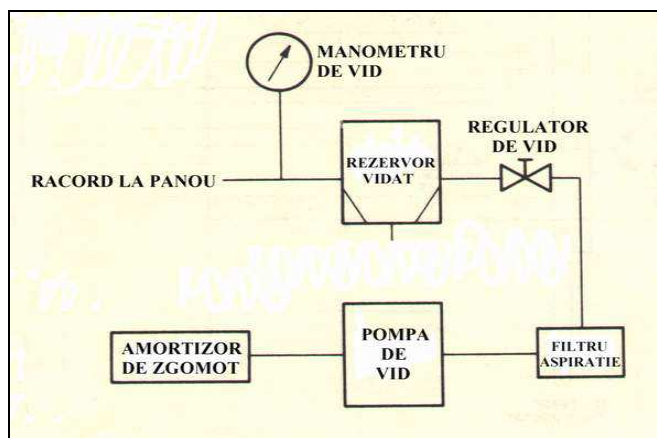


Fig.2.23. – Schema circuitului de vacuum al ștandului

2.4.3. Descrierea instalației pentru producerea, prepararea și stocarea aerului instrumental

Instalația prezentată în Fig.2.20 (dreapta) are în componență: un compresor cu șurub tip ALUP prevăzut cu instalație proprie de răcire, inclusiv a aerului debitat, instalație electrică de automatizare a regimului de funcționare, instalație de separare a umidității din aer și de purjare automată a condensului, rezervor (exterior) de stocare a aerului instrumental la presiunea de 10 bar prevăzut cu supapă de siguranță, conducte de legătură de la compresor la rezervor și de la rezervor la stand.

2.5 STADIUL ACTUAL PRIVIND REGLAJUL MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE DE TURAȚIE VARIABILĂ

2.5.1 Generalități

Astăzi WOODWARD GOVERNOR COMPANY este cel mai mare producător exclusiv de echipamente de reglaj a mașinilor de forță din lume, folosite pe motoarele de avion, turbinele hidraulice, turbinele cu gaz, turbinele eoliene și motoarele cu ardere internă cu gaz sau motorină. Produsele sale pot fi găsite în aproape orice țară din lume.

Caracteristica de propulsie pentru motoarele Diesel supraalimentate de turație variabilă destinate tracțiunii feroviare, navale sau rutiere este o curbă definită printr-o funcție de gradul III, iar pentru unele motoare de tracțiune feroviară, o funcție de gradul IV, ce corespunde cu caracteristica optimă de funcționare a motorului stabilită de producătorul acestuia. Orice abatere de la această caracteristică conduce la funcționarea necorespunzătoare a motorului, cu consecințe negative în exploatarea acestuia.

Reglatoarele mecano-hidraulice oferite de firma WOODWARD pentru reglarea motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă pentru locomotive diesel-electrice sau nave cu elice cu pas variabil sunt de tipul PGAV sau PGEV, în varianta de bază având caracteristica – *cursă regulator în funcție de turație regulator* – **liniară**, așa cum se observă în Fig.2.24 ce a fost preluată din [77] și care reprezintă schematic acest regulator. Soluția a fost publicată în anul 1964.

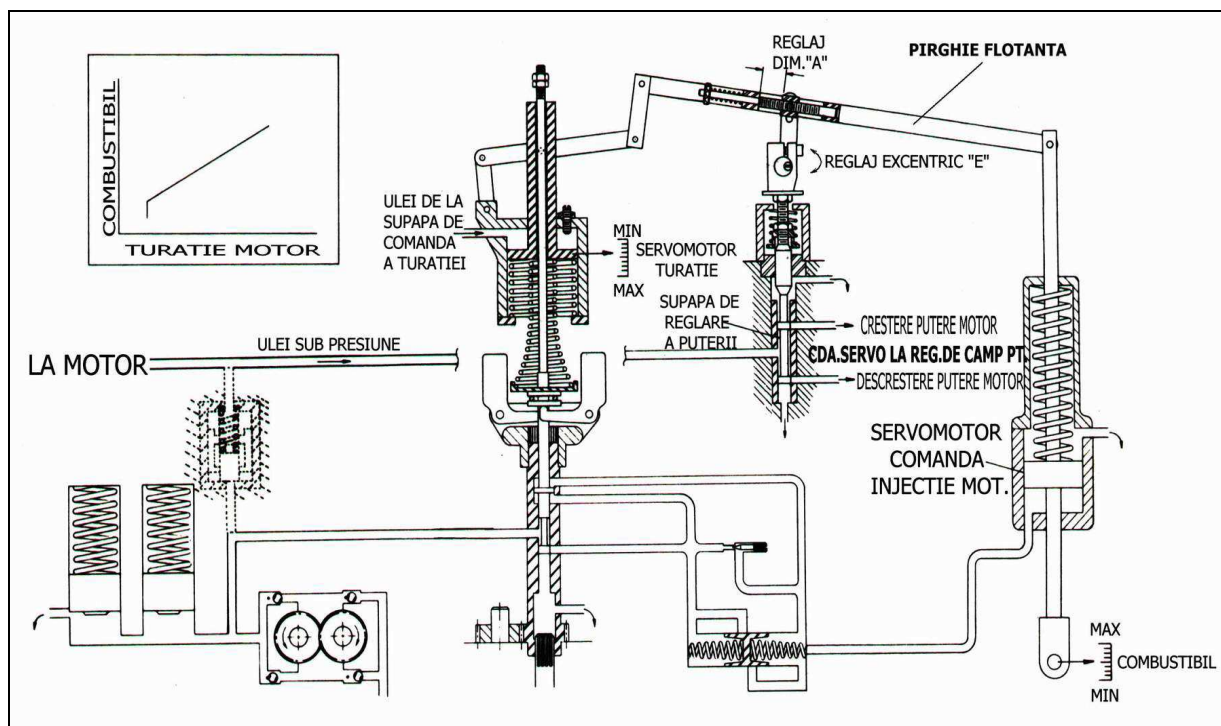


Fig. 2.24 – Schema regulatorului Woodward tip PG cu caracteristică liniară

Pentru obținerea unei familii de caracteristici liniare cu regulatorul prezentat schematic în Fig.2.24, necesare unei game cât mai largi de motoare, regulatorul dispune din construcție de două posibilități de modificare a poziției caracteristicii, în sistemul de axe de coordonate, turație regulator – cursă regulator și anume:

- modificarea dimensiunii "A", a cărei valoare exprimă domeniul de reglaj longitudinal, pe pârghia flotantă dintre servomotorul de turație și servomotorul de comandă a injectiei motorului, a punctului de articulație al pârghiei de acționare a pistonului supapei de reglare a puterii (Fig.2.24);
- modificarea poziției excentricului "E", prin intermediul căruia se modifică, în anumite limite, lungimea pârghiei de acționare a pistonului supapei de reglare a puterii.

Modul în care poate fi influențată caracteristica regulatorului prin cele două mijloace este descrisă în paragraful 2.5.2.

Așa cum s-a dovedit practic, cu o caracteristică liniară a regulatorului nu se obține caracteristica – *putere motor în funcție de turație motor*, definită printr-o funcție de gradul III sau IV, pentru motoare de tracțiune rapide care echipează locomotive diesel-electrice sau nave cu elice cu pas variabil.

Pentru rezolvarea situației firma WOODWARD a oferit varianta opțională de regulator PGAV, având caracteristica – *cursă regulator în funcție de turație*

regulator – “two slope”, soluție publicată în anul 1982. Schema simplificată a unei astfel de variante de regulator este prezentată în Fig.2.25 [120].

Soluția prezentată în Fig.2.25 a fost obținută prin fragmentarea *pârghiei flotante*, dintre servomotorul de turație și servomotorul de comandă a injectiei motorului, din regulatorul Woodward și introducerea în sistemul de pârghii a unui tachet oscilant a cărui rolă se deplasează pe o camă profilată. Astfel, s-a obținut “ruperea” caracteristicii liniare prezentate în Fig.2.24 rezultând caracteristica biliniară “two-slope” din Fig.2.25.

Poziția pe verticală a camei poate fi reglată în domeniul de reglaj prevăzut din construcția regulatorului. În acest mod, pentru obținerea unei familii de caracteristici “two-slope”, necesare unei game cât mai mari de motoare, regulatorul dispune din construcție, de trei posibilități de modificare a poziției caracteristicii în sistemul de axe de coordonate – turație regulator – cursă regulator – și anume:

- modificarea dimensiunii “A” ;
- modificarea poziției excentricului “E” ;
- modificarea poziției camei pe direcție verticală.

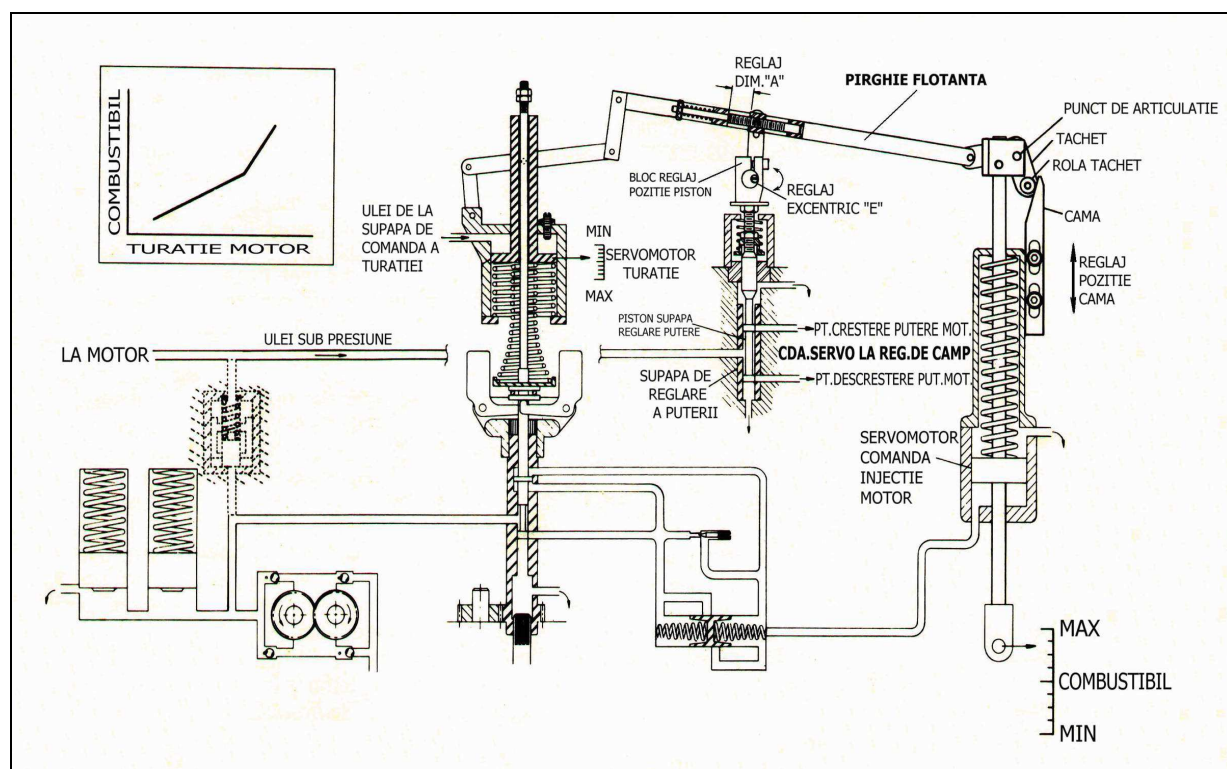


Fig.2.25 – Schema regulatorului PG cu caracteristica “two-slope”

La vremea respectivă, această soluție a fost considerată un progres în domeniu și ca atare a fost acceptată și utilizată pe motoarele destinate locomotivelor diesel-electrice și navelor având elice cu pas variabil.

La ora actuală se poate afirma că soluția adoptată atunci de firma Woodward a fost una de compromis, care a rezolvat punctual problema incompatibilității privind funcționarea unui motor Diesel supraalimentat de tracțiune, echipat cu regulator având caracteristica **liniară**, pe curba optimă de putere definită printr-o funcție de gradul III sau IV. Această soluție este oferită și la ora actuală pentru regulatoarele mecano-hidraulice tip PGAV.

Prin brevetul [26] s-a propus o soluție de îmbunătățire a caracteristicii regulatorului, prin înlocuirea camei având profilul realizat dintr-o singură suprafață plană, cu două came având profilul format din trei suprafețe plane drepte, în prima variantă și din patru suprafețe plane, în cea de-a doua variantă.

În buletinele informative WOODWARD [69], se propune optimizarea sistemului de reglaj pentru locomotive diesel-electrice prin înlocuirea sistemului actual cu unul electronic (L.E.C.–*Locomotive Engine Control*) considerat a fi o soluție pentru viitor, atât pentru reabilitarea locomotivelor existente cât și pentru locomotivele noi.

Pentru a alege calea de urmat în ceea ce privește optimizarea sistemului de reglaj în viitor, prin îmbunătățirea actualului sistem sau înlocuirea acestuia cu unul electronic, trebuie avute în vedere următoarele:

- regulatoarele WOODWARD mecano-hidraulice utilizate la ora actuală au o fiabilitate foarte ridicată, durata de viață a acestora fiind de aproximativ 50-60 de ani;
- costul unui regulator nou de acest tip este de aproximativ 30000 de euro la o greutate de cca. 55 kg.;
- montarea unui sistem electronic de reglare presupune îndepărtarea acestor regulatoare, indiferent de starea tehnică și montarea în locul lor a altor regulatoare mecanice, numite *actuatoare*, care sunt adaptate pentru funcționarea împreună cu sistemele electronice de reglaj;
- costul ridicat al unui astfel de sistem compus din actuator plus toate componentele sistemului electronic de reglaj;
- condițiile foarte grele de funcționare de pe locomotive și nave (vibrații de frecvență înaltă și temperaturi ridicate) nu sunt favorabile sistemului electronic de reglaj, după cum se menționează și în [69].

Din anexa buletinului WOODWARD [69], prezentată în copie în anexa 1, rezultă faptul că începând cu anul 1992 s-a încercat implementarea sistemului electronic și în Europa de est (RDG, Polonia, România etc.). Cu excepția României, în celelalte țări sistemul s-a implementat în stadiul de prototip.

Așa cum rezultă din buletin, nici în S.U.A sistemul electronic de reglaj nu a avut o evoluție favorabilă.

În România propunerea viza înlocuirea reglatoarelor PGAV și PGEV de pe motoarele ALCO R251 și a reglatoarelor SULZER de pe motoarele 6-12LDA28, cu sistemul electronic de control pentru locomotive diesel-electrice tip L.E.C., fapt care nu s-a realizat.

În domeniul naval rămân încă favorite reglatoarele mecano-hidraulice, așa cum afirmă chiar reprezentanții firmei WOODWARD [114].

Având în vedere faptul că firma WOODWARD nu oferă la ora actuală reglatoare mecano-hidraulice tip PG, destinate motoarelor Diesel pentru tracțiune (feroviară și navală) rapide, cu ajutorul cărora să se poată obține funcționarea motorului pe curba optimă de putere și luând în considerare cele enunțate mai sus, cercetarea autorului s-a îndreptat spre reglatoarele mecano-hidraulice PGAV care au o pondere covârșitoare în domeniu și sigur vor funcționa mulți ani de acum încolo.

Scopul cercetării este acela de a obține o caracteristică optimizată a acestor reglatoare, folosind mijloacele tehnice și tehnologiile actuale, care să asigure funcționarea motoarelor pe caracteristica optimă de propulsie, ce conduce la îmbunătățirea performanțelor dinamice a agregatelor echipate cu motoare Diesel supraalimentate de turație variabilă concomitent cu reducerea costurilor de exploatare, urmare a reducerii consumului specific de combustibil.

Utilitatea cercetării proprii în domeniul reglajului motoarelor constă în aceea că optimizarea sistemului de reglaj se impune din motive economice, în sensul creșterii eficienței energetice a acestora și de reducere a poluării mediului pe de o parte, iar pe de altă parte, înlocuirea sistemului de reglaj existent cu unul electronic, mult mai scump, de multe ori nu poate fi justificată din punct de vedere tehnic și susținută din punct de vedere financiar.

Soluțiile ce vor fi elaborate pentru optimizarea sistemului de reglaj care utilizează reglatoare mecano-hidraulice, se doresc a fi foarte simple, ușor de realizat și de aplicat și vor implica niște costuri nesemnificative, comparativ cu efectele economice pe care le pot genera și în plus nu vor necesita import de soluții, piese sau echipamente.

În ceea ce privește sistemul de reglaj electronic digital propus de firma Woodward, în cele ce urmează se prezintă schema bloc a unui astfel de sistem denumit L.E.C. – *Locomotive Engine Control* – care este reprodusă în Fig.2.26. [68], [69].

Particularitatea sistemului electronic digital constă în aceea că poziția reală a cremalierii pompelor de injecție (care exprimă puterea rezistentă momentană reală) este măsurată cu mare precizie de către un *traductor liniar variabil diferențial* (L.V.D.T) și introdusă direct ca mărime de intrare în *actuatorul* de execuție, alături de turația reală a motorului măsurată cu un *traductor magnetic* (M.P.U.) – *Magnetic Pick-up* [101]:

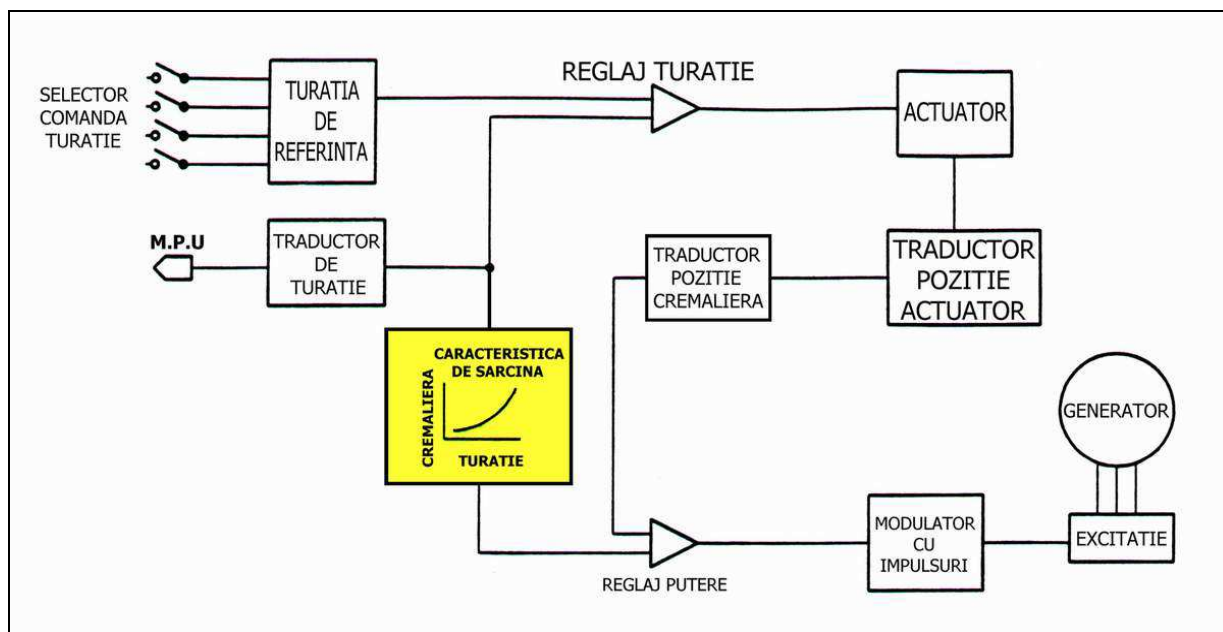


Fig.2.26 – Schema bloc a unui sistem L.E.C. simplu

Efficient Load Control is achieved by accurately measuring rack position and actual engine speed and being able to match the optimum power curve using the L.E.C.'s programmable multi slope feature. The load feedback is provided by a rack position sensor RVDT or LVDT and a back-up based on actuator output signal may be programmed into the control.

“Reglajul eficient de putere este realizat prin măsurarea cu exactitate a poziției cremalierii și a turației reale a motorului fiind în stare să reproducă curba optimă de putere utilizând caracteristica multi slope programabilă a L.E.C.-ului. Conexiunea inversă de putere este asigurată de către un senzor al poziției cremalierii de tip R.V.D.T. sau L.V.D.T. și un semnal invers bazat pe traductorul de poziție a actuatorului ce poate fi programat în sistemul de reglaj.”

Din această schemă cât și din textul ce o însoțește rezultă că preocuparea firmei Woodward pentru optimizarea sistemului de reglaj al motoarelor Diesel de turație variabilă destinate locomotivelor, în scopul îmbunătățirii consumului de combustibil și a eficienței energetice a acestora, se îndreaptă către îmbunătățirea caracteristicii *cursă cremalieră (rack)* în funcție de turație (*speed*) prin trecerea de la caracteristica **two-slope** a reglatoarelor mecano-hidraulice PGAV la caracteristica **multi-slope**, programabilă prin computerul sistemului de reglaj electronic (L.E.C.), care să conducă la funcționarea motorului pe curba optimă de putere.

Oricare ar fi calea de optimizare a sistemului de reglaj, fie prin îmbunătățirea caracteristicii regulatorului mecano-hidraulic, fie prin utilizarea unui sistem electronic digital de reglaj, fără un calcul științific riguros al acestui sistem această optimizare nu se poate realiza.

Pentru a putea trece la perfecționarea caracteristicilor unui produs se impune cunoașterea amănunțită a acelui produs, mai ales în ceea ce privește caracteristicile pe care dorim să le îmbunătățim la acel produs și de aceea, în capitolul 3 al prezentei lucrări, sunt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale efectuate de către autor pe regulatorul Woodward tip PGAV, referitoare la aceste caracteristici.

2.5.2 Curbele caracteristice ale reglatoarelor Woodward tip PGAV oferite la ora actuală

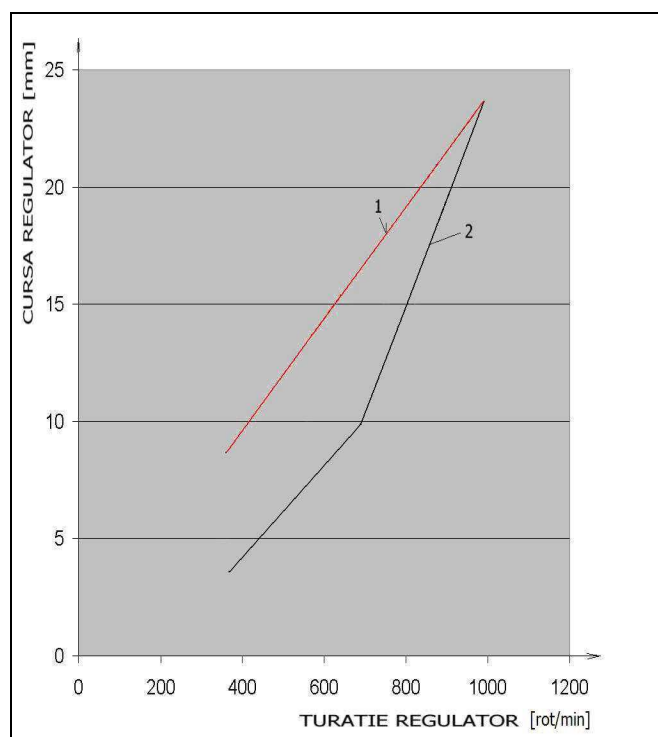


Fig.2.27 – Caracteristicile regulatorului PGAV:
1-liniară; 2-two-slope

Caracteristicile prezentate în Fig.2.27 sunt tipice reglatoarelor PGAV utilizate și pe motoarele din familia ALCO R251. Aceste caracteristici pot fi influențate pe standul de reglatoare prin utilizarea posibilităților de reglaj prevăzute din construcția regulatorului.

Caracteristica liniară (1) realizată de regulatorul din Fig.2.24 poate fi influențată în două moduri și anume:

- prin modificarea dimensiunii “A”, în interiorul domeniului prevăzut, se modifică înclinarea drepte (caracteristicii) în sensul creșterii unghiului odată cu creșterea dimensiunii “A” și invers, față de axele de coordonate, turație regulator – cursă regulator;
- prin modificarea poziției excentricului “E” dreapta poate fi coborâtă dacă excentricul este rotit în sens orar (CW) și ridicată dacă excentricul “E” este rotit în sens antiorar (CCW), față de aceleași axe de coordonate.

Caracteristica (2) din Fig.2.27 de tip *two-slope* [98], realizată de regulatorul prezentat schematic în Fig.2.25, generată cu ajutorul tachetului oscilant și al camei, prin intermediul cărora s-a obținut o caracteristică liniară având două înclinări diferite, poate fi influențată astfel:

- înclinarea liniei inferioare a caracteristicii este realizată prin reglajul dimensiunii “A”;
- poziționarea unghiul dintre ramurile caracteristicii este determinată de poziția unghiului camei relativ la cursa totală a regulatorului;
- înclinarea liniei superioare a caracteristicii este determinată de unghiul suprafeței camei și de poziția pârgheii flotante.

2.6 CONCLUZII

În urma analizei comparative și critice a stadiului actual al cercetării în domeniul reglajului motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune (feroviară și navală), privind realizarea caracteristicii de reglaj a regulatorului care să asigure funcționarea motorului pe caracteristica optimă de propulsie, **se propune o soluție originală de trecere de la caracteristica de compromis biliniară “two-slope” la o curbă continuă, definită printr-o relație matematică, perfect compatibilă cu caracteristica de propulsie a motorului reprezentată printr-o funcție de gradul III sau IV în raport cu turația motorului.**

CAP.3 – DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A INFLUENȚEI FACTORILOR DE REGLAJ ASUPRA CARACTERISTICILOR REGULATORULUI WOODWARD TIP PGAV

3.1 GENERALITĂȚI

Determinarea practică (experimentală) a caracteristicilor unui regulator este posibilă numai pe un stand de probă specializat. Standul are rolul de a simula funcționarea reală a regulatorului pe motorul Diesel. Astfel, prin turația motorului pneumatic de antrenare a regulatorului se „reproduce” turația motorului Diesel iar prin circuitele standului și aparatura aferentă se transmit regulatorului și se măsoară valorile tuturor mărimilor și parametrilor de reglaj calculați, în funcție de care se face reglajul regulatorului în vederea obținerii caracteristicilor de reglaj ale acestuia.

În Fig.3.1 este prezentată componența standului de reglatoare original Woodward aflat în dotarea Laboratorului Woodward din cadrul Universității "Eftimie Murgu" din Reșița, având montat pe el un regulator Woodward tip PGAV.

Semnificația pozițiilor notate în Fig.3.1 este următoarea:

1 – este partea inferioară a standului ce conține motorul pneumatic de antrenare a regulatorului Woodward și suportul acestuia, circuitul de aer și sistemul de comandă a acestuia; pompa de ulei, rezervorul de ulei, sistemul de încălzire a uleiului și circuitul de ulei precum și pompa de vid pentru simularea altitudinii cu circuitul aferent;

2 – rezervorul de ulei cu indicator de nivel ;

3 – încălzitoare de ulei montate în rezervor (2 buc.) ;

4 – motorul pneumatic ;

5 – supapa pentru inversarea sensului de rotație al motorului pneumatic ;

6 – reductorul de turație ;

7 – regulatorul pentru presiunea uleiului din circuitul de protecție ;

8 – arborele de antrenare a regulatorului ;

9 – suportul motorului pneumatic ;

10 – senzorul inductiv de turație ;

- 11 – rezervorul de vid ;
- 12 – panoul de comandă și conexiuni a tuturor circuitelor regulatorului (electrice, pneumatice, de încălzire, de ulei etc.) cu partea inferioară a standului și instrumentele de măsură aferente ;
- 13 – întrerupătorul electric general al standului ;
- 14 – întrerupătoare și lămpi de semnalizare pentru comanda și supravegherea circuitelor standului;
- 15 – selectorul pentru comanda electrică a reguletoarelor PGEV ;
- 16 – regulatorul de presiune pentru aerul de reglaj al regulatorului ;
- 17 – manometrul din circuitul de simulare a presiunii uleiului motorului ;
- 18 – selectorul pentru tensiunea de alimentare a regulatorului (24V=, 110V=, 110V~) ;
- 19 – manometrul pentru presiunea aerului de reglaj (serie) gradat în psi;
- 20 – manometrul etalon gradat în inchHg pentru măsurarea presiunii aerului de reglaj (opțional) ;
- 21 – tuometrul electronic digital pentru măsurarea turației regulatorului (opțional) ;
- 22 – tuometrul analogic pentru măsurarea turației regulatorului (serie);
- 23 – termometrul manometric pentru măsurarea temperaturii uleiului din rezervor ;
- 24 – vacuummetrul din circuitul de protecție al regulatorului ;
- 25 – manometrul pentru presiunea uleiului regulatorului ;
- 26 – manometrul cu tub U și amortizorul pentru presiunea aerului de supraalimentare, gradat în inchHg ;
- 27 – manometrul cu tub U din circuitul de vid care simulează altitudinea la corectorul de altitudine, gradat în inchHg ;
- 28 – regulatorul Woodward PGAV supus cercetării ;
- 29 – conducta de aer de la rezervorul exterior de stocare la stand ;
- 30 – regulatorul de câmp din componența regulatorului Woodward ;
- 31 – separatorul de umiditate montat pe circuitul de admisie a aerului în stand ;
- 32 – sistemul de reglaj manual al turației motorului pneumatic ;
- 33 – amortizorul de zgomot pentru aerul evacuat din motorul pneumatic ;
- 34 – pompa de vid a standului ;
- 35 – tahometrul standului (serie) ;
- 36 – pompa de ulei a standului ;
- 37 – cablul flexibil de acționare a supapei de comandă a turației motorului pneumatic ;

38 – supapa de comandă a turației motorului pneumatic.

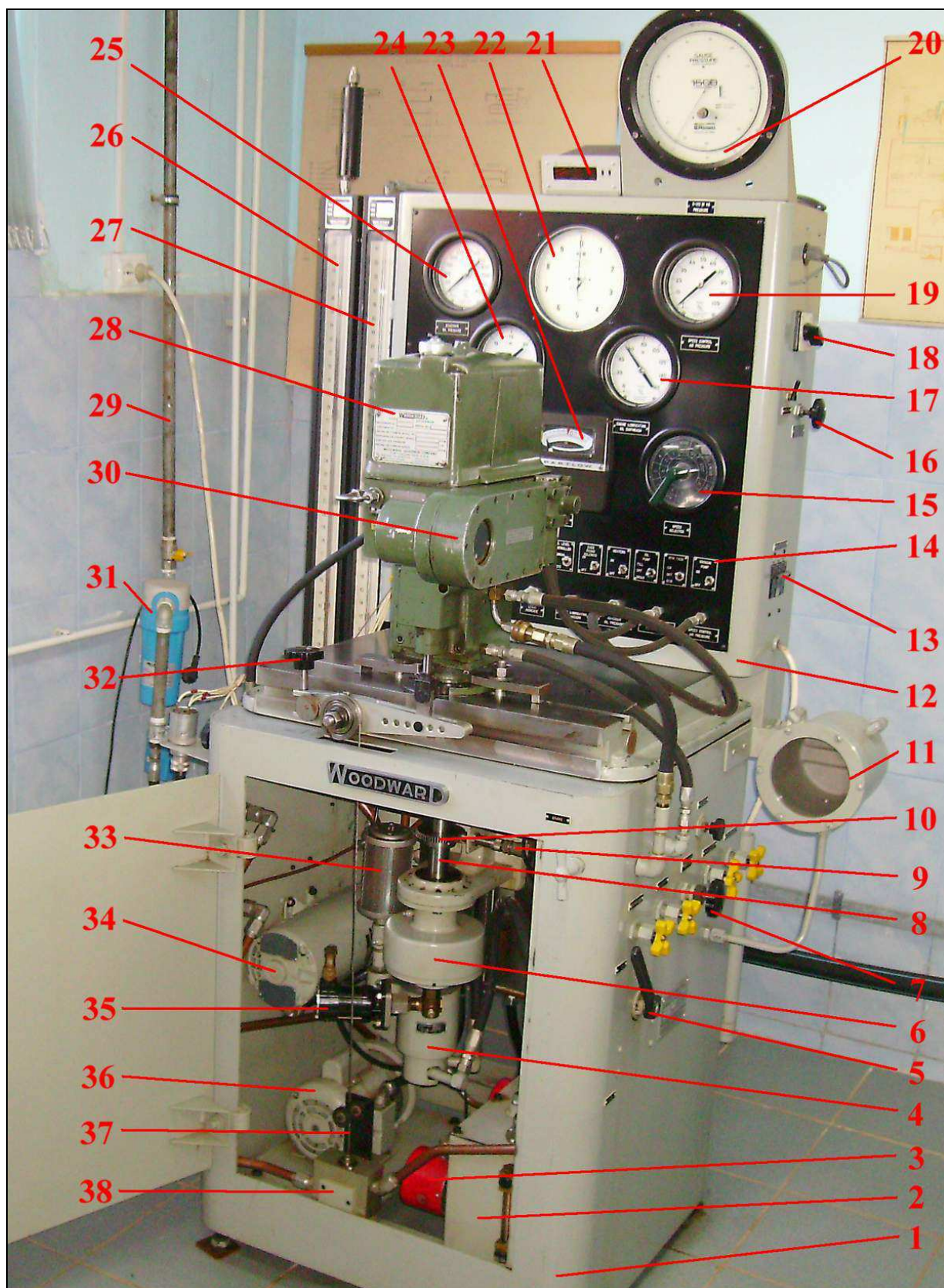


Fig.3.1 – Standul de reglatoare Woodward P/N 8909-001

În cele ce urmează sunt prezentate rezultatele cercetărilor efectuate de autor, pe standul de regatoare Woodward din Fig.3.1, asupra caracteristicilor de reglaj ale unui regulator PGAV complet echipat și reglat pentru funcționarea pe locomotivă, cu caracteristică “two slope” și corector de altitudine.

Pe acest stand s-au ridicat experimental caracteristicile actuale ale acestui tip de regulator și s-a cercetat și determinat efectul tuturor factorilor de reglaj asupra acestor caracteristici.

Astfel, s-au determinat și cercetat următoarele caracteristici de reglaj ale regulatorului:

- caracteristica de reglaj – *cursă regulator în funcție de turație regulator* (v. paragrafele 3.2.1; 3.2.2; 3.2.3; 3.2.4 și 3.2.5);
- caracteristica limitatorului de injecție – *cursa regulatorului în funcție de presiunea de supraalimentare* (v. paragraful 3.3);
- caracteristica servomotorului regulatorului de câmp (putere) – *variația timpului de deplasare a paletei servomotorului în funcție de temperatura uleiului regulatorului* (v. paragraful 3.4).

Sunt prezentate de asemenea rezultatele cercetării teoretice cu privire la influența caracteristicii de reglaj a regulatorului – cursă regulator în funcție de turație regulator – asupra caracteristicii de propulsie a motorului Diesel – putere în funcție de turație (v. paragraful 3.5).

3.2 FACTORI DE INFLUENȚĂ A CARACTERISTICII “TWO-SLOPE” A REGULATORULUI PGAV

3.2.1 Influența dimensiunii “A” asupra caracteristicii regulatorului

Pentru determinarea influenței dimensiunii “A” asupra caracteristicii regulatorului PGAV, prezentat schematic în Fig.2.25, se impune explicarea scopului introducerii acestui mecanism de reglare în componența regulatorului.

Astfel, la proiectarea sistemului de pârghii din regulator și a altor dispozitive s-a urmărit obținerea prin reglaje specifice, a unui număr cât mai mare de caracteristici de aceeași formă care să acopere toate solicitările beneficiarilor. Pornind de la o valoare medie a întregului domeniu de reglaj, a punctului de articulație de pe **pârghia flotantă** (v. Fig.2.25), se poate defini

dimensiunea "A" ca o cotă ce poate avea valoarea zero, când punctul de articulație este deplasat la maxim spre stânga și o valoare maximă atunci când același punct de articulație este deplasat la maxim spre dreapta figurii. Prin această deplasare a punctului de articulație se influențează raportul dintre dimensiunea părții pârghiei flotante din stânga punctului de articulație și cea din dreapta. Această deplasare, în fond, are influență directă asupra poziției de echilibru a sertarului supapei de reglare a puterii și ca atare afectează întreaga caracteristică a regulatorului, așa cum se poate observa în Fig.3.2 și Fig.2.25.

Determinarea practică a caracteristicilor obținute prin reglarea dimensiunii "A" s-a făcut pe standul de reglatoare Woodward utilizând un regulator tip PGAV cu caracteristică "two-slope", complet reglat, destinat tracțiunii feroviare. La acest regulator s-a determinat, prin măsurători succesive, valoarea cursei regulatorului realizată la funcționarea în echilibru a acestuia în fiecare treaptă de turație, din cele patru alese din domeniul de reglaj, având ca parametru variabil cele cinci valori reglate ale dimensiunii "A" obținute prin micșorarea acestei dimensiuni, succesiv cu 1 și 2 mm față de o valoare inițială de referință arbitrar aleasă ($A=13,3$ mm) și prin creșterea acesteia cu aceleași valori. După instalarea valorilor dimensiunii "A" s-a procedat la măsurarea cursei tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului, cu ajutorul ceasului comparator (v. Fig.3.6/pag.69), în patru puncte de pe caracteristică, corespunzătoare a patru trepte de turație, obținute prin reglarea presiunii aerului de reglaj la valoarea aferentă fiecărei trepte (v. Tab.3.1). Operația s-a efectuat în mod similar pentru cele cinci valori ale dimensiunii "A" iar rezultatele măsurătorilor au fost trecute în Tab.3.1. Cu aceste valori s-a întocmit graficul din Fig.3.2.

Tabelul 3.1

Nr. crt	CURSĂ REGULATOR [mm] corespunzătoare dim."A"					Turație regulator [rot/min]	Presiune aer reglaj [inchHg]
	A=13,3 mm	A+1=14,3 mm	A+2=15,3 mm	A-1=12,3 mm	A-2=11,3 mm		
1	23,8	22,5	21,1	25,1	26,5	994	92,61
2	10,8	10,4	9,9	11,1	11,6	712	58,41
3	8,8	8,7	8,6	8,9	9,0	633	48,2
4	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	542	36,64

Tabelul 3.1 conține valori ale cursei regulatorului măsurate în patru puncte, pentru fiecare poziție de reglaj a dimensiunii "A", corespunzătoare celor patru trepte de turație ale regulatorului înscrise în tabel alături de valorile presiunii aerului de reglaj necesară funcționării regulatorului pe fiecare treaptă de turație.

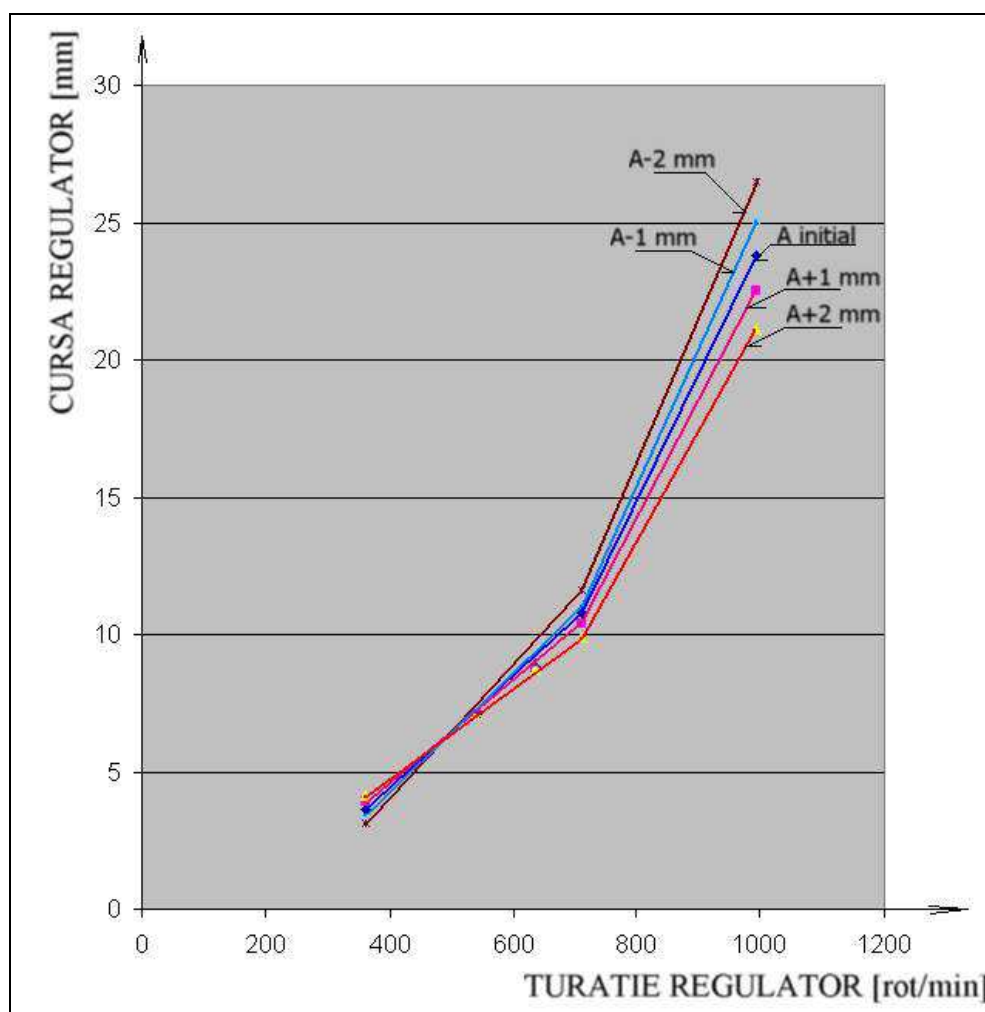


Fig.3.2 – Influența dimensiunii "A" asupra caracteristicii regulatorului

Curbele din Fig.3.2 ilustrează faptul că variația dimensiunii "A" modifică poziția întregii caracteristici a regulatorului. Creșterea dimensiunii "A" micșorează înclinarea curbei iar scăderea dimensiunii "A" crește această înclinare raportată la axele de coordonate, turație regulator – cursă regulator. Se remarcă existența unui punct de inflexiune a caracteristicilor regulatorului în jurul valorii turației de 540 rot/min.

Rezultă că variația dimensiunii "A" nu modifică forma caracteristicii de reglaj a regulatorului – *cursă regulator în funcție de turație regulator* – ci doar poziționarea acesteia față de sistemul de axe de coordonate. Astfel, prin acest reglaj se pot obține, pe standul de reglatoare, un număr nedefinit de caracteristici de reglaj de aceeași formă dar cu parametri de reglaj diferiți (turație sau cursă regulator), folosind aceeași camă. Acest lucru este necesar întrucât fiecărui motor îi trebuie propria caracteristică de reglaj a regulatorului individualizată prin parametrii de reglaj: cursă regulator și turație regulator.

3.2.2 Influența reglajului excentricului “E” asupra caracteristicii regulatorului

Excentricul “E” din componența sistemului de pârgșii al unui regulator Woodward PGAV, prezentat schematic în Fig.2.24 și Fig.2.25, are rolul de a facilita obținerea de familii de caracteristici translatate.

Astfel, excentricul “E” împreună cu pârgșia aferentă, care este articulată cu pârgșia flotantă, constituie un sistem “bielă-manivelă”, care obține lungimea maximă atunci când excentricul este deplasat în poziție verticală SUS, respectiv lungimea minimă atunci când acesta este rotit în poziția verticală JOS, față de o lungime medie obținută cu excentricul în poziție orizontală. Prin deplasarea excentricului se deplasează și coordonatele punctului de articulație a pârgșiei cu excentricul “E”.

Determinarea practică a caracteristicilor de reglaj obținute prin reglarea poziției excentricului s-a făcut în condițiile descrise în paragraful 3.2.1.

În vederea efectuării măsurărilor s-a adus dimensiunea “A” la valoarea inițială (“A”=13,3 mm) și s-a reglat pe rând poziția excentricului “E” cu 1 mm în SUS față de poziția inițială, respectiv cu 1 mm în JOS față de aceeași poziție inițială. După instalarea acestor poziții s-a procedat, în mod similar ca și în cazul anterior, la măsurarea cursei tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului cu ajutorul ceasului comparator, în patru puncte de pe caracteristică, ce corespund celor patru trepte de turații obținute prin reglarea presiunii aerului de reglaj la valoarea aferentă fiecărei trepte (v.Tab.3.2). Operația s-a făcut în mod similar pentru cele trei poziții ale excentricului “E”, iar rezultatele măsurărilor au fost trecute în Tab.3.2. Cu ajutorul acestora s-a trasat graficul din Fig.3.3.

În Tab.3.2 sunt înscrise valorile celor patru trepte de turație considerate în rot/min și a presiunii aerului de reglaj în inchHg la care se realizează fiecare treaptă de turație. Alături sunt trecute valorile în mm ale cursei tijei pistonului servomotorului de putere din regulator, măsurate succesiv la fiecare treaptă de turație, pentru fiecare poziție de reglaj a excentricului “E”, din cele trei considerate.

Tabelul 3.2

Nr. crt.	Turație regulator [rot/min]	Pres. aer reglaj [inch Hg]	CURSĂ REGULATOR [mm] corespunzătoare poziției excentricului “E”		
			“E” inițial	“E”+1 [mm] SUS	“E”-1 [mm] JOS
1	992	92,61	23,7	25,7	21,7
2	712	58,41	10,7	12,0	9,6
3	633	48,2	8,7	9,35	8,05
4	542	36,64	7,1	7,7	6,4

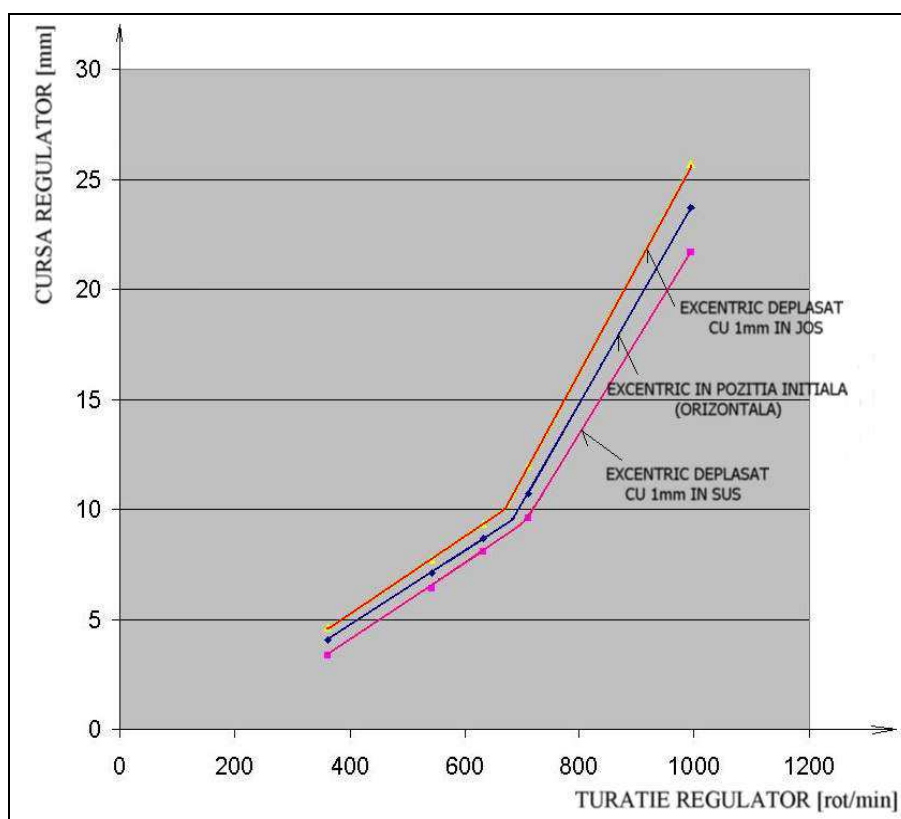


Fig.3.3 – Influența reglajului excentricului "E" asupra caracteristicii regulatorului

Graficul din Fig.3.3 ilustrează faptul că prin rotirea excentricului "E" în SUS și în JOS față de poziția orizontală, caracteristica regulatorului se deplasează și ea dar în direcție opusă, aproximativ paralel cu poziția inițială.

Modificarea poziției excentricului este cea de-a doua posibilitate de reglaj prevăzută în regulatorul Woodward, care este utilizată în procesul de reglare a regulatorului pe stand, cu scopul obținerii caracteristicii de reglaj dorite prin utilizarea aceeași came.

3.2.3 Influența reglajului poziției camei asupra caracteristicii regulatorului

După cum se observă în schema regulatorului Woodward cu caracteristică "two-slope", prezentată în Fig.2.25, acesta dispune de trei mijloace de reglare cu ajutorul cărora se pot obține o varietate de caracteristici în domeniul de reglaj prevăzut.

Al treilea mijloc de reglare prevăzut se referă la posibilitatea de translație pe verticală a camei profilate cu ajutorul căreia s-a obținut caracteristica "two-slope" a regulatorului.

Pentru a pune în evidență modul în care translatarea acestei came poate modifica această caracteristică a regulatorului (cursă regulator în funcție de turație), pe standul de reglatoare, folosind același regulator tip PGAV având o caracteristică “two-slope”, s-a procedat la efectuarea măsurătorilor în vederea trasării caracteristicii, având regulatorul complet reglat pentru o poziție medie a camei, considerată “poziție inițială”.

Astfel, pentru patru trepte de turație, convenabil alese pentru fiecare poziție de reglaj a camei, obținute prin reglarea presiunii aerului de reglaj la valorile corespondente (în inchHg), s-a măsurat cu precizie (în mm), cu ajutorul ceasului comparator, cursa tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului în patru puncte, succesiv, pentru poziția inițială și pentru cele două poziții ale camei deplasată față de poziția inițială, cu câte 1 mm în SUS respectiv în JOS.

Valorile astfel măsurate au fost înscrise în Tabelul 3.3 și au stat la baza trasării graficului din Fig.3.4.

Tabelul 3.3

Nr. crt.	Turație regulator [rot/min]	Pres. aer reglaj [inch Hg]	CURSĂ REGULATOR [mm] corespunzătoare poziției camei		
			Cama în poziția inițială	Cama deplasată cu 1 [mm] în SUS	Cama deplasată cu 1 [mm] în JOS
1	992	92,61	23,7	21,7	25,7
2	807	71,24	–	13,45	–
	712	58,42	10,7	–	12,2
3	633	48,24	8,7	8,7	8,7
4	542	37,04	7,1	7,1	7,1

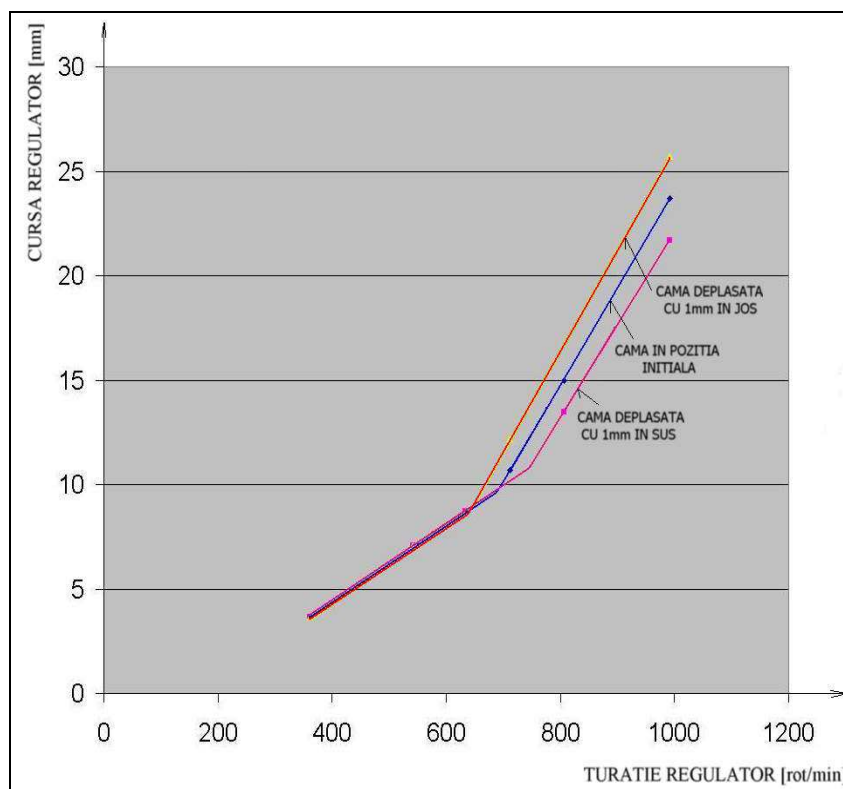


Fig.3.4 – Influența poziției camei asupra caracteristicii regulatorului

Graficul din Fig.3.4 indică faptul că translatarea camei în SUS și în JOS translatează partea superioară a caracteristicii *two-slope* spre DREAPTA respectiv spre STÂNGA poziției inițiale în timp ce partea inferioară a caracteristicii rămâne nemodificată.

Prin translatarea camei se poate obține un număr nedefinit de caracteristici de reglaj diferite, de aceeași formă, folosind aceeași camă.

3.2.4 Influența altitudinii asupra caracteristicii regulatorului

Reglatoarele WOODWARD tip PGAV sau PGEV destinate reglării motoarelor Diesel rapide care funcționează la altitudini peste anumite limite, stabilite de constructorul motorului, au în componență un *corector de altitudine*. Acest dispozitiv încorporează un senzor al presiunii barometrice care modifică caracteristica regulatorului în raport cu altitudinea, respectiv în raport cu presiunea barometrică din acel loc.

Prin construcția sa acest dispozitiv acționează în mod similar cu limitatorul de injecție. Astfel, în funcție de aerul de supraalimentare disponibil la diverse altitudini, corectorul de altitudine reduce injecția motorului în așa fel încât motorul să aibă tot timpul o ardere corespunzătoare, iar temperatura gazelor la eșapare să nu depășească anumite valori limită.

Reducerea injecției motorului se realizează proporțional cu creșterea altitudinii și are ca efect reducerea corespunzătoare a puterii motorului la aceeași turație a acestuia. Reducerea puterii motorului este strict calculată astfel încât și în aceste condiții motorul să poată realiza performanțele corespunzătoare condițiilor concrete de funcționare.

Regulatorul a fost astfel conceput încât efectul reducerii puterii motorului, odată cu creșterea altitudinii, să fie maxim la turația nominală a acestuia și să scadă proporțional cu aceasta.

Simularea altitudinii pe standul de reglatoare WOODWARD s-a făcut cu ajutorul pompei de vid a standului, iar pentru ridicarea pe cale experimentală a curbelor de variație ale cursei regulatorului în funcție de turație, pentru diverse valori ale altitudinii, respectiv a presiunii barometrice corespunzătoare, s-au făcut o serie de măsurători pe standul de reglatoare.

Valorile măsurate se regăsesc în Tab.3.4 și au stat la baza trasării graficului din Fig.3.5.

Tabelul 3.4

Nr. crt.	Turație regulator [rot/min]	CURSĂ REGULATOR la presiunea barometrică de ... [mmHg]					
		447	505,5	564	622	681	760
1	361,6	4,4	4,2	4,1	3,9	3,75	3,7
2	450	5,7	5,6	5,5	5,45	5,42	5,4
3	542	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
4	723	10,3	10,5	10,7	10,9	11,2	11,5
5	810	13,0	13,4	13,8	14,2	14,7	15,5
6	905	16,0	16,5	17,2	17,8	18,5	19,8
7	994	19,4	20,1	20,8	21,6	22,55	23,7

Pentru obținerea valorilor din Tab.3.4, pe standul de regatoare Woodward, s-au făcut măsurători asupra unui regulator Woodward tip PGAV cu corector de altitudine și caracteristică "two slope". Inițial regulatorul a fost complet reglat pentru funcționare la altitudinea "0", corespunzătoare unei presiuni barometrice de 760 mmHg. Măsurătorile au constatat în măsurarea cursei tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului, succesiv în șapte puncte, corespunzătoare celor șapte trepte de turație, convenabil alese din domeniul de funcționare. Măsurătorile s-au efectuat la funcționarea în echilibru a regulatorului pe fiecare treaptă de turație. În vederea evidențierii influenței altitudinii asupra caracteristicii regulatorului s-au simulat pe rând, cu ajutorul aparaturii de vid a standului Woodward, cinci trepte de altitudine respectiv de : 908 m, 1691 m, 2413 m, 3244 m și 4231 m, materializate prin cele cinci trepte de reglare a presiunii barometrice corespunzătoare de: 681; 622; 564; 505,5 și 447 mmHg înscrise în Tab.3.4.

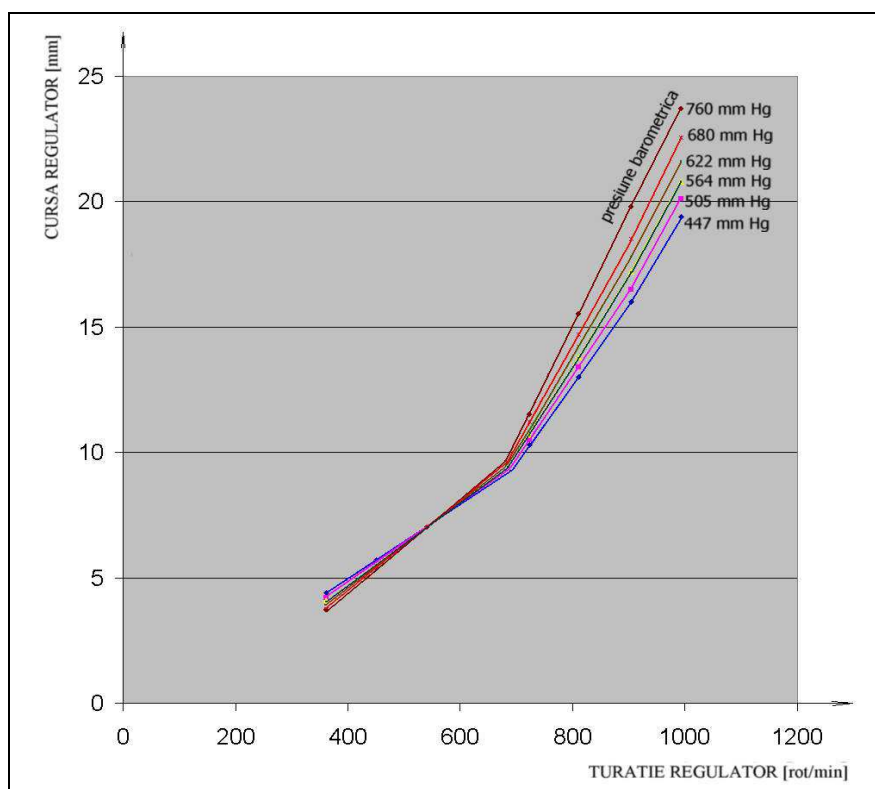


Fig.3.5 – Influența altitudinii asupra caracteristicii regulatorului

Graficul din Fig.3.5 arată o modificare a înclinării caracteristicii regulatorului, în sensul scăderii acesteia față de axa – turație regulator, odată cu creșterea altitudinii respectiv cu scăderea presiunii barometrice.

Se remarcă de asemenea existența punctului de inflexiune a caracteristicilor în jurul valorii turației de aproximativ 540 rot/min.

În acest grafic se remarcă faptul că modificarea cursei regulatorului, în sensul scăderii acesteia odată cu scăderea presiunii barometrice, respectiv creșterea altitudinii, pentru aceeași turație, se realizează în sensul dorit. Reducerea cursei regulatorului odată cu creșterea altitudinii are ca efect direct reducerea puterii motorului la aceeași turație, ceea ce constituie un mijloc automat de protecție a motorului prin ținerea sub control a temperaturii gazelor de eșapare.

3.2.5 Influența domeniului de echilibru al regulatorului de câmp asupra caracteristicii regulatorului

Toate măsurătorile care se efectuează în vederea determinării valorilor parametrilor regulatorului, utilizate și la trasarea caracteristicilor acestuia, presupun existența unui echilibru perfect stabil al întregului mecanism din regulator în timp ce acesta se află în funcțiune, antrenat fiind de către motorul standului de probă. De asemenea, reglajul tuturor parametrilor regulatorului se realizează numai cu regulatorul în funcțiune, la starea de echilibru, care presupune aducerea la sincronism a turației standului cu turația reglată a regulatorului, pe cale manuală. Atingerea stării de echilibru este anevoioasă și presupune multă experiență. Citirea parametrilor corespundenți trebuie efectuată simultan, iar valorile acestora în vederea validării, trebuie să fie verificate și confirmate de mai multe ori. Tehnica efectuării măsurătorilor, care asigură precizia reglajului efectuat, ține de experiența celui ce face acest lucru dar și de unele particularități necunoscute ale produsului.

Una din particularitățile reglatoarelor WOODWARD cercetată a fost și aceea privind domeniul de echilibru al paletei servomotorului regulatorului de câmp (putere) ce definește starea de echilibru a acestora. Astfel, pentru stabilirea stării de echilibru a unui regulator, în vederea realizării caracteristicii – *cursă regulator în funcție de turație* – pe lângă obținerea unei curse și turații stabile, trebuie urmărită și poziția de echilibru a paletei mobile a servomotorului regulatorului de câmp, care exprimă indirect echilibrul ce se va

realiza pe agregat între puterea motorului Diesel și cea a mașinii antrenate de către acesta.

S-a pus în evidență astfel că, la echilibru, unei anumite turații îi corespunde un domeniu de echilibru pentru cursa regulatorului și nu o valoare strict determinată. Urmărind ieșirea din echilibru a unui regulator la o anumită turație, prin determinarea plecării paletii servomotorului regulatorului de câmp, alternativ, din poziția de echilibru deținută, spre MAX (curba 1 din Fig.3.7) și invers spre MIN (curba 2 din Fig.3.7) s-a putut determina domeniul de echilibru al regulatorului pe toată caracteristica.

Măsurătorile s-au efectuat pe standul de reglatoare Woodward din dotarea Universității "Eftimie Murgu", prin utilizarea aceluiași regulator supus cercetării (v. Fig.3.1).

În vederea obținerii valorilor parametrilor, utilizate pentru realizarea graficului din Fig.3.7, în Tab.3.5 s-au trecut valorile curselor măsurate ale tijeii pistonului servomotorului de putere al regulatorului, corespunzătoare celor patru trepte de turație alese din domeniul de funcționare și realizate prin reglarea presiunii aerului de reglaj la valorile înscrise în Tab.3.5.

Paleta servomotorului regulatorului de câmp parcurge de la poziția MIN la poziția MAX un sector de cerc pe reostatul cu ploturi având o variație logaritmică a rezistenței electrice (v. Fig. 3.6).



Fig.3.6 – Regulatorul PGAV montat pe stand

realizează curentul maxim de excitație al generatorului principal respectiv pasul maxim al elicei, deci încărcarea maximă.

Poziția MIN a paletii servomotorului regulatorului de câmp (putere) semnifică introducerea unei rezistențe electrice maxime în circuitul de excitație al generatorului principal, deci realizarea curentului minim de excitație în cazul grupului diesel-generator pentru locomotivă și a pasului minim al elicei în cazul motorului de propulsie navală antrenând elice cu pas variabil. Poziția MAX a paletii servomotorului de câmp semnifică introducerea în circuitul de excitație a unei rezistențe minime, care

Diferența dintre cursa măsurată a tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului pentru fiecare treaptă de turație, la care paleta servomotorului de câmp pleacă din echilibru spre MIN și aceeași cursă măsurată atunci când paleta pleacă din echilibru spre MAX, reprezintă domeniul de echilibru al regulatorului pentru fiecare treaptă de turație.

Tabelul 3.5

Nr. crt	Turație regulator	Presiune aer reglaj	Cursa regulator la care paleta pleacă spre MIN	Cursa regulator la care paleta pleacă spre MAX	Domeniul de echilibru	Cursa medie a regulatorului
	[rot/min]	[psi]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1	542	18	7,3	6,9	0,4	7,1
2	633	23,5	9,1	8,6	0,5	8,85
3	712	28,3	10,7	10,1	0,6	10,4
4	994	45,5	23,9	23,2	0,7	23,55

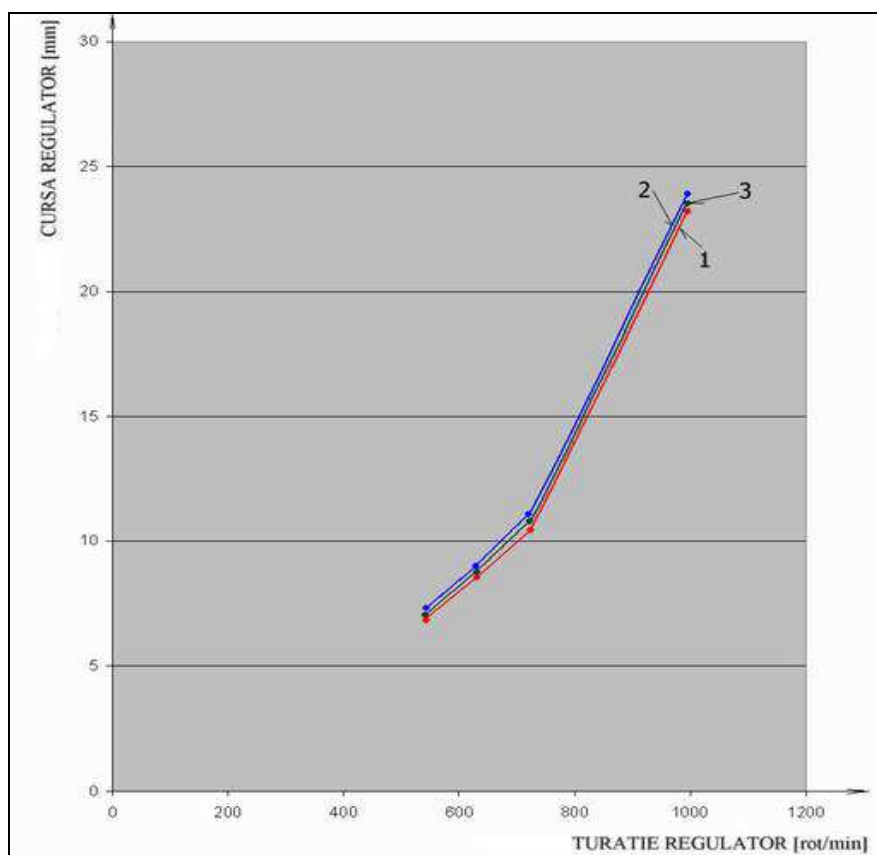


Fig.3.7 – Influența domeniului de echilibru al regulatorului de câmp asupra caracteristicii regulatorului: 1 – limita inferioară a caracteristicii reglate; 2 – limita superioară a caracteristicii reglate; 3 – caracteristica reglată mediană

Concluzia care se desprinde din aceste măsurători este aceea că, pentru obținerea unei caracteristici cât mai apropiate de caracteristica calculată a regulatorului, se impune cunoașterea limitelor de variație a acestei caracteristici și trasarea caracteristicii reglate cu valorile medii obținute.

De altfel, parte din acest domeniu este inclusă în toleranțele admise la realizarea caracteristicii regulatorului pe stand.

3.3 INFLUENȚA FACTORILOR DE REGLAJ ASUPRA CARACTERISTICII LIMITATORULUI DE INECȚIE

În scopul realizării caracteristicii limitatorului de inecție, rezultată din calcul, dispozitivul de limitare are în componență o camă având realizat profilul curbei pe care trebuie să o realizeze. Pentru a putea poziționa corect curba limitatorului de inecție față de sistemul de axe de coordonate, *cursă regulator* – *presiune aer supraalimentare*, limitatorul de inecție dispune de două posibilități de reglare și anume:

- un șurub de reglare a sistemului de pârghii aferente limitatorului de inecție (v. Fig.3.10_detaliu/poz.1);
- un șurub de poziționare a camei limitatorului în plan vertical față de tachetul aferent (v.Fig.3.10_detaliu/poz.2).

Cu ajutorul șurubului de poziționare a camei în plan vertical se poate realiza o *rotire* a caracteristicii limitatorului de inecție Fig.3.8 prin schimbarea înclinării camei [102] iar cu șurubul de reglare a limitatorului se poate obține o *translatare* a caracteristicii așa cum se observă în Fig.3.8 și Fig.3.9.

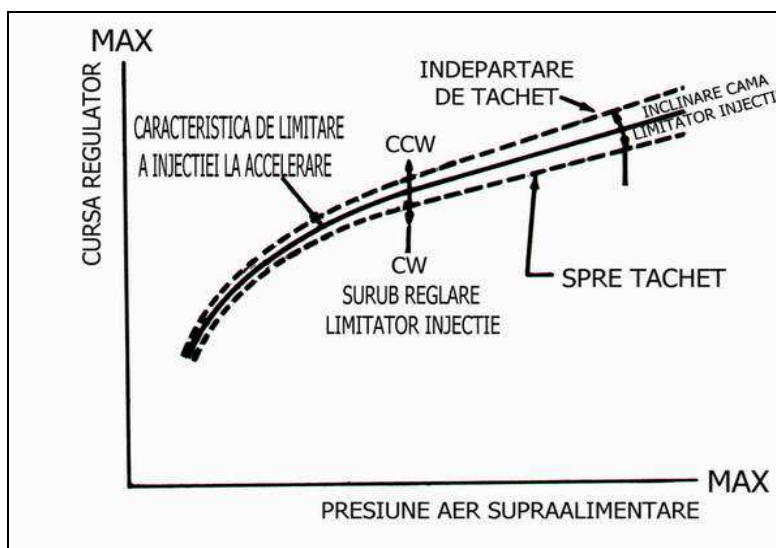


Fig.3.8 – Efecte tipice a rotirii șurubului de reglare și a înclinării camei asupra caracteristicii limitatorului de inecție

Cu ajutorul șurubului de reglare a poziției pârghiilor aferente limitatorului de inecție (Poz.1/Fig.3.10), caracteristica limitatorului de inecție poate fi translatată față de sistemul de axe de coordonate astfel: rotirea șurubului în sensul orar (CW) coboară caracteristica față de curba de referință (poziție inițială) aleasă arbitrar și invers, urcă această caracteristică prin rotirea șurubului de reglare în sens antiorar (CCW), așa cum se observă în graficul din Fig.3.9.

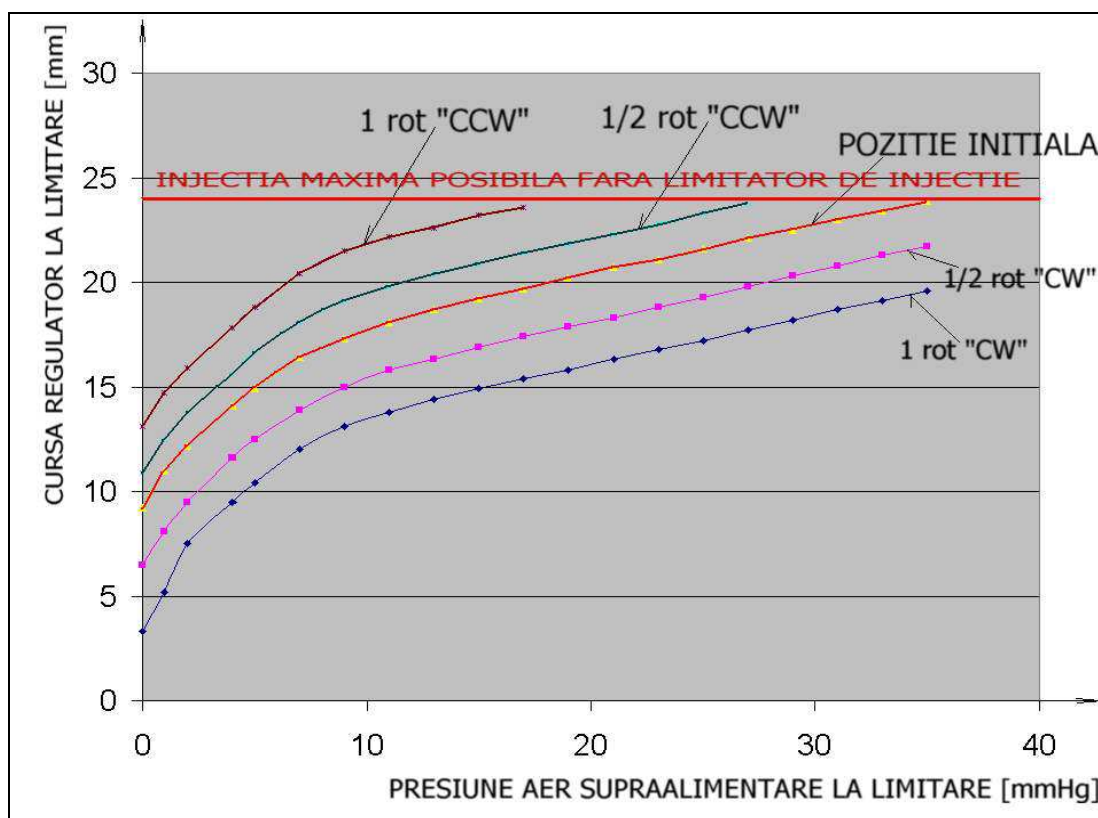


Fig.3.9 – Influența rotirii șurubului de reglare (1) asupra caracteristicii limitatorului de injecție

Caracteristicile din Fig.3.9 au fost ridicate experimental și au la bază măsurătorile efectuate pe standul de reglatoare Woodward asupra unui regulator PGAV complet reglat.

Caracteristica de limitare a injecției (*poziție inițială*) Fig.3.9 corespunzătoare caracteristicii reglate pentru o anumită aplicație a fost trasată prin puncte cu valorile obținute din măsurătorile efectuate asupra cursei tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului, pentru valori ale presiunii de supraalimentare la limitare, convenabil repartizate în 20 de trepte în domeniul de reglaj (0–35,1)inchHg echivalent cu (0–891,5)mmHg, pentru o poziție de reglare a șurubului (Poz.1/Fig.3.10) luată drept referință. Pentru obținerea familiei de curbe, trasate în graficul din Fig.3.9, pornind de la caracteristica inițială luată drept referință, s-a trecut pe rând la efectuarea aceluiași tip de măsurători pentru valori ale presiunii de supraalimentare, convenabil repartizate în 20 respectiv 16 și 11 trepte, pentru poziții de reglare ale șurubului (Fig.3.10/Poz.1) rotit "CW" cu ½ și 1 rotație respectiv "CCW" cu aceleași valori.

Rezultatele măsurătorilor sunt înscrise în Tab.3.6 și au fost utilizate pentru trasarea caracteristicilor din Fig.3.9.

Tabelul 3.6

Nr crt	Presiune supraalim. [inchHg]	CURSĂ REGULATOR LA LIMITARE ÎN FUNCȚIE DE PRESIUNEA DE SUPRAALIMENTARE PENTRU ȘURUB LIMITARE ROTIT CU:				
		1 rot. "CW"	½ rot. "CW"	REFERINȚĂ	½ rot. "CCW"	1 rot. "CCW"
		cursă reg. [mm]	cursă reg. [mm]	cursă reg. [mm]	cursă reg. [mm]	cursă reg. [mm]
1	0	3,3	6,5	9,2	10,9	13,1
2	1	5,2	8,1	11,0	12,5	14,7
3	2	7,5	9,5	12,2	13,8	15,9
4	4	9,5	11,6	14,1	15,6	17,8
5	5	10,4	12,5	14,9	16,7	18,8
6	7	12,0	13,9	16,4	18,1	20,4
7	9	13,1	15,0	17,3	19,1	21,5
8	11	13,8	15,8	18,1	19,8	22,2
9	13	14,4	16,3	18,7	20,4	22,6
10	15	14,9	16,9	19,2	20,9	23,2
11	17	15,4	17,4	19,7	21,4	23,6
12	19	15,8	17,9	20,2	21,8	–
13	21	16,3	18,3	20,7	22,3	–
14	23	16,8	18,8	21,1	22,8	–
15	25	17,2	19,3	21,6	23,3	–
16	27	17,7	19,8	22,1	23,8	–
17	29	18,2	20,3	22,5	–	–
18	31	18,7	20,8	23,0	–	–
19	33	19,1	21,3	23,4	–	–
20	35,1	19,6	21,7	23,9	–	–

În graficul din Fig.3.9 se remarcă o influență majoră a reglajului șurubului (Poz.1/Fig.3.10) asupra caracteristicii limitatorului de injecție. Cunoașterea acestei influențe este foarte importantă, mai ales pentru beneficiarii care exploatează motoare Diesel supraalimentate echipate cu regulatoare Woodward având limitator de injecție și care intervin nepermis la reglajul acestui dispozitiv în exploatare.

Din experiența practică a autorului prezentei lucrări cât și a altor autori [55] rezultă că intervențiile sunt foarte frecvente și vizează creșterea limitelor de reglaj prevăzute de furnizorul motorului, în sensul forțării acestuia. Aceste intervenții conduc în mod automat la o ardere incompletă în motor cu degajare de fum, la creșterea consumului de combustibil și a poluării mediului precum și la reducerea duratei de viață a motorului prin creșterea solicitărilor mecanice și termice.

În Fig.3.10 este prezentat limitatorul de injecție, iar în "detaliu" sunt prezentate elementele de reglaj a caracteristicii acestuia (poz.1 și 2).

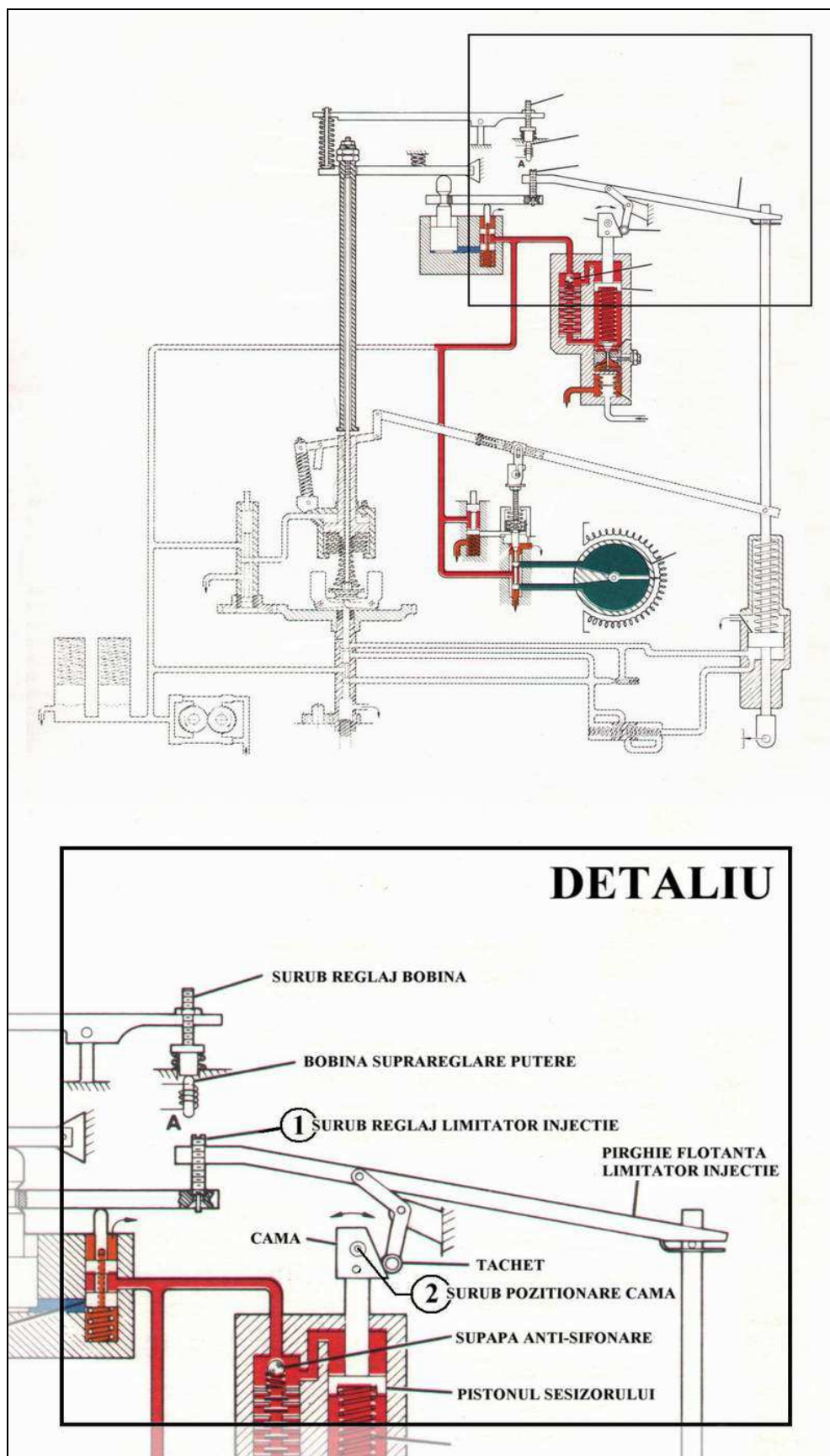


Fig.3.10 – Elemente de reglaj a caracteristicii limitatorului de injectie:

- (1) – șurub reglaj limitator injectie;
- (2) șurub poziționare camă

3.4 INFLUENȚA TEMPERATURII ULEIULUI REGULATORULUI WOODWARD ASUPRA TIMPULUI DE DEPLASARE A PALETEI SERVOMOTORULUI REGULATORULUI DE CÂMP (PUTERE)

Pentru controlul automat al puterii grupului diesel-generator pe locomotivă și a motorului de propulsie, pe navele având elice cu pas reglabil, în vederea funcționării acestora pe caracteristica de propulsie, regulatorul de turație are în componență un dispozitiv mecano-hidraulic al cărui rol este acela de a menține constantă o anumită putere a motorului corespunzătoare unei anumite turații de pe caracteristica de propulsie.

Acest lucru se realizează prin deplasarea paletei servomotorului hidraulic și menținerea acesteia în echilibru pe o anumită poziție din domeniul (MIN – MAX) corespunzătoare condițiilor reale de exploatare.

Dispozitivul constă dintr-un servomotor hidraulic care deplasează cursorul (paleta) unui reostat, numit regulator de câmp, din circuitul de excitație al generatorului principal, din poziția MIN spre MAX și invers în cazul locomotivelor, iar în cazul navelor același servomotor comandă mașina de pas a elicei, de la poziția MIN spre MAX și invers (v. Fig.3.6/pag.69).

Timpul în care servomotorul hidraulic parcurge drumul de la MIN spre MAX, în ambele situații, are o influență foarte mare asupra timpului total de accelerare și încărcare a motorului Diesel în regim tranzitoriu și ca atare, alături de limitatorul de injecție, influențează hotărâtor calitățile dinamice ale agregatelor echipate cu astfel de motoare (locomotive, nave).

Există trei timpi care trebuie corelați în procesul de accelerare a motorului și anume :

1) timpul în care regulatorul de turație ajunge de la turația de mers în gol la turația comandată ;

2) timpul în care turbosuflanta motorului se accelerează de la presiunea de supraalimentare zero la presiunea de supraalimentare corespunzătoare regimului comandat ;

3) timpul în care generatorul principal al grupului diesel-generator în cazul locomotivelor, respectiv elicea navelor prevăzute cu elice având pas reglabil, se încarcă la puterea corespunzătoare turației comandate.

Timpul în care regulatorul, separat, se accelerează de la turația de mers în gol la o anumită turație, poate fi cunoscut și reglat cu suficientă precizie (v. paragraful 2.3.2.1.2) pe când ceilalți doi timpi pot fi cunoscuți doar parțial din cauza interdependenței care există între acești timpi. Această interdependență are legătură și cu reglajul limitatorului de injecție din regulator

pe de o parte și pe de altă parte, cu regimul termic în care se află la un moment dat întregul motor și în special regulatorul.

Timpul în care servomotorul hidraulic parcurge drumul dinspre MAX spre MIN are o influență hotărâtoare în procesul de decelerare a motorului, contribuind decisiv la descărcarea rapidă a sarcinii și evitarea intrării turbosuflantei motorului în pompaj.

Timpii de deplasare a paletei servomotorului hidraulic sunt reglabili, într-un anumit domeniu, prin laminarea uleiului de comandă din circuit cu ajutorul a două supape reglabile (v. Fig.2.12 detaliul E). Pe de o parte, acest lucru constituie un avantaj în procesul de reglare dar pe de altă parte, din cauza influenței foarte mari pe care o are temperatura uleiului utilizat în regulator asupra acestor timpi, apare o dificultate majoră la reglajul acestora atunci când nu se cunoaște exact variația lor în funcție de temperatura uleiului. Chiar și în cazul în care s-ar cunoaște această variație, dificultatea există întrucât este dificil de aflat temperatura uleiului din regulator în exploatare, pentru fiecare aplicație în parte și în orice condiții de mediu și anotimp.

Aceasta fiind situația, un reglaj defectuos al acestor timpi poate avea consecințe grave, pe tot parcursul procesului de accelerare și decelerare a motorului Diesel. În anumite condiții de temperatură foarte scăzută și reglaj defectuos există riscul ca agregatul să nu poată demara de pe loc din cauza creșterii asimptotice a timpului sub o anumită temperatură a uleiului (v. Fig.3.11).

În scopul cunoașterii variației timpilor de deplasare a paletei servomotorului regulatorului de câmp cu temperatura uleiului, a fost cercetată pe standul de reglatoare Woodward această variație pe un regulator tip PGAV, alimentat cu ulei din clasa de viscozitate SAE40, același ulei care este utilizat și în motorul Diesel. Din cauza faptului că măsurarea temperaturii uleiului din regulator este mai dificilă, firma Woodward, în protocolul de reglare al regulatorului, folosește pentru temperatura uleiului o măsurare indirectă a acesteia, prin determinarea temperaturii carcasei regulatorului cu ajutorul unui termometru de contact.

Măsurătorile s-au efectuat prin descreșterea lentă a temperaturii carcasei regulatorului (uleiului) în mod natural și cronometrarea timpului de deplasare a paletei de la MIN la MAX și invers, pentru temperaturi din 5 în 5 grade Celsius.

Valorile realizate au fost trecute în Tab.3.7 și au stat la baza întocmirii graficului din Fig.3.11.

Tabelul 3.7

Nr. crt.	Temp. [°C]	Temp. [°F]	Timpul in care paleta servomotorului parcurge drumul de la:				
			MIN la MAX [s]			MAX la MIN [s]	
1	85	185	29	38	49	8	10
2	82,5	180	30	40	52	8	10
3	80	176	33,5	43,5	55	8	10,5
4	75	167	38	49,5	62,5	9	11,5
5	70	158,5	44	56	71	10	13
6	65	149	49,5	64	81	11	15
7	60	140,5	56	75	97	13	18
8	55	131	64	91	122	16	21
9	50	122,5	75	112	156	19	25
10	45	113	89	138	190	23	30
11	40	103,8	106	166	225	29	38
Fig.3.11 – curba nr.			3	2	1	5	4

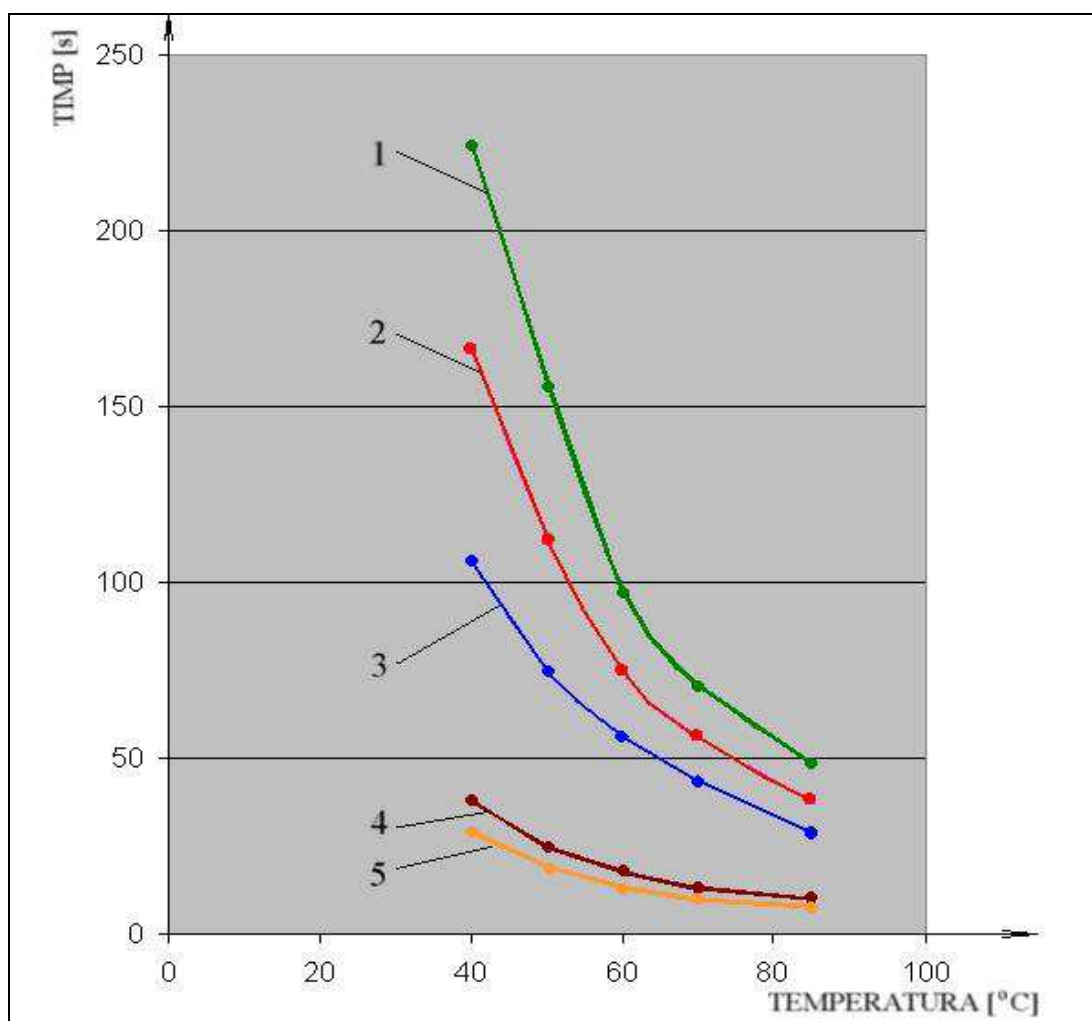


Fig.3.11 – Influența temperaturii uleiului regulatorului asupra timpului de deplasare a paletei servomotorului regulatorului de câmp (putere)

La efectuarea cercetărilor s-a pornit de la temperatura carcasei regulatorului de 85°C, echivalentă cu temperatura de 185°F la care firma Woodward face reglajul tuturor parametrilor regulatorului pe stand. La această temperatură s-au reglat, pe rând, trei valori de timp pentru deplasarea paletii servomotorului regulatorului de câmp de la MIN la MAX respectiv de 50, 40 și 30 secunde. În mod similar s-au reglat, pe rând, la aceeași temperatură, două valori pentru timpul de deplasare a paletii servomotorului regulatorului de câmp de la MAX la MIN, respectiv de 10 și 8 secunde.

Curbele 1, 2 și 3 reprezintă variația timpilor de deplasare ai paletii servomotorului regulatorului de câmp de la MIN la MAX, iar curbele 4 și 5 reprezintă variația timpilor de deplasare de la MAX la MIN în funcție de temperatura carcasei (uleiului) regulatorului pentru trei respectiv două valori reglate la temperatura de referință de 85°C (185°F).

Forma curbelor din Fig.3.11 arată faptul că temperatura uleiului regulatorului are o influență majoră asupra timpului de deplasare a paletii servomotorului regulatorului de câmp (putere) care influențează direct performanțele dinamice ale motorului respectiv durata procesului de accelerare–decelerare și încărcare–descărcare a sarcinii motorului în regim tranzitoriu.

3.5 INFLUENȚA CARACTERISTICII REGULATORULUI ASUPRA CARACTERISTICII MOTORULUI

Cunoașterea exactă a caracteristicii regulatorului (cursă regulator în funcție de turație) este foarte importantă întrucât aceasta influențează direct caracteristica motorului – putere în funcție de turație. Pentru a pune în evidență acest lucru, în graficul din Fig.3.12 au fost trasate caracteristicile optime de propulsie ale motoarelor ALCO R251, așa cum au fost transmise prin documentația de licență, alături de caracteristicile omoloage, efectiv realizate pe standul de probă de către motoarele ALCO R251 fabricate la U.C.M.Reșița, echipate cu regulatoare Woodward PGAV cu caracteristică "two-slope".

Analiza graficului din Fig.3.12 ne arată faptul că regulatoarele cu caracteristică *liniară* nu pot asigura funcționarea motorului rapid pe curba optimă de putere, fapt constatat practic cu ocazia probei primului motor ALCO R251 la U.C.M. Reșița.

Reglatoarele cu caracteristică “two-slope” pot asigura funcționarea motorului pe curba optimă de putere doar în patru puncte, existând zone largi de suprasarcină, mai ales în partea superioară a caracteristicii, dar și deficit de putere în partea inferioară a acesteia, așa cum se poate observa cu ușurință în Fig.3.12, mai ales la caracteristica 8.

În Fig.3.12 sunt reprezentate caracteristicile familiei de motoare ALCO 6, 8, 12, 16 R251, obținute prin utilizarea reglatoarelor Woodward tip PGAV cu caracteristică “two-slope” (curbele nr. 2, 4, 6 și 8), alături de curbele optime de putere continue de gradul III și IV, care trebuie realizate (curbele nr.1, 3, 5 și 7).

Comparând caracteristicile regulatorului din Fig.2.27 cu cele ale motorului din Fig.3.12 se observă foarte clar că forma caracteristicii regulatorului este reprodusă în caracteristica motorului (curbele 2, 4, 6 și 8).

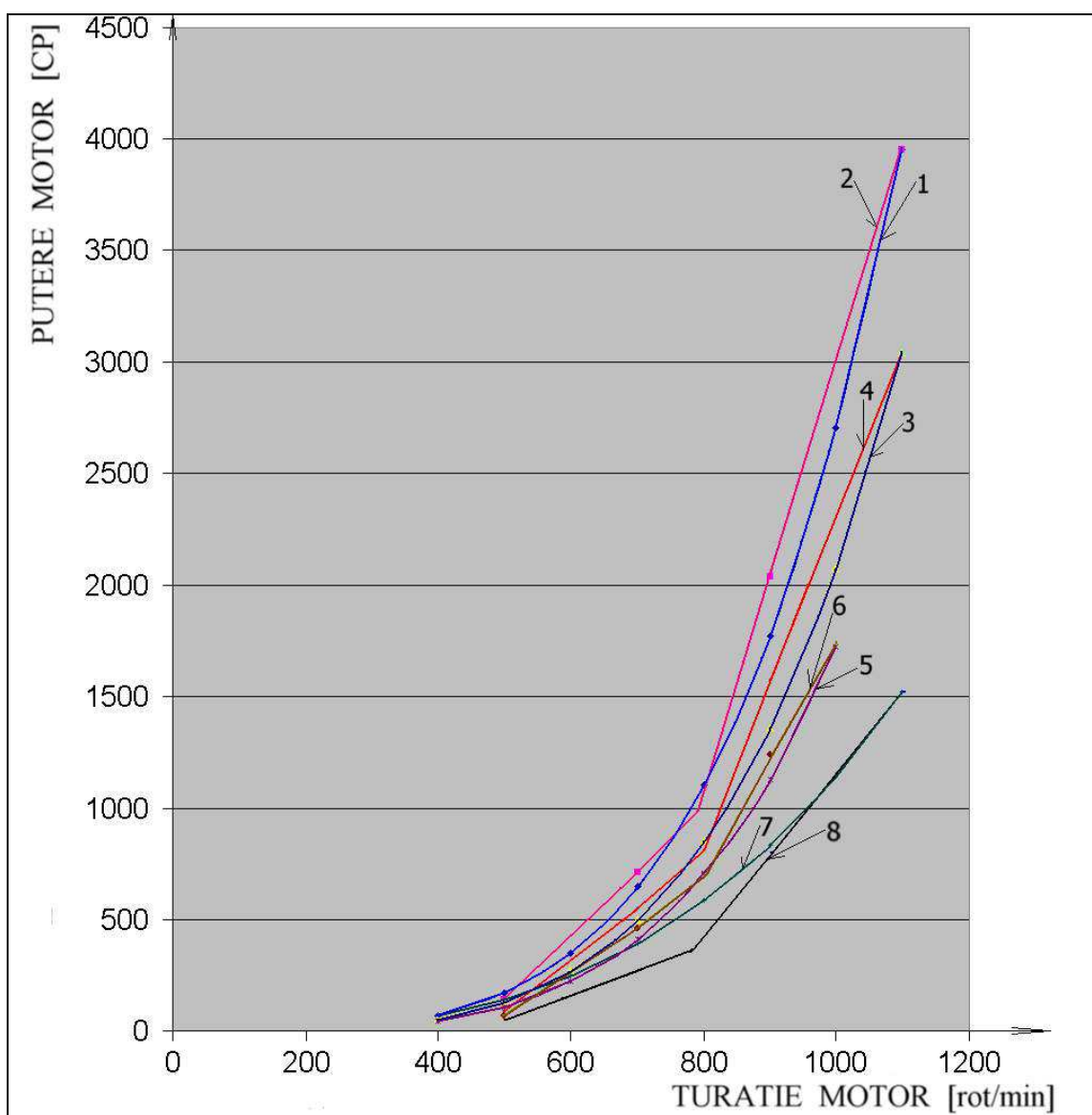


Fig. 3.12 – Caracteristicile motoarelor ALCO 6,8,12,16 R251

Curbele 1, 3, 5 și 7 au fost trasate cu mărimile înscrise în Tab.3.8, care reprezintă puterea corespunzătoare fiecărei trepte de turație, din cele opt considerate în cadrul domeniului de funcționare a fiecărui motor. Valorile corespund caracteristicii optime, stabilită de producătorul motoarelor, care face parte din documentația de execuție a fiecărui motor ALCO R251 de 16, 12, 8 și respectiv 6 cilindri.

Tabelul 3.8

Nr. crt.	Turație motor [rot/min]	PUTERE MOTOR [CP (kW)]			
		16 CIL.	12 CIL.	8 CIL.	6 CIL.
1	400	69(51)	53(39)	44(32)	73(54)
2	500	169(124)	130(96)	108(79)	142(105)
3	600	350(258)	269(198)	223(164)	246(181)
4	700	648(477)	499(367)	414(305)	392(289)
5	800	1106(814)	851(626)	706(520)	585(431)
6	900	1771(1303)	1363(1003)	1131(832)	833(613)
7	1000	2701(1988)	2077(1529)	1724(1269)	1141(840)
8	1100	3955(2911)	3040(2237)	–	1521(1119)

Curbele 2, 4, 6 și 8 au fost trasate cu mărimile înscrise în Tab.3.9, care reprezintă puterea corespunzătoare fiecărei trepte de turație, din cele patru considerate, în cadrul domeniului de funcționare a fiecărui motor. Valorile aparțin caracteristicii efectiv realizate de fiecare motor la proba de ștand. Motoarele au fost echipate cu regulatoare Woodward PGAV cu caracteristică “two-slope”, având ca destinație locomotivele diesel-electrice de 4000, 3000, 1700 respectiv 1500 CP.

Tabelul 3.9

Nr. crt.	Turație motor [rot/min]	PUTERE MOTOR [CP (kW)]			
		16 CIL.	12 CIL.	8 CIL.	6 CIL.
1	500	140(103)	80(59)	70(52)	50(37)
2	700	710(523)	550(405)	460(339)	270(198)
3	800	1050(773)	850(626)	700(515)	–
4	900	–	–	–	800(589)
5	1000	–	–	1724(1269)	–
6	1100	3955(2911)	3040(2237)	–	1521(1119)

Ariile cuprinse între curbele cu număr impar și cele cu număr par, reprezintă suprasarcina efectivă respectiv deficitul de putere ce se realizează la funcționarea tuturor motoarelor cu regulatoare Woodward PGAV având caracteristică “two-slope”. La motorul de 6 cilindri se constată un deficit serios de putere în partea inferioară a caracteristicii, care conduce la probleme serioase de demaraj și accelerare a agregatelor echipate cu astfel de motoare.

Funcționarea permanentă a motoarelor în suprasarcină, pe lângă faptul că produce poluare și consum de combustibil crescute, duce și la scurtarea duratei de viață a acestora, din cauza solicitărilor termice și mecanice suplimentare.

3.6 CONCLUZII. OBIECTIVE

3.6.1 Concluzii

Din cercetările de mai sus rezultă evident că factorii de influență pot fi utilizați doar pentru obținerea unor familii de caracteristici de regulator respectiv de motor în varianta “two-slope” pentru acoperirea unor domenii mai largi de utilizare și în niciun caz pentru obținerea unor caracteristici optime necesare.

În aceste condiții, funcționarea în continuare a motoarelor pe caracteristici care se abat de la caracteristicile optime va fi nesatisfăcătoare din următoarele motive :

- consumul de combustibil va crește ;
- poluarea mediului va fi mai mare ;
- solicitările termice și mecanice ale motorului vor fi mai mari ;
- durata de viață a motoarelor va scădea ;
- comportarea dinamică a agregatelor echipate cu aceste motoare va fi nesatisfăcătoare ;
- costul exploatării acestor motoare va crește ;
- competitivitatea acestor motoare va fi redusă.

3.6.2 Obiective

Pornind de la concluziile de mai sus, rezultate din cercetările experimentale prezentate în paragraful 3.2, în vederea optimizării reglajului motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune se necesită îndeplinirea următoarelor obiective:

1. stabilirea relațiilor de calcul și a unei metodologii de calcul pentru sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă în baza cărora să poată fi calculați cu exactitate toți parametrii de reglaj și determinate caracteristicile optime de reglaj, încă în faza de proiectare a produsului, astfel încât funcționarea motoarelor în exploatare pe caracteristica optimă de propulsie să poată fi realizată și garantată;
2. elaborarea de soluții care să conducă la obținerea practică a caracteristicilor optime de reglaj calculate, pentru fiecare componentă a sistemului, care să permită optimizarea sistemului de reglaj în ansamblul său. În acest sens se vor elabora programe computerizate de calcul pentru simularea funcționării regulatorului PGAV și a sistemului de pârghii dintre regulator și motor.

CAP.4 – CALCULUL SISTEMULUI DE REGLAJ PENTRU MOTOARE DIESEL SUPRAALIMENTATE DE TURAȚIE VARIABILĂ

4.1 Noțiuni introductive și considerații teoretice cu privire la sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă

Pentru satisfacerea cerințelor funcționale ale oricărui motor Diesel supraalimentat de turație variabilă, acesta trebuie echipat cu un sistem automat de reglaj și control.

În sistemul de reglaj al unui astfel de motor Diesel, de regulă, întâlnim un regulator pentru toate regimurile: mecano-hidraulic, electro-hidraulic sau un actuator, montat direct pe motor și antrenat mecanic de către acesta precum și diverse dispozitive electronice sau electrice, specifice fiecărei aplicații, montate la distanță, așa cum se poate observa în schema bloc a unui astfel de sistem, prezentată în Fig.4.1 [69].

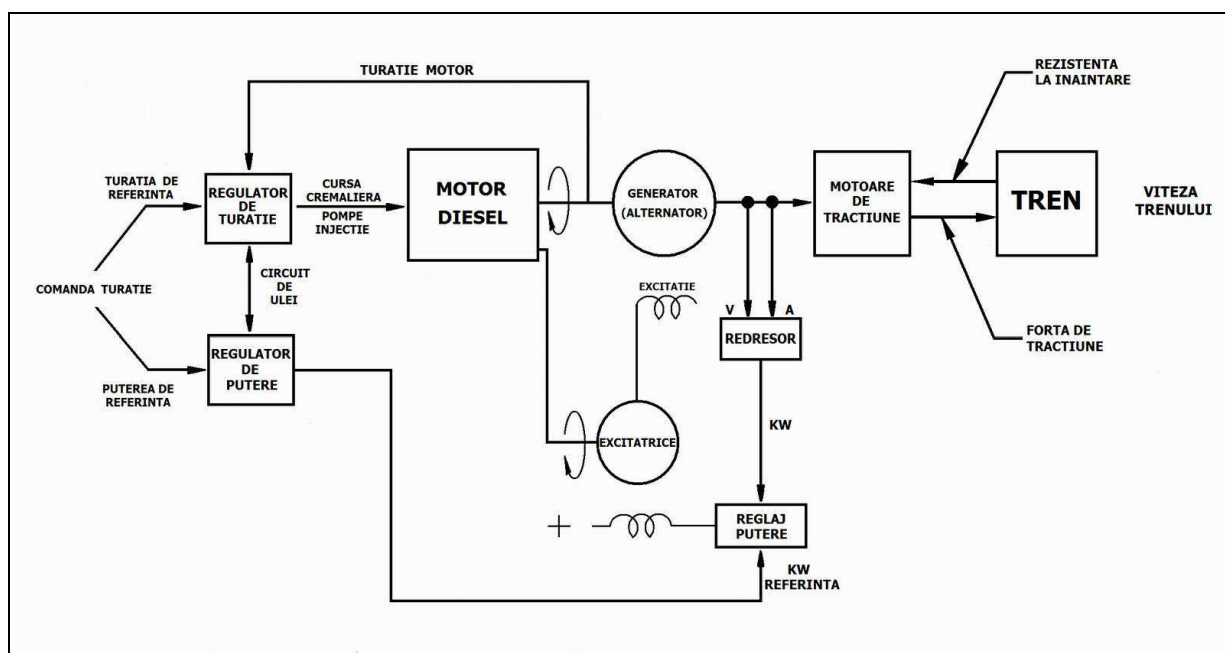


Fig.4.1 – Sistem de reglaj pentru locomotive diesel-electrice

Sistemul de reglaj mai cuprinde și mecanismul cu pârghii care face legătura dintre regulatorul mecanic și cremaliera pompelor de injecție ale motorului.

Regulatorul primește informații direct de la motor cum ar fi: turația, presiunea de supraalimentare, presiunea uleiului și indirect: presiunea aerului de reglaj, tensiunea de comandă, puterea rezistentă și presiunea barometrică.

Regulatorul “prelucrează” informațiile primite și în funcție de valorile unor mărimi prestabilite prin reglaj, acționează prin intermediul elementului de execuție, reprezentat de către un servomotor hidraulic, asupra motorului în sensul modificării debitului de combustibil injectat, prin modificarea poziției cremalierii pompelor de injecție, pentru executarea comenzii primite sau pentru restabilirea echilibrului între puterea motorului și puterea rezistentă.

Modificarea poziției cremalierii de către tija pistonului servomotorului de putere al regulatorului se face după o relație bine definită, prin intermediul mecanismului cu pârghii.

“Orice regulator are ca scop să mențină invariabilă o mărime dată. La motoarele cu ardere internă această mărime este turația n^* sau viteza unghiulară ω .

Ecuția de mișcare a mașinii în regim stabilizat este [28]:

$$J \cdot \frac{d\omega}{d\tau} = M_{in} - M_{ie} \quad (4.1)$$

unde:

J – este momentul de inerție al maselor în mișcare, redus la axa arborelui cotit;

$d\omega/d\tau$ – accelerația unghiulară;

M_{in} – momentul de intrare în mașină, care este proporțional cu doza de combustibil pe ciclu;

M_{ie} – momentul de ieșire, care este egal cu momentul rezistent ($M_{ie} = M_R$).

De obicei încărcarea este variabilă și produce dezechilibrul dinamic care antrenează variația turației n^* , respectiv a vitezei unghiulare ω a motorului: pentru a reveni la starea inițială trebuie modificat M_{in} . Schematic problema se prezintă astfel (Fig.4.2.a): la variația încărcării M_R se obține o variație a turației Δn^* ; pentru a modifica momentul de intrare se variază doza de combustibil pe ciclu ΔV_c , în care scop se deplasează cremaliera cu ΔC . Pentru un sistem de reglare, ΔC reprezintă mărimea de intrare, iar Δn^* mărimea de ieșire.

La M.A.C. (motoare cu aprindere prin comprimare), modificarea mărimii de ieșire antrenează și o modificare a dozei de combustibil pe ciclu. Ca urmare, în sistemul de reglare apar două mărimi de intrare, ΔC și Δn^*_p , (Δn^*_p fiind variația turației pompei de injecție urmare a variației turației motorului cu Δn^*) care conduc la modificarea lui ΔV_c (Fig.4.2.b). Într-un sistem de reglare automată mărimea de intrare trebuie modificată în concordanță cu modificările suferite de mărimea de ieșire, așadar variația turației Δn^* trebuie transformată în variația unei lungimi ΔC . Acest deziderat este îndeplinit de către regulatorul mecanic potrivit schemei din Fig.4.2.c)[28].

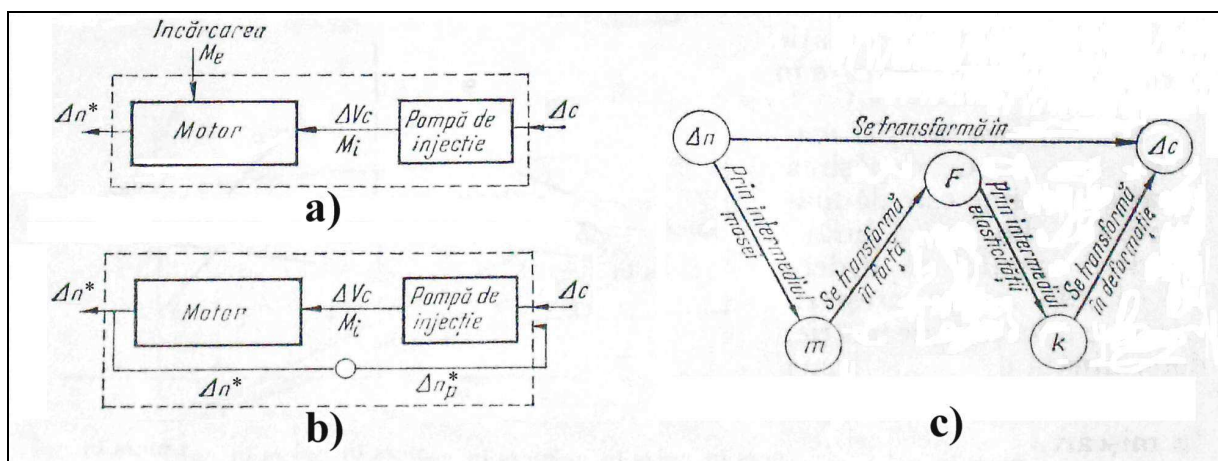


Fig.4.2 – Principii de reglare automată a dozei de combustibil

Scopul final urmărit la orice sistem de reglaj ce echipează un motor Diesel supraalimentat de turație variabilă pentru tracțiune este acela de a asigura cantitatea de combustibil necesară funcționării optime a motorului în orice punct de pe caracteristica – *putere în funcție de turație* – în orice condiții de încărcare variabilă, pentru obținerea celui mai mic consum de combustibil și a celei mai reduse poluări a mediului.

Regulatorul Woodward, întâlnit în aproape orice sistem de reglaj al motoarelor Diesel, a fost conceput în anii '50, odată cu pătrunderea masivă a motoarelor Diesel în foarte multe domenii tehnice, cu scopul înlocuirii vechilor mașini de forță. Se poate afirma cu certitudine că acesta a reprezentat un vârf al tehnicii în domeniu și de aceea, cu modificările și perfecționările suferite în timp, a rezistat celor peste 60 de ani scurși până la ora actuală. Cu unele optimizări, acesta poate funcționa cu mult succes încă mulți ani în viitor, datorită fiabilității excepționale.

Pentru perioada în care a fost conceput regulatorul Woodward din componența sistemului de reglaj și a celei următoare, când nu se puneau probleme deosebite în ceea ce privește consumul de combustibil, poluarea, durata de viață a motorului, eficiența energetică, costurile de exploatare precum și a performanțelor dinamice realizate de către agregatele echipate cu motoare Diesel, se poate afirma că acesta a corespuns scopului pentru care a fost creat.

Pentru a pune în evidență, în detaliu, stadiul actual în domeniul reglajului motoarelor Diesel supraalimentate, echipate cu regulatoare mecano-hidraulice de turație variabilă, este necesară conceperea unei metodologii de calcul a sistemului de reglaj prin care să poată fi verificat, pe de o parte, în ce măsură soluțiile utilizate la ora actuală conduc la funcționarea corespunzătoare a motorului pe caracteristica de propulsie și pe de altă parte,

să poată fi elaborate soluțiile prin care sistemul actual să fie perfecționat astfel încât să corespundă tuturor exigențelor din domeniu.

Întrucât sistemul de reglaj al motoarelor Diesel care funcționează la turația constantă de sincronism nu prezintă probleme deosebite, lucrarea de față își propune să trateze cu precădere problema sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă, uzual utilizate în tracțiunea feroviară și navală unde problemele de reglaj sunt mai delicate.

Calculul sistemului de reglaj pentru un motor Diesel supraalimentat de turație variabilă și punerea în aplicare a acestuia presupune parcurgerea următoarelor etape:

- definirea mărimilor care vor fi utilizate în calcul și stabilirea parametrilor de regim și de reglaj;
- determinarea relațiilor de calcul pentru caracteristicile motorului;
- determinarea relațiilor de calcul pentru caracteristicile regulatorului;
- stabilirea datelor inițiale de calcul;
- conceperea unui program de simulare numerică pe calculator a funcționării regulatorului pe caracteristica teoretică de reglaj calculată, având drept scop generarea profilului camei din componența mecanismului cu pârghii al acestuia, care contribuie la obținerea practică a caracteristicii optime de reglaj;
- conceperea unui program de simulare numerică pe calculator a funcționării sistemului de pârghii dintre regulator și motor, în vederea determinării caracteristicii de reglaj a acestui mecanism, necesară în procesul de optimizare a sistemului de reglaj;
- utilizarea tuturor caracteristicilor, determinate prin calcul, în procesul de optimizare a sistemului de reglaj;
- întocmirea specificației tehnice pentru regulatorul de turație și realizarea practică a reglajului acestuia pe un stand specializat în vederea obținerii caracteristicilor de reglaj optimizate, prin implementarea camei având profilul generat în procesul de simulare;
- efectuarea tuturor reglajelor necesare rezultate în procesul de optimizare a sistemului de reglaj;
- verificarea caracteristicilor motorului și ale sistemului de reglaj prin compararea caracteristicilor și a mărimilor rezultate din calcul cu cele efectiv ridicate respectiv măsurate la proba motorului Diesel prototip pe standul de probă al acestuia;
- validarea calculului sau, dacă va fi cazul, elaborarea soluțiilor pentru efectuarea corecțiilor necesare.

4.2 Definirea mărimilor utilizate la calculul caracteristicilor sistemului de reglaj. Stabilirea parametrilor de regim și de reglaj

Mărimile avute în vedere la calculul sistemului de reglaj pentru un motor Diesel supraalimentat sunt următoarele:

- puterea motorului (P);
- cursa cremalierii pompelor de injecție (C);
- presiunea aerului de supraalimentare (p);
- cursa pistonului servomotorului de putere al regulatorului (T);
- cursa pistonului servomotorului de turație (S);
- presiunea aerului de reglaj a regulatorului (p_r);
- presiunea aerului de supraalimentare (p_{lim}) la limitarea injecției.

Parametrii de regim utilizați în calcul sunt:

- turația regulatorului (n);
- turația motorului (n^*).

Parametrii de reglaj utilizați în calcul sunt:

- presiunea barometrică (p_b) – utilizată la ridicarea experimentală a caracteristicii corectorului de altitudine din regulator;
- cursa pistonului servomotorului de putere al regulatorului (T) utilizată pentru calculul caracteristicii de supraalimentare a motorului și a caracteristicii limitatorului de injecție din regulator.

4.3 Determinarea relațiilor de calcul pentru caracteristicile motorului

4.3.1 Ecuația caracteristicii de propulsie a motorului Diesel

Caracteristica de propulsie a motorului Diesel supraalimentat de tracțiune, care reprezintă variația puterii motorului (P) în funcție de turația (n^*) corespunzătoare puterii rezistente la înaintare a locomotivei sau navei, este stabilită de producătorul motorului.

Cea mai întâlnită caracteristică de propulsie este **caracteristica de elice** în care puterea (P_x) este o funcție de gradul III în raport cu turația

motorului (n^*), adică $P_x = f(n^{*3})$ [28] și este specifică motoarelor Diesel destinate tracțiunii navale și celor ce echipează locomotive diesel-hidraulice sau diesel-electrice. Această caracteristică este caracterizată de proporționalitate între puterile aferente a două puncte oarecare de pe caracteristică și cubul turațiilor corespunzătoare. Astfel, pentru determinarea puterii motorului (P_x) în funcție de turația (n_x^*), din domeniul de turații ($n_g - n_n$), într-un punct oarecare de pe caracteristica prezentată schematic în Fig.4.3, cunoscând valorile puterii și turației nominale (P_n, n_n), se poate scrie [21]:

$$\frac{P_x}{P_n} = \frac{n_x^{*3}}{n_n^{*3}} \quad \text{de unde rezultă} \quad P_x = \frac{n_x^{*3}}{n_n^{*3}} \cdot P_n \quad [\text{kW}] \quad (4.2)$$

unde:

- P_g este puterea la turația de mers în gol a motorului, în kW;
- P_n – puterea nominală a motorului, în kW;
- P_x – puterea corespunzătoare turației n_x^* , în kW;
- n_n^* – turația nominală a motorului, în rot/min;
- n_g^* – turația de mers în gol a motorului, în rot/min;
- n_x^* – turația momentană a motorului, în rot/min.

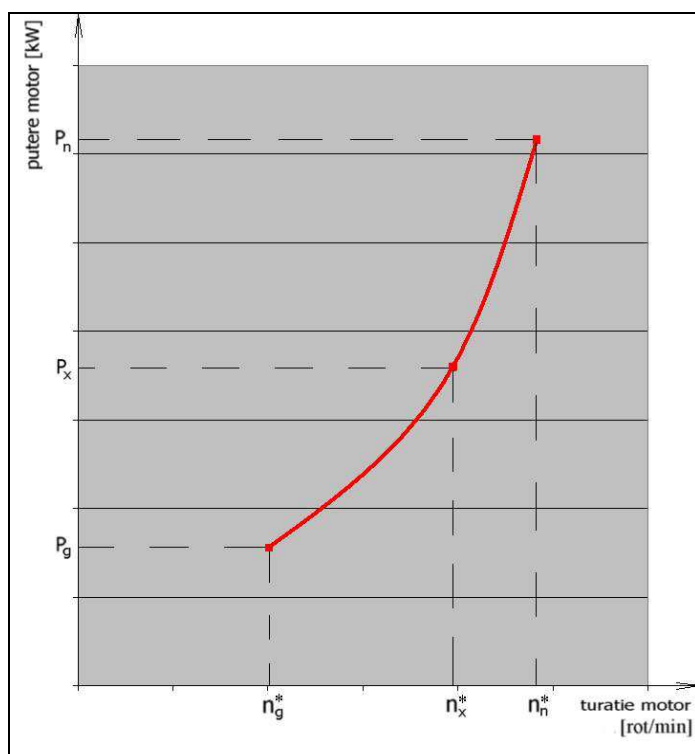


Fig.4.3 – Schema caracteristicii de propulsie

și la UCM Reșița sub licență.

În tracțiunea feroviară, pentru motoarele Diesel destinate locomotivelor diesel-electrice, se utilizează și caracteristica de propulsie definită de o **funcție de gradul IV** ce se exprimă prin relația (4.3), dedusă de autor prin analogie [21], prin care se asigură o rezervă de putere mai mare motorului, în special în partea inferioară a caracteristicii, ce servește la accelerarea locomotivei sau la ridicarea unei rampe. Este și cazul motoarelor ALCO R251 de 12, 16 și 18 cilindri fabricate

$$P_x = \frac{n_x^{*4}}{n_n^{*4}} \cdot P_n, \quad [\text{kW}] \quad (4.3)$$

Reglajul motoarelor Diesel supraalimentate destinate locomotivelor diesel-hidraulice și navelor având elice cu pas fix nu ridică probleme deosebite și se realizează de către regulatoare mecano-hidraulice mai simple, tip PGA cu caracteristică liniară, ce nu au în componență dispozitiv de control automat al puterii mașinii antrenate de către motor. La aceste regulatoare între turația regulatorului și cursa pistonului servomotorului de putere al regulatorului, ce comandă pompele de injecție ale motorului, se poate realiza orice relație în funcție de puterea absorbită de către mașina antrenată – **convertizorul hidraulic** la locomotivele diesel-hidraulice – respectiv **elicea** la navele ce au elice cu pas fix, la o anumită turație. Singurul control al puterii absorbite pentru propulsia locomotivei sau navei se poate face indirect prin vizualizarea cursei cremalierei pompelor de injecție pentru o turație dată a motorului. Prin compararea valorii cursei cremalierei pompelor de injecție (pentru o turație dată) cu valoarea rezultată din calcul se poate deduce dacă motorul funcționează pe caracteristica optimă de propulsie oferită de constructorul motorului Diesel sau pe o altă caracteristică.

Dacă reglajul locomotivelor diesel-hidraulice și a navelor având elice cu pas fix nu ridică probleme deosebite, la locomotivele diesel-electrice și navele având elice cu pas variabil situația este mult diferită și bineînțeles mult mai complicată.

Astfel, pentru reglajul motoarelor acestor mașini sunt utilizate cele mai complicate regulatoare, atât în ceea ce privește componența, cât și reglajul (PGAV sau PGEV).

Dispozitive suplimentare, așa cum este și dispozitivul de control automat al puterii (v. Fig.2.12 și Fig.2.25), sunt adăugate regulatorului de bază cu scopul de a realiza caracteristica – *cursă regulator în funcție de turație regulator* – necesară motorului pentru funcționarea pe caracteristica de propulsie dorită.

4.3.2 Ecuția caracteristicii de reglaj a cremalierei pompelor de injecție

Caracteristica de reglaj a cremalierei pompelor de injecție exprimă variația cursei cremalierei în funcție de turația motorului, necesară funcționării acestuia pe caracteristica de propulsie, într-un regim variabil. Realizarea practică a acestei caracteristici este esențială pentru sistemul de reglaj al

oricărui motor și ea depinde atât de realizarea caracteristicii de reglaj a regulatorului (v. paragraful 4.5.3) – cursă regulator în funcție de turație – cât și de caracteristica de reglaj realizată de către sistemul de pârghii dintre regulator și motor – cursa cremalierii în funcție de cursa regulatorului (v. paragraful 4.4).

La determinarea relației de calcul pentru această caracteristică s-a ținut seamă de următoarele elemente cunoscute și anume:

- între debitul masic de combustibil injectat într-un motor la o turație dată și momentul motor produs de către acesta există o relație liniară de variație [7], [28];
- doza de combustibil injectat în motor pe ciclu m_c variază liniar cu poziția cremalierii pompelor de injecție (așa cum se observă în graficul din Fig.4.5 pentru pompele de injecție cu piston-sertar utilizate și pe motoarele ALCO R251) [9], [16];
- reglarea puterii unui motor Diesel se realizează prin reglarea debitului de combustibil injectat respectiv a dozei de combustibil pe ciclu m_c , prin reglarea cursei cremalierii pompelor de injecție C;
- doza de combustibil pe ciclu m_c se determină cu relația

$$m_c[mg] = 8,33 \cdot v \cdot c_e \cdot \frac{P_e}{i \cdot n^*} \quad [28] \text{ unde: } c_e \text{ reprezintă consumul specific efectiv de combustibil al motorului în g/kWh; } P_e \text{ – puterea efectivă a motorului în kW; } v \text{ – numărul de timpi; } i \text{ – numărul de cilindri și } n^* \text{ - turația motorului în rot/min;}$$
- puterea dezvoltată de către un motor Diesel este egală cu produsul dintre momentul motor produs și turația acestuia $P_e = M_e \cdot n^*$ [5];
- puterea rezistentă pe caracteristica de propulsie este o funcție de gradul III sau IV în raport cu turația motorului, respectiv $P_e = k \cdot (n^*)^3$ sau $P_e = k' \cdot (n^*)^4$;
- puterea unui motor este proporțională cu consumul orar de combustibil și de aer sau de fluid proaspăt dacă randamentul efectiv este constant ($\eta_e = \text{ct.}$) [8], [28];
- cursa C a cremalierii în mm se determină din caracteristica de debit a pompei de injecție (v. Fig.4.5) în funcție de volumul V_c în mm^3 refulat pe ciclu ($V_c = m_c / \rho_{st}$), cunoscând m_c în mg și ρ_{st} în mg/mm^3 – densitatea standard a combustibilului utilizat;
- doza de combustibil pe ciclu m_c respectiv cursa cremalierii C necesare funcționării motorului pe caracteristica de propulsie va avea o variație după o funcție de gradul II respectiv III în raport cu turația motorului n^* , dacă în relația lui m_c de mai sus se ține seamă de faptul că $P_e = k \cdot (n^*)^3$

sau $P_e = k' \cdot (n^*)^4$. Astfel, se va obține: $m_c[mg] = 8,33 \cdot \nu \cdot c_e \cdot \frac{k \cdot n^{*3}}{i \cdot n^*}$ respectiv

$m_c[mg] = 8,33 \cdot \nu \cdot c_e \cdot \frac{k' \cdot n^{*4}}{i \cdot n^*}$. Dacă se aproximează un consum specific efectiv de combustibil, constant pe caracteristica de propulsie, se poate scrie că variația dozei de combustibil pe ciclu m_c respectiv a cursei C a cremalierei, în funcție de turația motorului, va fi de forma $m_c = k_1 \cdot n^{*2}$ ($k_1 = \frac{8,33 \cdot \nu \cdot c_e \cdot k}{i}$) – pentru o caracteristică de propulsie definită printr-o funcție de gradul III în raport cu turația motorului; respectiv $m_c = k_2 \cdot n^{*3}$ ($k_2 = \frac{8,33 \cdot \nu \cdot c_e \cdot k'}{i}$) – pentru o caracteristică de propulsie definită printr-o funcție de gradul IV în raport cu turația motorului;

- între cursa regulatorului și cursa cremalierei pompelor de injecție se asumă, prin construcția sistemului de pârghii ce face legătura dintre regulator și pompele de injecție, o relație liniară de variație (așa cum este prezentată în Fig.4.7 pentru motoarele din familia ALCO R251);
- între turația regulatorului și turația motorului există o relație bine definită întrucât regulatorul este antrenat direct de către motor prin intermediul unui angrenaj dințat.

Luând în considerare cele enunțate mai sus expresia matematică dedusă, verificată și confirmată experimental de autor, pentru calculul caracteristicii de reglaj a cremalierei pompelor de injecție, reprezentată schematic în Fig.4.4, necesară obținerii unei caracteristici de propulsie a motorului, definită printr-o funcție de gradul III în raport cu turația motorului este cea din relația (4.4) [21] și a rezultat în baza relației de proporționalitate care există între cursele utile ale cremalierei aferente oricăror puncte de pe caracteristică și pătratul turațiilor corespunzătoare:

$$\frac{C - C_g}{C_n - C_g} = \frac{n^{*2}}{n_n^{*2}} \quad C = (C_n - C_g) \cdot \frac{n^{*2}}{n_n^{*2}} + C_g [mm], \quad (4.4)$$

unde:

- C este cursa indicată a cremalierei, în mm, la turația n^* a motorului;
- $(C - C_g)$ – cursa utilă a cremalierei, în mm, necesară obținerii puterii din curba de putere, la turația (n^*) a motorului;
- C_n – cursa indicată a cremalierei, în mm, la turația nominală (n_n^*) a motorului;
- $(C_n - C_g)$ – cursa utilă a cremalierei, în mm, necesară obținerii puterii nominale la turația nominală (n_n^*) a motorului;
- C_g – cursa cremalierei, în mm, efectiv realizată la cursa de mers în gol a regulatorului (T_g), corespunzătoare turației de mers în gol absolut a motorului (n_g^*) fără sarcină externă ($P_e=0$), determinată din

caracteristica – *cursă cremalieră pompe injecție în funcție de cursă regulator* – trasată prin puncte după calculul de optimizare al sistemului de pârghii dintre regulator și pompele de injecție ale motorului, așa cum se observă în graficul din Fig.4.7 pentru familia de motoare ALCO R251.

Schematic în graficul din Fig.4.4 este reprezentată forma curbei de variație a cursei cremalierii pompelor de injecție în funcție de turația motorului.

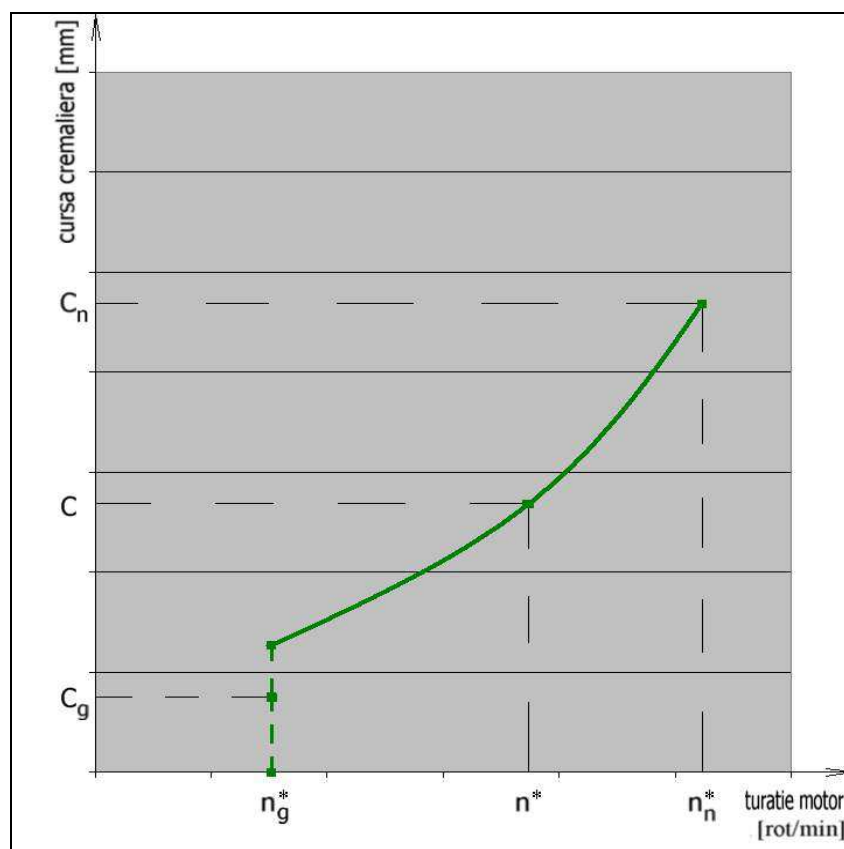


Fig.4.4 – Schema caracteristicii de reglaj a cremalierii

Urmând același raționament, relația de calcul dedusă, verificată și confirmată de autor, pentru cursa cremalierii necesare obținerii unei caracteristici de propulsie definită printr-o funcție de gradul IV în raport cu turația motorului va fi [21]:

$$\frac{C - C_g}{C_n - C_g} = \frac{n^{*3}}{n_n^{*3}} \quad C = (C_n - C_g) \cdot \frac{n^{*3}}{n_n^{*3}} + C_g [mm], \quad (4.5)$$

Valorile de calcul pentru cursa cremalierii se stabilesc după cum urmează:

– C_n rezultă din calcul în funcție de consumul specific de combustibil rezultat la calculul termodinamic al motorului Diesel [7] și de performanțele pompelor de injecție utilizate (v. Fig.4.5) [9], [16].

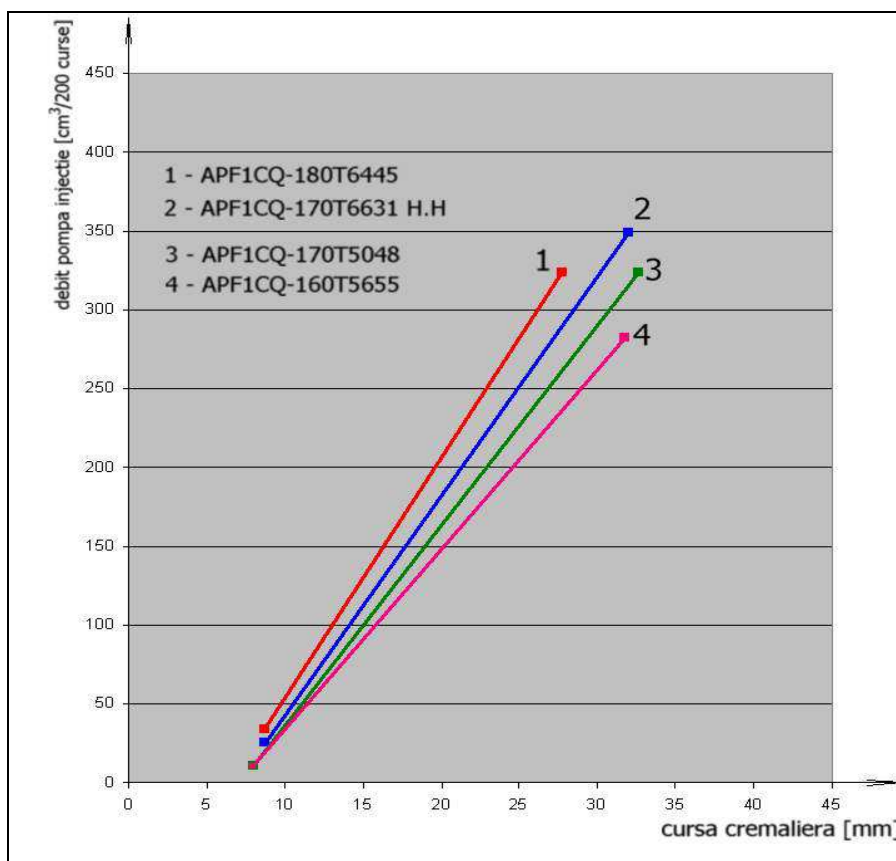


Fig.4.5 – Caracteristica de debit a pompelor de injecție tip American Bosch

Valoarea se verifică experimental la proba motorului pe stand. Dacă cele două valori nu sunt riguros egale se reface calculul sistemului de reglaj adoptând în calcule valorile efectiv măsurate pe cale experimentală, corectate la condițiile standard cu o relație și factori de corecție stabiliți de fiecare producător de motoare, care în esență seamănă cu rel.(4.6) stabilită de firma ALCO SUA pentru motoarele tip R251:

$$C_{st} = C_e \cdot a \cdot \frac{H_{ie}}{H_{ist}} \cdot \frac{\rho_e}{\rho_{st}} \cdot \frac{n_e^*}{n_{st}^*} [mm] \quad (4.6)$$

unde:

- C_e este cursa cremalierii, în mm, efectiv măsurată;
- C_{st} – cursa cremalierii standard, în mm, ce va fi utilizată în calcule;
- a – factor de corecție a puterii efective a motorului determinat din curbele de corecție specifice fiecărui motor ($a = P_e / P_{st}$). Factorul de corecție (a) ține seamă de temperatura aerului aspirat în motor în timpul probei acestuia, de presiunea barometrică (p_b) în momentul efectuării probei și de umiditatea relativă a aerului aspirat φ_r ;
- P_e – puterea efectivă a motorului, în kW;
- P_{st} – puterea corectată în condiții standard, în kW;
- ρ_e – densitatea motorinei utilizate la probă, în kg/dm³;

- p_{st} – densitatea standard a motorinei, egală cu $0,845 \text{ kg/dm}^3$;
- H_{ie} – puterea calorifică inferioară a combustibilului utilizat la proba motorului, în kJ/kg ;
- H_{ist} – puterea calorifică inferioară standard egală cu 42697 kJ/kg ;
- n_e^* – turația motorului efectiv măsurată la probă, în rot/min ;
- n_{st}^* – turația teoretică a motorului, în rot/min .
- C_g se obține în mod similar ca și C_n .
- C_0 este cursa cremalierii realizată cu motorul oprit (cursa regulatorului 0). Valoarea acestei curse se stabilește de către proiectantul sistemului de reglaj ținând seamă de următoarele considerente:
 - valoarea maximă a acestei curse nu poate depăși limita indicată de furnizorul pompelor de injecție pentru debit de combustibil nul [9], [16]. Depășirea acestei limite constituie un pericol pentru motorul Diesel întrucât există posibilitatea reală ca acesta să nu poată fi oprit la comanda de oprire din regulator și în anumite situații să se supratureze;
 - valoarea cursei alese trebuie să asigure realizarea cursei cremalierii necesare obținerii primului punct de pe caracteristica de propulsie, a cremalierii (C_g), pentru asigurarea funcționării motorului la mers în gol absolut (fără sarcină) precum și în funcție de echipamentul de injecție folosit, tipul motorului, caracteristica limitatorului de injecție adoptată etc – asigurarea unei anumite curse prescrise pentru cremaliera ($C_{p \text{ lim}=0}$) (v. Fig.4.7) în vederea funcționării motorului ca și un motor cu aspirație naturală, în cazul în care turbosuflanta acestuia se blochează (presiune de supraalimentare 0). Această valoare se determină la calculul termodinamic al motorului și se verifică experimental pe standul motorului. Valoarea este astfel adoptată încât și în această situație motorul să poată funcționa corespunzător ca orice motor cu aspirație naturală (fără supraalimentare).

4.3.3 Ecuația caracteristicii de supraalimentare

Regimul de funcționare a unei turbosuflante este strict dependent de regimul de funcționare a motorului, agregatul motor-turbosuflantă fiind autoreglabil [28]. La variația turației și sarcinii motorului se modifică debitul și temperatura gazelor de ardere, deci regimul de funcționare a turbinei, prin modificarea turației acesteia. Astfel, se modifică și performanțele suflantei de supraalimentare (debitul și presiunea aerului refulat), fiind cunoscut faptul că

la o suflantă centrifugă, presiunea aerului refulat variază cu pătratul vitezei periferice a rotorului [10], [62].

Caracteristicile suflantei – debit refulat în funcție de puterea motorului cât și presiunea aerului refulat în funcție de puterea motorului – se ridică la proba pe stand a motorului prototip și reprezintă caracteristicile de supraalimentare ale motorului.

Pentru calculul sistemului de reglaj, care se efectuează atunci când motorul încă nu este realizat, interesează însă o caracteristică definită printr-o relație matematică care să reprezinte variația presiunii de supraalimentare în funcție de cursa regulatorului, pornind de la valoarea presiunii nominale de supraalimentare (p_n), admisă la calculul termodinamic al motorului, corespunzătoare puterii și turației nominale ale acestuia. În fond, această caracteristică reprezintă indirect și la o altă scară, variația debitului masic de combustibil injectat în motor (cursa regulatorului) în funcție de debitul masic de aer disponibil (presiunea aerului de supraalimentare) în orice moment.

Această caracteristică este necesară întrucât limitatorul de injecție al regulatorului, responsabil de funcționarea motorului în regim de accelerare, are o caracteristică asemănătoare și în procesul de optimizare a sistemului de reglaj al unui motor Diesel supraalimentat, cele două caracteristici trebuie armonizate (v. paragraf 7.4).

Utilizând caracteristicile experimentale determinate anterior la proba pe stand a motorului cum ar fi: puterea motorului în funcție de cursa cremalierii $P=f(C)$; cursa cremalierii în funcție de cursa regulatorului $C=f(T)$ și presiunea de supraalimentare în funcție de puterea motorului $p=f(P)$ s-a putut ajunge la caracteristica – presiunea aerului de supraalimentare în funcție de cursa regulatorului – $p=f(T)$, prin transpunerea acestor caracteristici dintr-un sistem de axe de coordonate în altul. Pe cale empirică autorul a dedus relația matematică care definește această caracteristică, exprimată prin rel.(4.7) [21]. Relația a fost verificată și confirmată prin compararea caracteristicilor calculate cu această relație față de caracteristicile omoloage obținute experimental.

$$\frac{p}{p_n} = \frac{(T - T_{p=0})^2}{(T_n - T_{p=0})^2} \quad p = \frac{(T - T_{p=0})^2}{(T_n - T_{p=0})^2} \cdot p_n [mmHg] \quad (4.7)$$

unde :

- p este presiunea de supraalimentare, în mmHg, realizată de către turbosuflantă la cursa (T) a regulatorului;
- $T_{p=0}$ – cursa regulatorului, în mm, la care turbosuflanta realizează presiunea de supraalimentare „zero”;

- $(T - T_{p=0})$ – cursa utilă a regulatorului, în mm, necesară realizării presiunii de supraalimentare (p) de către turbosuflantă;
- T_n – cursa nominală a regulatorului, în mm, corespunzătoare puterii nominale a motorului;
- $(T_n - T_{p=0})$ – cursa utilă a regulatorului, în mm, necesară realizării presiunii de supraalimentare (p_n), admisă la calculul termodinamic al motorului.

Cursa ($T_{p=0}$) din relația (4.7) reprezintă cursa regulatorului la care motorul dezvoltă un debit de gaze suficient pentru a accelera turbosufanta astfel încât să se înceapă realizarea unei suprapresiuni în colectorul de admisie al motorului, moment ce indică de fapt începutul supraalimentării propriu-zise a acestuia.

Înainte de acest moment, așa cum se poate observa în graficul din Fig.4.6 și din calcule, în colectorul de admisie al motorului se realizează o foarte ușoară depresiune. Această valoare se poate determina prin calcul și/sau experimental.

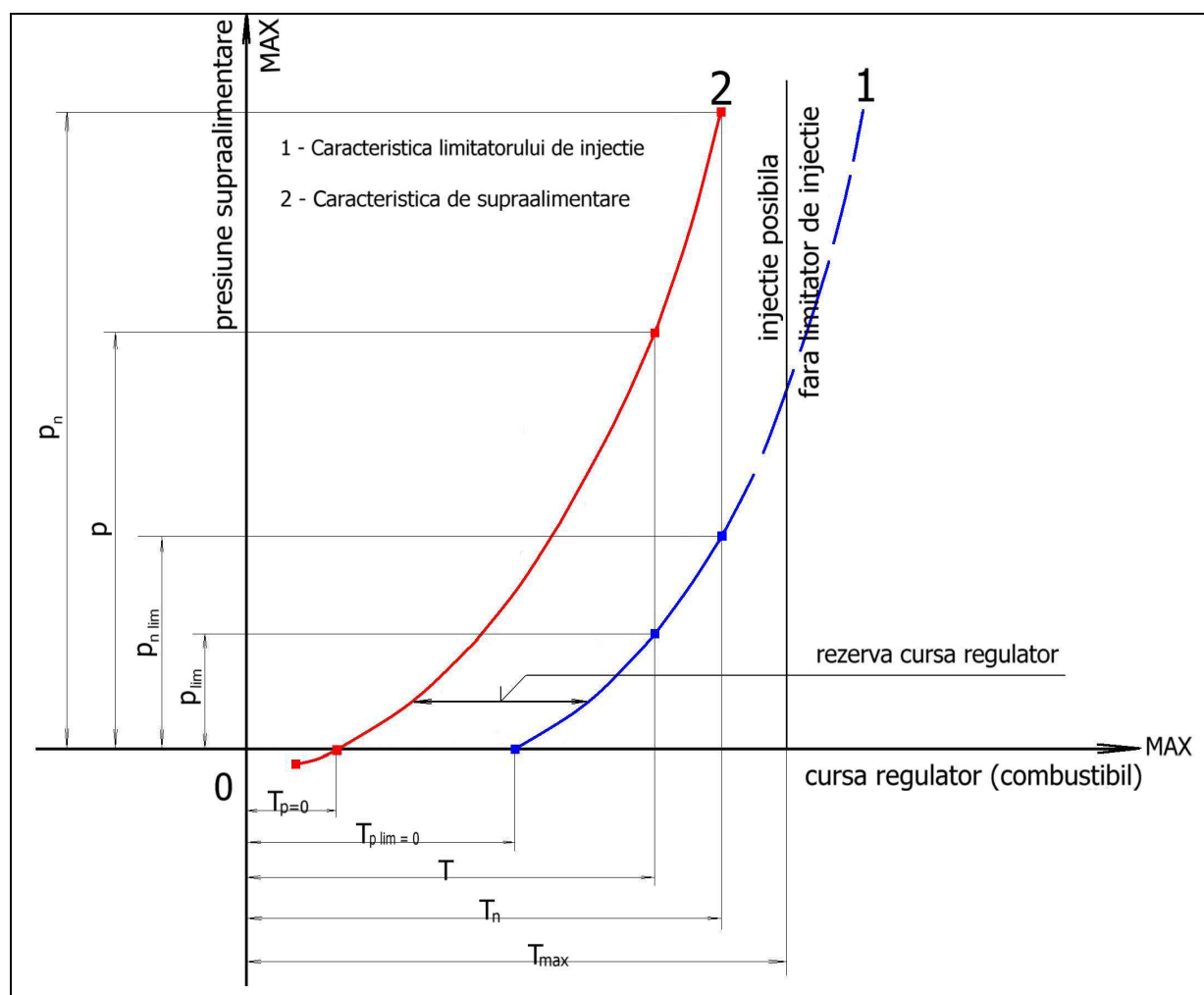


Fig.4.6 – Caracteristica de supraalimentare și caracteristica limitatorului de injecție

Cu ajutorul relației (4.7) se poate calcula și trasa prin puncte caracteristica – *presiunea aerului de supraalimentare în funcție de cursa regulatorului* – pentru orice motor, cunoscând presiunea nominală de supraalimentare (p_n).

Astfel, în graficul din Fig.4.6 este reprezentată schematic această caracteristică (1), cât și caracteristica limitatorului de injecție (2) unde apar și mărimile utilizate în relațiile de calcul ale acestora.

Din graficul Fig.4.6, se poate deduce cu ușurință rezerva cursei de regulator disponibilă pentru accelerarea motorului pe caracteristica de propulsie. Această „rezervă” de accelerare rezultă ca diferență între cursa regulatorului, „eliberată” de limitatorul de injecție în regim de accelerare și cursa regulatorului în regim stabilizat de funcționare a motorului, pentru aceeași valoare a presiunii aerului de supraalimentare.

Mărima acestei rezerve va fi analizată pe larg în paragraful 7.4.

4.4 Determinarea caracteristicii de reglaj a sistemului de pârghii dintre regulator și motor

Sistemul de pârghii dintre regulator și motor face parte din sistemul de reglaj al unui motor Diesel supraalimentat, având rolul de a transmite mișcarea de la tija pistonului servomotorului de putere al regulatorului la cremaliera pompelor de injecție ale motorului, după o anumită relație.

Astfel, între cursa (T) a regulatorului și cursa (C) a cremalierei pompelor de injecție, la calculul sistemului de reglaj, s-a admis ipoteza realizării unei variații liniare (v. Fig.4.7).

Valorile de reglaj pentru elementele sistemului de pârghii dintre regulator și motor, care trebuie să asigure pe motor realizarea caracteristicii calculate – cursă cremalieră pompe injecție în funcție de turație motor – vor putea fi cunoscute în totalitate după calculul acestui sistem pe baza unui program de simulare numerică pe calculator, specific fiecărei aplicații, care este prezentat pe larg ca exemplu în paragraful 5.2 al prezentei lucrări.

De asemenea, poziționarea corectă a caracteristicii de reglaj a sistemului de pârghii $C=f(T)$ care depinde și de mărimea pompei de injecție utilizate (Fig.4.7), rezultată în urma simulării, față de axele de coordonate (cursă regulator – cursă cremalieră), poate fi stabilită în urma procesului de optimizare a sistemului de reglaj (v. paragraful 7.4) întrucât prin intermediul

acestei caracteristici trebuie corelate valorile anumitor mărimi sau parametri de reglaj utilizate la calculul sistemului.

În graficul din Fig.4.7 se prezintă poziționarea caracteristicii de reglaj $C=f(T)$ a sistemului de pârghii pentru un motor echipat cu trei mărimi de pompe de injecție având debit diferit la aceeași cursă a cremalierii.

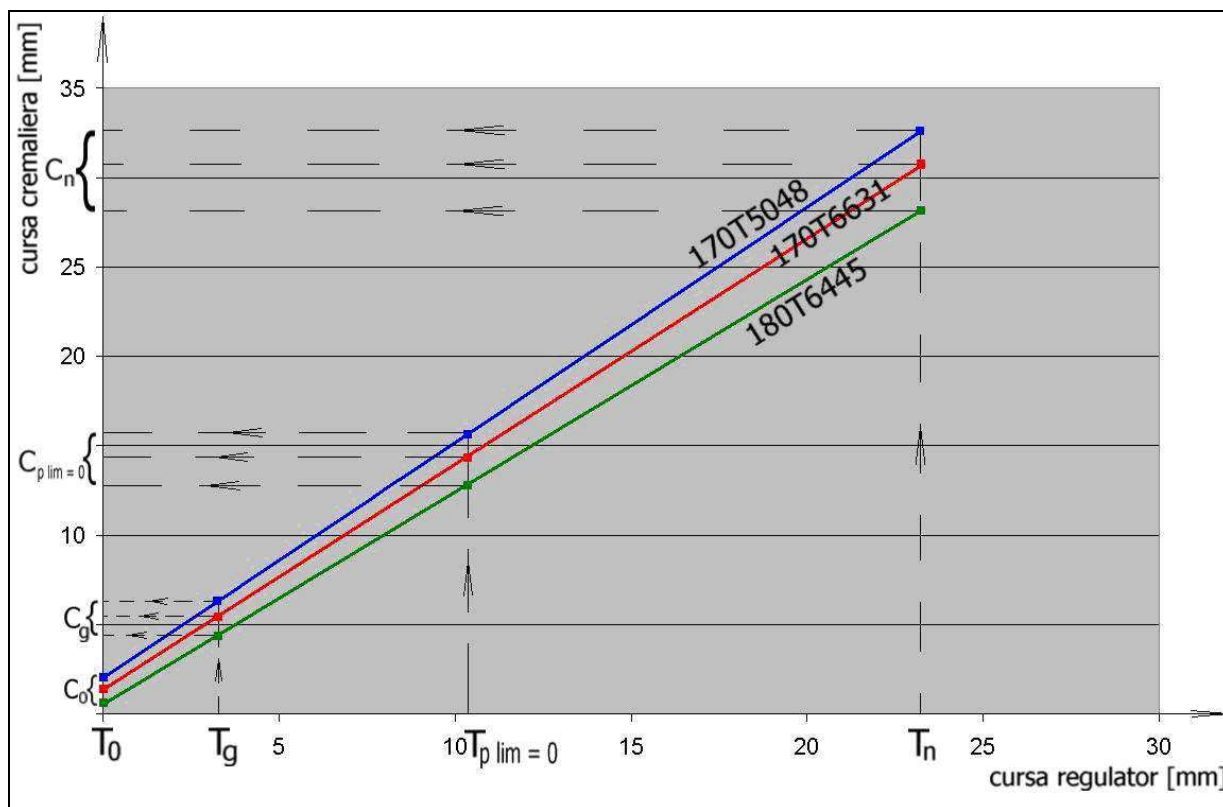


Fig.4.7 – Caracteristica sistemului de pârghii dintre reglator și motor

4.5 Determinarea relațiilor de calcul pentru caracteristicile reglatorului

4.5.1 Ecuația caracteristicii servomotorului de turație al reglatorului PGAV

Această caracteristică reprezintă variația cursei pistonului servomotorului de turație al reglatorului în funcție de turația reglatorului.

Pentru ridicarea pe cale experimentală a caracteristicii de mai sus, specifică reglatoarelor Woodward tip PGAV, utilizată la calculul de optimizare a sistemului de reglaj, pe standul de reglatoare, cu reglatorul în funcțiune la

starea de echilibru, s-a măsurat succesiv cu mare precizie, cursa tijei pistonului servomotorului de turație corespunzătoare fiecărei trepte de turație selectate a regulatorului. Măsurătorile s-au efectuat asupra unui regulator Woodward tip PGAV, pentru mai multe trepte de turație, corespunzătoare treptelor de turație ale motorului, alese convenabil din 50 în 50 rot/min în cadrul domeniului de reglaj. Obținerea treptelor de turație ale regulatorului s-a făcut prin reglarea presiunii aerului de reglaj pentru mecanismul de reglare a turației din regulator la valoarea corespunzătoare fiecărei trepte de turație. Valorile măsurate cât și cele calculate au fost înscrise în Tab.4.1 și cu aceste valori s-a construit grafic caracteristica servomotorului de turație din Fig.4.8, care aparține unei anumite aplicații.

Tabelul 4.1

Nr crt	n_{motor} [rot/min]	$n_{\text{reg.calc.}}$ [rot/min]	$n_{\text{reg.măsurat}}$ [rot/min]	Cursa piston servoturație		Presiune aer reglaj [inchHg]	Presiune aer reglaj recalculată în	
				Calculată [mm]	Măsurată [mm]		[p.s.i]	[bar]
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	300	271,2	271	–	1,08	0	0	0
3	350	316,4	316	–	1,08	8,2	4,02	0,277
4	400	361,6	362	2,24	2,24	14,46	7,1	0,49
5	450	406,8	407	3,33	3,33	22,4	11,0	0,76
6	500	452	452	4,42	4,42	28,1	13,8	0,95
7	550	497,2	497	5,51	5,51	33,8	16,6	1,143
8	600	542,4	543	6,60	6,68	39,4	19,35	1,332
9	650	587,6	588	7,69	7,76	45	22,05	1,52
10	700	632,8	633	8,78	8,86	50,6	24,8	1,71
11	750	678	678	9,87	9,88	55,7	27,3	1,88
12	800	723,2	723	10,96	10,98	61,4	30,1	2,075
13	850	768,4	768	12,05	12,03	66,3	32,5	2,24
14	900	813,6	814	13,14	13,16	72	35,3	2,435
15	950	858,8	859	14,23	14,24	77,3	37,9	2,62
16	1000	904	904	15,32	15,32	82,5	40,5	2,79
17	1050	949,2	949	16,41	16,36	87,4	42,9	2,96
18	1100	994,4	994	17,50	17,48	92,61	45,5	3,14

Regulatorul supus măsurătorilor a avut domeniul de reglaj (361,6÷994,4) rot/min corespunzător funcționării pe un motor cu domeniul de turații de (400÷1100)rot/min la un raport de antrenare $n_{\text{reg}}/n_{\text{mot}}=0,904$.

Domeniul presiunii aerului de reglaj pentru mecanismul de reglare a turației din regulator, în vederea obținerii domeniului de turații de mai sus, este de (14,46÷92,61)inchHg egal cu (7,1÷45,5)p.s.i (pound per square inch) echivalent cu (0,49÷3,14)bar.

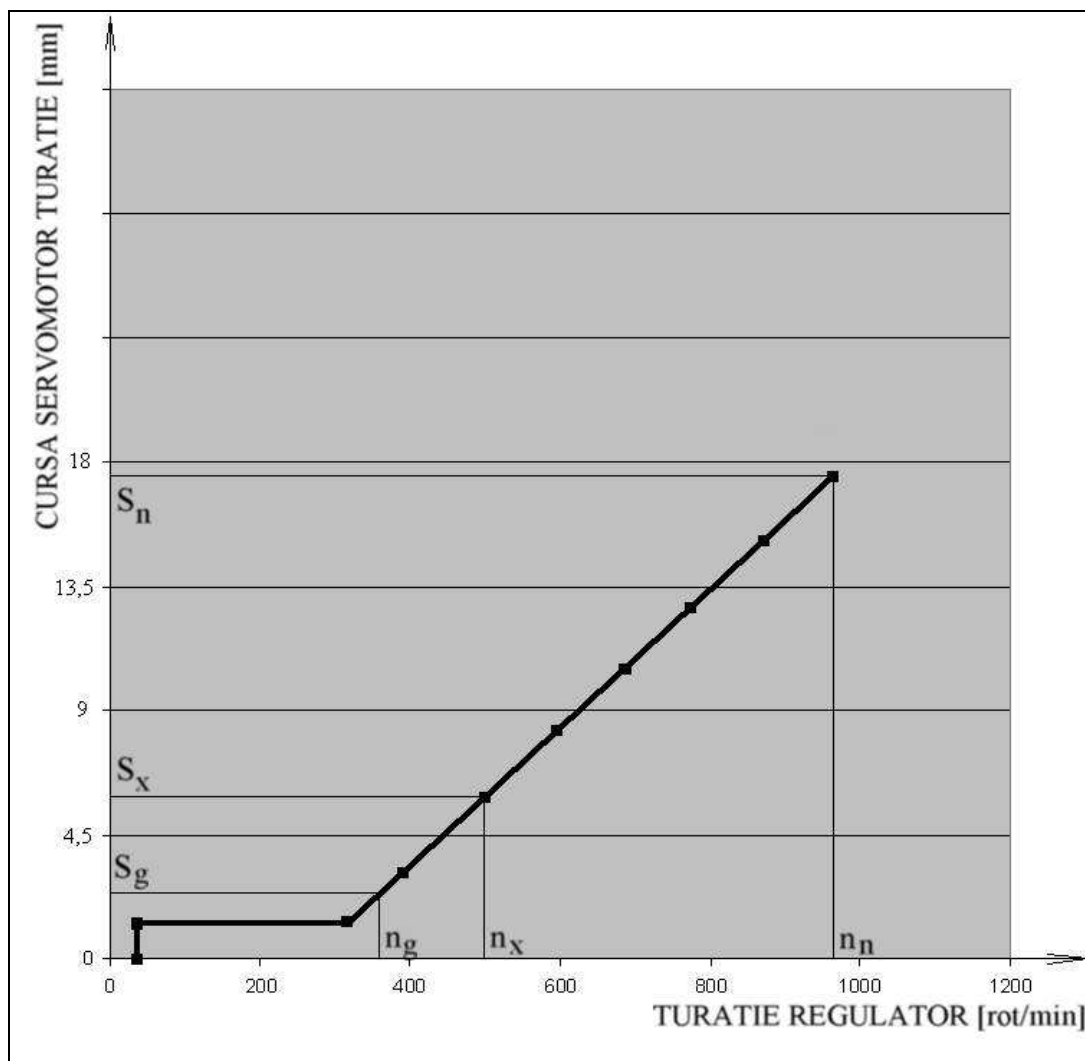


Fig.4.8 – Caracteristica teoretică și experimentală a servomotorului de turație

Caracteristica experimentală din Fig.4.8 prezintă o variație liniară a cursei pistonului servomotorului de turație în funcție de turația regulatorului în domeniul de reglaj.

Caracteristica teoretică a servomotorului de turație $S_x=f(n_x)$ în domeniul de reglaj ($n_g \div n_n$) poate fi ridicată prin puncte, cu valorile cursei pistonului servomotorului de turație calculate, pentru aceleași trepte de turație, cu rel.(4.8) și (4.9) deduse, verificate și confirmate experimental de autor [21]. Relația (4.8) reprezintă ecuația dreptei care trece prin punctul de coordonate cunoscute (n_n, S_n) și are coeficientul unghiular k determinat cu rel.(4.11) unde se cunosc valorile curselor S_n și S_g determinate experimental și valorile de calcul pentru turațiile n_g și n_n .

$$S_x=(n_x-n_n) \cdot k + S_n \text{ [mm]} \quad (4.8)$$

$$k = \frac{S_n - S_g}{n_n - n_g} \quad (4.9)$$

unde semnificația simbolurilor utilizate în relații și în grafic este următoarea:

S este cursa pistonului servomotorului de turație, în mm;

n – turația regulatorului, în rot/min;

S_g – cursa pistonului servomotorului de turație, în mm, la turația de mers în gol a regulatorului (n_g);

S_n – cursa pistonului servomotorului de turație, în mm, la turația nominală a regulatorului (n_n);

S_x – cursa momentană a pistonului servomotorului de turație, în mm, la turația (n_x) a regulatorului.

Dupa cum se observă în graficul din Fig.4.8 caracteristicile (teoretică și experimentală) servomotorului de turație al regulatorului se suprapun întrucât așa cum rezultă din Tab.4.1, valorile cursei pistonului servomotorului de turație măsurate și cele calculate, pentru aceleași trepte de turație, sunt sensibil egale.

4.5.2 Ecuția caracteristicii mecanismului de reglare a turației regulatorului PGAV

4.5.2.1 Generalități

Această caracteristică reprezintă variația turației regulatorului (n) în funcție de presiunea aerului de reglaj (p_r) aplicată mecanismului pneumatic de reglare a turației regulatorului.

Pentru ridicarea experimentală a acestei caracteristici s-au folosit valorile mărimilor din Tab.4.1, măsurate sau reglate cu ocazia ridicării caracteristicii servomotorului de turație.

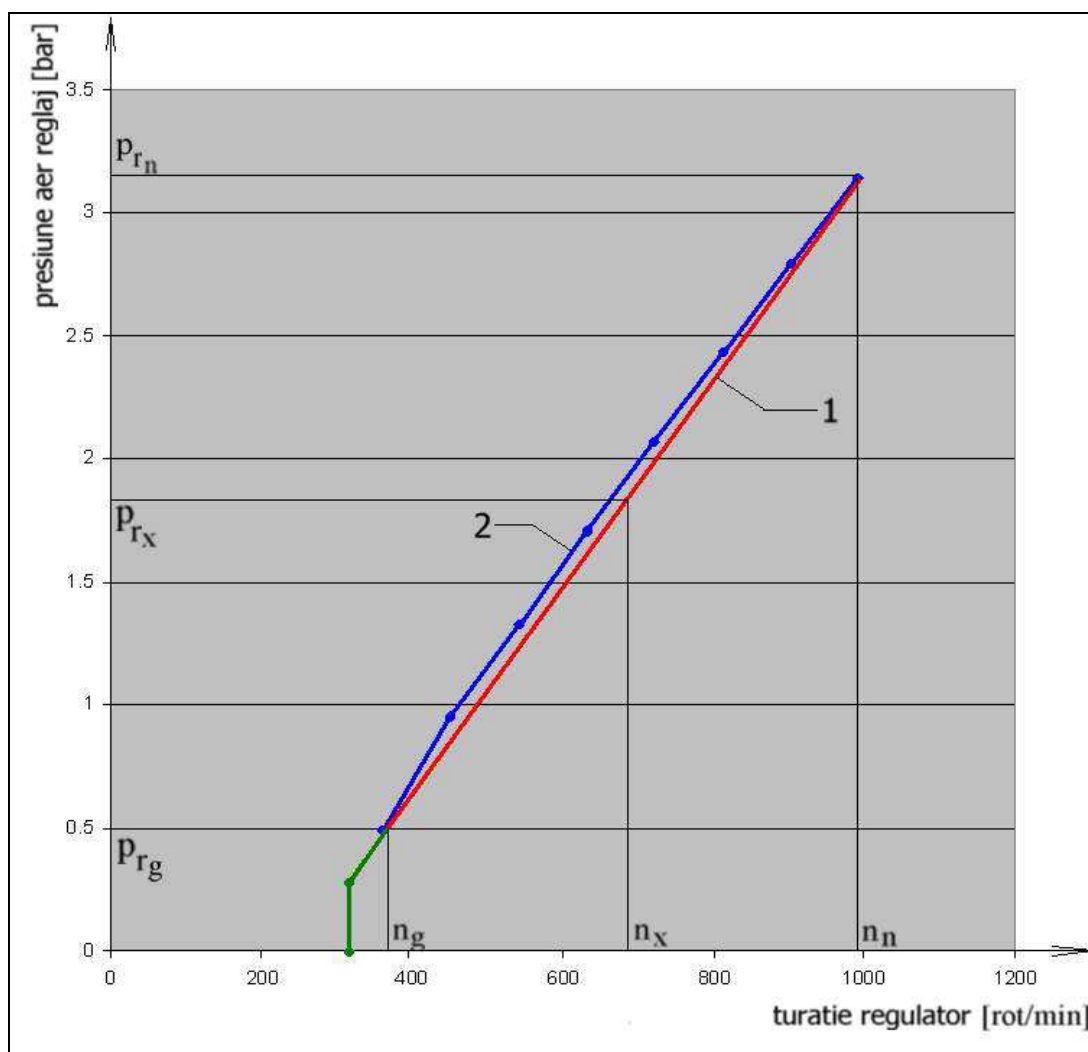


Fig.4.9 – Caracteristica mecanismului de reglare a turației regulatorului:
1 - teoretică, 2 - experimentală

În graficul din Fig.4.9 curba (2) reprezintă caracteristica experimentală ridicată cu valorile din Tab.4.1, iar curba (1) caracteristica teoretică $p_{rx}=f(n_x)$ calculată cu relațiile deduse, verificate și confirmate experimental de autor [21]. Relația (4.10) reprezintă ecuația dreptei care trece prin punctul de coordonate cunoscute (n_n, p_{rn}) și are coeficientul unghiular k' determinat cu rel.(4.11) unde toate mărimile au valori de calcul cunoscute.

$$p_{rx}=(n_x-n_n) \cdot k' + p_{rn} \text{ [bar]} \quad (4.10)$$

$$k'=\frac{p_{rn}-p_{rg}}{n_n-n_g} \quad (4.11)$$

Semnificația simbolurilor utilizate în relațiile (4.10) și (4.11) și în graficul din Fig.4.9 este următoarea:

p_r este presiunea aerului de reglaj, în bar;

p_{rx} – presiunea momentană a aerului de reglaj, în bar, corespunzătoare turației (n_x);

p_{rg} – presiunea aerului de reglaj, în bar, corespunzătoare turației de mers în gol a regulatorului (n_g);

p_{rn} – presiunea aerului de reglaj, în bar, corespunzătoare turației nominale a regulatorului (n_n).

Caracteristica teoretică (1) prezintă o variație liniară a turației regulatorului în funcție de presiunea aerului de reglaj în schimb caracteristica experimentală (2) prezintă abateri față de caracteristica teoretică.

Abaterile care apar la caracteristica experimentală (2) față de caracteristica teoretică (1) sunt cauzate de sistemul de comandă pneumatică a reglajului de turație la reglatoarele Woodward tip PGA sau PGAV și trebuie cunoscute.

4.5.2.2 Determinarea abaterilor caracteristicii mecanismului de reglare a turației

După cum s-a văzut mai sus, caracteristica teoretică a mecanismului de reglare a turației regulatorului este liniară pe când cea experimentală prezintă abateri față de această caracteristică.

Pe standul de reglatoare Woodward s-au făcut cercetări pentru depistarea cauzelor care provoacă abaterile acestei caracteristici de la caracteristica teoretică. Cercetările au vizat, atât aparatura standului, cât și regulatorul în sine. La aceste cercetări s-a lucrat cu manometrul etalon cu mercur din dotarea opțională a standului având domeniul de măsură (0 ÷ 120) inchHg egal cu (0 ÷ 3048) mmHg. Erorile de măsurare ale aparatului, determinate la etalonarea acestuia de către furnizor, sunt cunoscute și prezentate în Tab.4.2.

Tabelul 4.2

Nr.crt.	Presiune aer reglaj [inchHg]	Eroare aparat [inchHg]	Presiune aer reglaj corectată [inchHg]
1	14,46	0	14,46
2	25,62	+ 0,02	25,64
3	36,79	+ 0,02	36,81
4	47,96	+ 0,02	47,98
5	57,75	+ 0,02	57,77
6	59,13	+ 0,01	59,14
7	70,30	0	70,30
8	81,47	- 0,04	81,43
9	92,64	- 0,03	92,61

Față de acest manometru etalon, conectat la stand în paralel cu manometrul omolog cu burduf, ce face parte din dotarea de serie, și este gradat în p.s.i (*pounds per square inch*), s-au făcut măsurători comparative ale presiunii aerului pentru 9 trepte de reglaj, convenabil alese în domeniul de reglaj. Măsurătorile s-au făcut succesiv, atât la creșterea presiunii, cât și la scăderea acesteia, iar valorile măsurate au fost trecute în Tab.4.3.

Tabelul 4.3

Nr. crt.	Pres. aer reglaj manometru stand [psi]	Pres. aer reglaj echiv. manometru etalon [inchHg]	Eroare manometru etalon [inchHg]	Presiune corectată [inchHg]	Măsurătoare comparativă [psi]		Eroare manometru [psi]	
					La creștere	La descreștere	La creștere	La descreștere
1	7,1	14,46	0	14,46	7,6	7,9	0,5	0,8
2	12,6	25,62	+ 0,02	25,64	13	13,3	0,4	0,7
3	18,1	36,79	+ 0,02	36,81	18,4	18,6	0,3	0,5
4	23,6	47,96	+ 0,02	47,98	23,8	24	0,2	0,4
5	28,4	57,75	+ 0,02	57,77	28,6	28,7	0,2	0,3
6	29,1	59,13	+ 0,01	59,14	29,3	29,5	0,2	0,4
7	34,5	70,30	0	70,30	34,6	34,7	0,1	0,2
8	40	81,47	– 0,04	81,43	40,3	40,3	0,3	0,3
9	45,5	92,64	– 0,03	92,61	45,8	45,8	0,3	0,3
TEORETIC					MĂSURAT			

Din Tab.4.3 se constată faptul că manometrul cu burduf prezintă abateri semnificative față de manometrul etalon cu mercur și pe deasupra prezintă și fenomenul de *histerezis* specific acestor aparate.

Pentru a pune în evidență fenomenul de histerezis al mecanismului pneumatic de reglare a turației regulatorului, pe standul de reglatoare s-a testat un regulator Woodward PGAV complet reglat. În timpul experimentului s-a măsurat cu precizie turația efectiv realizată de regulator comparativ cu turația teoretică, în 8 trepte de turație, corespunzătoare a 8 trepte de turație ale motorului, convenabil alese din 100 în 100 rot/min în domeniul de funcționare, pentru 8 trepte ale presiunii aerului de reglaj din caracteristica teoretică. Măsurătorile s-au făcut succesiv, la creșterea respectiv descreșterea presiunii aerului de reglaj.

Rezultatele măsurătorilor sunt înscrise în Tab.4.4:

Tabelul 4.4

Nr. crt.	Turație motor teoretică [rot/min]	Turație regulator teoretică [rot/min]	Presiune aer reglaj [inchHg]	Turație regulator măsurată la descreștere [rot/min]	Turație regulator măsurată la creștere [rot/min]	Dif. dintre turația la creștere și descreștere [rot/min]
1	400	361,6	14,46	363	363	0
2	500	452	25,64	448	446	– 2
3	600	542,4	36,81	533	530	– 3
4	700	632,8	47,98	617	615	– 2
5	800	723,2	59,14	707	703	– 4
6	900	813,6	70,30	796	795	– 1
7	1000	904	81,43	893	892	– 1
8	1100	994,4	92,61	992	991	– 1

Din Tab.4.4 reiese faptul că turația reglată a regulatorului, la aceeași presiune a aerului de reglaj, obținută succesiv prin creșterea și descreșterea acesteia, prezintă fenomenul de *histerezis*.

Se remarcă de asemenea faptul că turația măsurată, atât la creșterea presiunii aerului de reglaj, cât și la scăderea acesteia, prezintă abateri față de turația teoretică corespunzătoare presiunii aerului din caracteristica teoretică de reglaj.

Pentru a pune în evidență abaterile turației reglate a regulatorului Woodward față de cea corespunzătoare caracteristicii teoretice, s-au cercetat pe stand 3 regulatoare PGAV complet reglate în limitele de toleranță prescrise, în aceleași condiții ca și la experimentul anterior.

Rezultatele măsurărilor sunt înscrise în Tab.4.5. În acest tabel la nr.crt. 9 și 10 sunt trecute valori măsurate pentru 2 trepte de turație ce nu fac parte din domeniul normal de reglaj al regulatorului.

Aceste valori sunt obținute în condiții de limitare a turației nominale pentru valori ale presiunii aerului de reglaj ce depășesc caracteristica de reglaj.

Toate măsurătorile s-au efectuat cu aparatură etalon respectiv manometru etalon gradat în inchHg pentru măsurarea presiunii aerului de reglaj și tuometru electronic digital pentru măsurarea turației regulatorului.

Tabelul 4.5

Nr. crt.	Turație teoretică [rot/min]		Pres. aer reglaj [inchHg]	Pres. aer reglaj echiv. [bar]	Turație reglatoare [rot/min]					
					Regulator 1		Regulator 2		Regulator 3	
	reg.	mot.			măsurat	erori	măsurat	erori	măsurat	erori
1	361,6	400	14,46	0,49	363	+1,4	361	- 0,6	365	+ 3,4
2	452	500	25,64	0,868	448	- 4	446	- 6	448	- 4
3	542,4	600	36,81	1,246	533	- 9,4	533	- 9	536	- 6,4
4	632,8	700	47,98	1,625	617	- 15,8	620	- 13	625	- 7,8
5	723,2	800	59,14	2,003	707	- 16	709	- 14	712	- 11,2
6	813,6	900	70,30	2,381	796	- 17,6	798	- 15,6	800	- 13,6
7	904	1000	81,43	2,760	893	- 11	895	- 9	894	- 10
8	994,4	1100	92,61	3,138	992	- 2,4	994	- 0,4	993	- 1,4
9	995	1101	94,83	3,205	994	- 1	995	0	995	0
10	996	1102	97,1	3,275	996	0	996	0	996	0

Cu valorile din Tab.4.5 s-a construit prin puncte graficul din Fig.4.10:

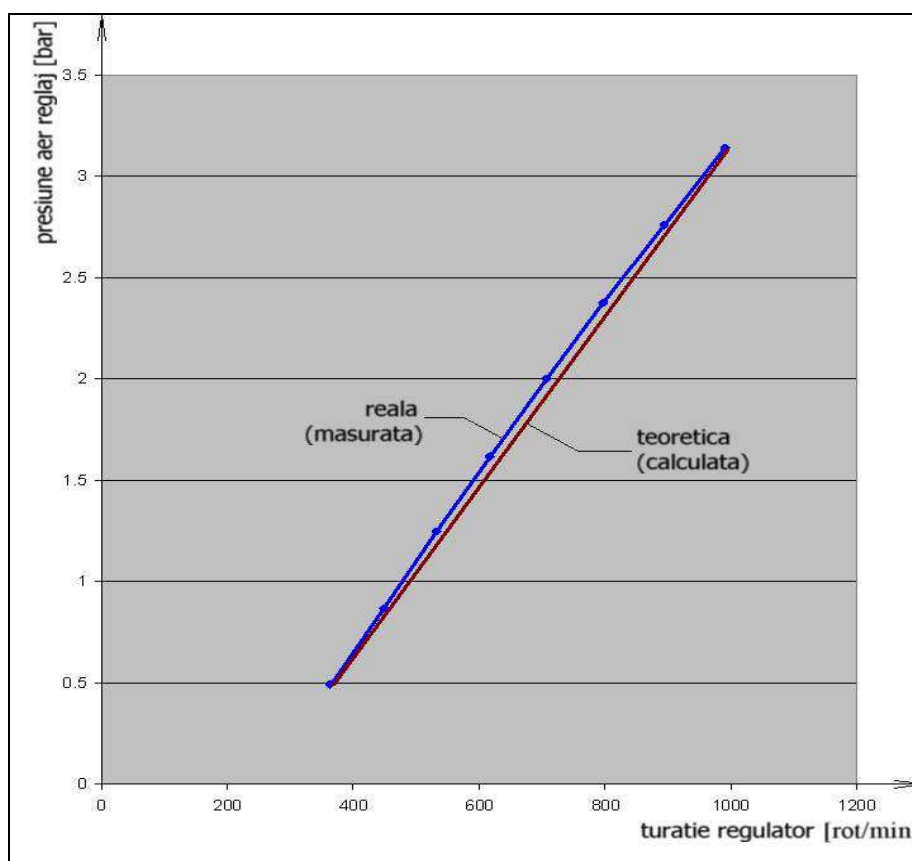


Fig.4.10 – Abateri ale caracteristicii mecanismului de reglare a turației

Analizând datele din Tab.4.5 se constată faptul că, la aceeași presiune a aerului de reglaj, turația realizată de cele 3 regulatoare a fost întotdeauna mai mică decât cea teoretică, abaterile maxime înregistrându-se spre mijlocul domeniului de turație. Se observă de asemenea faptul că alura variației abaterilor se păstrează la toate regulatoarele, diferind doar mărimea absolută a acestora.

Aceste abateri nu au fost comunicate de firma Woodward.

Problema cunoașterii abaterii caracteristicii – *turație regulator în funcție de presiune aer reglaj* – față de caracteristica teoretică este foarte importantă întrucât aceasta are influență negativă în cazul funcționării în comun a două sau mai multe motoare telecomandate, deoarece la aceeași presiune a aerului de reglaj acestea vor realiza turații și puteri diferite. Este cazul unui convoi de locomotive de aceeași putere telecomandate dintr-un singur loc sau a navelor cu două sau mai multe propulsoare antrenând elici separate sau o elice comună prin intermediul unui reductor. Influența negativă a acestui fenomen este totuși mai redusă dacă se are în vedere faptul că abaterile turațiilor merg într-un singur sens astfel încât abaterile relative între regulatoare sunt mult mai mici.

4.5.3 Ecuația caracteristicii de reglaj a regulatorului

Problema esențială privind soluționarea, din punct de vedere teoretic și practic, a reglajului motoarelor Diesel supraalimentate ce echipează locomotive diesel-electrice sau nave având elice cu pas reglabil o constituie cunoașterea respectiv realizarea caracteristicii necesare – *cursă regulator în funcție de turație regulator* – prin intermediul căreia să se poată obține caracteristica de reglaj a cremalierii pompelor de injecție pentru funcționarea motorului Diesel pe o caracteristică optimă – *putere în funcție de turație* – definită printr-o funcție de gradul III sau IV în raport cu turația.

Pentru calculul sistemului de reglaj al unui motor Diesel supraalimentat s-a admis ipoteza că între cursa regulatorului și cursa cremalierii se realizează o relație **liniară** de variație (v. Fig.4.7) astfel încât rezultă evident că între cursa regulatorului și turația regulatorului trebuie să se realizeze o relație de variație de același grad cu cea realizată între cursa cremalierii și turația motorului (v. rel.4.4 și 4.5) în care să existe proporționalitate între cursele utile ale regulatorului în orice punct de pe caracteristică și pătratul turațiilor corespunzătoare.

Astfel, expresia matematică dedusă, verificată și confirmată experimental de autor pentru caracteristica – *cursă regulator în funcție de turație regulator* – compatibilă cu caracteristica de propulsie a motorului definită printr-o funcție de gradul III va fi [21]:

$$\frac{(T-T_g)}{(T_n-T_g)} = \frac{n^2}{n_n^2} \quad T = (T_n - T_g) \cdot \frac{n^2}{n_n^2} + T_g [mm] \quad (4.12)$$

unde:

- T – (*travel*) este cursa efectivă a regulatorului, în mm, corespunzătoare turației (n) a regulatorului;
- $(T-T_g)$ – cursa utilă a regulatorului, în mm, necesară realizării cursei cremalierii ($C-C_g$), în mm;
- T_n – cursa efectivă a regulatorului, în mm, corespunzătoare turației nominale a regulatorului (n_n);
- (T_n-T_g) – cursa utilă a regulatorului, în mm, necesară realizării cursei utile a cremalierii (C_n-C_g), în vederea realizării turației și puterii nominale ale motorului;
- T_g – cursa efectivă a regulatorului, în mm, realizată la turația de mers în gol, fără sarcină externă a motorului (n_g).

Aceeași caracteristică, compatibilă cu caracteristica de propulsie a motorului definită printr-o funcție de gradul IV în raport cu turația, dedusă, verificată și confirmată experimental de autor va fi [21]:

$$\frac{(T - T_g)}{(T_n - T_g)} = \frac{n^3}{n_n^3} \quad T = (T_n - T_g) \cdot \frac{n^3}{n_n^3} + T_g [mm] \quad (4.13)$$

Grafic caracteristicile de mai sus se reprezintă schematic ca în Fig.4.11:

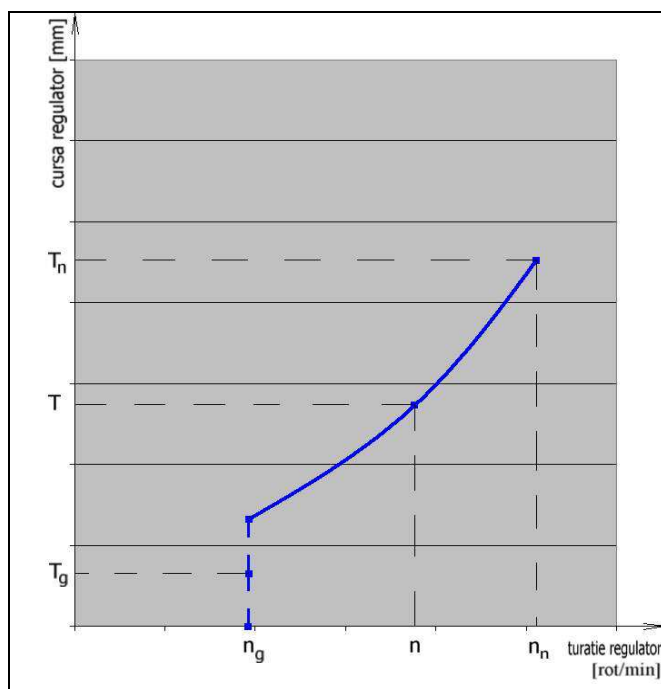


Fig.4.11 – Schema caracteristicii de reglaj a regulatorului

Cursa (T_n) a regulatorului se stabilește de către proiectantul sistemului de reglaj ținând seamă de următoarele considerente:

- cursa aleasă a regulatorului trebuie să fie inclusă în cursa utilă stabilită de către furnizorul acestuia [107], [108], [109], [110], [111];
- regulatorul trebuie să dispună de rezerva de cursă necesară pentru realizarea probei de suprasarcină de 10% a motorului;
- diferența ($T_n - T_g$) trebuie să fie mai mare decât jumătate din cursa utilă a regulatorului,

stabilită de către furnizorul acestuia, pentru o funcționare stabilă a sistemului de reglaj [107], [108], [109], [110], [111];

- la reglatoarele cu limitator de injecție se necesită corelarea cursei nominale a regulatorului cu caracteristica de reglaj a limitatorului de injecție sau corelarea caracteristicii acestuia față de cursa nominală (T_n) a regulatorului aleasă, așa cum se va vedea în capitolul de optimizare a sistemului de reglaj (paragraful 7.3).

Cursa (T_g) reprezintă o mărime de calcul pentru caracteristica – *cursă regulator în funcție de turație regulator*. Stabilirea acestei curse reprezintă **punctul de plecare** pentru calculul caracteristicii de mai sus precum și a caracteristicii – *cursă cremalieră pompe injecție în funcție de turație motor*. Ea reprezintă cursa necesară regulatorului pentru obținerea cursei cremalierii pompelor de injecție în vederea funcționării motorului la mers în gol absolut (n_g), (fără niciun fel de sarcină externă) [21].

Așa cum s-a văzut în paragraful 2.5 al prezentei lucrări, realizarea caracteristicii “two-slope” a regulatorului Woodward tip PGAV – cursă regulator în funcție de turație regulator – a fost posibilă prin introducerea unei came cu profil drept în componența sistemului de pârghii al acestui regulator (v. Fig.2.25) [120].

Pornind de la această realitate, în vederea realizării practice a unei caracteristici optimizate a regulatorului, calculată cu una din relațiile (4.12) sau (4.13), se impune logic generarea unui alt profil al camei prin intermediul căruia să poată fi obținută caracteristica dorită. Acest lucru va fi posibil numai prin simularea numerică a funcționării regulatorului tocmai pe caracteristica rezultată din calcul, în baza unui program computerizat, special întocmit în acest sens. Problema este prezentată pe larg în paragraful 5.1 al prezentei lucrări [25].

4.5.4 Caracteristica limitatorului de injecție al regulatorului

4.5.4.1 Generalități

Limitatorul de injecție din regulator are rolul de a limita injecția de combustibil, după o anumită lege, în procesul de accelerare a motorului, în funcție de presiunea aerului de supraalimentare realizată (o aproximare a debitului masic de aer disponibil) în orice moment astfel încât și în acest regim să se realizeze o injecție de combustibil strict controlată pentru ca motorul să se poată accelera continuu – fără stagnări și “mers înapoi” – pe toată caracteristica de propulsie, într-un timp cât mai scurt dar fără degajare de fum intens. Limitarea injecției îmbunătățește raportul aer-combustibil și astfel, în timpul accelerării se asigură o ardere completă în motor și de asemenea protejează motorul când turbosufianta se defectează sau dacă se produc reduceri ale aerului de supraalimentare din orice motive. Fără un astfel de dispozitiv nici un motor Diesel supraalimentat nu s-ar putea accelera, deoarece în acest regim regulatorul ar comanda pompele de injecție în sensul furnizării cantității maxime de combustibil, care ar produce imediat înecarea motorului și oprirea sa întrucât cantitatea prea mare de combustibil injectat nu ar putea fi arsă cu aerul disponibil. Acest lucru este cauzat de accelerarea

întârziată a turbosuflantei, urmare a inerției sale și în consecință de presiunea de supraalimentare redusă raportată la turația motorului.

Dispozitivul își pierde rolul în regim staționar sau cvasistaționar normal. În ultimă instanță limitatorul de injecție din regulator este dispozitivul care contribuie decisiv la realizarea caracteristicilor dinamice ale oricărui motor Diesel supraalimentat. De aceea el este astfel construit și reglat încât să realizeze o anumită lege de variație pentru – *cursa regulatorului în funcție de presiunea aerului de supraalimentare la limitare* [102] – corespunzătoare motorului căruia îi este destinat regulatorul, ținând seamă și de performanțele turbosuflantei și de echipamentul de injecție folosit [9], [16].

4.5.4.2 Ecuația caracteristicii limitatorului de injecție al regulatorului

Caracteristica limitatorului de injecție din regulator (v. Fig.4.6) reprezintă variația cursei regulatorului, eliberată în procesul de accelerare a unui motor Diesel supraalimentat, în funcție de presiunea de supraalimentare realizată de către turbosuflantă, până la atingerea valorii ($p_{n \text{ lim}}$) când dispozitivul își pierde rolul.

Din cauza interdependenței care există între caracteristica de supraalimentare (v. paragraful 4.3.3) a unui motor și caracteristica limitatorului de injecție din regulator, în ceea ce privește regimul de accelerare a unui motor, aceste caracteristici trebuie studiate întotdeauna împreună în vederea stabilirii unor reglaje optime.

Curbele prin care se reprezintă aceste caracteristici sunt aproximativ paralele și au relații de calcul similare, diferind doar mărimile utilizate.

Astfel, cu relația de calcul (4.14) dedusă pe cale empirică, verificată și confirmată experimental de autor, se poate reproduce întocmai curba caracteristică de reglaj a limitatorului de injecție din regulator – presiunea aerului de supraalimentare la limitare în funcție de cursa regulatorului așa cum a fost stabilită de constructorul motorului și realizată de producătorul de reglatoare Woodward:

$$p_{\text{lim}} = \frac{(T - T_{p_{\text{lim}}=0})^2}{(T_n - T_{p_{\text{lim}}=0})^2} \cdot p_{n \text{ lim}} [\text{mmHg}] \quad (4.14)$$

unde :

- p_{lim} este presiunea de supraalimentare, în mmHg, corespunzătoare cursei regulatorului (T) la care limitatorul limitează injecția de combustibil;
- T – cursa regulatorului, în mm, corespunzătoare presiunii de supraalimentare (p_{lim}) la limitare;
- T_n – cursa nominală a regulatorului, în mm, corespunzătoare puterii nominale a motorului (P_n) și totodată cursa regulatorului la care are loc limitarea injecției la presiunea de supraalimentare ($p_{n\ lim}$);
- $P_{n\ lim}$ – presiunea de supraalimentare, în mmHg, la care are loc limitarea injecției corespunzătoare cursei nominale a regulatorului (T_n). Se calculează de către proiectantul motorului astfel încât acesta să poată funcționa în bune condiții fără degajare de fum în acest regim;
- $T_{p\ lim=0}$ – cursa regulatorului, în mm, la limitarea injecției, corespunzătoare presiunii „zero” de supraalimentare a motorului. Cursa ($T_{p\ lim=0}$) reprezintă o mărime foarte importantă, caracteristică unui motor sau unei familii de motoare Diesel supraalimentate și prin cremaliera realizată la această cursă ($C_{p\ lim=0}$) (v. Fig.4.7) trebuie să se asigure combustibilul necesar motorului Diesel în vederea efectuării unui demaraj corespunzător al agregatului pe care îl echipează (locomotivă, navă etc). Altfel spus, în condițiile în care supraalimentarea este încă inexistentă, motorul trebuie să primească o cantitate limitată de combustibil astfel încât să se realizeze o ardere completă, fără degajare de fum intens la eșapare, pe de o parte și pe de altă parte, să se dezvolte o putere mai mare decât puterea rezistentă în vederea realizării unui demaraj corespunzător.

Valoarea cursei ($T_{p\ lim=0}$) se calculează și se optimizează prin încercări ale motorului prototip pe stand (v. paragrafele 7.3 ; 7.4 si 7.5).

Această cursă, corelată cu cremaliera corespunzătoare acesteia constituie CHEIA realizării unui reglaj de calitate cu efect decisiv asupra calităților dinamice ale agregatelor echipate cu motoare Diesel supraalimentate.

4.6 Concluzii. Contribuții personale

Metodologia de calcul a sistemului de reglaj precum și relațiile matematice de calcul pentru caracteristicile acestuia, elaborate în cadrul prezentei lucrări, sunt universal valabile și aplicabile oricărui motor Diesel supraalimentat de tracțiune, indiferent dacă este echipat cu regulator mecano-hidraulic sau electronic.

Utilizarea metodologiei de calcul permite determinarea rapidă a tuturor caracteristicilor de reglaj ce servesc în procesul de optimizare a sistemului prin care se stabilesc toate reglajele necesare funcționării motorului pe caracteristica optimă de propulsie.

Contribuțiile personale ale autorului în acest capitol se refera la:

- **definirea** conceptului și a metodologiei de calcul a sistemului de reglaj pentru motoare Diesel supraalimentate rapide de turație variabilă ;
- **elaborarea** relațiilor matematice de calcul pentru caracteristicile motorului, regulatorului și ale sistemului de reglaj ;
- **ridicarea** teoretică și experimentală a caracteristicilor de reglaj.

CAP.5 – CALCULUL ELEMENTELOR FUNCȚIONALE ALE REGULATORULUI ȘI ALE SISTEMULUI DE PÂRGHII DINTRE REGULATOR ȘI MOTOR DIN STRUCTURA SISTEMULUI DE REGLAJ AL UNUI MOTOR DIESEL SUPRAALIMENTAT DE TRACȚIUNE

5.1 CONCEPEREA PROGRAMULUI DE SIMULARE NUMERICĂ PE CALCULATOR PRIVIND FUNCȚIONAREA REGULATORILOR MECANO-HIDRAULICE WOODWARD TIP PGAV

5.1.1 Conceptul de simulare

Odată cu dezvoltarea tehnologiei computerizate, simularea numerică este din ce în ce mai larg utilizată în multe domenii ale societății noastre.

Înainte de a discuta detalii despre simularea numerică a proceselor este necesar să înțelegem conceptul de bază al simulării.

În general, simularea include toate metodele care pot reproduce procesele unui sistem într-un model analogic sau digital. Ea include simularea numerică și simulări complet diferite de simulările numerice.

Există mai multe definiții ale simulării formulate de mai mulți autori.

În [52] se dă următoarea definiție a simulării:

“The technique of imitating the behaviour of some situation or process (weather, economic, military, mechanical etc.) by means of a suitably analogous situation or apparatus, especially for purpose of study or personell training”

“Tehnica imitării comportamentului unei situații sau proces (vreme, economic, militar, mecanic etc.) prin intermediul unei situații analoage corespunzătoare sau a unui aparat, în special cu scopul studiului sau al instruirii personalului”.

În [18] se dă o definiție a simulării, în special apropiată de simularea științifică:

“The representation of a physical system by a device such as a computer or model that imitates the behaviour of the system”.

“Reprezentarea unui sistem fizic cu ajutorul unui dispozitiv cum ar fi calculatorul sau un model care imită comportarea sistemului”.

În [42] găsim și următoarele formulări:

- simularea este procesul prin care se construiește un model al unui sistem real și se realizează experimente cu acest model în scopul înțelegerii comportamentului sistemului;
- simularea pe calculator este procesul prin care se construiește un model matematico-logic al unui sistem real și se realizează experimente cu acest model pe un calculator;
- simularea este imitarea modului de lucru al unui proces sau sistem real și include generarea unei istorii artificiale și observarea acesteia pentru a realiza interferența privind caracteristicile funcționale ale sistemului real reprezentat. Ea este folosită în analiza comportamentului unui sistem sau în proiectarea unor sisteme reale;
- simularea se referă la metode și aplicații pentru imitarea comportamentului unui sistem real, de obicei cu un calculator și cu un software adecvat;
- simularea este o tehnică numerică de realizare a experimentelor cu un calculator numeric și presupune utilizarea unor tipuri de relații matematice și logice necesare pentru descrierea comportamentului și structurii unui sistem real complex.

Din aceste definiții se pot deduce următoarele ipoteze care stau la baza simulării:

- se poate construi un model matematic și logic al sistemului analizat;
- sistemul analizat poate fi real sau teoretic.

Scopul simulării este de a găsi “elemente” care pot defini funcționarea modelului real.

Realizarea unui experiment de simulare presupune parcurgerea mai multor etape.

5.1.2 Etapele programului de simulare

5.1.2.1 Formularea problemei

Simularea numerică pe calculator privind funcționarea regulatorului mecano-hidraulic Woodward tip PGAV prezentat în Fig.2.25 are drept scop determinarea prin calcule numerice a **profilului real al camei** din componența mecanismului cu pârghii al regulatorului, în două variante, care contribuie

decisiv la realizarea caracteristicii de reglaj dorite a acestuia $T=f(n^2)$ și $T=f(n^3)$. Acest lucru se realizează reproducând, prin relații matematice, poziția momentană reală ocupată, în stare de echilibru, de către fiecare element al mecanismului, pentru un număr de trepte de turație, convenabil alese din domeniul de funcționare a regulatorului pe caracteristica de reglaj $T=f(n)$, de la mers în gol la sarcină nominală.

În vederea stabilirii relațiilor matematice care să definească funcționarea mecanismului pe caracteristica de reglaj trebuie să fie cunoscute următoarele: poziționarea inițială și finală a fiecărui element față de un sistem de axe de coordonate xOy adoptat și traiectoria descrisă de fiecare punct sau element în timpul simulării; dimensiunile geometrice exacte ale fiecărui element și condițiile de echilibru ale mecanismului.

5.1.2.2 Stabilirea schemei structurale și a dimensiunilor geometrice ale componentelor mecanismului cu pârghii

Schema structurală simplificată a mecanismului cu pârghii din componența unui regulator mecano-hidraulic Woodward tip PGAV realizată după Fig.2.25, este prezentată în Fig.5.1, iar în Tab.5.1 sunt înscrise dimensiunile existente ale componentelor mecanismului, determinate cu o precizie de 0,01 mm prin măsurare. Valorile dimensiunilor sunt utilizate ca date inițiale pentru simularea numerică pe calculator a funcționării mecanismului. Dimensiunile sunt comune pentru toate variantele de reglatoare PGAV, excepție făcând raportul dintre lungimile " l_2 " și " l_5 " față de lungimea totală " $l_2+l_5=ct.$ " care este specific variantei. Acest raport este determinat în cadrul procesului de simulare, ținând seamă de condițiile din paragraful 5.1.2.1 și restricțiile existente.

Date inițiale de calcul pentru mecanismul regulatorului PGAV

Tabelul 5.1

$l_1 = AB = 20$ [mm]	$f = 15,075$ [mm]
$l_2 = BC = BD - CD$ *	$d = 10,85$ [mm]
$l_3 = CO = 41,4$ [mm]	$BD = 95,425$ [mm]
$l_5 = CD = BD - BC$ *	$OO' = 58,2$ [mm]
$l_6 = DE = 24$ [mm]	$x_E = O'O = 116,3$ [mm]
$l_7 = EF = 12,7$ [mm]	$x_{F0} = x_E + 0,65 = 116,95$ [mm] **
$r = FH = 3,575$ [mm]	$\delta = 97,25^\circ$
$e = IO = \pm \max 2,9$ [mm] ***	

* – valori specifice variantei, determinate la validarea programului conform paragrafului 5.1.2.7

** – valoarea de pornire a abscisei punctului de articulație F rezultată din construcția regulatorului

*** – parametru de reglaj

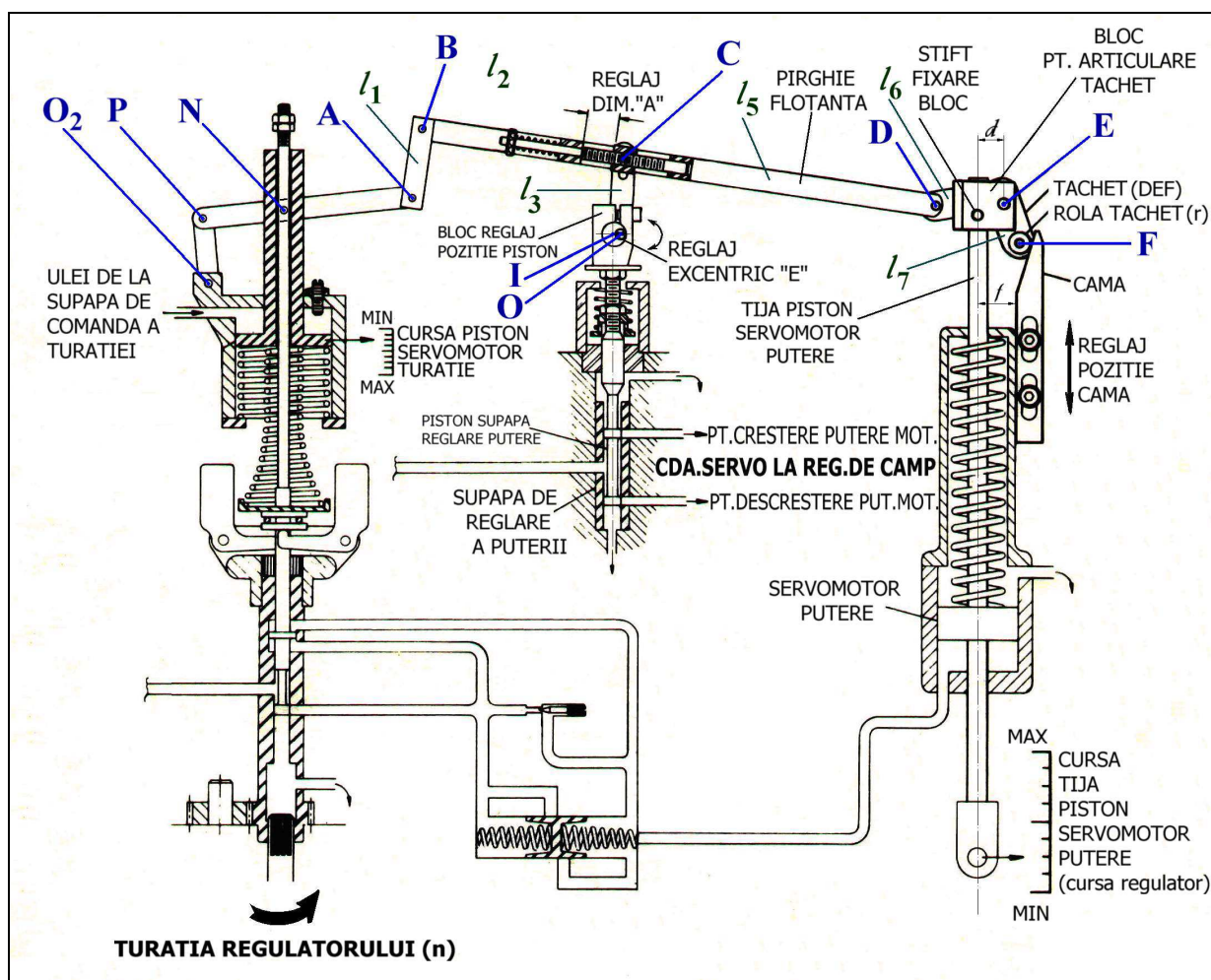


Fig.5.1 – Schema mecanismului cu pârghii al regulatorului PGAV

5.1.2.3 Poziționarea, într-un sistem de axe de coordonate xOy , a tuturor servomotoarelor și a punctelor de articulație din sistem

În Fig.5.2, într-un sistem de axe de coordonate xOy convenabil ales, a fost poziționată o parte din lanțul cinematic $O_2PNABCOIDEF$ (O_2 fiind punct de articulație fix) respectiv cea formată din cuplele A, B, C, O, D, E și F, care este utilă în rezolvarea problemei propuse. Scopul urmărit este stabilirea pe cale analitică a algoritmului de calcul pentru lanțul cinematic reprezentat grafic în Fig.5.2 ce este necesar elaborării unui program computerizat de calcul pentru simularea funcționării regulatorului pe caracteristica teoretică de reglaj dorită (calculată), în vederea generării profilului teoretic al camei, care după materializare și montare în regulator contribuie decisiv la realizarea practică a caracteristicii de reglaj a regulatorului – cursă regulator în funcție de turație regulator.

În Fig.5.2 lanțul cinematic este desenat și cotate în poziția de repaos, unde (A) reprezintă punctul de articulație al părții din lanțul cinematic considerat, cu cealaltă parte, respectiv (ANPO₂...) ce se articulează cu tija pistonului servomotorului de turație al regulatorului în punctul (N). Punctul de articulație (N) execută strict o translație împreună cu tija pistonului în timp ce punctul de articulație (A), pe lângă această translație efectuează simultan și o ușoară rotație relativă în jurul punctului de articulație (N) – în funcție de configurația lanțului de pârghii (ANPO₂...) – care este diferită la diverse modele ale aceluiași tip de regulator. De acest aspect se va ține seamă la calculul cursei (S) cu relația $S=f(n)$ determinată experimental (v. Tab.5.2).

Punctul (O) reprezintă punctul de articulație al lanțului cinematic (ABCODEF) cu excentricul reglabil, fixat în blocul de reglaj al sertarului supapei de comandă a servomotorului de putere (v. Fig.5.1) și în timpul unei simulări se consideră fix iar (E) reprezintă punctul de articulație al aceluiași lanț cinematic cu tija pistonului servomotorului de putere al regulatorului care realizează, împreună cu tachețul oscilant (DEF), mișcarea de translație (T), în funcție de turația regulatorului (n), după o relație impusă (v. rel.4.12 și 4.13).

Punctele de articulație: B, C și D, în timpul simulării, se deplasează pe segmente de cerc aparținând cercurilor de rază l_1 , l_3 respectiv l_6 având centrele în punctele A, O respectiv E în timp ce pârghia BD flotează în plan vertical în jurul punctului de articulație C, formând cu dreapta Δ , paralelă cu Ox_r un unghi variabil ϕ_2 . Această pârghie antrenează în mișcarea sa tachețul oscilant DEF, având unghiul solid δ și punctele de articulație D și E, obligându-l pe acesta, prin rola de rostogolire de rază r și punct de articulație F, să se deplaseze pe o **camă virtuală** al cărei profil îl generează prin simularea funcționării regulatorului pe caracteristica de reglaj dorită $T=f(n)$, cursă regulator în funcție de turație, obținută prin calcul.

La funcționarea stabilă, în echilibru, a regulatorului, fiecărei trepte de turație îi corespunde o singură valoare a cursei regulatorului, corespunzătoare unei singure poziții a rolei tachețului pe camă.

5.1.2.4 Stabilirea relațiilor de calcul, definirea parametrilor de intrare utilizați și a valorilor numerice ale acestora

Pentru simularea funcționării în echilibru a regulatorului pe caracteristica de reglaj calculată și menținerea unei puteri prestabilite a motorului, corespunzătoare fiecărei trepte de turație, sertarul de comandă a puterii

motorului, din regulator, articulat cu sistemul de pârghii al regulatorului în punctul C (Fig.5.1 și Fig.5.2), trebuie să stea în echilibru într-o poziție unică pentru toate treptele de turație astfel încât, în timp ce tija pistonului servomotorului de turație, împreună cu punctul de articulație A (stînga), execută o translație în jos după relația $S=f(n)$, tija pistonului servomotorului de putere, împreună cu punctul de articulație E (dreapta), execută o translație în sens invers, după relația $T=f(n^2)$ sau $T=f(n^3)$.

În programul de calcul cursa S_x a punctului de articulație A_x și cursa T_x a punctului de articulație E_x pentru fiecare treaptă de turație n_x se calculează cu rel.5.1 și rel.5.2 respectiv rel.5.3 și rel.5.4 care au fost adaptate după rel.4.8 și rel.4.9 pentru S respectiv rel.4.12 și rel.4.13 pentru T [25]:

$$S_x = (S_n - S_g) \cdot \frac{n_x - n_n}{n_n - n_g} + S_n [mm] \quad (5.1)$$

$$n_x = n_1 + (i-1) \cdot \Delta n; \quad x \in [2 \div 15]; \quad i \in [2 \div 15] \quad (5.2)$$

unde:

- S_x este cursa momentană de translație a punctului de articulație A corespunzătoare turației n_x în mm;
- S_n – cursa nominală de translație a punctului de articulație A corespunzătoare turației regulatorului n_n în mm;
- S_g – cursa de translație a punctului de articulație A corespunzătoare turației n_g în mm;
- n_x – turația momentană a regulatorului în rot/min;
- n_n – turația nominală a regulatorului în rot/min;
- n_g – turația de mers în gol a regulatorului în rot/min;
- Δn – rația de creștere a turației adoptată în calcul în rot/min.

$$T_x = (T_n - T_g) \cdot \frac{n_x^2}{n_n^2} + T_g [mm] \quad (5.3)$$

pentru o caracteristică de regulator în varianta 1 – o funcție de gradul II

$$T_x = (T_n - T_g) \cdot \frac{n_x^3}{n_n^3} + T_g [mm] \quad (5.4)$$

pentru o caracteristică de regulator în varianta 2 – o funcție de grad. III unde:

- T_x este cursa momentană a tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului corespunzătoare turației n_x în mm;
- T_n – cursa nominală a tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului corespunzătoare turației n_n în mm;
- T_g – cursa tijei pistonului servomotorului de putere al regulatorului corespunzătoare turației de mers în gol n_g în mm.
- $y_{Ex} = 29,3 + T_x$ – ordonata punctului de articulație E_x al servomotorului de putere în sistemul de axe de coordonate xOy ales.

Valori și relații de calcul pentru regulatorul Woodward PGAV

Tabelul 5.2

	VARIANTA 1	VARIANTA 2
STAREA DE REPAOS	$n_0=0$	$n_0=0$
	$S_0=0$	$S_0=0$
	$T_0=0$	$T_0=0$
	$y_{E0}=29,3[mm]$	$y_{E0}=29,3[mm]$
FUNȚIONARE LA MERS ÎN GOL ABSOLUT	$n_g=361,6[rpm]$	$n_g=361,6[rpm]$
	$S_g=2,24[mm]$	$S_g=2,24[mm]$
	$T_g=3,65[mm]$	$T_g=3,65[mm]$
	$y_{Eg}=29,3+T_g$	$y_{Eg}=29,3+T_g$
FUNȚIONARE ÎN PRIMUL PUNCT DE PE CARACTERISTICA DE REGLAJ	$n_1=361,6[rpm]$	$n_1=361,6[rpm]$
	$S_1=2,24[mm]$	$S_1=2,24[mm]$
	$T_x = (T_n - T_g) \cdot \frac{n_1^2}{n_n^2} + T_g [mm]$	$T_x = (T_n - T_g) \cdot \frac{n_1^3}{n_n^3} + T_g [mm]$
	$y_{E1}=29,3+T_1[mm]$	$y_{E1}=29,3+T_1[mm]$
FUNȚIONARE ÎN ULTIMUL PUNCT DE PE CARACTERISTICA DE REGLAJ	$n_n=994,4[rpm]$	$n_n=994,4[rpm]$
	$\Delta_n=45,2[rpm]$	$\Delta_n=45,2[rpm]$
	$S_n=17,5+3,2*[mm]$	$S_n=17,5+3,2*[mm]$
	$T_n=23,774[mm]$	$T_n=23,774[mm]$
	$T_x = (T_n - T_g) \cdot \frac{n_x^2}{n_n^2} + T_g [mm]$	$T_x = (T_n - T_g) \cdot \frac{n_x^3}{n_n^3} + T_g [mm]$
	$y_{Ex}=29,3+T_x$	$y_{Ex}=29,3+T_x$

* translația suplimentară a punctului de articulație (A)

Semnificația lui T_g este aceeași în ambele variante, diferind doar valoarea acesteia, care este specifică variantei și se determină de către proiectantul sistemului de reglaj, în conformitate cu precizările din paragraful 4.5.3 al tezei.

Valorile numerice ale parametrilor ce intervin în calcule, corespunzătoare stării de repaos (oprit) și de funcționare: la mers în gol, în primul și ultimul punct de pe caracteristica de reglaj sunt redați distinct în Tab.5.2, pentru fiecare variantă în parte. Totodată sunt specificate și relațiile de calcul corespunzătoare fiecărei variante de calcul.

5.1.2.5 Stabilirea algoritmului de calcul

În vederea realizării programului de calcul computerizat privind simularea numerică a funcționării regulatorului mecano-hidraulic Woodward tip PGAV se necesită conceperea unui algoritm de calcul care să permită

întocmirea unui program adecvat scopului propus prin problema formulată în paragraful 5.1.2.1. [20], [25], [49], [56].

În acest sens, partea din lanțul cinematic din Fig.5.1, constituită din cuplele A, B, C, O, D, E și F, a fost transpusă într-un sistem de axe de coordonate xOy, convenabil ales, așa cum se poate observa în Fig.5.2.

Din patrulaterul ABCOA astfel creat, ne propunem să determinăm unghiul φ_2 cunoscând lungimile l_1 , l_2 , l_3 și l_4 și parțial valoarea unghiului φ_1 .

Unghiul φ_2 indică înclinarea momentană a dreptei BCD (pârghia flotantă din Fig.2.25) față de abscisa sistemului de axe de coordonate x_rOy_r reprezentată prin dreapta (Δ) și reprezintă o mărime de calcul în programul computerizat de simulare numerică. Valoarea unghiului se calculează pentru fiecare treaptă de turație selectată și nu se afișează în tabelul cu rezultate.

Unghiul φ_3 reprezintă o mărime ajutătoare de calcul ce se elimină prin simplificare.

Unghiurile Ψ_x , φ_{1x} și α_x definesc poziția unghiulară inițială a pârghiei AB (l_1) din Fig.5.2 față de sistemul de axe de coordonate ales. Valoarea unghiului φ_{1x} , calculată pentru fiecare treaptă de turație selectată cu valorile corespondente ale unghiurilor Ψ_x și α_x , constituie valoarea de pornire pentru calculul computerizat de simulare numerică în vederea determinării valorii unghiului $\Delta\varphi_{1x}$ pentru aceleași trepte de turație selectate. Valoarea unghiului $\Delta\varphi_{1x}$, determinată prin calculul numeric de simulare definește poziția reală a pârghiei AB (l_1) față de sistemul de axe de coordonate xO'y' și este utilizată în programul computerizat de calcul pentru determinarea coordonatelor reale (momentane) ale punctului de articulație B(x_B, y_B) pentru fiecare treaptă de turație selectată.

Valorile unghiurilor Ψ_x , φ_{1x} , $\Delta\varphi_{1x}$ și α_x precum și coordonatele punctului B, calculate în procesul de simulare numerică, nu sunt afișate în tabelele cu rezultate din Fig.5.6 și Fig.5.7 întrucât nu sunt utile în determinările ulterioare.

Valoarea inițială a unghiului φ_1 (v. Fig.5.2) pentru fiecare poziție ocupată de mecanism în procesul de simulare numerică se determină cu relația (5.5):

$$\varphi_{1x} = 180^\circ - \Psi_x \quad \text{pentru } x \in [1 \div 16]. \quad (5.5)$$

Unghiul Ψ_x se determină din triunghiul AOO' (Fig.5.2) unde $OO' = 58,2[\text{mm}] = \text{ct.}$, lungimea $OA_x = l_{4x}$ (variabilă) iar unghiul α_x se determină cunoscând lungimea $O'A_x$, determinată pentru fiecare poziție a mecanismului folosind relația (5.6):

$$OA_x = l_{4x} = \sqrt{O'A_x^2 + O'O^2}; \quad (5.6)$$

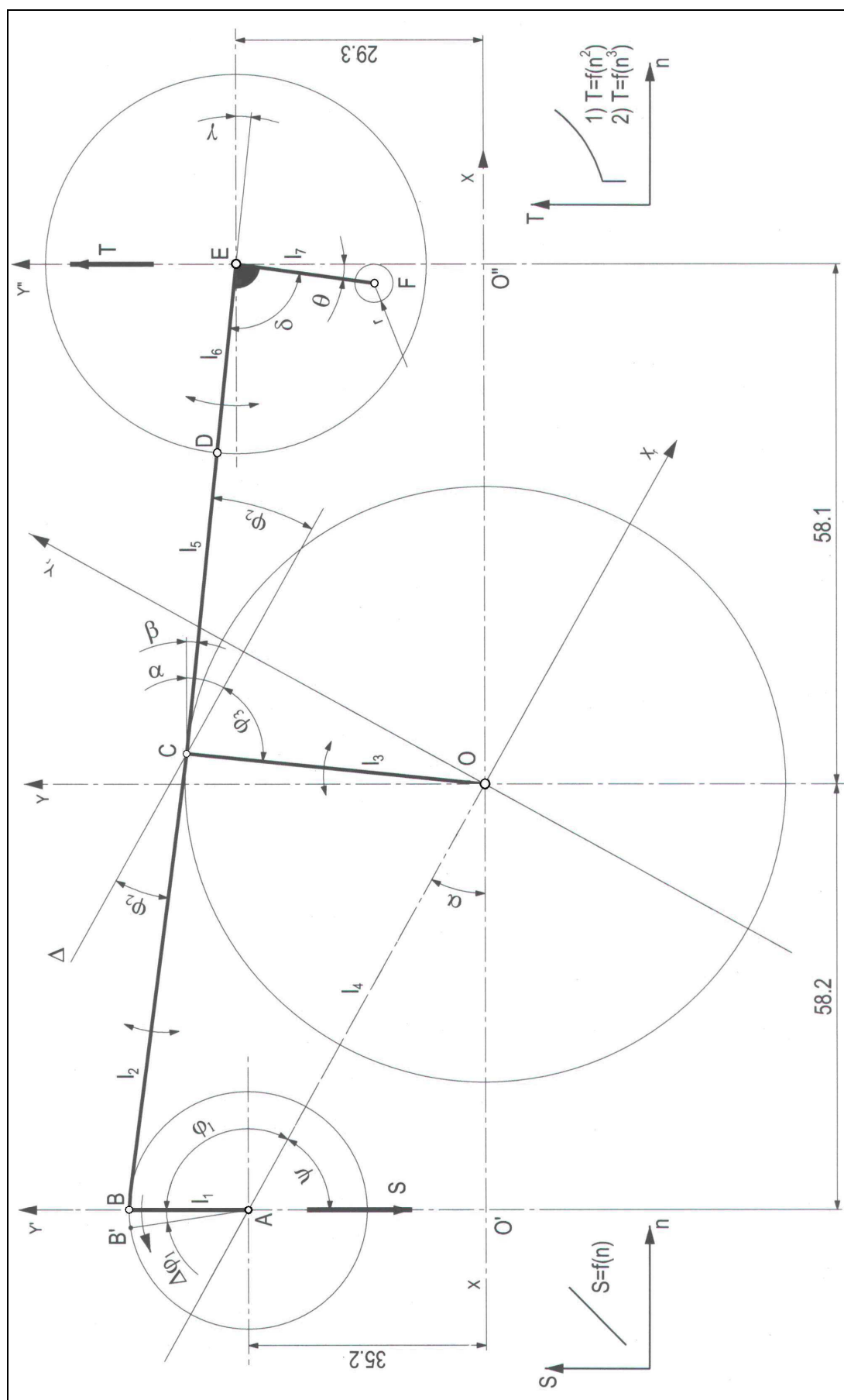


Fig.5.2 – Schema lanțului cinematic "ABCDEF" al regulatorului PGAV

unde: $O'A_x = 35,2 - S_x$; (5.7)

$$\alpha_x = \arctg \frac{O'A_x}{O'O} ; \quad (5.8)$$

$$\Psi_x = 90^\circ - \alpha_x . \quad (5.9)$$

Considerând patrulaterul ABCOA un contur vectorial se poate scrie

$$\overline{l_3} = \overline{l_1} + \overline{l_2} + \overline{l_4} .$$

Proiectând conturul vectorial pe axele de coordonate alese rezultă:

$$l_3 \cdot \cos \varphi_3 = l_4 + l_1 \cdot \cos \varphi_1 - l_2 \cdot \cos \varphi_2 ;$$

$$l_3 \cdot \sin \varphi_3 = l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 .$$

Din cele două relații se elimină unghiul φ_3 prin ridicare la pătrat și însumare și se obține :

$$l_3^2 \cdot (\cos^2 \varphi_3 + \sin^2 \varphi_3) = (l_4 + l_1 \cdot \cos \varphi_1 - l_2 \cdot \cos \varphi_2)^2 + (l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2)^2 .$$

Pentru simplificarea relației se fac următoarele notații:

$$l_4 + |l_1 \cdot \cos \varphi_{1x}| = a_x ;$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_{1x} = b_x ;$$

astfel încât relația devine

$$l_3^2 = (a_x - l_2 \cdot \cos \varphi_2)^2 + (b_x + l_2 \cdot \sin \varphi_2)^2 ;$$

$$l_3^2 = a_x^2 + b_x^2 + l_2^2 \cdot (\cos^2 \varphi_2 + \sin^2 \varphi_2) + 2l_2 \cdot (b_x \cdot \sin \varphi_2 - a_x \cdot \cos \varphi_2) ;$$

$$\cos^2 \varphi_2 + \sin^2 \varphi_2 = 1 ;$$

$$l_3^2 = a_x^2 + b_x^2 + l_2^2 + 2 \cdot l_2 (b_x \cdot \sin \varphi_{2x} - a_x \cdot \cos \varphi_{2x}) ;$$

$$b_x \cdot \sin \varphi_{2x} - a_x \cdot \cos \varphi_{2x} = \frac{l_3^2 - a_x^2 - b_x^2 - l_2^2}{2 \cdot l_2} .$$

Se împarte egalitatea în ambii membri cu a_x și se obține

$$\frac{b_x}{a_x} \cdot \sin \varphi_{2x} - \cos \varphi_{2x} = \frac{l_3^2 - a_x^2 - b_x^2 - l_2^2}{2 \cdot a_x \cdot l_2} .$$

Notăm:

$$\frac{b_x}{a_x} = d_x ; \quad \frac{l_3^2 - a_x^2 - b_x^2 - l_2^2}{2 \cdot a_x \cdot l_2} = c_x \quad \text{și rezultă:} \quad d_x \cdot \sin \varphi_{2x} - \cos \varphi_{2x} = c_x .$$

Înlocuind pe $\sin \varphi_{2x}$ (pentru simplificare) cu relația $\sin \varphi_{2x} = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_{2x}}$ se obține

$$d_x \cdot \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_{2x}} = c_x + \cos \varphi_{2x} .$$

Se ridică la pătrat expresia și se obține:

$$\begin{aligned} d_x^2 \cdot (1 - \cos^2 \varphi_{2x}) &= c_x^2 + 2 \cdot c_x \cdot \cos \varphi_{2x} - \cos^2 \varphi_{2x} ; \\ (1 + d_x^2) \cdot \cos^2 \varphi_{2x} + 2 \cdot c_x \cdot \cos \varphi_{2x} + c_x^2 - d_x^2 &= 0 . \end{aligned} \quad (5.10)$$

Prin rezolvarea ecuației trigonometrice (5.10) se obțin soluțiile (5.11):

$$\begin{aligned} \cos \varphi_{2x} &= \frac{-c_x \pm \sqrt{c_x^2 - (1 + d_x^2) \cdot (c_x^2 - d_x^2)}}{1 + d_x^2} \quad \text{de unde rezultă:} \\ \varphi_{2x} &= \arccos \frac{-c_x \pm \sqrt{c_x^2 - (1 + d_x^2) \cdot (c_x^2 - d_x^2)}}{1 + d_x^2} ; \end{aligned} \quad (5.11)$$

cu valorile φ_{2x}' și φ_{2x}'' .

Se alege valoarea cea mai mică a unghiului φ_{2x} , compatibilă cu poziția reală ocupată de dreapta BD în procesul de simulare numerică.

Cunoscând valoarea inițială a unghiului φ_1 , determinată cu relația (5.5) și lungimea brațului $AB = \ell_1$ se pot determina coordonatele punctului B revenind în sistemul de axe de coordonate xO'y' astfel:

$$\begin{cases} x_B = 0 \\ y_B = O'A + \ell_1 = (35,2 - S_x) + \ell_1 \end{cases} . \quad (5.12)$$

Se scrie ecuația unei drepte care trece prin punctul B(x_B, y_B) și este înclinată cu unghiul β față de axa O'x a sistemului de axe de coordonate xO'y'. Din Fig.5.2 rezultă:

$$\beta_x = \alpha_x - \varphi_{2x} ; \quad (5.13)$$

$$y_D - y_B = -m \cdot (x_D - x_B) ; \quad m = \tan \beta . \quad (5.14)$$

Se scrie ecuația cercului de rază $DE = l_6$ cu centrul în punctul E(x_E, y_E):

$$(x_D - x_E)^2 + (y_D - y_E)^2 = l_6^2 ; \quad (5.15)$$

$$\text{unde: } \begin{cases} x_E = 58,2 + 58,1 = 116,3 [mm] = ct. \\ y_{Ex} = 29,3 + T_x \end{cases} . \quad (5.16)$$

Se intersectează dreapta (5.14) cu cercul (5.15) și din ecuația obținută rezultă perechi de coordonate pentru punctul D (x_D, y_D). Se alege perechea de valori mai mici care corespund situației de fapt.

Din această intersecție rezultă următoarea expresie matematică:

$$x_D^2 + m^2 \cdot x_D^2 - 2 \cdot x_D \cdot x_E - 2 \cdot m \cdot x_D \cdot y_B - 2 \cdot m^2 \cdot x_D \cdot x_B + 2 \cdot m \cdot x_D \cdot y_E + x_E^2 + y_B^2 + 2 \cdot m \cdot y_B \cdot x_B + m^2 \cdot x_B^2 - 2 \cdot y_B \cdot y_E - 2 \cdot m \cdot x_B \cdot y_E + y_E^2 - \ell_6^2 = 0$$

Cu notațiile: $p = 1 + m^2$;

$$q = -2 \cdot (x_E + y_B \cdot m + m^2 \cdot x_B - m \cdot y_E) ;$$

$$rr = y_B^2 + x_E^2 + 2 \cdot m \cdot x_B \cdot y_B + m^2 \cdot x_B^2 - 2 \cdot y_E \cdot y_B - 2 \cdot m \cdot x_B \cdot y_E + y_E^2 - \ell_6^2 ;$$

se obține următoarea ecuație:

$$p \cdot x_D^2 + q \cdot x_D + rr = 0 . \quad (5.17)$$

Determinantul ecuației este: $dd = q^2 - 4 \cdot p \cdot rr$.

Soluțiile ecuației (5.17) reprezintă valorile coordonatelor punctului D(x_D, y_D).

Având coordonatele punctelor B și D, se calculează distanța BD și se pune condiția ca ea să fie egală cu $BC + CD = 95,425$ [mm], cotă impusă prin condițiile inițiale:

$$\sqrt{(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2} = 95,425 . \quad (5.18)$$

Practic se pornește de la valoarea inițială a unghiului φ_1 determinată cu relația (5.5) pentru fiecare treaptă de turație aleasă și se majorează cu un pas $\Delta\varphi_1$ ales corespunzător, reluând calculele de la relația (5.5), în care unghiul φ_{1x} devine $(\varphi_{1x} + \Delta\varphi_1)$, până la relația (5.18), având grijă ca revenirea în sistemul de axe de coordonate $xO'y'$ să se facă cu relațiile (5.19):

$$\begin{cases} x_B = -\ell_1 \cdot \sin \Delta\varphi_1 \\ y_B = O'A + \ell_1 \cdot \cos \Delta\varphi_1 \end{cases} ; \quad (5.19)$$

unde $\Delta\varphi_1$ reprezintă unghiul obținut prin simularea numerică, care corespunde condiției impuse prin relația (5.18).

Distanța BD, calculată cu relația (5.18) folosind coordonatele punctelor B (x_B, y_B) și D (x_D, y_D) astfel determinate, se va compara cu cota impusă (95,425) și calculul se va opri atunci când diferența dintre cele două valori va fi sub

toleranța impusă de 0,001[mm]. În acel moment se reține valoarea unghiului φ_2 și a unghiului $\Delta\varphi_1$ precum și coordonatele punctului B (x_B, y_B) și D (x_D, y_D) raportate la sistemul de axe de coordonate $xO'y'$.

Cunoscând coordonatele punctului D (x_D, y_D) astfel determinate și coordonatele punctului E (x_E, y_E) determinate cu relația (5.16) se poate determina înclinarea γ a dreptei DE (l_6) față de axa $O''x$ cu relația:

$$\gamma = \arctg \frac{y_E - y_D}{x_E - x_D} \quad . \quad (5.20)$$

Unghiul solid dintre DE și EF din construcție este de ($\delta=97,25^\circ$) astfel că înclinarea dreptei EF (θ), față de axa $O''y''$ a sistemului de axe de coordonate $xO''y''$ va fi:

$$\theta_x = |\delta - (90^\circ - \gamma_x)| \quad . \quad (5.21)$$

Cu valorile unghiului θ calculate pentru fiecare poziție corespunzătoare treptei de turație se pot calcula coordonatele punctului F (x_F, y_F) care reprezintă punctul de articulație al rolei tachetului DEF de rază (r):

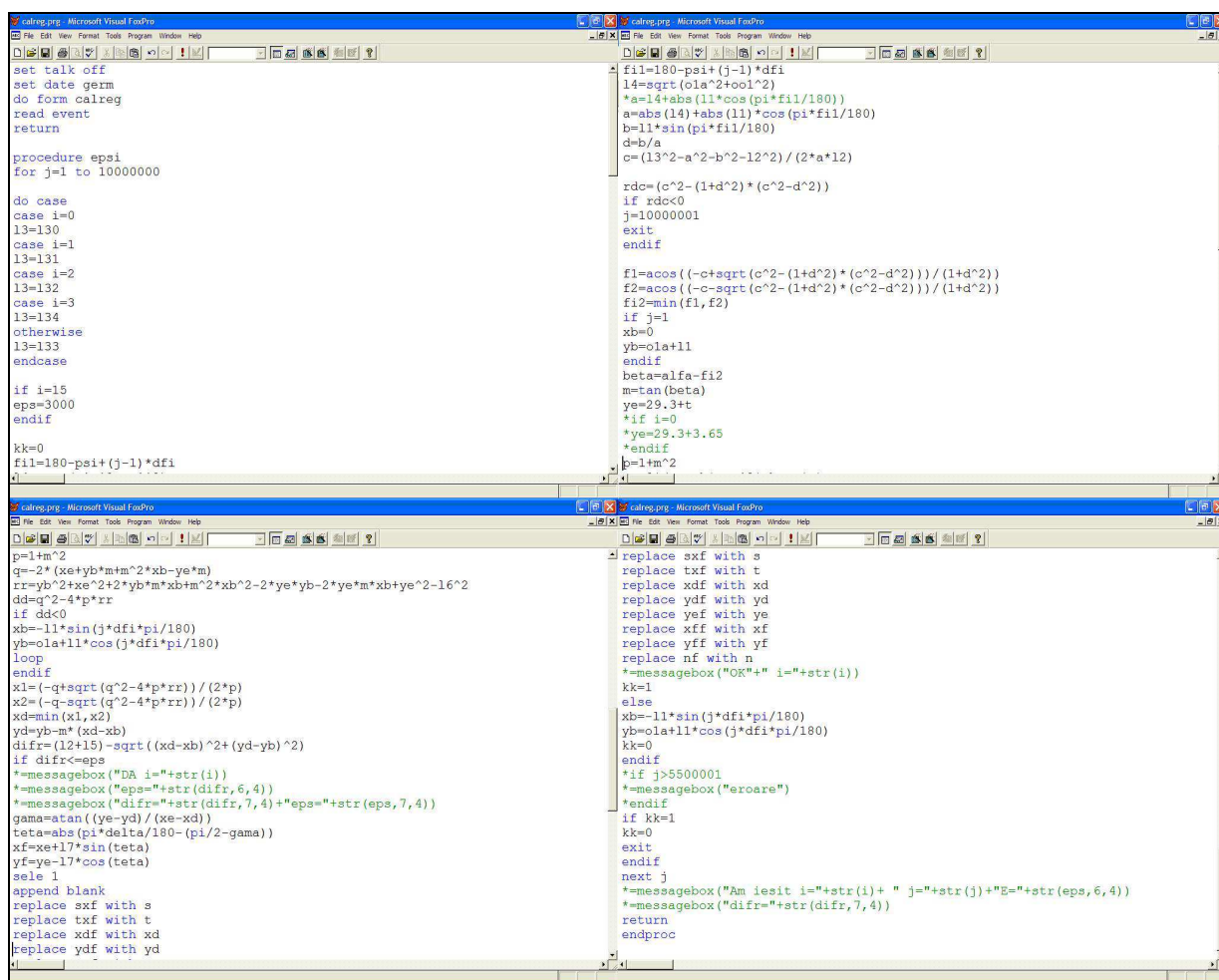
$$\begin{cases} x_{Fx} = x_E + EF \cdot \sin \theta_x = x_E + \ell_7 \cdot \sin \theta_x \\ y_{Fx} = y_{Ex} - EF \cdot \cos \theta_x = y_{Ex} - \ell_7 \cdot \cos \theta_x \end{cases} \quad . \quad (5.22)$$

Coordonatele punctului F, astfel determinate, vor fi utilizate la prelucrarea profilului camei pe o imprimantă 3D prin tehnologia "Rapid Prototyping" (v. paragraful 6.5.3.) și de asemenea vor sta la baza determinării, pe cale grafică, a profilului camei, obiectivul urmărit prin simularea numerică pe calculator.

Prin deplasarea reală a rolei tachetului de rază (r), la funcționarea efectivă a regulatorului pe stand, se va genera, prin reglajele specifice descrise, legea de variație a cursei regulatorului în cele două variante, $T=f(n^2)$ sau $T=f(n^3)$, necesare obținerii caracteristicilor optime de propulsie $P=f(n^{*3})$ respectiv $P=f(n^{*4})$, putere motor în funcție de turație motor.

5.1.2.6 Conceperea programului de calcul

Cu algoritmul de calcul realizat la paragraful 5.1.2.5, folosind limbajul de programare Microsoft Visual Fox Pro, s-a elaborat software-ul de mai jos care a fost utilizat pentru simularea numerică pe calculator privind funcționarea regulatorului PGAV. Programul a fost construit în două variante, care diferă între ele prin caracteristica regulatorului, cursă regulator în funcție de turație, ce trebuie realizată, funcție de gradul II $T=f(n^2)$ respectiv de gradul III $T=f(n^3)$.



```

set talk off
set date germ
do form calreg
read event
return

procedure epsi
for j=1 to 10000000

do case
case i=0
l3=130
case i=1
l3=131
case i=2
l3=132
case i=3
l3=134
otherwise
l3=133
endcase

if i=15
eps=3000
endif

kk=0
fil=180-psi+(j-1)*dfi

fil=180-psi+(j-1)*dfi
l4=sqrt(ola^2+ool^2)
a=l4+abs(l1*cos(pi*fil/180))
a=abs(l4)+abs(l1*cos(pi*fil/180))
b=l1*sin(pi*fil/180)
d=b/a
c=(l3^2-a^2-b^2-12^2)/(2*a*12)

rdc=(c^2-(1+d^2)*(c^2-d^2))
if rdc<0
j=10000001
exit
endif

f1=acos((-c+sqrt(c^2-(1+d^2)*(c^2-d^2)))/(1+d^2))
f2=acos((-c-sqrt(c^2-(1+d^2)*(c^2-d^2)))/(1+d^2))
f12=min(f1,f2)
if j=1
xb=0
yb=ola+l1
endif
beta=alfa-fi2
m=tan(beta)
ye=29.3+t
*if i=0
*ye=29.3+3.65
*endif
b=1+m^2

replace xsf with s
replace txf with t
replace xdf with xd
replace ydf with yd
replace yef with ye
replace xff with xf
replace yff with yf
replace nff with n
*messagebox("OK"+ " i="+str(i))
kk=1
else
xb=-l1*sin(j*dfi*pi/180)
yb=ola+l1*cos(j*dfi*pi/180)
kk=0
endif
*if j>5500001
*messagebox("eroare")
*endif
if kk=1
kk=0
endif
next j
*messagebox("Am iesit i="+str(i)+ " j="+str(j)+"E="+str(eps,6,4))
*messagebox("difr="+str(difr,7,4))
return
endproc

p=1+m^2
q=-2*(xe+yb*m+m^2*xb-ye*m)
rr=yb^2+xe^2+2*yb*m*xb+m^2*xb^2-2*ye*yb-2*ye*m*xb+ye^2-16^2
dd=q^2-4*p*rr
if dd<0
xb=-l1*sin(j*dfi*pi/180)
yb=ola+l1*cos(j*dfi*pi/180)
loop
endif
x1=(-q+sqrt(q^2-4*p*rr))/(2*p)
x2=(-q-sqrt(q^2-4*p*rr))/(2*p)
xd=min(x1,x2)
yd=yb-m*(xd-xb)
difr=(l2+l5)-sqrt((xd-xb)^2+(yd-yb)^2)
if difr<eps
*messagebox("DA i="+str(i))
*messagebox("eps="+str(difr,6,4))
*messagebox("difr="+str(difr,7,4)+"eps="+str(eps,7,4))
gama=atan((ye-yd)/(xe-xd))
teta=abs(pi-delta/180-(pi/2-gama))
xf=xe+l7*sin(teta)
yf=yf-l7*cos(teta)
sele 1
append blank
replace sxf with s
replace txf with t
replace xdf with xd
replace ydf with yd

```

Fig.5.3 – Program de calcul regulator Woodward PGAV – varianta 1 si 2

5.1.2.6.1 Aplicarea restrângerilor

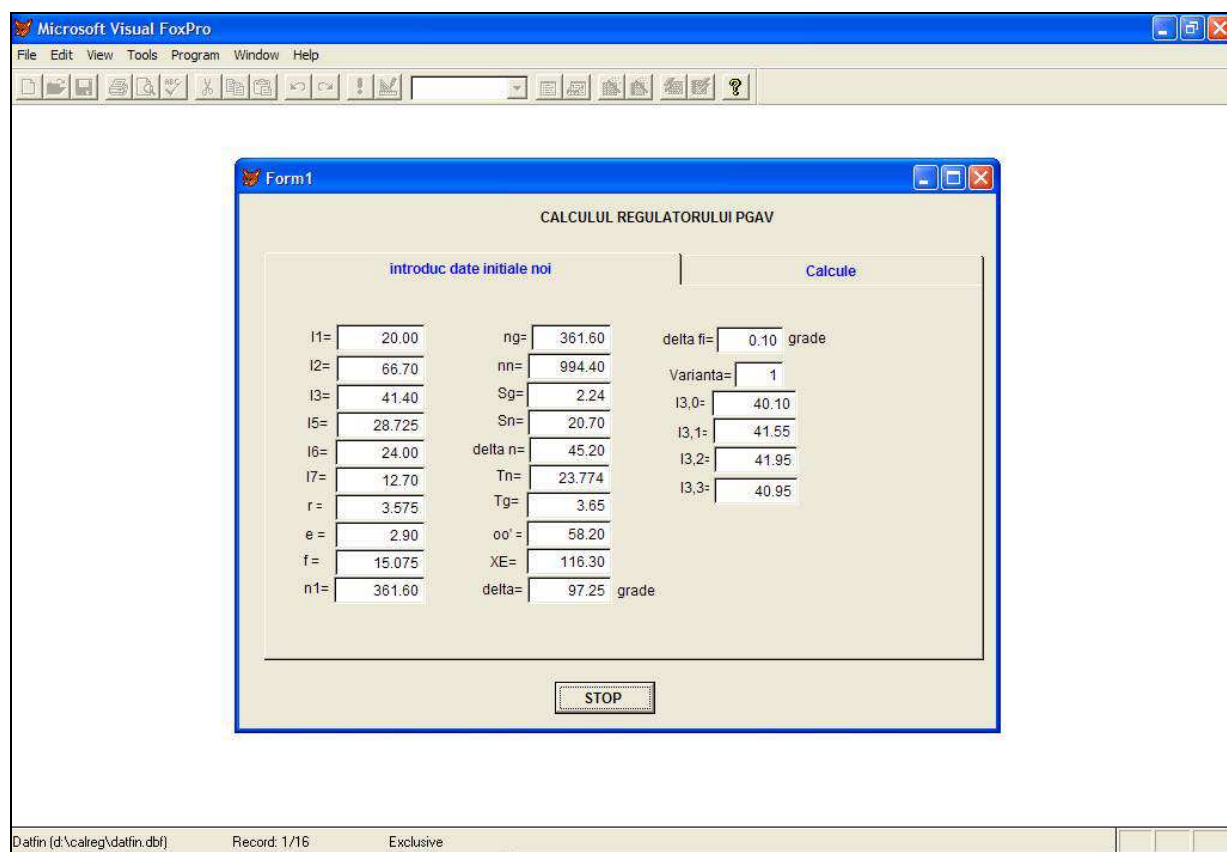
La validarea programului de calcul se va ține seamă de faptul că profilul camei trebuie să se încadreze în dimensiunile de gabarit existente.

Restrângerile care se vor aplica pentru realizarea acestui obiectiv se referă la limitarea deplasării rolei (r) pe camă la cursa maximă a tijei pistonului servomotorului de putere exprimată prin ordonata (y_E), care se realizează limitând valorile coordonatelor centrului rolei $F(x_F, y_F)$, prin valorile de calcul introduse în program pentru l_2 și l_5 .

5.1.2.7 Validarea programului de calcul

În vederea validării programului de simulare numerică, în cele două variante realizate și a datelor stabilite în paragraful 5.1.2.4, s-au făcut o serie de simulări numerice în vederea găsirii soluției optime pentru obținerea unui profil al camei corespunzător fiecărei variante, care să poată fi transpus în realitate (tehnologic), ținând seamă de restricțiile de gabarit impuse camei și de translația suplimentară a punctului de translație A inclusă în S_n . În acest sens s-a baleiat domeniul în care profilul camei s-a încadrat în dimensiunile restrânse prevăzute din construcția camei și a regulatorului.

Astfel, pentru varianta 1 de camă s-au reținut valorile din Fig.5.4,

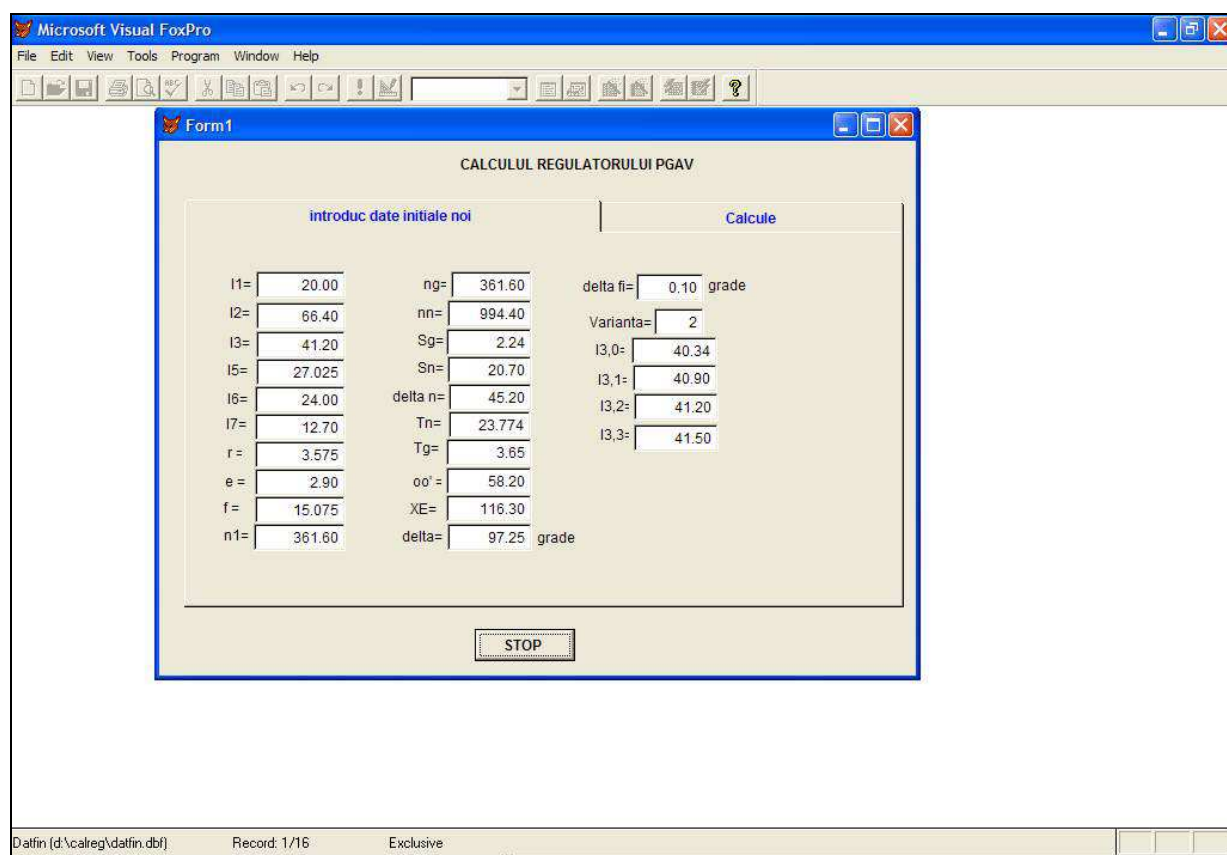


The screenshot shows a Microsoft Visual FoxPro application window titled 'Form1' with the subtitle 'CALCULUL REGULATORULUI PGAV'. The window is divided into two tabs: 'Introduc date initiale noi' (selected) and 'Calcule'. The 'Introduc date initiale noi' tab contains a grid of input fields for various parameters. The 'Calcule' tab is currently empty. At the bottom of the window is a 'STOP' button. The status bar at the bottom indicates 'Datfin (d:\calreg\datfin.dbf)', 'Record: 1/16', and 'Exclusive'.

Parameter	Value
l_1	20.00
l_2	66.70
l_3	41.40
l_5	28.725
l_6	24.00
l_7	12.70
r	3.575
e	2.90
f	15.075
n_1	361.60
ng	361.60
nn	994.40
Sg	2.24
Sn	20.70
δn	45.20
Tn	23.774
Tg	3.65
oo'	58.20
XE	116.30
δ	97.25 grade
δf	0.10 grade
Varianta	1
$l_{3,0}$	40.10
$l_{3,1}$	41.55
$l_{3,2}$	41.95
$l_{3,3}$	40.95

Fig. 5.4 – Datele inițiale de calcul introduse în program pentru varianta 1

iar pentru varianta 2 de camă s-au reținut valorile din Fig.5.5.



introduc date initiale noi		Calcule	
I1=	20.00	ng=	361.60
I2=	66.40	nn=	994.40
I3=	41.20	Sg=	2.24
I5=	27.025	Sn=	20.70
I6=	24.00	delta n=	45.20
I7=	12.70	Tn=	23.774
r=	3.575	Tg=	3.65
e=	2.90	oo'=	58.20
f=	15.075	XE=	116.30
n1=	361.60	delta=	97.25 grade
		delta fi=	0.10 grade
		Varianta=	2
		I3,0=	40.34
		I3,1=	40.90
		I3,2=	41.20
		I3,3=	41.50

STOP

Fig.5.5 – Datele inițiale de calcul introduse în program pentru varianta 2

Baleierea domeniului s-a făcut prin variația raportului dintre lungimea l_2 și l_5 raportate la $l_2 + l_5 = \text{ct.}$, reținându-se pentru fiecare variantă, valoarea lungimilor l_2 respectiv l_5 care satisfac cel mai bine toate condițiile impuse.

După prelucrarea datelor introduse, pentru cele două variante studiate, în baza programului de simulare numerică s-au obținut rezultatele cuprinse în Fig.5.6 pentru varianta 1 respectiv Fig.5.7 pentru varianta 2.

Aceste rezultate vor fi folosite pentru proiectarea și realizarea practică a profilului camei în cele două variante cu ajutorul cărora se poate obține caracteristica de reglaj dorită (calculată) a regulatorului și astfel atingerea obiectivului propus în paragraful 5.1.2.1 al prezentei lucrări.

Rezultatele calculului computerizat de simulare numerică au fost verificate și confirmate practic de către autor prin metoda analitică, utilizând algoritmul de calcul conceput și prin metoda grafo-analitică astfel încât, programul de calcul elaborat poate fi considerat valid.

Report Designer - calreg.frx - Microsoft Visual FoxPro

File Edit View Tools Program Window Help

100%

Variantă: 1

Nrc	Sx	Tx	XD	YD	YE	XF	YF	N
1	2.24	3.65	92.68	37.20	32.95	116.96	20.27	361.60
2	2.24	6.31	92.67	39.83	35.61	116.94	22.93	361.60
3	3.56	7.02	92.68	40.55	36.32	116.94	23.63	406.80
4	4.88	7.81	92.37	38.96	37.11	116.92	24.42	452.00
5	6.20	8.68	92.37	39.80	37.98	116.94	25.30	497.20
6	7.51	9.64	92.32	39.87	38.94	117.41	26.29	542.40
7	8.83	10.68	92.30	39.94	39.98	117.92	27.38	587.60
8	10.15	11.80	92.32	40.04	41.10	118.46	28.58	632.80
9	11.47	13.01	92.40	40.14	42.31	119.03	29.90	678.00
10	12.79	14.29	92.53	40.27	43.59	119.63	31.34	723.20
11	14.11	15.67	92.73	40.43	44.97	120.25	32.90	768.40
12	15.43	17.12	93.01	40.64	46.42	120.89	34.58	813.60
13	16.74	18.66	93.37	40.88	47.96	121.55	36.39	858.80
14	18.06	20.28	93.81	41.21	49.58	122.20	38.33	904.00
15	19.38	21.99	94.34	41.59	51.29	122.85	40.41	949.20
16	20.70	23.77	94.99	42.04	53.07	123.52	42.62	994.40

Datfin (d:\calreg\datfin.dbf) Record: EOF/16 Exclusive

Fig.5.6 – Rezultatele calculului de simulare pentru varianta 1

Report Designer - calreg.frx - Microsoft Visual FoxPro

File Edit View Tools Program Window Help

100%

Variantă: 2

Nrc	Sx	Tx	XD	YD	YE	XF	YF	N
1	2.24	3.65	92.68	37.20	32.95	116.95	20.27	361.60
2	2.24	4.62	92.67	38.11	33.92	116.92	21.23	361.60
3	3.56	5.03	92.68	38.57	34.33	116.95	21.64	406.80
4	4.88	5.54	92.68	39.10	34.84	116.96	22.16	452.00
5	6.20	6.17	92.53	38.78	35.47	116.45	22.77	497.20
6	7.51	6.92	92.45	38.93	36.22	116.47	23.52	542.40
7	8.83	7.80	92.38	39.11	37.10	116.84	24.41	587.60
8	10.15	8.84	92.33	39.30	38.14	117.29	25.47	632.80
9	11.47	10.03	92.30	39.49	39.33	117.82	26.72	678.00
10	12.79	11.39	92.32	39.71	40.69	118.42	28.17	723.20
11	14.11	12.94	92.41	39.94	42.24	119.10	29.85	768.40
12	15.43	14.67	92.60	40.20	43.97	119.86	31.78	813.60
13	16.74	16.61	92.92	40.49	45.91	120.71	34.00	858.80
14	18.06	18.77	93.42	40.82	48.07	121.63	36.54	904.00
15	19.38	21.15	94.10	41.34	50.45	122.57	39.41	949.20
16	20.70	23.77	95.03	41.95	53.07	123.56	42.65	994.40

Datfin (d:\calreg\datfin.dbf) Record: EOF/16 Exclusive

Fig.5.7 – Rezultatele calculului de simulare pentru varianta 2

5.1.2.8 Analiza și prelucrarea datelor afișate

Datele afișate, conținute în tabelele de mai sus, reprezintă cursa de translație (S_x) a punctului de articulație (A) și cursa tijei pistonului servomotorului de putere (T_x) al regulatorului în funcție de turație precum și coordonatele punctelor de articulație ale tacheului oscilant (DEF), calculate pentru treptele de turație selectate (N). Abscisa $X_E = ct.$ (v. Fig.5.1 și 5.2)

Coordonatele punctului (F) definesc pozițiile succesive ocupate de centrul rolei tachelului de rază (r) în timpul simulării funcționării regulatorului, de la mers în gol la turația nominală. Prin unirea acestor poziții se obține traiectoria centrului rolei tachelului (F).

Profilul real al camei, în cele două variante, se poate obține pe cale grafică, așa cum se poate observa în Fig.5.8 și Fig.5.10, ca înfășurătoare a pozițiilor succesive ocupate de rola tachetului de rază (r).

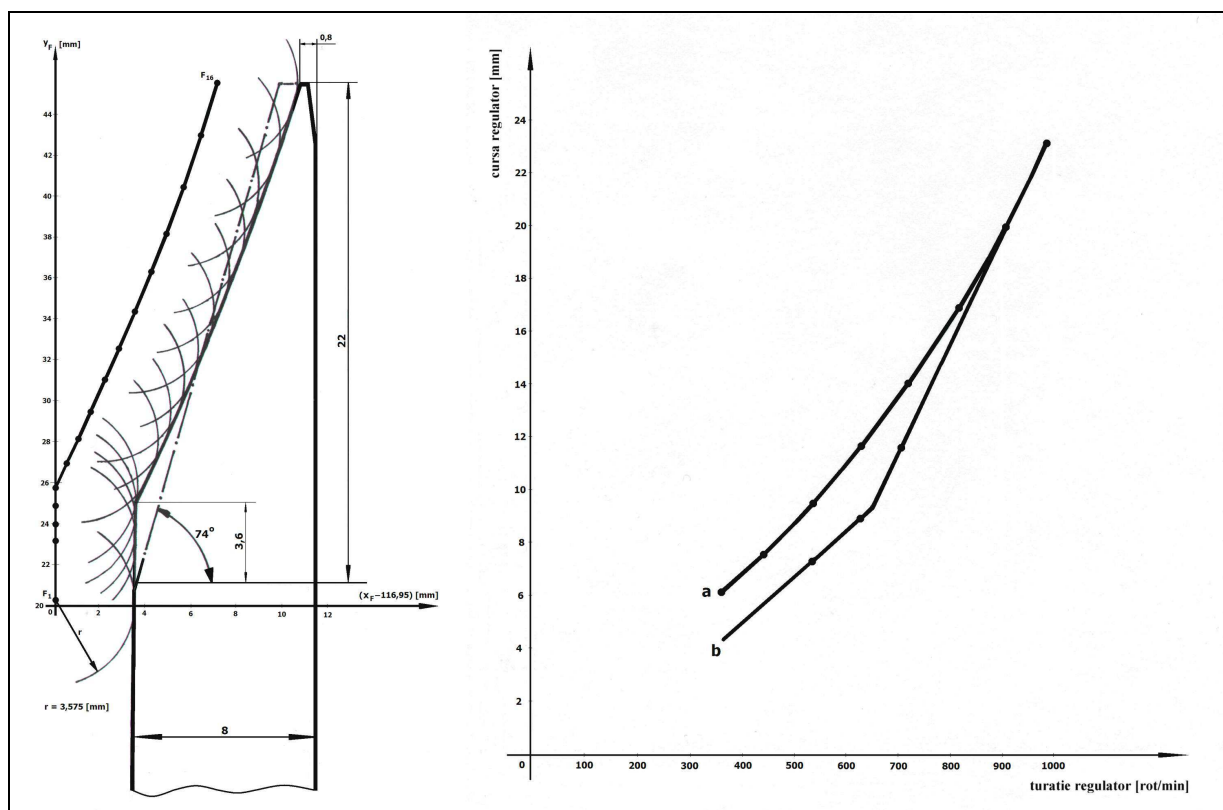


Fig.5.8
Profilul camei – varianta 1

Fig.5.9
Caracteristica regulatorului – cursă în funcție de turație
 $a - T=f(n^2)$ – obținută prin simulare numerică în varianta 1
 $b -$ “two-slope” în soluția existentă [98]

În Fig.5.8 și Fig.5.10, cu linie continuă, este redat profilul camei obținut prin simulare numerică în variantele 1 și 2 iar cu linie-punct profilul camei în soluția existentă. Alături de profilul camelor, în soluția existentă și cea obținută

prin simulare numerică, sunt prezentate în Fig.5.9 respectiv Fig.5.11 și caracteristicile corespundente ale regulatorului $T=f(n)$ – cursă regulator în funcție de turație, care se obțin pentru fiecare soluție.

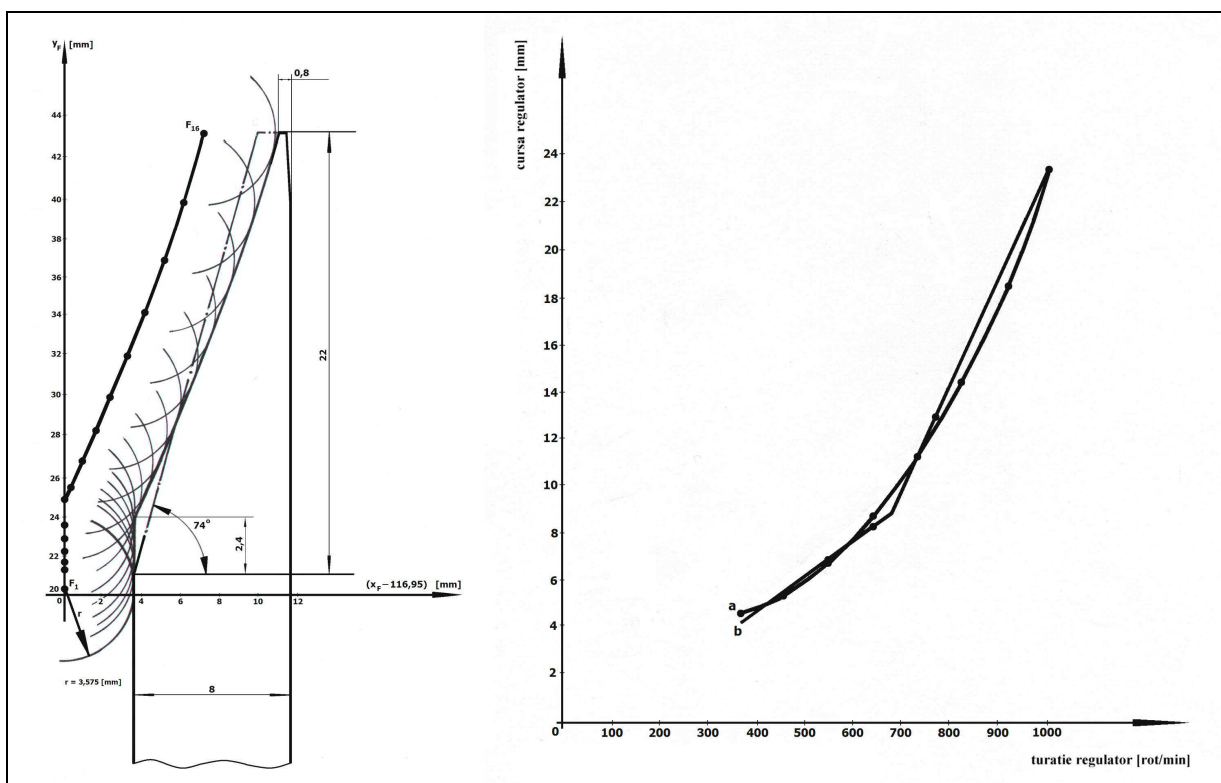


Fig.5.10
Profilul camei – varianta 2

Fig.5.11
Caracteristica regulatorului – cursă în funcție de turație
a – $T=f(n^3)$ – obținută prin simulare numerică în varianta 2
b – “two-slope” – în soluția existentă [98]

Din aceste figuri se remarcă faptul că, deși profilurile camelor în cele două variante par identice, ele sunt totuși diferite. Diferența se remarcă, atât în ceea ce privește începutul profilului camelor (cota 3,6 în varianta 1, respectiv 2,4 în varianta 2) raportat la turația regulatorului, cât și la coordonatele profilului în cele două variante, raportate la aceeași valoare a treptei de turație (v. Fig.5.6, Fig.5.7, Tab.6.7 și Tab.6.8).

Cele două profiluri de camă astfel obținute vor fi suficiente pentru realizarea practică cu acest tip de regulator, prin reglarea acestuia pe un stand specializat, a unui număr suficient de mare de caracteristici de reglaj diferite, definite prin funcții de gradul II – $T=f(n^2)$ și de gradul III – $T=f(n^3)$ care să acopere solicitările din domeniu privind realizarea, la diferite tipuri de motoare Diesel, de caracteristici de propulsie, definite prin funcții de gradul III – $P=f(n^3)$ pentru propulsia feroviară și navală respectiv funcții de gradul IV – $P=f(n^4)$ întâlnite în tracțiunea feroviară la motoarele de putere mare.

Soluția este universal valabilă și aplicabilă oricărui regulator Woodward tip PGAV destinat echipării motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune (feroviară, navală etc.).

Problema simulării funcționării regulatorului PGAV, în vederea generării profilului camei și a optimizării caracteristicii de reglaj a acestuia a constituit tema articolului [25] elaborat de autorul prezentei lucrări.

5.2 CONCEPEREA PROGRAMULUI DE SIMULARE NUMERICĂ PE CALCULATOR PRIVIND FUNCȚIONAREA SISTEMULUI DE PÂRGHII DINTRE REGULATOR ȘI MOTOR

5.2.1 Generalități

În vederea prelucrării automate a datelor pe calculator, în baza unui program de simulare numerică a funcționării sistemului de pârghii dintre regulator și motor, cu scopul determinării cu exactitate a caracteristicii $C=f(T)$ – cursă cremalieră pompe injecție în funcție de cursă regulator – și a influenței acesteia asupra sistemului de reglaj, se necesită elaborarea unui algoritm de calcul, specific fiecărui motor, adaptat sistemului de pârghii propriu acestuia.

Întrucât la calculul sistemului de reglaj pentru un motor Diesel supraalimentat de turație variabilă s-a asumat ipoteza că între cursa regulatorului și cursa cremalierii pompelor de injecție ale motorului se stabilește, prin construcția sistemului de pârghii, care face legătura dintre regulator și pompele de injecție, o **relație liniară de variație**, această ipoteză trebuie verificată.

Astfel, cunoașterea acestei caracteristici este importantă datorită faptului că prin intermediul acesteia se corelează principalii parametri care sunt utilizați la calculul sistemului de reglaj pentru un motor Diesel supraalimentat de tracțiune (v. paragraful 7.3).

Orice deviație a valorilor parametrilor de la cele admise în calcul, rezultat al unui sistem de pârghii impropriu (care nu realizează o caracteristică liniară) sau greșit reglat, conduce în final la funcționarea defectuoasă a motorului, pe tot parcursul existenței sale, fără ca această defecțiune ascunsă să poată fi depistată. În aceste condiții, un sistem de reglaj corect conceput și aparent bine reglat, poate fi compromis în fabricație sau exploatare, ca rezultat al insuficienței cunoașterii a influenței reglajului sistemului de pârghii asupra întregului sistem de reglaj al motorului, după cum insuficienta cunoaștere a

acestui sistem poate conduce la greșeli de proiectare ale sistemului de reglaj în ansamblul său.

Experiența practică a demonstrat că marea majoritate a defecțiunilor constatate la sistemul de reglaj al motoarelor ce fac obiectul prezentei lucrări au fost cauzate de intervenții neautorizate, în exploatare, tocmai la sistemul de pârghii al acestora, din motive insuficient cunoscute (poate și datorită faptului că mecanismul este foarte accesibil și ușor de dereglat) dar și din cauza unor greșeli de proiectare și de reglare a acestuia.

Scopul urmărit prin intervențiile din exploatare a fost, adesea, acela de a “forța” motoarele și în unele situații cel de a “corecta” anumite greșeli de proiectare sau de reglare a sistemului în fabricație, greșeli cauzate tocmai de inexistența unui calcul riguros al sistemului de reglaj.

5.2.2 Etapele programului de simulare

5.2.2.1 Stabilirea schemei structurale, a dimensiunilor elementelor sistemului de pârghii și poziționarea acestora într-un sistem de axe de coordonate xOy

În Fig.5.12 se prezintă schema structurală a sistemului de pârghii aparținând motoarelor Diesel supraalimentate pentru tracțiune feroviară sau navală tip ALCO R251 în “V”, ales drept exemplu de calcul.

Mecanismul din această figură este desenat în poziția de repaos corespunzătoare cursei “zero” a cremalierii și a regulatorului.

Mecanismul din Fig.5.12, care are în componență șapte pârghii de lungimi diferite ($l_1 \dots l_7$), dintre care două pârghii reglabile (l_3, l_4), este cuplat cu regulatorul în articulația (A) și cu cremaliera pompelor de injecție în articulația (F); coordonatele punctelor fixe de articulație (O_1, O_2); coordonatele inițiale ale articulațiilor mobile (A, F), lungimile tuturor pârghiilor și unghiul δ sunt cunoscute; condițiile limită sunt cunoscute.

Din figură se observă că, atât tija regulatorului, articulată cu sistemul de pârghii în punctul (A), cât și cremaliera pompelor de injecție, articulată cu același sistem în punctul (F), execută mișcări de translație, în direcții diferite, pornind de la poziția “zero”, cotate corespunzător, față de un sistem de axe de coordonate xOy.

Cursa totală a regulatorului este de 1 inch (25,4 mm), iar cursa utilă a acestuia, aleasă de constructorul motorului, la calculul sistemului de reglaj,

este mai mică din rațiuni ce țin de sistemul de reglaj și este specifică aplicației (v. paragraful 4.5.3 și paragraful 7.3).

Cursa totală a cremalierii pompelor de injecție pentru echipamentul de injecție utilizat pe aceste motoare este de 34 mm [9]. Cursa cremalierii cu motorul oprit cât și cremaliera nominală au valori specifice fiecărui motor. În vederea realizării cu acest sistem de pârghii a cursei utile a cremalierii pompelor de injecție, pentru fiecare aplicație în parte, sistemul are în componență pârghiile l_3 și l_4 de lungime variabilă a căror dimensiune exactă se stabilește în urma calculelor de simulare numerică privind funcționarea acestui mecanism.

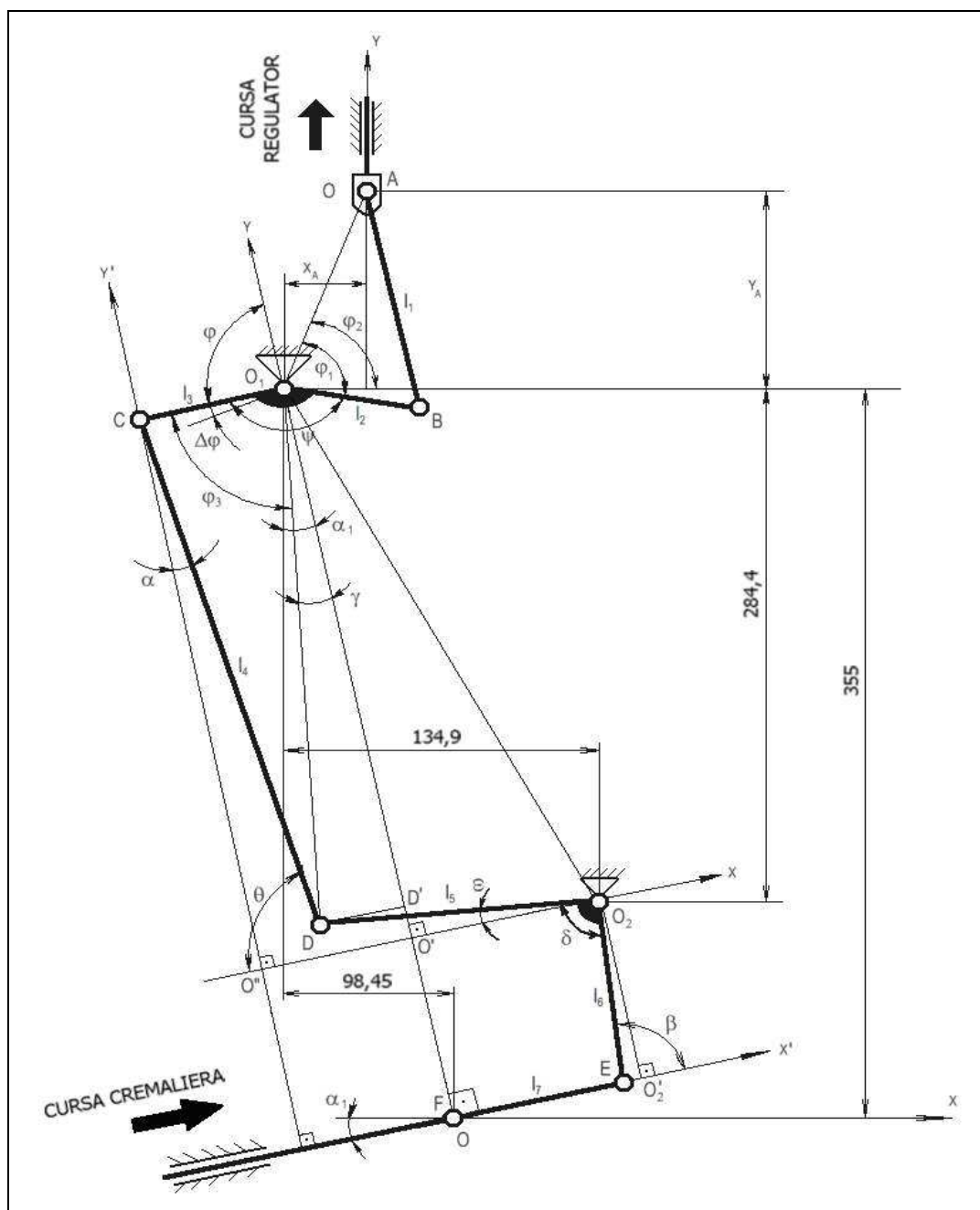


Fig.5.12 – Schema structurală a sistemului de pârghii pentru motoare R251 "V"

Poziția de repaos a mecanismului din Fig.5.12, pentru diferite aplicații, raportat la sistemul de axe de coordonate adoptat, se caracterizează prin: unghiul (ε) și coordonatele punctului de articulație D, identice pentru toate aplicațiile care utilizează acest mecanism. Specific fiecărei aplicații sunt: lungimile l_1 , l_3 și l_4 respectiv unghiurile (φ) și (ψ) precum și coordonatele punctului de articulație "A". Pentru calculul unghiului (φ) se procedează astfel [27]:

Din $\triangle O_2EO_2'$ se determină unghiul (β):

$$\beta = \arccos \frac{EO_2'}{l_6} ; \quad (5.23)$$

$$\varepsilon = \delta - \beta \quad . \quad \delta = \text{ct.} \quad (5.24)$$

Cunoscând unghiul (ε) se determină coordonatele inițiale ale punctului de articulație D(x_D, y_D) față de O_2 :

$$\begin{cases} x_D = l_5 \cdot \cos \varepsilon \\ y_D = l_5 \cdot \sin \varepsilon \end{cases} . \quad (5.25)$$

Din $\triangle O_1DD'$ se determină unghiul (γ) și latura O_1D :

$$\gamma = \arctg \frac{l_5 \cdot \cos \varepsilon - l_x}{l_y - l_5 \cdot \sin \varepsilon} ; \quad (5.26)$$

$$O_1D = \frac{l_5 \cdot \cos \varepsilon - l_x}{\sin \gamma} . \quad (5.27)$$

În $\triangle O_1CD$ unde se cunosc toate laturile, se aplică legea cosinusurilor pentru un triunghi oarecare cu ajutorul căreia se determină unghiul (φ_3) astfel:

$$\varphi_3 = \arccos \frac{l_3^2 + O_1D^2 - l_4^2}{2 \cdot l_3 \cdot O_1D} ; \quad (5.28)$$

$$\varphi = 180^\circ - (\varphi_3 + \gamma) . \quad (5.29)$$

Unghiurile (φ) și (ψ) caracterizează poziția de repaos a mecanismului pentru anumite valori ale pârghiilor l_3 și l_4 . Lungimile pârghiilor l_3 și l_4 sunt diferite pentru diferite aplicații astfel încât unghiurile (φ) și (ψ) se determină

pentru fiecare aplicație în parte funcție de datele inițiale luate în calcul și sunt afișate în capul tabelului de rezultate alături de valorile selectate pentru lungimea pârghiilor l_3 și l_4 (v. Fig.5.15).

Pentru determinarea unghiului (ψ) dintre pârghiile l_2 și l_3 vom considera $\Delta AO_1O_1'$ din care vom determina unghiul (φ_1) și latura AO_1 :

$$\varphi_1 = \arctg \frac{Y_A}{X_A} ; \quad (5.30)$$

$$AO_1 = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} . \quad (5.31)$$

Din ΔAO_1B se determină unghiul (φ_2) aplicând legea cosinusurilor într-un triunghi oarecare:

$$\varphi_2 = \arccos \frac{l_2^2 + AO_1^2 - l_1^2}{2 \cdot l_2 \cdot AO_1} ; \quad (5.32)$$

$$\psi = 90^\circ - (\varphi_2 - \varphi_1) - \alpha_1 + \gamma + \varphi_3 . \quad (5.33)$$

5.2.2.2 Stabilirea algoritmului de calcul

Semnificația elementelor componente din Fig.5.12 este următoarea:

$AB=l_1$; $BO_1=l_2$; $O_1C=l_3$; $CD=l_4$; $DO_2=l_5$; $O_2E=l_6$; $EF=l_7$; $O'O_2=l_x$; $O'O_1=l_y$; $O_1O_2=l$.

Pentru rezolvarea analitică a mecanismului din Fig.5.12 se consideră conturul vectorial (O_1CDO_2) și sistemul de axe de coordonate fix ($xO'y$) atașat acestuia precum și sistemul de axe de coordonate $x'O''y'$ cu axa $O''x$ fixă, respectiv cu axa $y'O''$ care se deplasează, paralel cu axa $O'y$ odată cu punctul de articulație C. Astfel, se poate scrie [20], [27]:

$$\bar{l} = \bar{l}_3 + \bar{l}_4 + \bar{l}_5$$

Prin proiectarea conturului pe axele de coordonate se obține:

$$\begin{cases} \ell_x = -\ell_3 \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) + \ell_4 \cdot \sin \alpha + \ell_5 \cdot \cos \varepsilon \\ \ell_y = -\ell_3 \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + \ell_4 \cdot \cos \alpha - \ell_5 \cdot \sin \varepsilon \end{cases} . \quad (5.34)$$

Se elimină unghiul (ε) din relațiile (5.34) prin ridicarea acestora la pătrat și adunare, iar după aceea în relația rezultată se fac notațiile:

$$\begin{aligned} a &= \ell_y + \ell_3 \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi); \\ b &= \ell_x + \ell_3 \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi); \\ d &= \frac{b}{a}; \end{aligned} \quad \text{și rezultă:} \quad \cos \alpha + d \cdot \sin \alpha = c \quad (5.35)$$

$$c = \frac{a^2 + b^2 + \ell_4^2 - \ell_5^2}{2 \cdot a \cdot \ell_4}$$

Substituind în relația (5.35) $\sin \alpha$ cu $\cos \alpha$ ($\sin^2 \alpha = 1 - \cos^2 \alpha$), după ridicare la pătrat se obține ecuația (5.36) cu soluțiile (5.37):

$$\cos^2 \alpha \cdot (d^2 + 1) - 2 \cdot c \cdot \cos \alpha - d^2 + c^2 = 0 \quad (5.36)$$

$$\alpha = \arccos \frac{c \pm \sqrt{c^2 - (d^2 + 1) \cdot (c^2 - d^2)}}{d^2 + 1} \quad (5.37)$$

Se alege valoarea cea mai mică a unghiului α .

Cunoscând valoarea inițială a unghiului φ calculată pentru poziția de repaos a mecanismului din figură și unghiul $\Delta\varphi$ calculat cu relația (5.38), pentru fiecare poziție a mecanismului din domeniul de reglare, în trepte convenabil alese, putem determina coordonatele punctului de articulație C(x_C, y_C) cu relația (5.39):

$$\Delta\varphi = 2 \cdot \arcsin \frac{T}{2 \cdot \ell_2} \quad ; \quad (5.38)$$

unde T este cursa regulatorului.

$$\begin{cases} x_C = \ell_3 \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \\ y_C = \ell_y + \ell_3 \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) \end{cases} \quad (5.39)$$

Dreapta rel.(5.40) care trece prin punctul C și are înclinația ($\theta = 90^\circ - \alpha$) va fi intersectată cu cercul rel.(5.41) cu centrul în $O_2(x_{O2}, y_{O2}=0)$ și rază ℓ_5 :

$$y_C - y_D = \tan \theta \cdot x_D \quad ; \quad \tan \theta = m \quad (5.40)$$

$$(x_{O2} - x_D)^2 + y_D^2 = \ell_5^2 \quad ; \quad x_{O2} = x_C + \ell_x \quad (5.41)$$

Din această intersecție se obține ec.(5.42) a cărei soluții reprezintă coordonatele punctului de articulație D(x_D, y_D).

$$p \cdot x_D^2 - q \cdot x_D + rr = 0 \quad (5.42)$$

$$\text{unde: } \begin{cases} p = 1 + m^2 \\ q = 2 \cdot (m \cdot y_C + x_{O_2}) \\ rr = x_{O_2}^2 + y_C^2 - \ell_5^2 \\ dd = q^2 - 4 \cdot p \cdot rr \end{cases} .$$

Soluțiile ecuației (5.42) vor fi:

$$x_D' = \frac{q + \sqrt{dd}}{2 \cdot p} \quad ; \quad x_D'' = \frac{q - \sqrt{dd}}{2 \cdot p} . \quad (5.43)$$

Se alege pentru x_D valoarea minimă atâta timp cât unghiul $\varepsilon \leq \alpha$ și valoarea maximă pentru $\varepsilon \geq \alpha$ iar valoarea lui y_D se determină din condiția ca distanța dintre punctele C și D să fie egală cu lungimea l_4 din rel.(5.44)

$$y_D = y_C - \sqrt{\ell_4^2 - x_D^2} . \quad (5.44)$$

Cu relația (5.45) se calculează unghiul ε și după aceea se intersectează dreapta O_2E rel.(5.46), care are înclinarea $\beta = \delta + \varepsilon$ față de axa Ox' , cu cercul rel.(5.47) de rază l_6 și centrul în O_2 de unde rezultă coordonatele punctului de articulație E(x_E, y_E) ca soluții ale ec.(5.48):

$$\varepsilon = \arctg \frac{y_{O_2} - y_D}{x_{O_2} - x_D} \quad ; \quad y_{O_2} = 0 \quad ; \quad (5.45)$$

$$\begin{cases} y_E = tg\beta \cdot (x_{O_2} - x_E') \text{ pentru } \beta \leq 90^\circ \\ y_E = tg(180^\circ - \beta) \cdot (x_{O_2} - x_E') \text{ pentru } \beta \geq 90^\circ \end{cases} \quad ; \quad (5.46)$$

$$(x_E' - x_{O_2})^2 + y_E^2 = \ell_6^2 . \quad (5.47)$$

Din intersecția dreptei O_2E rel.(5.46) cu cercul rel.(5.47) rezultă ecuația (5.48):

$$p' \cdot x_E'^2 - q' \cdot x_E' + rr' = 0 \quad ; \quad (5.48)$$

$$\text{unde: } \begin{cases} p' = 1 + m'^2 \\ q' = 2 \cdot (1 + m'^2) \cdot x_{O2} \\ rr' = (1 + m'^2) \cdot x_{O2}^2 - \ell_6^2 \\ dd' = q'^2 - 4 \cdot p' \cdot rr' \end{cases} .$$

Soluțiile ecuației (5.48) vor fi:

$$x_{E1}' = \frac{q' + \sqrt{dd'}}{2 \cdot p'} \quad ; \quad x_{E2}' = \frac{q' - \sqrt{dd'}}{2 \cdot p'} . \quad (5.49)$$

Se alege valoarea minimă a lui x_E' până la $\beta = 90^\circ$ și valoarea maximă pentru $\beta > 90^\circ$. Cu x_E' selectat se calculează y_E cu rel.(5.50):

$$y_E = \sqrt{\ell_6^2 - (x_E' - x_{O2})^2} . \quad (5.50)$$

Din condiția ca distanța dintre articulațiile E și F să fie egală cu lungimea l_7 sunt determinate coordonatele punctului de articulație F(x_F', y_F); $y_F = ct$.

$$x_F' = x_E' - \sqrt{\ell_7^2 - (y_E - y_F)^2} . \quad (5.51)$$

Diferența dintre abscisele punctului de articulație F(x_F') realizate în procesul de simulare a funcționării sistemului de pârghii, de la cursa regulatorului “zero” la cursa nominală și abscisa de referință x_C , reprezintă cursa cremalierii (C) realizate:

$$C = x_F' - x_C \quad (5.52)$$

5.2.2.3 Conceperea programului de calcul

Cu algoritmul de calcul realizat la paragraful 5.2.2.2, folosind limbajul de programare MICROSOFT VISUAL FOX PRO, s-a elaborat software-ul de mai jos, care va fi utilizat pentru simularea numerică pe calculator privind funcționarea sistemului de pârghii dintre regulator și motor, prezentat în Fig.5.13.

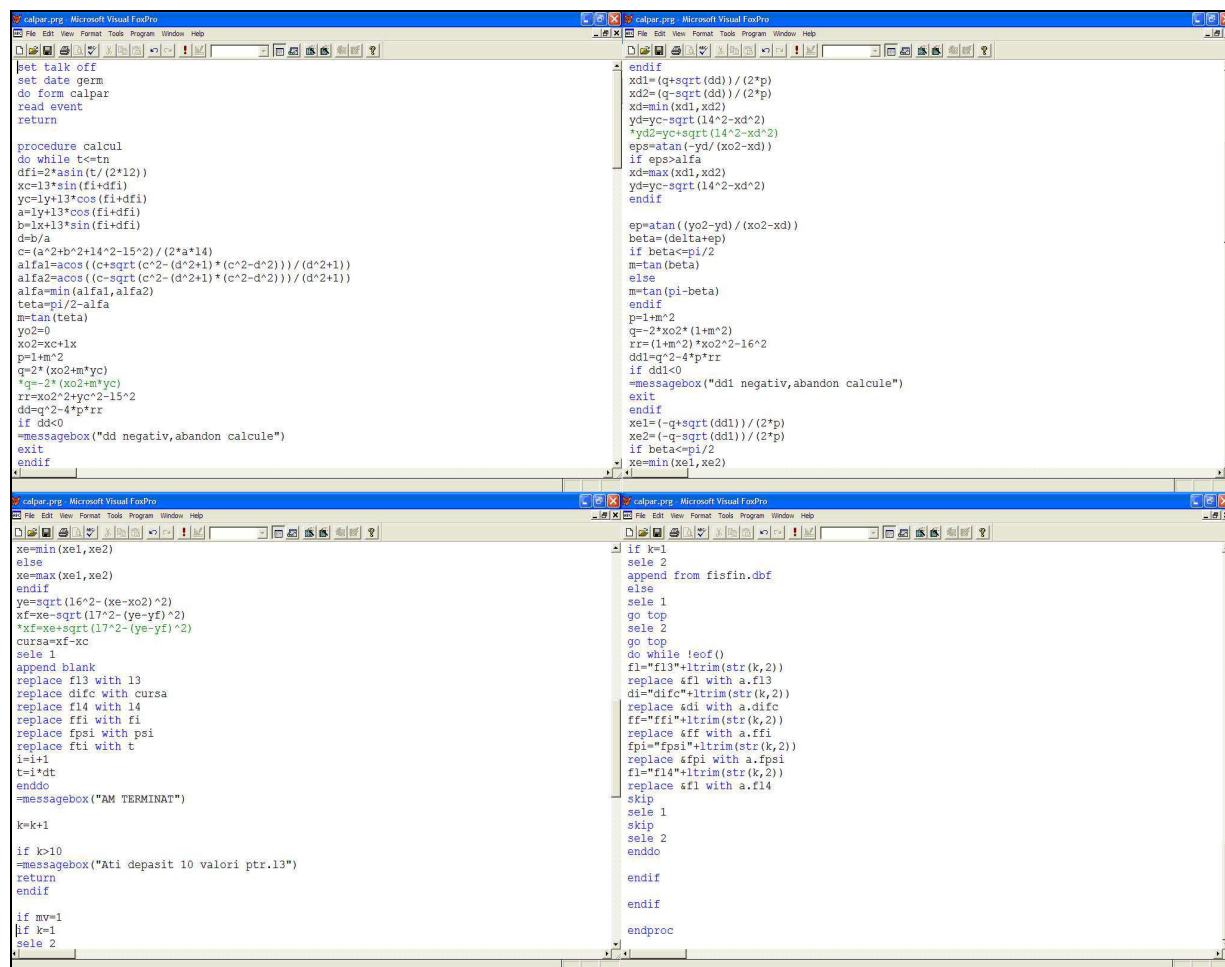


Fig. 5.13 – Program de calcul pentru sistemul de pârghii dintre regulator și motor

5.2.2.3.1 Aplicarea restrângerilor

Sistemul de pârghii din Fig.5.12 are o mișcare strict controlată și limitată prin cursa maximă a regulatorului astfel încât nu se necesită aplicarea de alte restrângeri în programul de simulare numerică a funcționării acestuia.

5.2.2.4 Validarea programului de calcul

Validarea programului de calcul conceput în vederea simulării funcționării sistemului de pârgăii aparținând motoarelor Diesel tip ALCO R251 în “V” s-a făcut cu datele inițiale aferente motoarelor echipate cu reglatoare Woodward tip PGAV destinate tracțiunii feroviare.

Introducerea datelor (v. Fig.5.14) în interfața programului de simulare s-a făcut pentru mai multe valori ale pârgăiei de lungime variabilă (l_3).

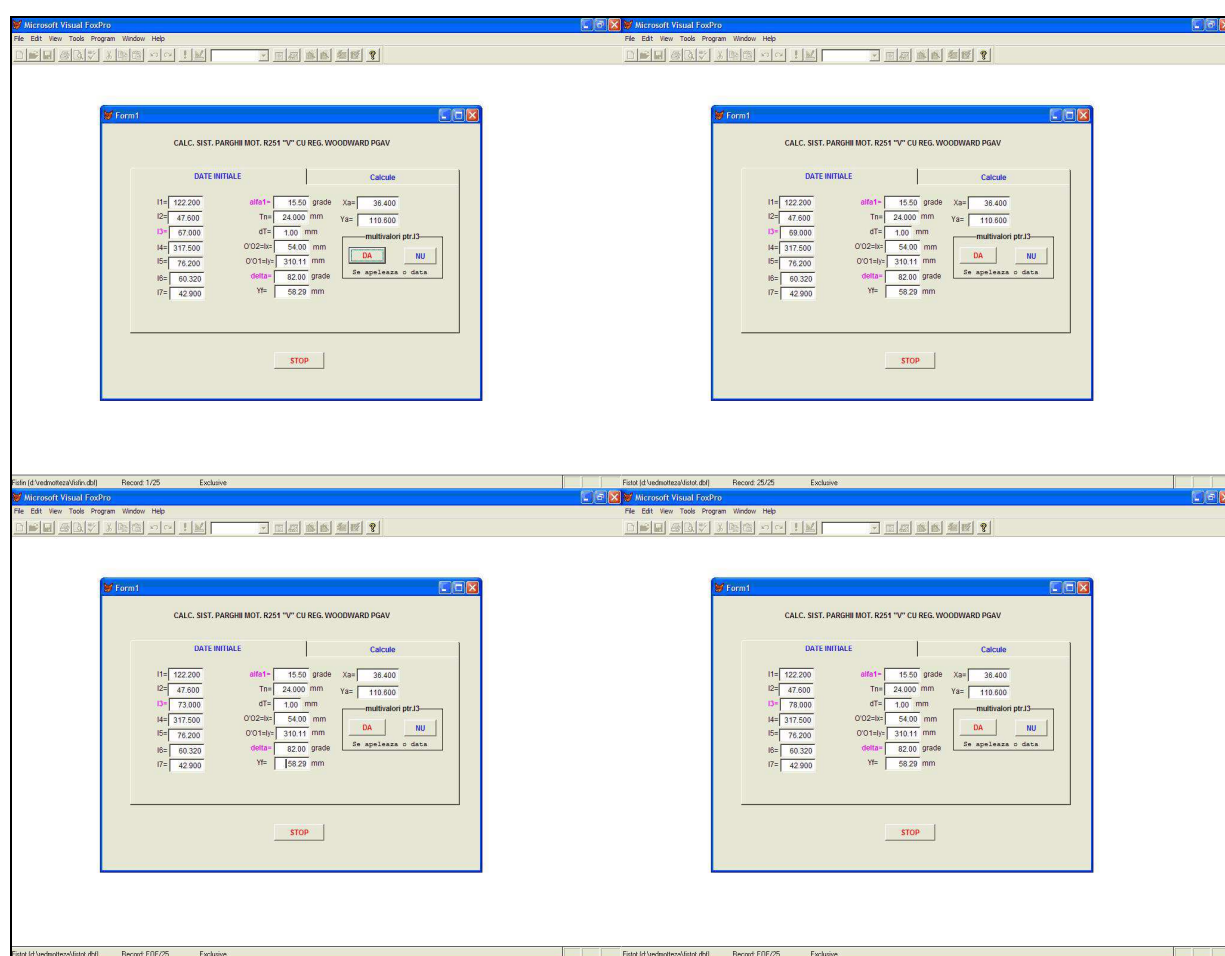


Fig.5.14 – Date inițiale introduse în interfața programului de simulare

Rezultatele simulării numerice sunt cuprinse în tabela de rezultate din Fig.5.15 și au stat la baza întocmirii graficului din Fig.5.16. În tabel „Cursa” reprezintă cursa (C) a cremalierii calculate în funcție de valorile acordate cursei regulatorului (T_x) din mm în mm, de la zero la valoarea nominală ($T_n=24$ mm), pentru diferite valori ale parametrului l_3 .

Report Designer - redmult.frx - Microsoft Visual FoxPro

File Edit View Tools Program Window Help

Valoriile cursei cremalierei pentru valori multiple l3 Pg: 1

l4	317.50	317.50	317.50	317.50	317.50	317.50	317.50	317.50	317.50	317.50
Psi	2.75	2.74	2.73	2.73	2.73	2.72	2.72	2.72	2.71	2.71
Fi	1.46	1.46	1.47	1.47	1.48	1.48	1.48	1.49	1.49	1.49
l3	67.00	69.00	71.00	72.00	73.00	74.00	75.00	76.00	77.00	78.00
Nr.Cr.	Ti	Cursa	Cursa	Cursa	Cursa	Cursa	Cursa	Cursa	Cursa	Cursa
1	0.0	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
2	1.0	1.09	1.13	1.16	1.18	1.20	1.21	1.23	1.25	1.28
3	2.0	2.18	2.25	2.32	2.36	2.39	2.42	2.46	2.49	2.56
4	3.0	3.28	3.38	3.49	3.54	3.59	3.64	3.69	3.74	3.85
5	4.0	4.38	4.52	4.66	4.72	4.79	4.86	4.93	5.00	5.13
6	5.0	5.49	5.66	5.83	5.91	6.00	6.08	6.17	6.26	6.43
7	6.0	6.60	6.80	7.01	7.11	7.21	7.31	7.41	7.52	7.72
8	7.0	7.71	7.95	8.19	8.30	8.42	8.54	8.66	8.78	9.02
9	8.0	8.82	9.10	9.37	9.50	9.64	9.77	9.91	10.05	10.32
10	9.0	9.94	10.25	10.55	10.70	10.86	11.01	11.16	11.31	11.62
11	10.0	11.06	11.40	11.74	11.90	12.07	12.24	12.41	12.58	12.92
12	11.0	12.18	12.55	12.92	13.11	13.29	13.48	13.66	13.85	14.22
13	12.0	13.30	13.70	14.11	14.31	14.51	14.71	14.92	15.12	15.52
14	13.0	14.42	14.86	15.29	15.51	15.73	15.95	16.17	16.39	16.82
15	14.0	15.54	16.01	16.48	16.72	16.95	17.18	17.42	17.65	18.12
16	15.0	16.67	17.17	17.67	17.92	18.17	18.42	18.67	18.92	19.42
17	16.0	17.79	18.32	18.85	19.12	19.39	19.65	19.92	20.19	20.72
18	17.0	18.91	19.47	20.04	20.32	20.61	20.89	21.17	21.45	22.02
19	18.0	20.03	20.63	21.22	21.52	21.82	22.12	22.42	22.72	23.31
20	19.0	21.15	21.78	22.41	22.72	23.04	23.35	23.67	23.98	24.61
21	20.0	22.27	22.93	23.59	23.92	24.25	24.58	24.91	25.24	25.90
22	21.0	23.39	24.08	24.77	25.12	25.47	25.81	26.16	26.51	27.20
23	22.0	24.50	25.23	25.96	26.32	26.68	27.04	27.41	27.77	28.49
24	23.0	25.62	26.38	27.14	27.52	27.89	28.27	28.65	29.03	29.79
25	24.0	26.73	27.53	28.32	28.71	29.11	29.50	29.90	30.29	31.08

Fistot [d:\redmolteza\vistot.dbf] Record: EOF/25 Exclusive

Fig.5.15 – Tabel cu rezultatele simulării numerice

5.2.2.5 Determinarea caracteristicii de reglaj $C=f(T)$ a sistemului de pârghii

Practic, pornind de la valoarea inițială a unghiului “ φ ”, determinată la fiecare aplicație în parte, pentru poziția de repaos a mecanismului cu pârghii, corespunzătoare cursei “zero” a regulatorului și a cremalierei pompelor de injecție, utilizând relațiile (5.34÷5.52) se determină cursa cremalierei, simulând mișcarea mecanismului, în trepte convenabil alese, de la cursa “zero” a regulatorului la valoarea nominală (T_n), prin calcularea unghiului $\Delta\varphi$ de deplasare a pârghiei l_3 pentru fiecare treaptă a cursei servomotorului de putere al regulatorului.

Astfel se calculează, pentru fiecare treaptă, cursa cremalierei realizate de mecanismul cu pârghii în raport de cursa regulatorului, cu lungimile tuturor pârghiilor stabilite la o valoare concretă.

Grafic se trasează caracteristica $C=f(T)$, cursă cremalieră în funcție de cursă regulator, cu valorile rezultate din calcul și sunt comparate aceste valori cu valorile similare adoptate la calculul sistemului de reglaj și de asemenea este verificată forma caracteristicii. În cazul în care aceste valori nu sunt egale, corelarea parametrilor nu este realizată sau forma caracteristicii nu este cea corectă, vor fi utilizate posibilitățile de corecție ale mecanismului respectiv modificarea lungimii pârghiilor l_3 sau l_4 și se reface calculul.

Astfel sunt obținute o serie de caracteristici, așa cum poate fi observat în Fig.5.16, din care proiectantul trebuie să selecteze soluția optimă și să stabilească poziționarea corectă a caracteristicii față de sistemul de axe de coordonate, în urma optimizării caracteristicii ținând seamă de precizările din paragraful 7.3 al tezei.

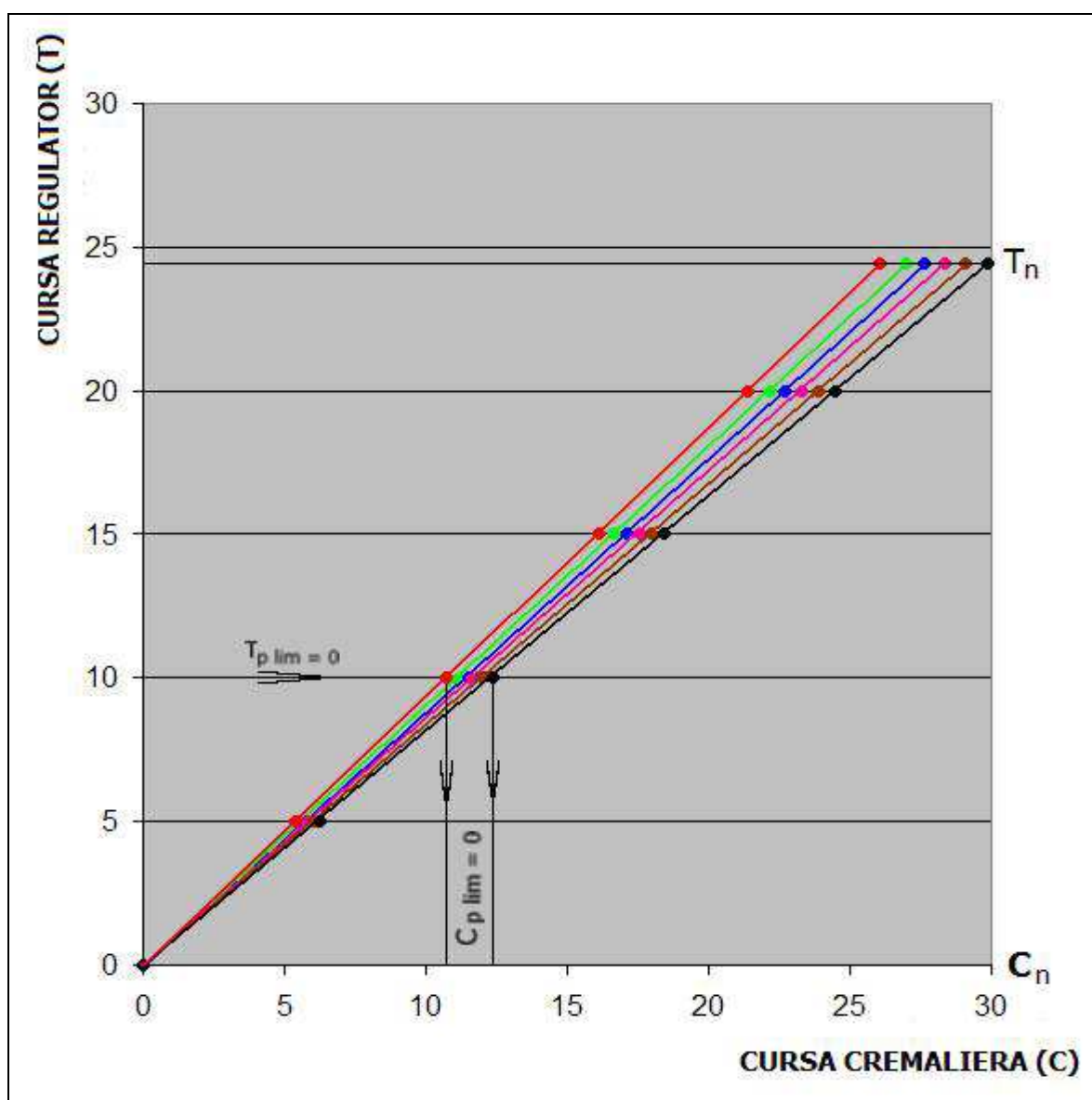


Fig.5.16 – Caracteristica de reglaj a sistemului de pârghii

Valorile parametrilor de reglaj care trebuie corelate sunt C_n și T_n , corespunzătoare puterii și turației nominale ale motorului, respectiv $T_{p\lim} = 0$ și $C_{p\lim} = 0$ utilizate la calculul caracteristicii limitatorului de injecție. Cursa cremalierii $C_{p\lim} = 0$ este un parametru foarte important care trebuie corelat față de cursa regulatorului. Acest parametru este specific fiecărui motor sau familii de motoare și exprimă indirect injecția maximă permisă unui motor Diesel supraalimentat în condițiile când supraalimentarea nu a început încă ($p=0$) sau turbosufianta s-a defectat.

Nerealizarea cursei regulatorului, la soluția “two-slope”, în partea inferioară a caracteristicii, așa cum se poate observa în Fig.5.9 și Fig.5.11, afectează negativ, în mod indirect și funcționarea limitatorului de injecție din regulator prin nerealizarea cursei cremalierii $C_{p\lim} = 0$. Funcționarea necorespunzătoare a limitatorului de injecție în această situație se manifestă prin intrarea pretimpurii în acțiune a acestuia în procesul de accelerare a motorului. În funcție de valoarea cursei cremalierii $C_{p\lim} = 0$ nerealizate, efectele intrării pretimpurii în acțiune a limitatorului de injecție se manifestă de la accelerarea greoaie a motorului, cu multe pendulări de turație (creșteri și descreșteri succesive), până la imposibilitatea accelerării acestuia sau chiar calarea motorului în momentul cuplării sarcinii.

Alegerea caracteristicii corespunzătoare $C=f(T)$ – cursă cremalieră în funcție de cursă regulator, prezentată în Fig.5.16, se face în cadrul procesului de optimizare a sistemului de reglaj ce va fi analizat pe larg în capitolul 7 al tezei.

Problema simulării funcționării sistemului de pârghii în vederea determinării caracteristicii de reglaj a acestuia printr-un alt program de calcul computerizat, specific unei alte aplicații aparținând motoarelor ALCO-R251 în “LINIE”, a constituit tema articolului [27] elaborat de autorul prezentei lucrări.

5.3 CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

5.3.1 Concluzii

Calculul sistemului de reglaj pentru un motor Diesel supraalimentat de turație variabilă, în vederea optimizării acestuia, nu poate fi efectuat fără a cunoaște exact două elemente ale acestuia și anume:

- varianta de regulator compatibilă cu motorul pe care îl va echipa, în ceea ce privește caracteristicile regulatorului și în special a caracteristicii $T=f(n)$, *cursă regulator în funcție de turație regulator*;
- caracteristica $C=f(T)$, *cursă cremalieră pompe de injecție motor în funcție de cursă regulator*, realizată de sistemul de pârghii adoptat între regulator și motor.

Cunoașterea și realizarea practică a caracteristicii regulatorului $T=f(n)$ reprezintă **cheia** soluționării sistemului de reglaj pentru orice motor Diesel supraalimentat de turație variabilă și de aceea acestei probleme i se acordă o atenție specială în domeniul de specialitate și în lucrarea de față.

Funcționarea motorului pe caracteristica optimă de propulsie nu poate fi obținută decât prin utilizarea unui regulator cu caracteristica $T=f(n)$ compatibilă cu caracteristica motorului $P=f(n^*)$ – putere în funcție de turație – iar optimizarea întregului sistem de reglaj nu este posibilă decât în urma efectuării unui calcul amănunțit al acestuia utilizând: metodologia, formulele de calcul, parametrii și caracteristicile sistemului de reglaj (definite și tratate pe larg în capitolul 4) unde o atenție deosebită este acordată și caracteristicii $C=f(T)$, care este esențială pentru înțelegerea corespunzătoare a modului în care caracteristicile sistemului de reglaj sunt transmise motorului Diesel prin intermediul sistemului de pârghii dintre regulator și motor.

Simularea funcțională a sistemului de pârghii, prin calcul numeric, folosind un algoritm adaptat fiecărui tip de motor, permite determinarea caracteristicii reale $C=f(T)$ – cursă cremalieră în funcție de cursă regulator – care trebuie comparată cu caracteristica teoretică, adoptată la calculul sistemului de reglaj.

Pentru înțelegerea exactă a importanței deosebite a calculului sistemului de reglaj al unui motor Diesel supraalimentat de putere medie și mare este suficient să precizăm că tot procesul de reglaj al motorului, indiferent de mărimea și puterea lui, se desfășoară de-a lungul unei curse a regulatorului de

aproximativ 20 mm căreia îi corespunde o cursă a cremalierei pompelor de injecție de aproximativ 30 mm. Astfel, în procesul de reglaj, o cursă de 1 mm reprezintă o valoare foarte mare cu efecte importante în reglaj și de aceea în acest domeniu orice zecime de milimetru este foarte importantă.

5.3.2 Contribuții personale

Contribuția personală a autorului în acest capitol se referă la:

- conceperea și realizarea etapelor programului de simulare numerică pe calculator privind funcționarea regulatorului mecano-hidraulic tip PGAV care echipează motoare Diesel supraalimentate rapide de tracțiune (feroviară, navală etc.) având drept scop generarea profilului camei care intră în alcătuirea schemei funcționale a regulatorului și contribuie decisiv la realizarea caracteristicii de reglaj a acestuia $T=f(n)$, cursă regulator în funcție de turație regulator ;
- realizarea celor două variante de profiluri speciale ale camei rezultate din simularea numerică pe calculator, în vederea prelucrării și implementării acestora în regulator pentru obținerea caracteristicii de reglaj dorite $T=f(n)$;
- conceperea unui exemplu de algoritm de calcul pentru sistemul de pârghii dintre regulator și motor aparținând unei aplicații reale, folosit pentru dezvoltarea unui program de simulare numerică pe calculator în vederea obținerii caracteristicii reale $C=f(T)$, cursa cremalierei pompelor de injecție ale motorului în funcție de cursa regulatorului ;
- conceperea și realizarea celui de-al doilea program de simulare numerică pe calculator privind funcționarea sistemului de pârghii dintre regulator și motor în vederea determinării caracteristicii de reglaj $C=f(T)$ precum și determinarea practică a acestei caracteristici pentru exemplul de calcul ales în paragraful 5.2.2.1. reprezentat schematic în Fig. 5.12.

CAP.6 – EXEMPLU NUMERIC DE CALCUL PENTRU SISTEMUL DE REGLAJ AL MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE DE TURAȚIE VARIABILĂ

6.1 GENERALITĂȚI

Mersul calculului sistemului de reglaj este identic pentru toate motoarele Diesel supraalimentate de turație variabilă. Calculul se poate efectua atât în faza de proiectare a unui motor sau familii de motoare cât și în faza de execuție a acestora pentru optimizarea sistemului de reglaj. În faza de proiectare sunt folosiți în calcule parametri teoretici rezultați din calculul termodinamic al motorului, parametri care vor fi verificați cu ocazia probei de stand a prototipului. Dacă unii parametri utilizați în calcule nu se verifică se reface calculul utilizând valori reale ale parametrilor obținuți la probă, corecții la condițiile standard. Refacerea calculului sistemului de reglaj se impune și în cazul în care unui anumit motor i se înlocuiește pe parcurs tipul de turbosuflantă sau de echipament de injecție sau motorul este tarat la o altă putere și/sau turație.

Modificarea constructivă a raportului de comprimare, care în mod automat duce la modificarea parametrilor de supraalimentare, impune de asemenea refacerea calculului sistemului de reglaj.

În concluzie, refacerea calculului sistemului de reglaj, în vederea asigurării funcționării motorului pe caracteristica optimă de propulsie, se impune ori de câte ori unul sau mai mulți parametri care intervin în calcul suferă o modificare permanentă, indiferent de cauzele care au produs acea modificare sau atunci când în exploatare se constată funcționări necorespunzătoare cu caracter persistent.

Exemplu numeric – Să se determine parametrii și caracteristicile de reglaj pentru două motoare de locomotivă: motorul 6R251FLO de 1120 kW funcționând pe o caracteristică de propulsie definită printr-o funcție de gradul III – în domeniul de turații (400÷1100) rot/min și motorul 16R251FLO de 2911 kW funcționând pe o caracteristică de propulsie definită printr-o funcție de gradul IV – în domeniul de turații (400÷1100) rot/min, cunoscând valorile de calcul ale parametrilor caracteristici: existente, admise sau determinate în prealabil, prezentate în Tab.6.1.

Valori de calcul ale parametrilor caracteristici Tabelul 6.1

Nr. crt.	Simbol	U.M.	Valori de calcul pentru motor:	
			6R251FLO	16R251FLO
1	P_n	kW	1120	2911
2	P_s	kW	1231	3202
3	P_g	kW	54	51
4	n_n^*	rot/min	1100	1100
5	n_g^*	rot/min	400	400
6	C_s	mm	32	30,5
7	C_n	mm	30,5	29
8	C_g	mm	6,2	6,23
9	$C_{p \text{ lim}=0}$	mm	14	13,5
10	$C_{p \text{ lim}=0}^*$	mm	$13,75 \pm 0,25$	$13,75 \pm 0,25$
11	C_0	mm	2	2
12	$C_{0 \text{ MAX}}$	mm	2,5	2,5
13	p_n	mmHg	1505	1480
14	n_n	rot/min	994,4	994,4
15	i	–	0,904	0,904
16	n_g	rot/min	361,6	361,6
17	$p_{r g}$	bar	0,49	0,49
18	$p_{r n}$	bar	3,14	3,14
19	T_{MAX}	mm	25,4	25,4
20	T_n	mm	23,77	23,77
21	T_g	mm	3,65	3,65
22	$T_{p \text{ lim}=0}$	mm	10,16	10,16
23	$T_{p=0}$	mm	7,02	5,54
24	$p_{n \text{ lim}}$	mmHg	891,5	891,5
25	i^*	–	2,75	2,75
26	i_{MAX}^*	–	6	6
27	S_n	mm	17,5	17,5
28	S_g	mm	2,24	2,24
29	GAP_t	mm	29,36	29,36
30	GAP_r	mm	5,59	5,59
31	GAP_0	mm	3,59	3,59

Răspuns – La calculul sistemului de reglaj pentru motoare Diesel supraalimentate de turație variabilă, destinate tracțiunii feroviare sau navale, sunt folosite o serie de mărimi și relații de calcul, pentru determinarea caracteristicilor de reglaj.

6.2 MĂRIMILE UTILIZATE ÎN CALCULE

Mărimile care vor fi utilizate la calculul sistemului de reglaj pentru un motor Diesel supraalimentat ca: denumire, simbol și unitate de măsură sunt redate mai jos.

	Simbol	U.M.	Denumire
1	P_n	kW	Puterea nominală a motorului
2	P_s	kW	Puterea de suprasarcină a motorului
3	P_g	kW	Puterea la turația de mers în gol a motorului
4	n_n^*	rot/min	Turația nominală a motorului
5	n_g^*	rot/min	Turația de mers în gol a motorului
6	C_s	mm	Cursa cremalierei corespunzătoare puterii de suprasarcină
7	C_n	mm	Cursa cremalierei corespunzătoare puterii nominale
8	C_g	mm	Cursa cremalierei corespunzătoare mersului în gol absolut
9	$C_{p \text{ lim}=0}$	mm	Cursa cremalierei la limitarea injectiei la pres.supraalim. 0
10	C_0	mm	Cursa cremalierei corespunzătoare motorului oprit
11	$C_{0 \text{ MAX}}$	mm	Cursa cremalierei maxim admisibilă cu motorul oprit
12	C_e	mm	Cursa cremalierei efectiv măsurată
13	C_{st}	mm	Cursa cremalierei standard utilizată în calcule
14	a	–	Factor de corecție a puterii efective a motorului
15	ρ_e	kg/dm ³	Densitatea motorinei utilizate la proba motorului
16	ρ_{st}	kg/dm ³	Densitatea motorinei standard
17	H_{ie}	kJ/kg	Puterea calorifică inferioară a motorinei utilizate la probă
18	$H_{i \text{ st}}$	kJ/kg	Puterea calorifică inferioară a motorinei standard
19	p_n	mmHg	Presiunea nominală de supraalimentare
20	n_n	rot/min	Turația nominală a regulatorului
21	$i=n/n^*$	–	Raportul de antrenare a regulatorului
22	n_g	rot/min	Turația de mers în gol a regulatorului
23	$p_{r \text{ g}}$	bar	Presiunea aerului de reglaj pentru turația de mers în gol
24	$p_{r \text{ n}}$	bar	Presiunea aerului de reglaj pentru turația nominală
25	T_{MAX}	mm	Cursa maximă a regulatorului
26	T_n, T_n^*	mm	Cursa nominală a regulatorului
27	T_g	mm	Cursa regulatorului corespunzătoare turației de mers în gol absolut
28	$T_{p \text{ lim}=0}$	mm	Cursa regulatorului la limitarea injectiei pentru pres.supraalim. 0
29	$T_{p=0}$	mm	Cursa regulatorului la presiunea de supraalimentare 0
30	GAP_t	mm	Dimensiune de reglaj cu regulatorul oprit
31	GAP_r	mm	Dimensiune de reglaj pentru cursa nominală a cremalierei
32	GAP_0	mm	Dimensiune de reglaj a regulatorului la T_{MAX}
33	$p_{n \text{ lim}}$	mmHg	Presiunea nominală de supraalimentare la limitare
34	$i^*=n_n/n_g$	–	Raportul dintre turația nominală și de mers în gol a regulatorului
35	$i^*_{\text{MAX}}=n_n/n_g$	–	Raportul max. admis dintre turația nominală și cea de mers în gol
36	S_n	mm	Cursă nominală piston servomotor turație
37	S_g	mm	Cursă piston servomotor turație la turația de mers în gol
38	n_e^*	rot/min	Turația motorului efectiv măsurată
39	n_{st}^*	rot/min	Turația teoretică a motorului
40	p_b	mmHg	Presiunea barometrică

6.3 DETERMINAREA CARACTERISTICILOR MOTORULUI

6.3.1 Generalități

În vederea efectuării calculelor pentru exemplele alese se vor utiliza relațiile de calcul prezentate în Cap.4 al prezentei lucrări pentru determinarea caracteristicilor aferente și parametrii caracteristici din Tab.6.1.

Toate calculele se vor efectua pentru 8 trepte de turație convenabil alese din domeniul de funcționare al celor două motoare.

Se vor determina următoarele caracteristici:

- caracteristica de propulsie a motorului Diesel;
- caracteristica de reglaj a cremalierei pompelor de injecție;
- dependența puterii motorului de cursa cremalierei pompelor de injecție;
- caracteristica de supraalimentare a motorului Diesel;
- caracteristica de reglaj a sistemului de pârghii dintre regulator și motor;
- caracteristicile de reglaj ale regulatorului;
- caracteristica de reglaj a limitatorului de injecție al regulatorului;
- caracteristicile derivate.

6.3.2 Caracteristica de propulsie a motorului Diesel

1. Caracteristica de propulsie definită printr-o funcție de gradul III (caracteristica de elice)

Se aplică rel.(4.2)

$$P_x = \frac{n_x^{*3}}{n_n^{*3}} \cdot P_n$$

2. Caracteristica de propulsie definită printr-o funcție de gradul IV

Se aplică rel.(4.3)

$$P_x = \frac{n_x^{*4}}{n_n^{*4}} \cdot P_n$$

Valorile obținute din calculele efectuate cu relațiile de mai sus sunt înscrise în Tab.6.2 și au stat la baza întocmirii graficului din Fig.6.1.

Valorile puterii calculate cu rel.(4.2) și (4.3)

Tabelul 6.2

Nr. treaptă turație	1	2	3	4	5	6	7	8
Turație motor [rot/min]	400	500	600	700	800	900	1000	1100
Putere motor 6R251FLO [kW]	54	104,5	181	288,5	430,5	613	840	1120
Putere motor 16R251FLO [kW]	51	124	258	477	814	1303	1988	2911

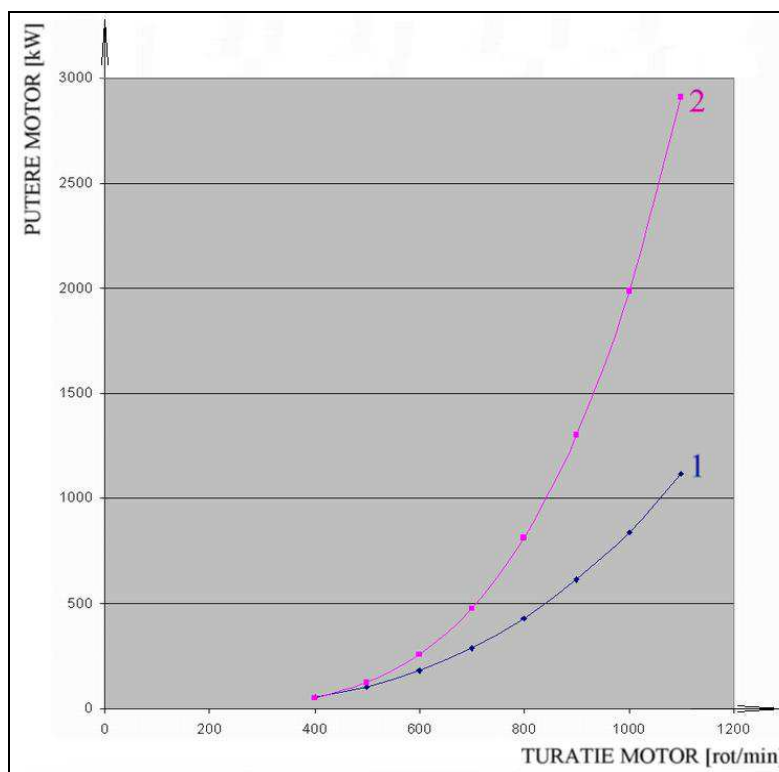


Fig.6.1 – Caracteristica de propulsie:
1 – motor 6R251FLO ; 2 – motor 16R251FLO

6.3.3. Caracteristica de reglaj a cremalierii pompelor de injecție

1. Cursa cremalierii în funcție de turația motorului definită printr-o funcție de gradul II

Se aplică rel.(4.4)
$$C = (C_n - C_g) \cdot \frac{n^{*2}}{n_n^{*2}} + C_g [mm]$$

2. Cursa cremalierii în funcție de turația motorului definită printr-o funcție de gradul III

Se aplică rel.(4.5)
$$C = (C_n - C_g) \cdot \frac{n^{*3}}{n_n^{*3}} + C_g [mm]$$

Valorile calculate cu cele două relații sunt cuprinse în Tab.6.3

Valorile cursei cremalierii calculate cu rel.(4.4) și (4.5)

Tabelul 6.3

Nr. treaptă turație	1	2	3	4	5	6	7	8
Turație motor [rot/min]	400	500	600	700	800	900	1000	1100
Cursă cremalieră motor 6R251FLO [mm]	9,41	11,22	13,43	16,04	19,05	22,46	26,28	30,5
Cursă cremalieră motor 16R251FLO [mm]	7,32	8,37	9,92	12,09	14,99	18,70	23,34	29

Cu valorile din Tab.6.3 s-a construit graficul din Fig.6.2.

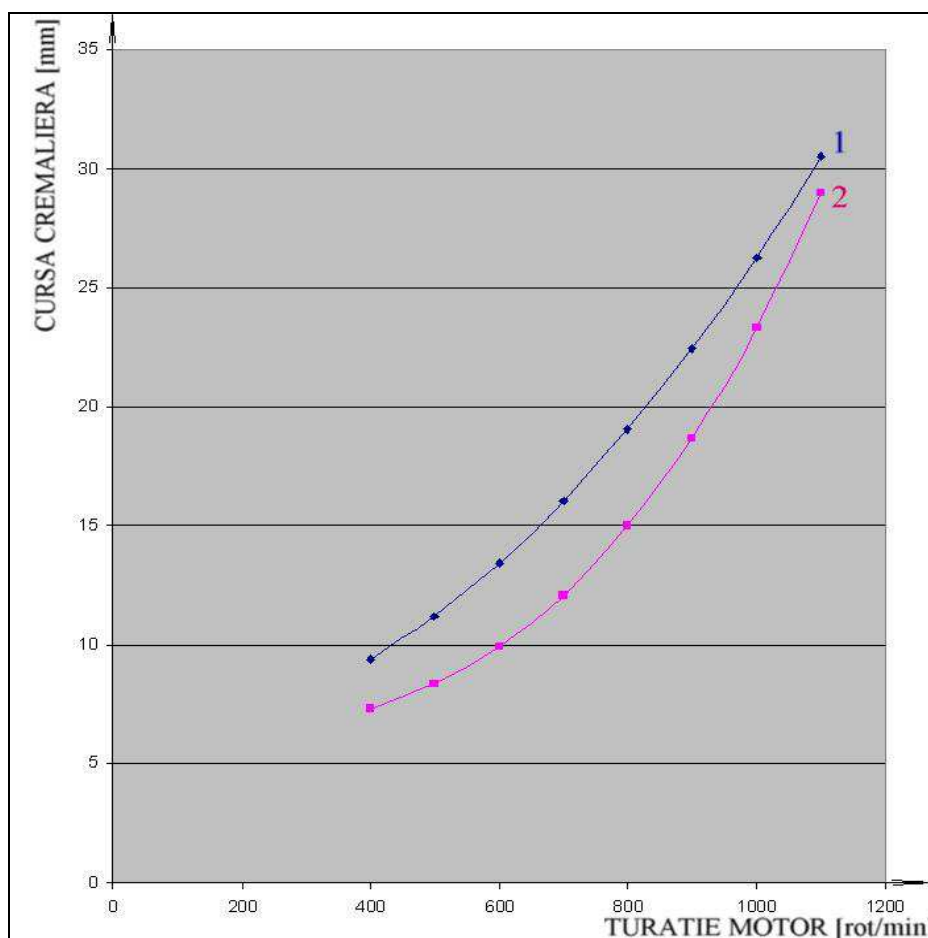


Fig.6.2 – Variația cursei cremalierii pompelor de injecție cu turația motorului: 1 – motor 6R251FLO ; 2 – motor 16R251FLO

6.3.4 Dependența puterii motorului de cursa cremalierii pompelor de injecție

Cu valorile din Tab.6.2 și Tab.6.3 s-a construit graficul din Fig.6.3.

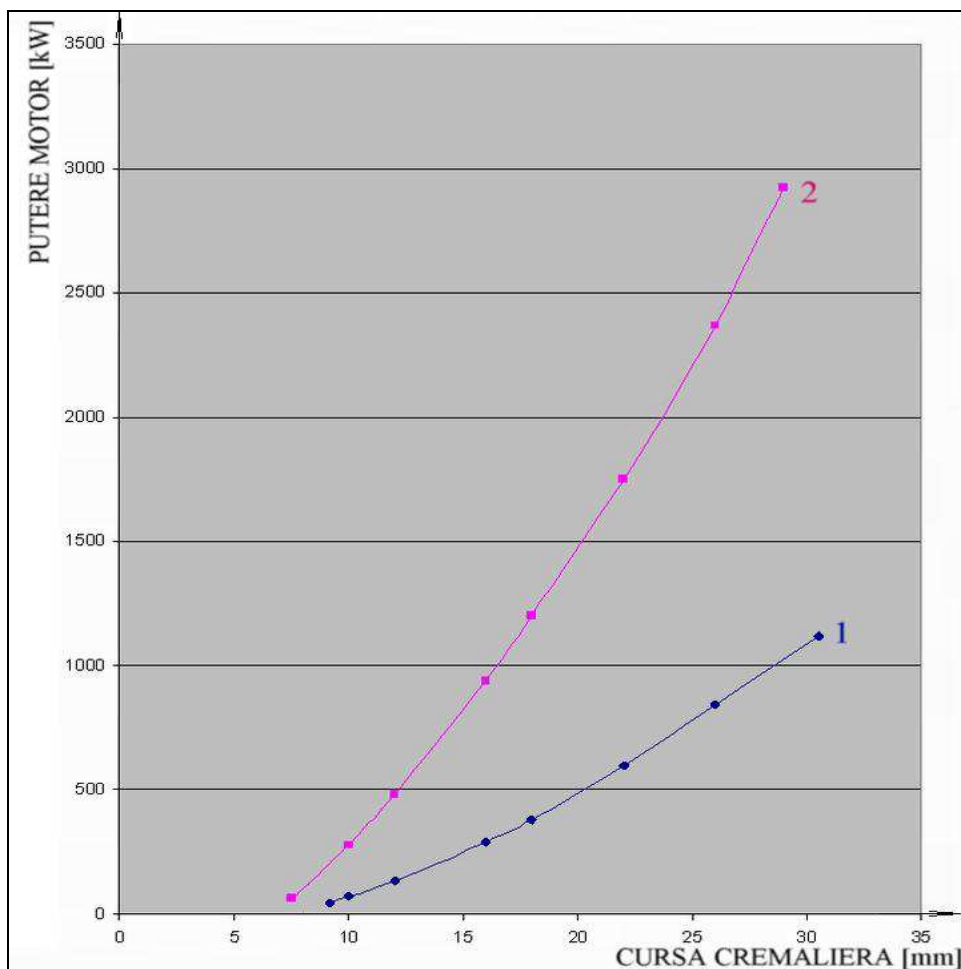


Fig.6.3 – Dependența puterii motorului de cursa cremalierii pompelor de injecție:
1 – motor 6R251FLO ; 2 – motor 16R251FLO

Caracteristicile din Fig.6.3 reprezintă cantitatea de combustibil care trebuie injectată în motor pentru realizarea puterii corespunzătoare fiecărei trepte de turație de pe caracteristica de propulsie.

6.3.4.1 Formula de calcul pentru corecția valorii cursei cremalierii

Se aplică rel.(4.6)

$$C_{st} = C_e \cdot a \cdot \frac{H_{le}}{H_{ist}} \cdot \frac{\rho_e}{\rho_{st}} \cdot \frac{n_e^*}{n_{st}^*} [mm]$$

Pentru validarea calculului sistemului de reglaj cursa cremalierii efectiv măsurată pe motor (C_e) trebuie corectată cu rel.(4.6) și apoi comparată cu valoarea calculată.

6.3.5 Caracteristica de supraalimentare a motorului Diesel

1. Variația presiunii aerului de supraalimentare în funcție de cursa regulatorului.

Se aplică rel.(4.7)
$$p = \frac{(T - T_{p=0})^2}{(T_n - T_{p=0})^2} \cdot p_n [\text{mmHg}] \quad ;$$

rel.(4.12)
$$T = (T_n - T_g) \cdot \frac{n^2}{n_n^2} + T_g [\text{mm}] \quad \text{și}$$

rel.(4.13)
$$T = (T_n - T_g) \cdot \frac{n^3}{n_n^3} + T_g [\text{mm}] \quad .$$

Rezultatele calculelor efectuate sunt înscrise în Tab.6.4 și au stat la baza întocmirii graficelor din Fig.6.4 și Fig.6.7.

Valorile presiunii de supraalimentare în funcție de cursa regulatorului

Tabelul 6.4

Nr. treaptă turație	Turație motor n* [rot/min]	Turație regulator n [rot/min]	Presiune de supraalimentare p calculată în funcție de cursa regulatorului T			
			T [mm]	p [mmHg]	T [mm]	p [mmHg]
1	400	361,6	6,31	-3	4,62	-3,8
2	500	452	7,81	3,5	5,54	0
3	600	542,4	9,64	37	6,92	8,5
4	700	633,8	11,80	124	8,84	48
5	800	723,2	14,29	285	11,39	152
6	900	813,6	17,12	550	14,67	372
7	1000	904	20,24	950	18,77	785
8	1100	994,4	23,77	1505	23,77	1480
MOTOR			6R251FLO		16R251FLO	

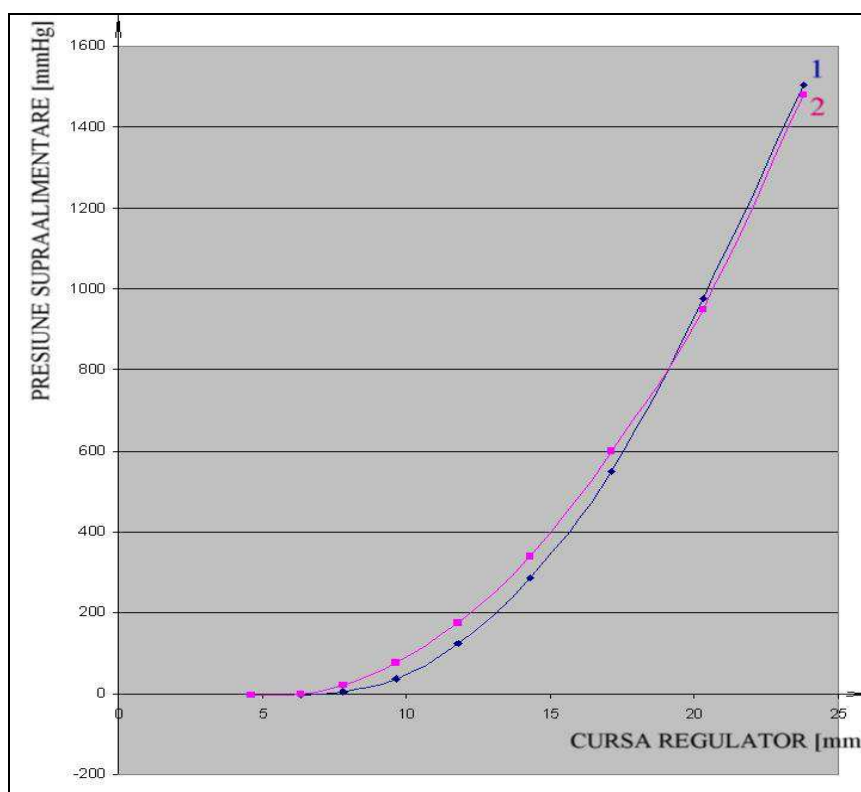


Fig.6.4 – Variația presiunii de supraalimentare funcție de cursă regulator:
1– motor 6R251FLO ; 2– motor 16R251FLO

2) Variația presiunii aerului de supraalimentare cu puterea motorului.

Această caracteristică a fost trasată în graficul din Fig.6.5 cu valorile din Tab.6.2 și Tab.6.4.

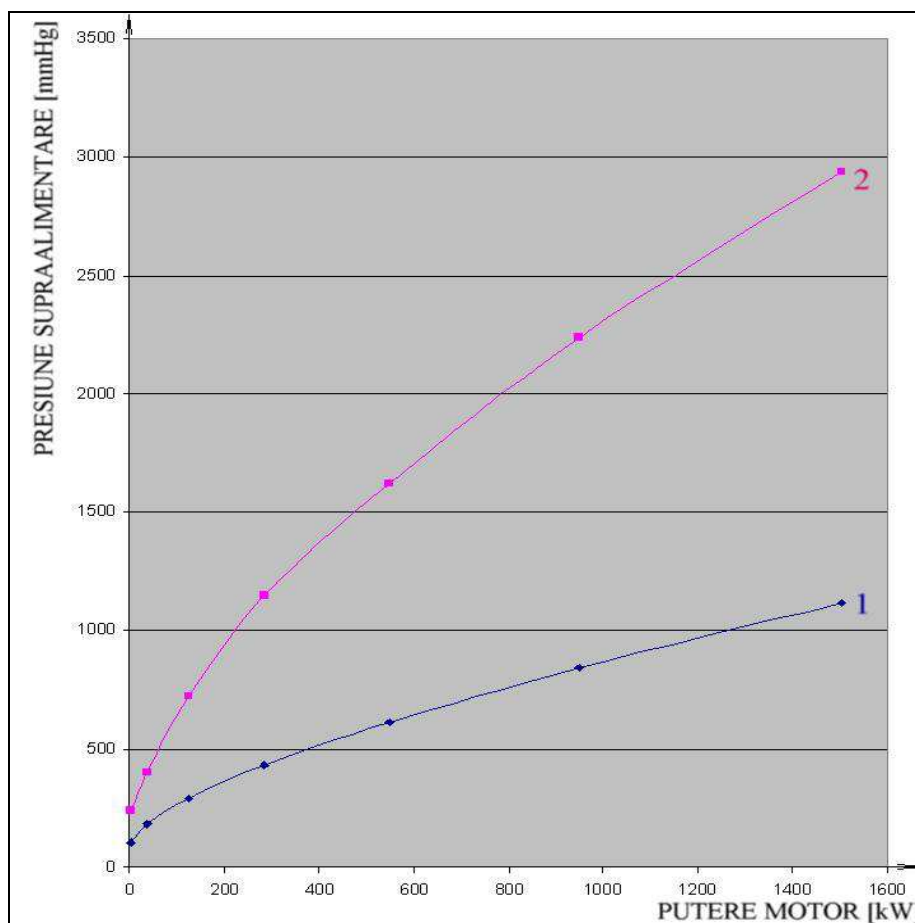


Fig.6.5 – Variația presiunii aerului de supraalimentare cu puterea motorului:
1– motor 6R251FLO ; 2– motor 16R251FLO

6.4 DETERMINAREA CARACTERISTICII DE REGLAJ A SISTEMULUI DE PÂRGHII DINTRE REGULATOR ȘI MOTOR

6.4.1 Generalități

Această caracteristică arată modul real în care caracteristica de reglaj a regulatorului este convertită în caracteristică de reglaj a cremalierei pompelor de injecție ale motorului. Caracteristica de reglaj experimentală se determină cu ajutorul programului computerizat de simulare numerică a funcționării sistemului prezentat în paragraful 5.2.

6.4.2 Variația cursei cremalierii în funcție de cursa regulatorului

În graficul din Fig.6.6 caracteristicile (1) și (2) au fost construite prin puncte cu valorile calculate din Tab.6.3 și Tab.6.4, sintetizate în Tab.6.5 și reprezintă caracteristicile teoretice de reglaj, iar caracteristicile (1*) și (2*) au fost trasate cu valorile experimentale din Tab.6.5 obținute din calculul numeric al sistemului de pârghii pentru aceleași curse ale regulatorului și reprezintă caracteristicile reale de reglaj.

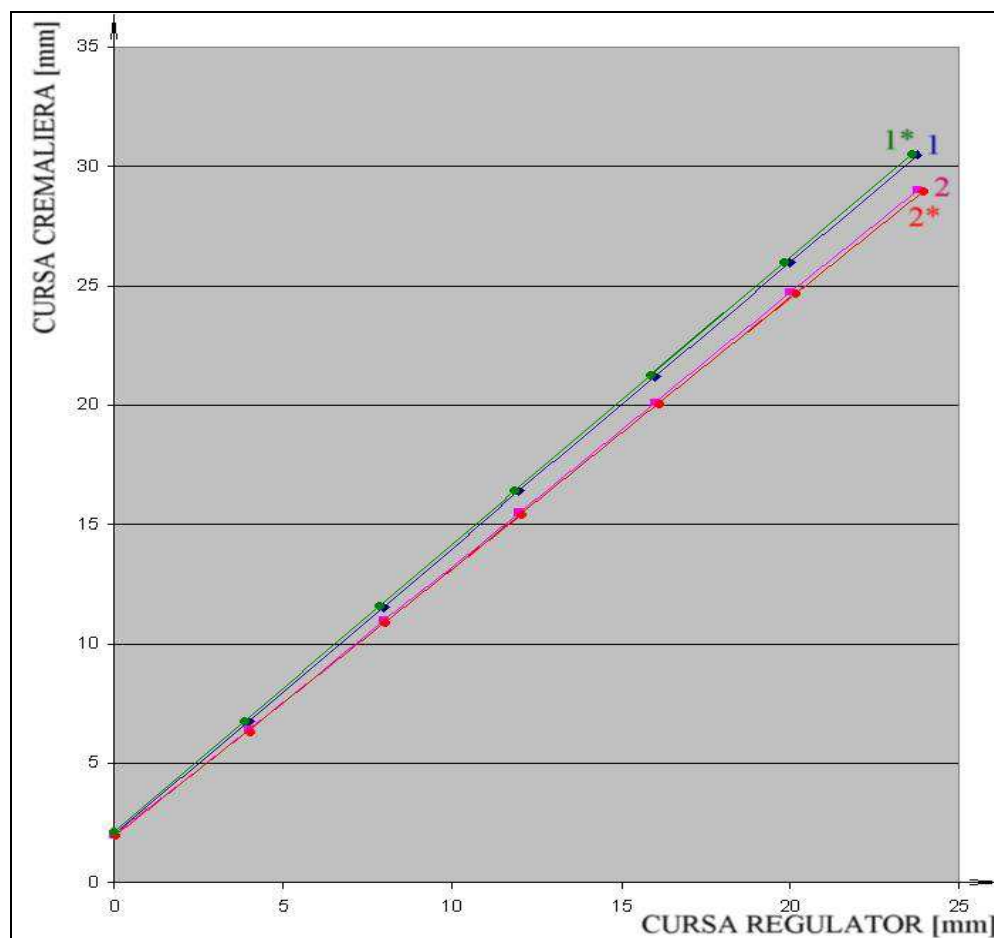


Fig.6.6 – Variația cursei cremalierii în funcție de cursa regulatorului:
1 și 1* - motor 6R251FLO ; 2 și 2* - motor 16R251FLO

Valorile cursei cremalierii în funcție de cursa regulatorului

Tabelul 6.5

Nr. treaptă turație		1	2	3	4	5	6	7	8
Cursă cremalieră [mm] motor 6R251FLO	calculată (1)	9,41	11,22	13,43	16,04	19,05	22,46	26,28	30,50
	realizată (1*)	9,30	11,06	13,21	15,79	18,78	22,20	26,09	30,47
Cursă cremalieră [mm] motor 16R251FLO	calculată (2)	7,32	8,37	9,92	12,09	14,99	18,70	23,34	29,00
	realizată (2*)	7,35	8,41	10,00	12,20	15,11	18,82	23,43	29,04

Din Tab.6.5 și din Fig.6.6 se observă faptul că sistemul de pârghii al motoarelor realizează **caracteristica liniară** admisă ca ipoteză de calcul, în limitele de toleranțe prescrise de $\pm 0,25\text{mm}$.

6.5 DETERMINAREA CARACTERISTICILOR REGULATORULUI

6.5.1 Caracteristica servomotorului de turație al regulatorului

Această caracteristică este identică cu cea determinată în paragraful 4.5.1, Fig.4.8.

6.5.2 Caracteristica de reglaj a regulatorului PGAV

1. Cursa regulatorului în funcție de turație definită printr-o funcție de gradul II

Caracteristica teoretică se determină cu rel.(4.12):

$$T = (T_n - T_g) \cdot \frac{n^2}{n_n^2} + T_g [mm]$$

Caracteristica experimentală a fost obținută pe standul de regatoare Woodward după implementarea în regulatorul PGAV a camei realizate în varianta 1 (v. Tab.6.6).

2. Cursa regulatorului în funcție de turație definită printr-o funcție de gradul III

Caracteristica teoretică se determină cu rel.(4.13):

$$T = (T_n - T_g) \cdot \frac{n^3}{n_n^3} + T_g [mm]$$

Caracteristica experimentală a fost obținută pe standul de regatoare Woodward după implementarea în regulatorul PGAV a camei realizate în varianta a 2-a.

Rezultatele calculelor sunt trecute în Tab.6.6 alături de valorile cursei regulatorului, efectiv măsurate pe standul de regatoare Woodward, după implementarea în regulator, succesiv, a camelor realizate în cele două variante și reglarea regulatorului pentru aceleași trepte de turație.

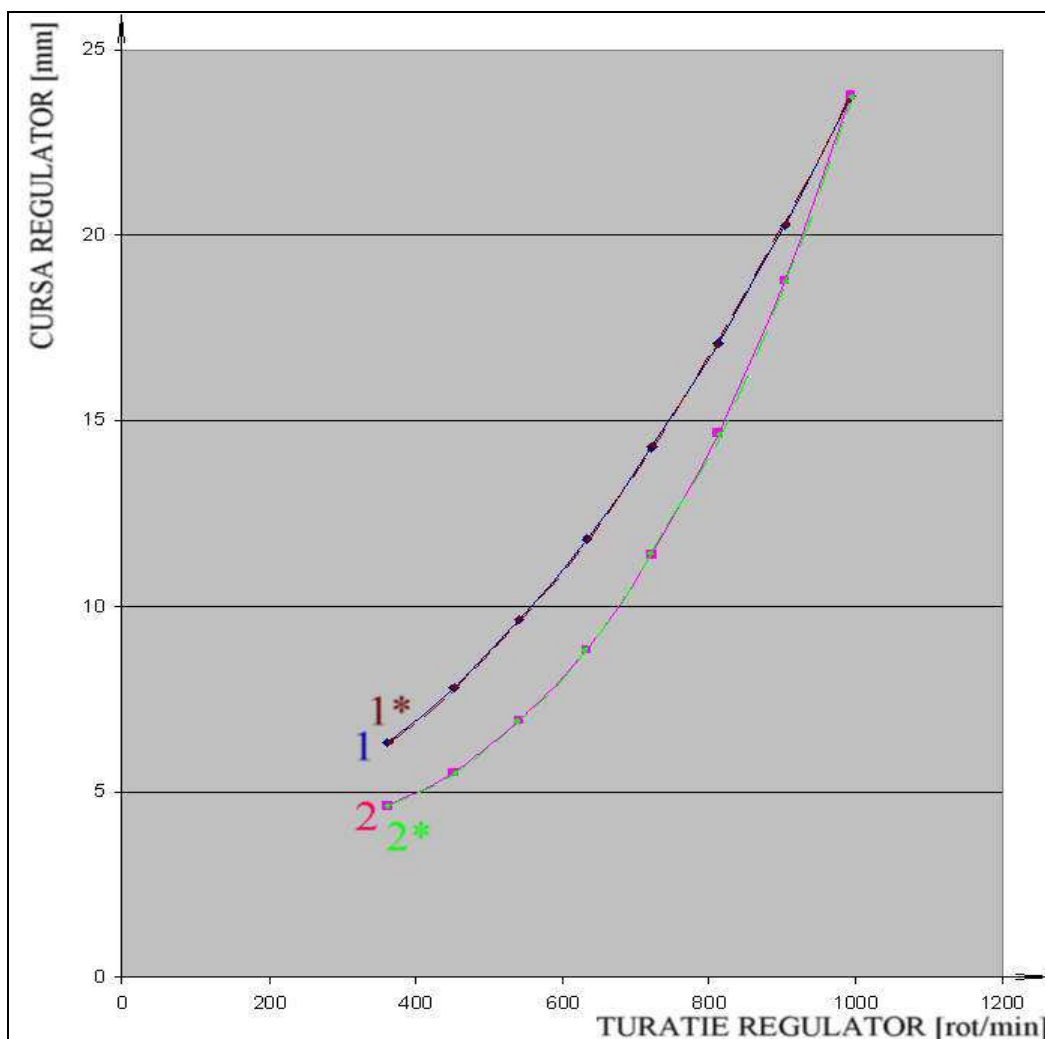


Fig.6.7 – Caracteristica de reglaj a regulatorului:
 1-calculată ; 1*-realizată ; (motor 6R251FLO)
 2-calculată ; 2*-realizată ; (motor 16R251FLO)

Valorile cursei regulatorului în funcție de turație: calculată și realizată

Tabelul 6.6

Turație regulator [rot/min]	361,6	452	542,4	633,8	723,2	813,6	904	994,4
Cursă regulator calculată cu rel.(4.12)	6,31	7,81	9,64	11,8	14,29	17,12	20,28	23,77
Cursă regulator realizată cu cama var.1 [mm]	6,3	7,8	9,55	11,7	14,1	16,95	20,15	23,7
Cursă regulator calculată cu rel.(4.13) [mm]	4,62	5,54	6,92	8,84	11,39	14,67	18,77	23,77
Cursă regulator realizată cu cama var.2 [mm]	4,45	5,62	6,85	8,73	11,16	14,46	18,69	23,72

Din Tab.6.6 și graficul Fig.6.7 rezultă că valorile cursei regulatorului, efectiv realizate pe ștandul de reglatoare, comparativ cu valorile omoloage calculate, se încadrează în toleranțele de reglaj prevăzute ceea ce confirmă că metodologia de calcul a sistemului de reglaj, elaborată în cadrul prezentei lucrări, este corectă. Mai mult, caracteristicile realizate se încadrează la jumătatea câmpului maxim de toleranțe prescris de firma Woodward pentru caracteristica “two-slope” în [98] de ± 0.020 inch = ± 0.508 mm.

6.5.3 Realizarea și implementarea în regulator a camelor cu profil optimizat

Modelele celor două came, varianta 1 și 2, au fost realizate la “Centrul pentru Simulări Numerice și Prototipare” din cadrul Universității “Eftimie Murgu” din Reșița folosindu-se tehnologia digitală “Rapid Prototyping”, utilizată la fabricarea obiectelor fizice direct din fișiere generate într-un program de proiectare asistată de calculator (CAD).

Sunt disponibile mai multe variante de generare a obiectelor 3D, având în comun faptul că geometria se creează prin depunerea de straturi succesive, deci prin adăugare de material, contrar metodelor clasice, cum ar fi frezarea sau strunjirea, prin care obiectele sunt generate prin eliminare de material.

Etapele de fabricare ale unui obiect sunt:

- **generarea fișierului CAD** – se realizează într-un program de proiectare asistată: AutoCAD, Inventor, SolidWorks, Catia etc;
- **conversia fișierului în format STL** – formatul *Standard Triangulation Language – Stereolithography* este un format standardizat adoptat în industria Rapid Prototyping, care memorează suprafața tridimensională a oricărui obiect prin intermediul unui ansamblu de triunghiuri plane, informația corespunzătoare fiecărui triunghi constând în coordonatele celor trei vertex-uri și direcția normalei exterioare. Deoarece programele CAD pot opera cu acest tip de fișier, generarea fișierului este o simplă opțiune de export din programul CAD;
- **descompunerea obiectului în straturi** – se realizează de obicei într-un număr de straturi, a căror grosime variază în funcție de echipament; de asemenea programul generează suplimentar o structură pentru suportul materialului pe durata generării obiectului 3D; materialul model este utilizat la imprimarea părților pline ale unui model, iar materialul suport este utilizat la susținerea materialului model pe durata generării obiectului 3D, precum și la imprimarea volumului golurilor dintr-un model;
- **generarea obiectului 3D strat cu strat** – se poate realiza prin intermediul unor echipamente specifice, din diverse materiale model: polimeri, pudră de metal sau chiar hârtie;
- **curățarea și finalizarea obiectului** – constă în extragerea obiectului din echipament. Pentru unele materiale de tip polimer este necesară îndepărtarea materialului suport, prin diferite tehnici, cum ar fi jet de apă sub presiune.

Pentru realizarea celor două modele de came s-a folosit **Imprimanta 3D multifuncțională OBJET 30 Desktop** din dotarea *Centrului pentru Simulări Numerice și Prototipare*, (care este prezentată în Fig.6.8) și materialul *VeroBlue* compatibil cu tehnologia de prelucrare utilizată, ales din gama de materiale model disponibile: *DurusWhite*, *VeroBlue*, *VeroBlack*, *VeroGray*.



Fig.6.8 – Imprimanta 3D multifuncțională OBJET 30 Desktop

Ca material suport a fost utilizat *FullCure*, un gel non-toxic de tip polimer, care poate fi ușor înlăturat prin intermediul *Water Jet System Objet*, inclus ca și echipament în configurația imprimantei.

Generarea modelelor de came s-a realizat în baza desenului de execuție din Fig.6.9. Pentru generarea profilului acestora, cu rezultatele calculului de simulare numerică, înscrise în tabelele din Fig.5.6 și Fig.5.7, s-a construit grafic profilul activ al camelor în cele două variante, la scara 10:1. Profilului i s-a atașat un sistem de axe de coordonate xOy (O reprezentând originea profilului activ al camei) și apoi au fost marcate pe profil un număr de 16 puncte, convenabil repartizate, a căror coordonate (x,y) au fost determinate și înscrise în Tab.6.7. Coordonatele punctelor, astfel obținute, au fost folosite pentru generarea fișierului CAD, utilizat în tehnologia de prelucrare a camelor cu imprimanta 3D.

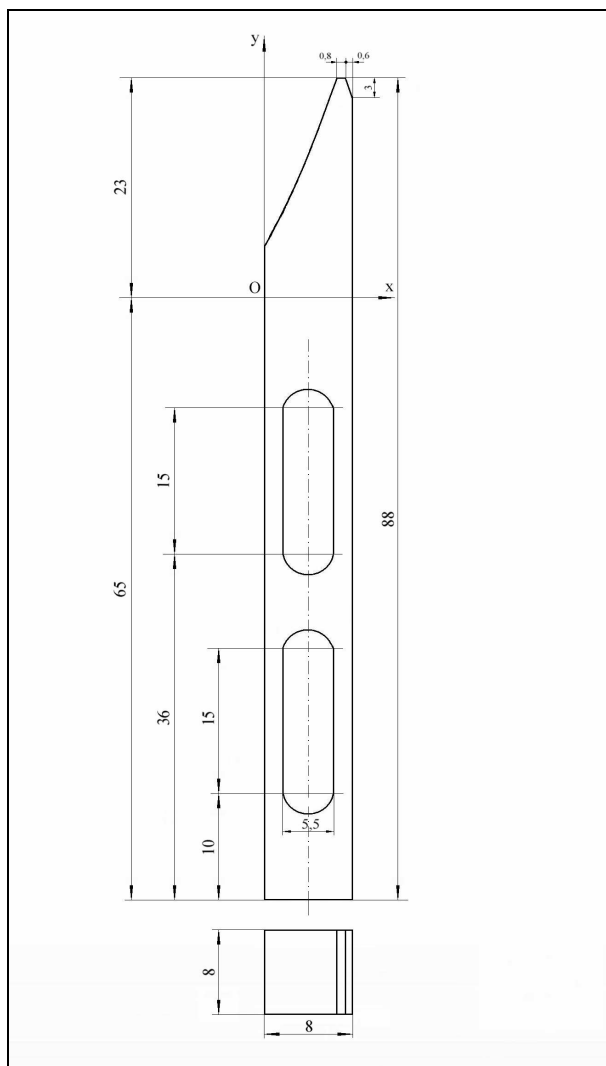


Fig.6.9 – Desen de executie camă

Coordonatele profilului camei [mm] Tabelul 6.7

Nr crt	Varianta 1		Varianta 2	
	X ₁	Y ₁	X ₂	Y ₂
1	0	0,27	0	0,27
2	0	2,93	0	1,23
3	0	3,63	0	1,64
4	0	4,42	0	2,16
5	0	5,30	0	2,77
6	0,46	6,29	0	3,52
7	0,97	7,38	0	4,41
8	1,51	8,58	0,34	5,47
9	2,08	9,90	0,87	6,72
10	2,68	11,34	1,47	8,17
11	3,30	12,90	2,15	9,85
12	3,94	14,58	2,91	11,78
13	4,60	16,39	3,76	14,00
14	5,25	18,33	4,68	16,54
15	5,90	20,41	5,62	19,41
16	6,57	22,62	6,61	22,65

Modelele de came realizate nu au necesitat finisări ulterioare. Calitatea suprafețelor și finețea detaliilor sunt datorate tehnologiei *Objet* care generează o înaltă rezoluție a acestora.

Baza materială a “Centrului pentru Simulări Numerice și Prototipare” din cadrul Universității “Eftimie Murgu” Reșița asigură și alte servicii 3D cum ar fi: *Reverse Engineering* și *Dimensional Control*.

Prin procesul *Dimensional Control* s-a făcut verificarea dimensională a camelor generate prin metoda *Rapid Prototyping*.

Modelele camelor cu profil optimizat (albastre) precum și cama în soluția actuală Woodward (neagră) sunt prezentate în fotografiile *d)* respectiv *a)* din Fig.6.10. În foto *e)* și *f)* din aceeași figură este prezentat regulatorul Woodward tip PGAV montat pe stand, în care s-a implementat pe rând cama cu profil optimizat (variante 1 și 2) în vederea reglării acestuia până la

obținerea caracteristicii de reglaj propuse – cursă regulator în funcție de turație regulator – în cele două variante de execuție.



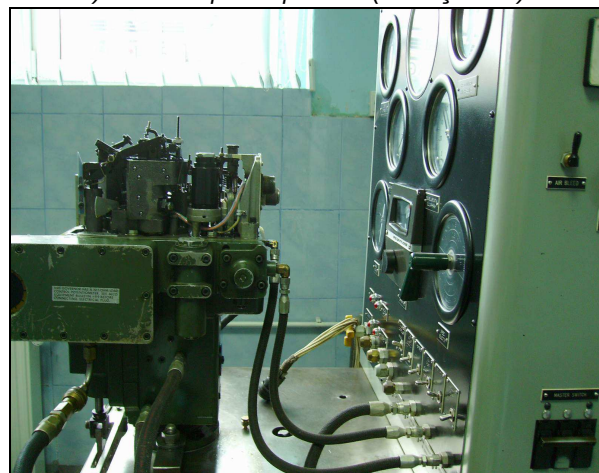
a) Cama în varianta existentă



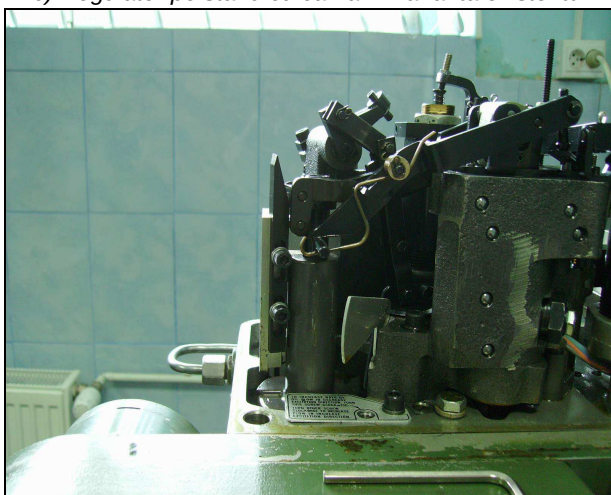
d) Came cu profil optimizat (var.1 și var.2)



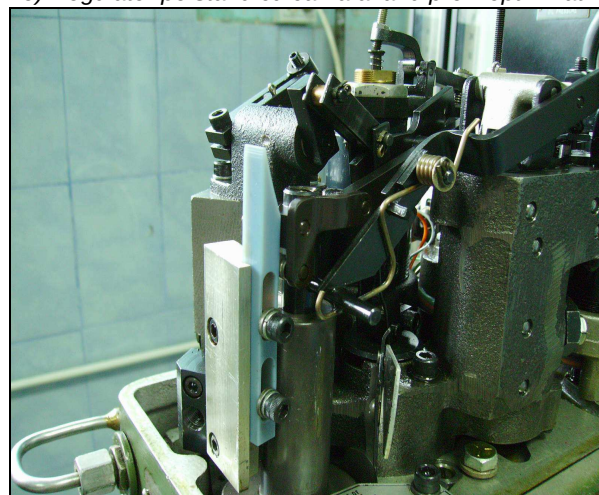
b) Regulator pe stand cu cama în varianta existentă



e) Regulator pe stand cu cama având profil optimizat



c) Regulator pe stand cu cama în varianta existentă (detaliu)



f) Regulator pe stand cu cama având profil optimizat (detaliu)

Fig.6.10 – Regulator Woodward PGAV pe standul Woodward:

a), b), c) – în varianta existentă având caracteristică "two-slope"

d), e), f) – în varianta optimizată având caracteristică: var.1-funcție de grd.II , var.2-funcție de grd.III

6.5.4. Caracteristica de reglaj a limitatorului de injecție al regulatorului

Această caracteristică arată cum se face limitarea cantitativă a combustibilului injectat într-un motor Diesel supraalimentat, în timpul accelerării acestuia, în funcție de presiunea de supraalimentare realizată de către turbosuflantă.

Se aplică rel.(4.14)

$$p_{\text{lim}} = \frac{(T - T_{p_{\text{lim}}=0})^2}{(T_n - T_{p_{\text{lim}}=0})^2} \cdot p_{n\text{lim}} [\text{mmHg}]$$

Rezultatele calculului sunt trecute în Tab.6.8 și cu aceste valori s-a construit graficul din Fig.6.11.

Valorile presiunii de supraalimentare la limitare calculate

Tabelul 6.8

Nr. crt.	Cursa regulator T [mm]	Presiune aer supraalimentare la limitare (p)	
		[mmHg]	[inchHg]
1	10,16	0	0
2	12	16,3	0,64
3	14	71	2,79
4	16	164	6,46
5	18	295,8	11,6
6	20	466	18,3
7	22	674,7	26,56
8	23,77	891,5	35,1
9	25,4	1117,8	44

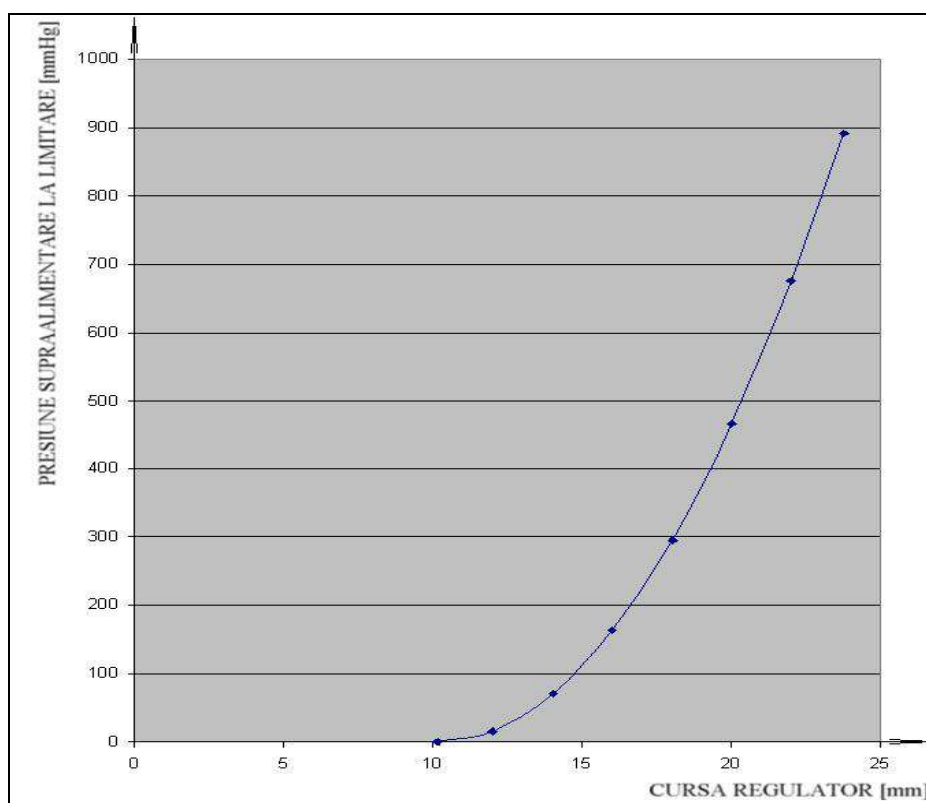


Fig.6.11 – Caracteristica de reglaj a limitatorului de injecție al regulatorului

Caracteristica limitatorului de injecție pentru cele două motoare a fost unificată în urma optimizării caracteristicii de reglaj a sistemului de pârghii dintre regulator și motor (v. Fig.7.1 / paragraful 7.3).

6.6 CARACTERISTICI DERIVATE

6.6.1 Evoluția injecției de combustibil în funcție de presiunea aerului de supraalimentare

Prin alăturarea graficelor din Fig.6.4 și Fig.6.11 se obține o imagine completă (Fig.6.12) privind evoluția calitativă a injecției de combustibil (exprimată indirect prin cursa regulatorului T) la cele două motoare Diesel supraalimentate, într-un regim stabilizat de funcționare (curbele 1 și 2) și într-un regim de accelerare a acelorași motoare (curba 3).

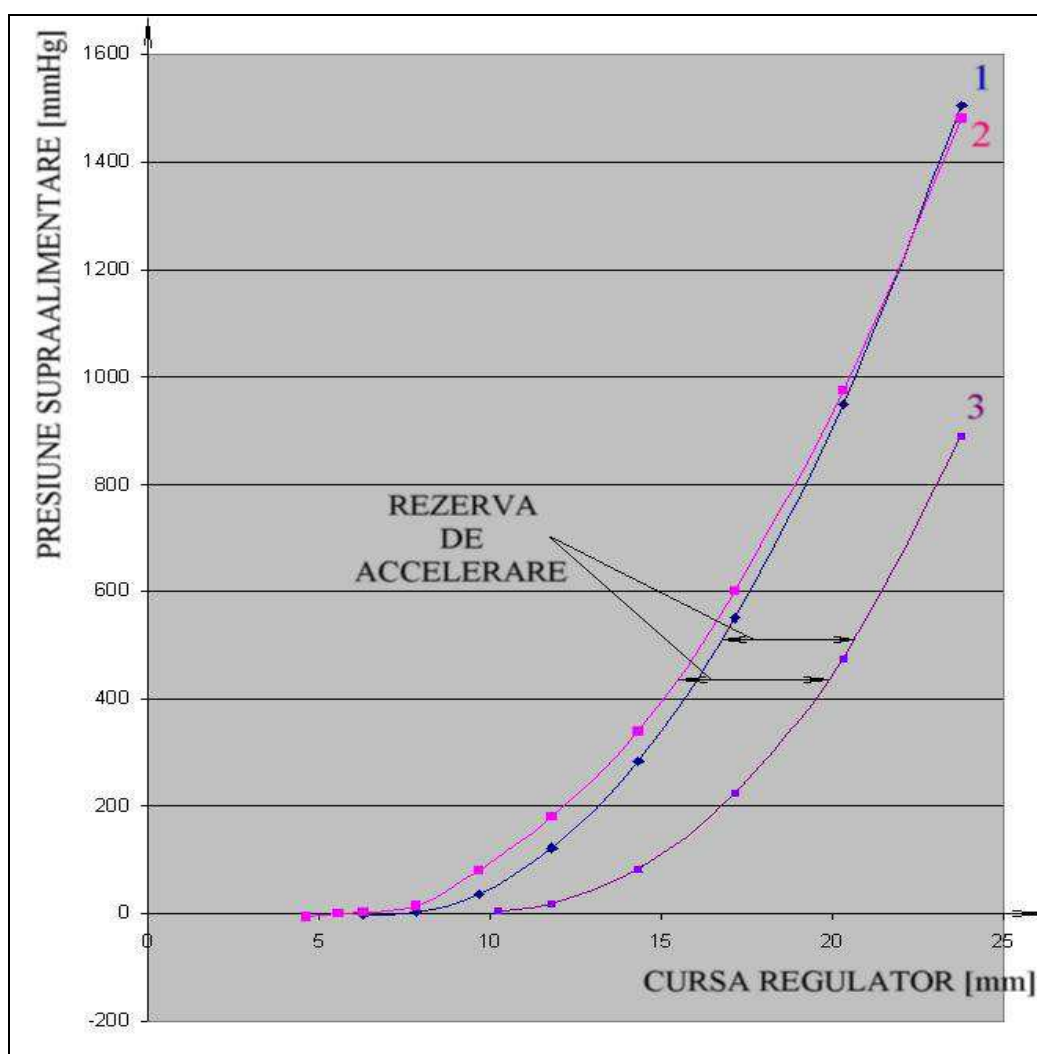


Fig.6.12 – Injecția de combustibil (T) în funcție de presiunea aerului de supraalimentare: 1 și 2 – în regim stabilizat de funcționare a motorului 16R251FLO respectiv 6R251FLO ; 3 – în regim de accelerare pt. ambele mot.

6.6.2 Variația presiunii aerului de supraalimentare în funcție de cursa cremalierii

Pentru a pune în evidență, din punct de vedere cantitativ, rezerva de combustibil ce poate fi injectată în motor în procesul de accelerare, față de regimul stabilizat de funcționare, în Fig.6.13 s-a reprezentat grafic variația presiunii aerului de supraalimentare în funcție de cursa cremalierii, în regim stabilizat de funcționare și în regim de accelerare a celor două motoare.

Variația presiunii de supraalimentare în funcție de cursa cremalierii

Tabelul 6.9

Presiunea de supraalimentare la limitare [mmHg]	0	16,3	71	164	296	466	675	891,5	1118
Cursă cremalieră motor 6R251FLO la limitare [mm]	14,1	16,35	18,75	21	23,7	25,8	28,2	30,5	32,25
Cursă cremalieră motor 16R251FLO la limitare [mm]	13,5	15,6	17,85	20,1	22,5	24,75	27	29	29,75

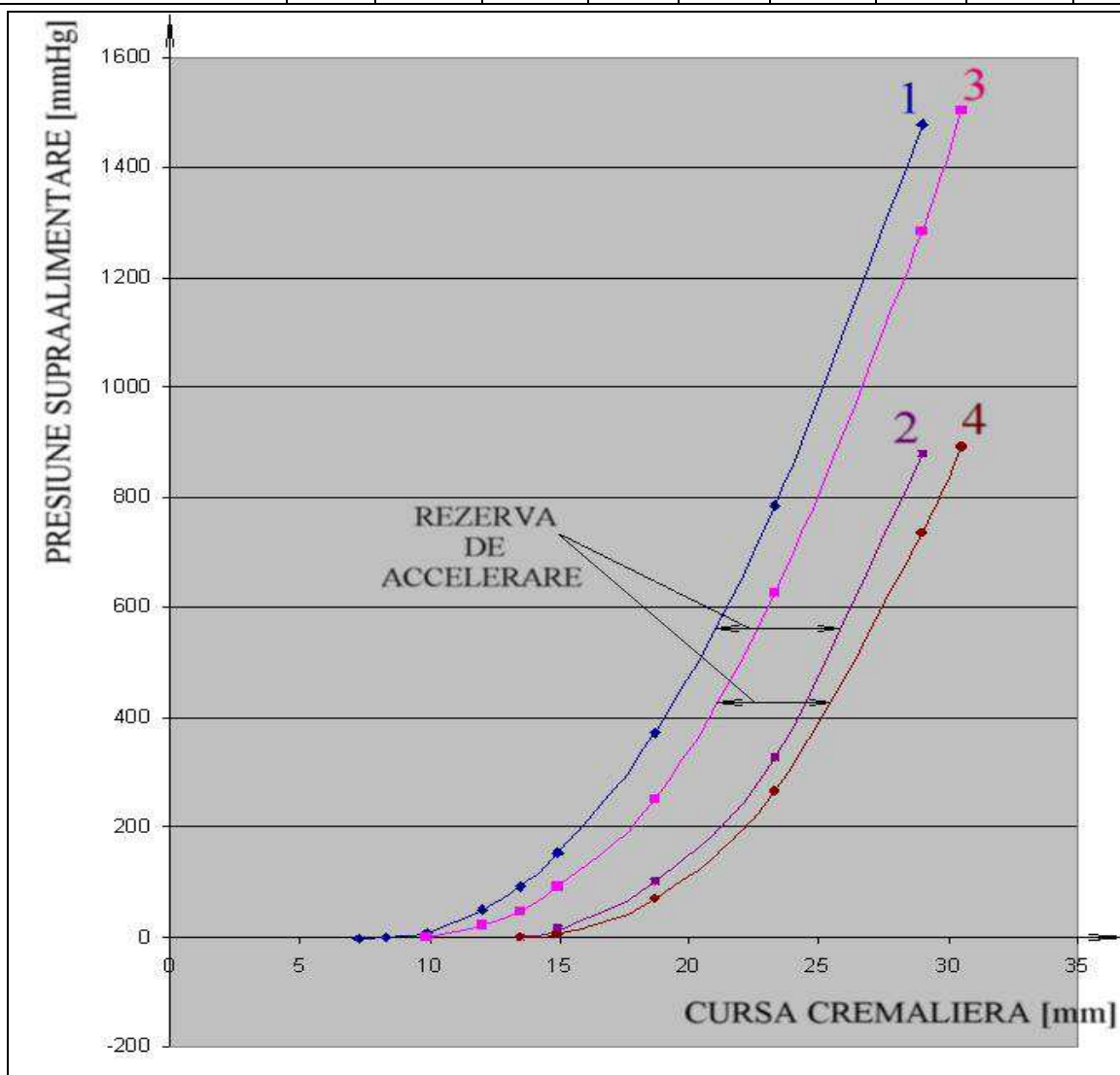


Fig.6.13 – Variația presiunii de supraalimentare în funcție de cursa cremalierii: curba 1 și 3 – în regim stabilizat ; curba 2 și 4 – în regim de accelerare

Din acest grafic se poate determina în fiecare punct de pe caracteristică rezerva de cursă pe care o eliberează regulatorul în regimul de accelerare. Mărimea acestei rezerve hotărăște comportarea dinamică a motorului.

În graficul din Fig.6.13 curbele 1 și 3 sunt ridicate cu valorile din Tab.6.4 și Tab.6.5, iar valorile pentru curbele 2 și 4 sunt obținute din caracteristica $C=f(T)$ (v. Fig.6.6) și cuprinse în Tab.6.9.

Cunoscând cursa cremalierii “eliberată” de către regulator, atât în faza de funcționare a motorului în regim stabilizat, cât și în procesul de accelerare a acestuia, așa cum rezultă din Tab.6.9 și din Fig.6.13, în funcție și de caracteristica de debit a pompelor de injecție utilizate, prezentată în Fig.4.5, se poate calcula debitul volumic (V_C) și masic de combustibil (m_C) injectat în motor în orice regim de funcționare.

Pe de altă parte, din caracteristicile compresorului turbosuflantei – *debit aer refulat (Q) și presiune refulare compresor (p) în funcție de putere motor (P)*, prezentate ca exemplu în Fig.6.14, se poate cunoaște debitul masic de aer (m_a) disponibil în orice regim de funcționare a motorului. Având cunoscuți cei doi parametri se poate determina dozajul combustibilului în aer notat cu (d) ($d=m_C/m_a$) în orice regim de pe caracteristica de funcționare a motorului, care exprimă raportul dintre masa combustibilului (m_C) și masa aerului (m_a) din amestec.

Se poate determina astfel **coeficientul de dozaj al aerului, notat cu (λ)** care reprezintă raportul dintre masa de aer (m_a) disponibilă pentru ardere și masa minimă de aer ($m_{a\ min}$) necesară arderii teoretice complete.

Se compară coeficientul de dozaj (λ) obținut pe această cale cu coeficientul de dozaj (λ_{LF} – *coeficientul de dozaj al aerului la limita de fum*) admis la calculul termodinamic al motorului pentru regimul de accelerare a acestuia care să asigure funcționarea la limita de fum în acest regim. În cazul în care coeficientul de dozaj (λ) astfel calculat nu corespunde cu valorile admise sau stabilite pe cale experimentală se ajustează caracteristica limitatorului de injecție și se refac calculele și caracteristicile afectate.

6.6.3 Variația parametrilor de supraalimentare cu puterea motorului

În Fig.6.14 sunt trasate caracteristicile de supraalimentare $Q=f(P)$ – debit aer refulat în funcție de putere și $p=f(P)$ – presiune refulare compresor în funcție de putere motor. Caracteristicile aparțin motorului 6R251FLO considerat ca exemplu de calcul și au fost construite cu valorile experimentale din Tab.6.10, proprii acestui motor.

Valorile parametrilor de supraalimentare Q și p în funcție de P

Tabelul 6.10

P [kW]	0	49,7	130,5	224	373	507	679	895	1119
Q [kg/min]	12,2	13,6	19	26	38,5	52,1	72,1	101,6	135
p [mmHg]	-25	-11	20,3	76	198	340	579	978	1480

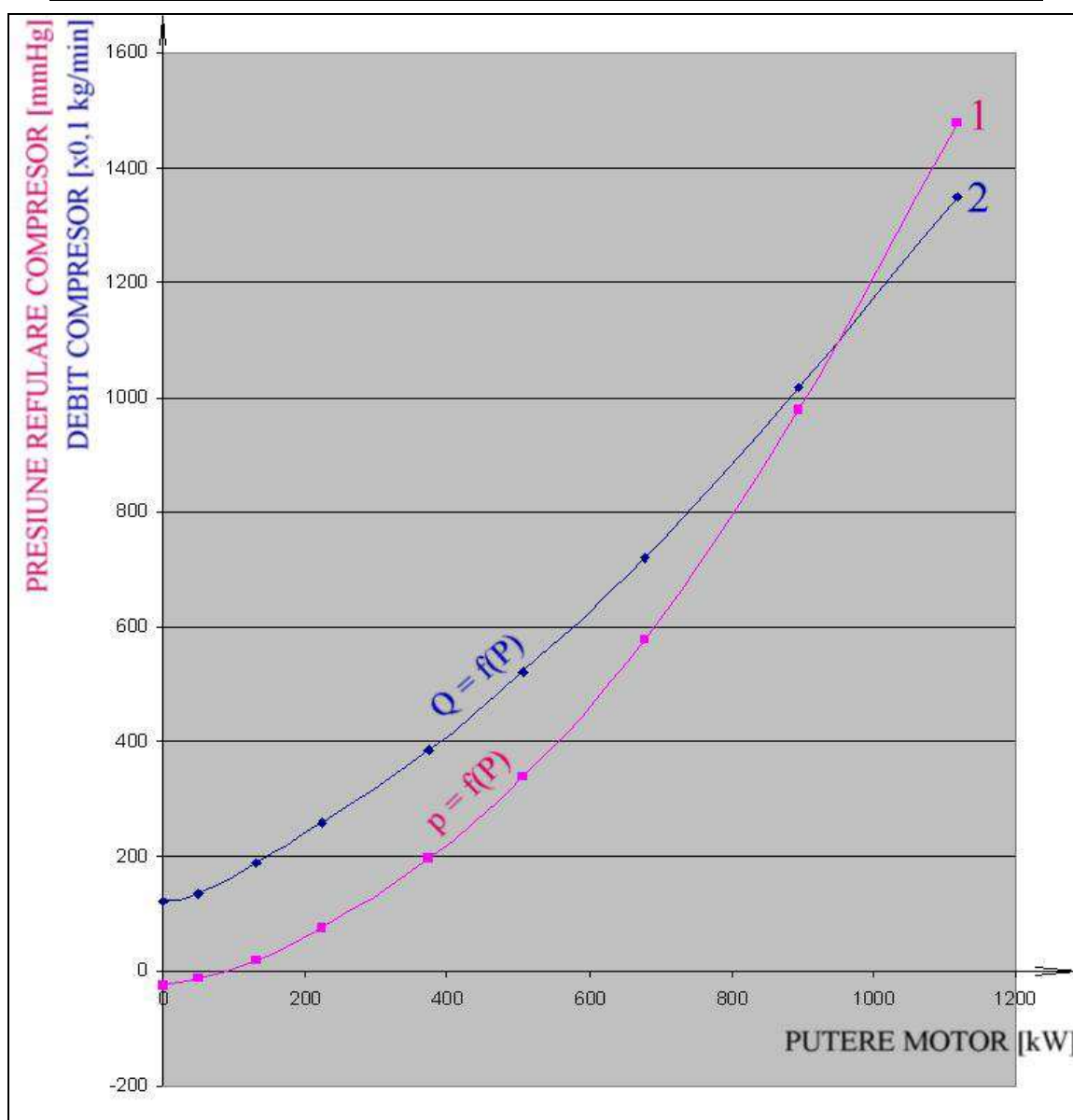


Fig.6.14 – Variația parametrilor de supraalimentare cu puterea motorului

6.7 CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE

6.7.1 Concluzii

Prin exemplul numeric rezolvat s-a demonstrat practic că metodologia originală de calcul a sistemului de reglaj, elaborată în cadrul tezei, este aplicabilă oricărui motor Diesel supraalimentat de turație variabilă. Aplicarea acesteia permite determinarea rapidă și precisă a tuturor parametrilor și caracteristicilor de reglaj ale motorului, regulatorului și sistemului de reglaj încă în faza de proiectare a acestora precum și a reglajelor ce trebuie aplicate în fabricație.

Astfel, funcționarea motorului pe caracteristica optimă de propulsie este realizată și garantată fără niciun fel de ajustări ulterioare ale sistemului de reglaj pe standul de probă a motorului. În acest fel se realizează un reglaj optim cu costuri minime, atât la proiectarea motorului, cât și la fabricația și exploatarea acestuia.

6.7.2 Contribuții personale

Contribuția personală a autorului în acest capitol se referă la:

- stabilirea ordinii logice de desfășurare a calculului;
- stabilirea modului de obținere și de interpretare a valorilor unor parametri introduși sau rezultați din calcul;
- evidențierea posibilităților de unificare a unor caracteristici în vederea optimizării sistemului de reglaj;
- interpretarea unor caracteristici și stabilirea modului de calcul a parametrilor derivați, strict necesari în vederea validării calculului efectuat;
- realizarea caracteristicilor derivate utile în procesul de determinare al coeficientului de dozaj a aerului;
- realizarea și implementarea camelor cu profil optimizat în regulatorul Woodward PGAV;
- reglarea regulatorului pe stand până la obținerea caracteristicii de reglaj calculate.

CAP.7 – OPTIMIZAREA SISTEMULUI DE REGLAJ PENTRU MOTOARE DIESEL SUPRAALIMENTATE DE TURAȚIE VARIABILĂ

7.1 GENERALITĂȚI

De regulă, un producător de motoare are în fabricație o familie de motoare care derivă de la un motor de bază. Familia de motoare conține tipuri și variante care au menirea de a acoperi un domeniu cât mai larg al pieței acestor produse, pentru diferite domenii de utilizare. Motoarele dintr-o familie au anumite elemente constructive comune dar și elemente specifice și sunt tarate la puteri și turații diferite, pentru acoperirea cerințelor din domeniul de utilizare.

În privința sistemului de reglaj, o familie de motoare conține elemente comune dar și elemente specifice. Elementele specifice care prezintă interes pentru reglajul unei familii de motoare se referă la: turbosuflanta de supraalimentare, echipamentul de injecție utilizat (pompe de injecție și injectoare), sistemul de pârgă între regulator și motor precum și destinația motoarelor (locomotive, nave, grupuri electrogene etc.) în funcție de care se alege tipul și varianta de regulator folosit și se stabilește reglajul specific al acestuia.

În general, o familie de motoare conține un număr limitat de tipuri, care se disting prin numărul de cilindri aflați în compunere și alte particularități. Pentru satisfacerea cerințelor pieței, aceste tipuri de motoare sunt realizate în foarte multe variante, constructiv identice sau asemănătoare dar cu performanțe diferite (putere și turație). Pentru exemplificare menționăm că la UCM Reșița s-au fabricat sub licență 5 tipuri de motoare tip ALCO R251 cu 4, 6, 8, 12 și 16 cilindri totalizând 40 de variante diferite.

Varietatea de performanțe pentru un tip de motor se realizează prin reglaje diferite, specifice fiecărei aplicații. Varietatea de reglaje poate da naștere la erori în timpul execuției și exploatării acestor motoare și chiar în procesul de proiectare, atunci când la bază nu se află o metodologie unică de calcul pusă la punct în cel mai mic detaliu.

Pentru îmbunătățirea performanțelor funcționale ale motoarelor și prevenirea posibilelor erori ce pot apărea în toate fazele de execuție și exploatare a unei familii de motoare, precum și pentru simplificarea operațiilor

de reglaj a acestora se impune **optimizarea sistemului de reglaj**. Prin acțiunea de optimizare se urmărește realizarea următoarelor obiective:

- obținerea celor mai bune performanțe pentru fiecare motor în parte;
- unificarea unor parametri de reglaj sau reducerea la minim a valorilor de reglaj pentru anumiți parametri astfel încât, calitatea reglajului să nu fie în niciun fel influențată negativ;
- reducerea numărului de tipuri și variante de reglaj pentru regulatoarele utilizate;
- simplificarea operațiilor de reglare din timpul fabricației sau a întreținerii sistemului de reglaj în exploatare;
- evitarea greșelilor de reglaj în timpul execuției motoarelor dar mai ales în timpul exploatării acestora.

Operația de optimizare a sistemului de reglaj pentru o familie de motoare presupune aplicarea unei metodologii unice de calcul a sistemului pentru toate variantele de motoare aflate în fabricație (v.Cap.6). Aplicarea metodologiei de calcul este necesară în vederea obținerii tuturor parametrilor și a caracteristicilor de reglaj pentru fiecare aplicație în parte. Punând la un loc parametrii obținuți din calcul și caracteristicile de reglaj aferente, care reprezintă legătura dintre acești parametri, se poate trece la acțiunea de **optimizare** care urmărește reducerea la minim a numărului de variante de reglaj, cu condiția obținerii tuturor parametrilor de reglaj “**cheie**” pentru toate tipurile și variantele de motoare.

În ceea ce privește optimizarea sistemului de reglaj pentru motoare Diesel supraalimentate de tracțiune, acțiunea de optimizare se poate aplica în următoarele zone de interes:

- 1) optimizarea caracteristicii regulatorului – cursă regulator în funcție de turație regulator;
- 2) optimizarea relației dintre cursa cremalierii pompelor de injecție (C) și cursa regulatorului (T), corelată cu optimizarea parametrilor de reglaj ai limitatorului de injecție din regulator;
- 3) optimizarea reglajului sistemului de pârghii dintre regulator și motor;
- 4) optimizarea caracteristicii limitatorului de injecție din regulator;
- 5) optimizarea timpului de încărcare și descărcare a sarcinii motorului.

7.2 OPTIMIZAREA CARACTERISTICII REGULATORULUI – CURSĂ REGULATOR ÎN FUNCȚIE DE TURAȚIE REGULATOR

Așa cum s-a văzut în capitolele anterioare, pentru fiecare tip sau variantă de motor se necesită o caracteristică de reglaj distinctă a regulatorului $T=f(n)$. În cazul unei familii de motoare și caracteristicile de reglaj ale reglatoarelor au elemente comune și elemente specifice de aceea, atunci când se generează profilul camei din componența regulatorului se are în vedere ca, prin reglaje specifice ale regulatorului, să se poată obține familii de caracteristici de același grad, folosind un singur profil al camei. Acest lucru este posibil dacă la generarea profilului camei se are în vedere ca factorii de influență a caracteristicii regulatorului (analizați pe larg în paragraful 3.1 al prezentei lucrări) să fie luați în considerare la valoarea (poziția) medie.

Astfel, cu ajutorul unei singure came, având profilul generat pentru o caracteristică de regulator – funcție de gradul II (v.paragraful 5.1.2.8), prin utilizarea rațională a celor trei posibilități de influențare a caracteristicii (v.paragraful 3.1.1; paragraful 3.1.2 și paragraful 3.1.3), respectiv: modificarea raportului dintre lungimea pârghiilor l_2 și l_5 (dim.A); modificarea poziției excentricului de reglaj (E); modificarea poziției pe verticală a camei profilate (v. Fig.2.25), se pot obține familii de caracteristici de regulator de același grad care să acopere necesarul de caracteristici de propulsie definite prin funcții de gradul III – pentru o serie de familii de motoare Diesel.

La fel, cu o singură camă, având profilul generat pentru o caracteristică de regulator definită printr-o funcție de gradul III (v.paragraful 5.1.2.8) – se pot obține familii de caracteristici de regulator de același grad, compatibile cu caracteristici de propulsie definite prin funcții de gradul IV – pentru o serie de familii de motoare Diesel.

În ambele situații, generarea unui alt profil al camei se impune doar în cazul în care, după utilizarea rațională a celor trei posibilități de reglare descrise, nu se obține caracteristica dorită a regulatorului.

7.3 OPTIMIZAREA RELAȚIEI DINTRE CURSA CREMALIEREI POMPELOR DE INECȚIE ȘI CURSA REGULATORULUI

După cum rezultă din conținutul paragraful 7.1, pentru obținerea performanțelor diverselor tipuri și variante de motoare se utilizează, după caz, echipament de inecție diferit sau echipament de inecție identic cu reglaj specific.

Pentru sistemul de reglaj, utilizarea de pompe de inecție de mărimi diferite (debite diferite la aceeași cursă a cremalierii) sau pompe identice cu reglaj diferit al cursei cremalierii, pentru aceeași cursă a regulatorului, în vederea realizării debitului de combustibil inecțat în motor, pentru obținerea performanțelor proiectate interesează relația care trebuie realizată între cursa cremalierii (C) și cursa regulatorului (T). La calculul sistemului de reglaj (paragraful 4.4) s-a admis, ca ipoteză de calcul, o relație **liniară** de variație pentru mărimile (C) și (T). Această ipoteză trebuie verificată practic, pentru fiecare motor în parte, în baza unui program computerizat de simulare numerică, specific aplicației.

Pentru exemplificare, în graficul din Fig.7.1 este prezentată caracteristica teoretică de reglaj $C=f(T)$ pentru câteva motoare din familia ALCO R251 fabricate la UCMReșița care utilizează pompe de inecție de diferite mărimi și au reglaje diferite ale cursei cremalierii pompelor de inecție pentru realizarea performanțelor nominale.

Graficul din Fig.7.1 conține caracteristici $C=f(T)$ aparținând motoarelor destinate, atât tracțiunii feroviare, cât și celei navale. Ca regulă generală, trebuie avut în vedere faptul că motoarele destinate tracțiunii navale au un regim de exploatare mult mai greu (funcționează foarte mult timp la sarcina nominală) față de motoarele de locomotivă, pentru care funcționarea la sarcină nominală, ocupă o pondere mult mai mică față de timpul total de funcționare. Din această cauză motoarele de tracțiune navală sunt tarate la puteri și turații mai mici comparativ cu motoarele similare de locomotivă. Așa se explică faptul că pe aceste motoare se utilizează, după caz, pompe de inecție cu debit mai mic sau reglaj diferit al cursei cremalierii pentru atingerea performanțelor nominale. În procesul de optimizare a caracteristicii $C=f(T)$ trebuie să se țină seamă de condițiile impuse cursei nominale a regulatorului (T_n) (v. paragraful 4.5.3), necesară realizării cursei nominale a cremalierii (C_n), în vederea asigurării stabilității sistemului de reglaj pe de o parte și de asigurare a condițiilor necesare obținerii unor parametri vitali pentru sistemul de reglaj,

precum și de necesitatea unificării reglajului sistemului de pârghii dintre regulator și motor, relativ la cursa regulatorului, pe de altă parte.

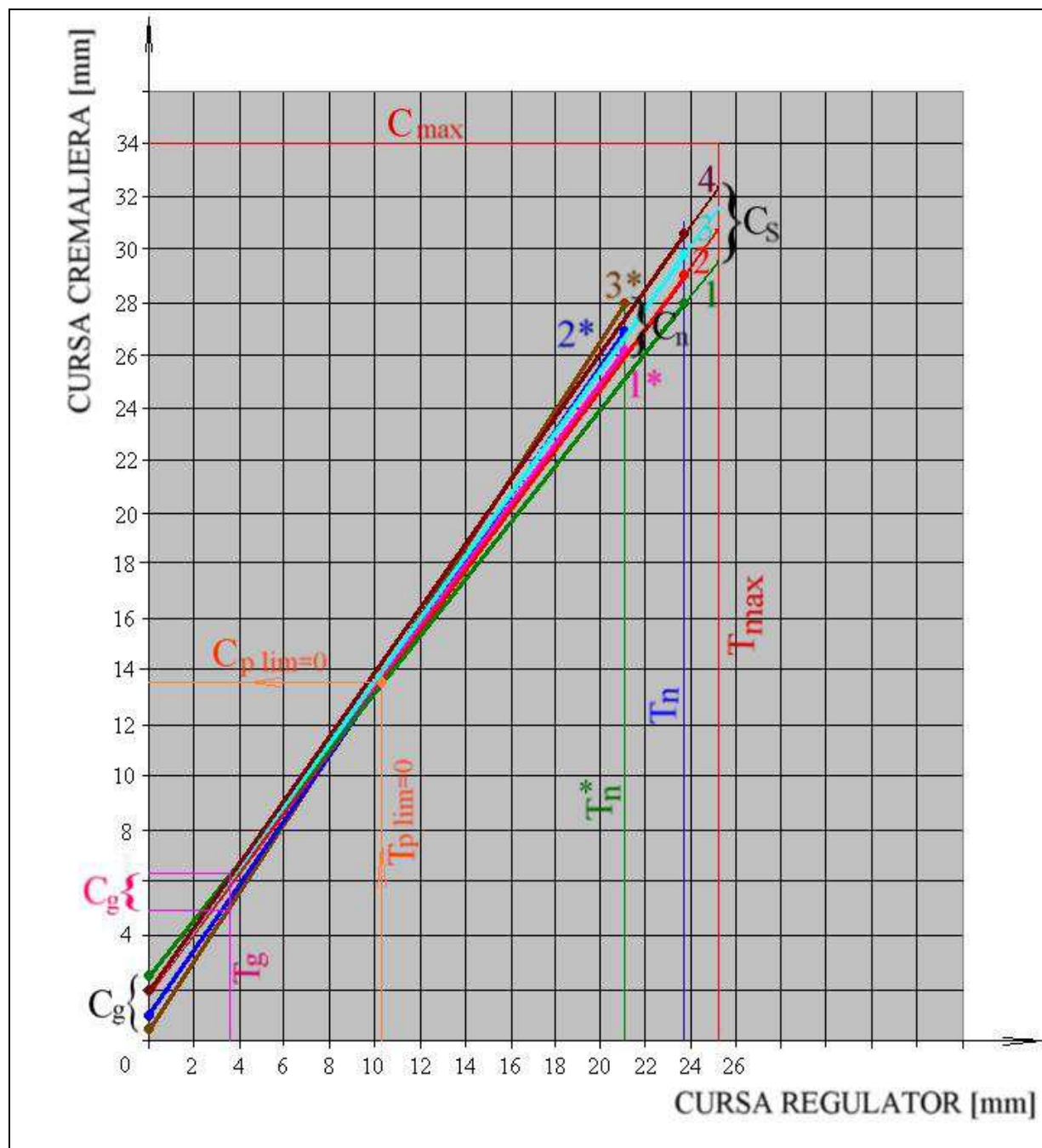


Fig. 7.1 – Caracteristica de reglaj a sistemului de pârghii $C=f(T)$ pentru diferite aplicații

Astfel, așa cum se observă și în graficul din Fig. 7.1, s-a ales o singură cursă (T_n) a regulatorului pentru toate motoarele de locomotivă și o altă cursă (T_n^*) pentru toate motoarele navale.

În procesul de optimizare a caracteristicii $C=f(T)$ se urmărește atingerea simultană a următoarelor obiective (v. Fig.7.1):

- 1) realizarea cursei nominale a cremalierii (C_n), la cursa nominală a regulatorului (T_n) sau (T_n^*);
- 2) realizarea cursei cremalierii (C_s) necesară efectuării probei de suprasarcină a motorului;
- 3) realizarea cursei cremalierii cu motorul oprit (C_0), în interiorul domeniului prevăzut pentru debit **nul** al pompelor de injecție, pentru asigurarea opririi motorului la comanda de oprire dată prin regulator;
- 4) realizarea cursei cremalierii (C_g), necesară funcționării motorului la turația de mers în gol absolut (n_g^*) (fără sarcină externă) la cursa regulatorului (T_g), admisă la calculul sistemului de reglaj (v. paragraful 4.3.2);
- 5) realizarea cursei cremalierii ($C_{p \text{ lim}=0}$) corespunzătoare cursei regulatorului ($T_{p \text{ lim}=0}$) admisă la calculul limitatorului de injecție (v. paragraful 4.5.4.2), cursă a cărei valoare depinde de tipul echipamentului de injecție folosit și care reprezintă “cheia” asigurării unui reglaj de calitate al motorului;
- 6) unificarea, pe cât posibil, a valorii cursei ($T_{p \text{ lim}=0}$) prin care se poate restrânge la minim variantele de reglaj pentru limitatorul de injecție din regulator;
- 7) posibilitatea realizării caracteristicii $C=f(T)$ optimizate de către sistemul de pârghii dintre regulator și motor.

Practic, operația de optimizare a caracteristicii $C=f(T)$, așa cum se poate observa și în graficul din Fig.7.1, se poate realiza prin alegerea corespunzătoare a cursei nominale a regulatorului T_n sau T_n^* și trasarea acestei caracteristici prin punctul de intersecție dintre C_n și T_n sau T_n^* și prin punctul de intersecție dintre $T_{p \text{ lim}=0}$ și $C_{p \text{ lim}=0}$ astfel încât, să rezulte cursa cremalierii C_g corespunzătoare cursei regulatorului T_g stabilită la calculul caracteristicii de reglaj a regulatorului precum și cursa cremalierii cu motorul oprit C_0 corespunzătoare cursei **zero** a regulatorului T_0 . Urmează ca aceste caracteristici să fie realizate practic de către sistemul de pârghii dintre regulator și motor. În acest sens, se necesită efectuarea operației de optimizare a reglajului acestui mecanism.

În Fig.7.1 caracteristicile 2 și 4 aparțin motoarelor 16R251FLO respectiv 6R251FLO, alese ca exemplu de calcul în Cap.6. Din aceste caracteristici rezultă că toți parametrii admiși în calcul (v. Tab.6.1) au fost realizați. Urmează ca în procesul de optimizare a sistemului de pârghii dintre regulator și motor să se stabilească reglajele care trebuie aplicate sistemului de pârghii pentru ca aceste caracteristici să fie efectiv realizate pe motor.

7.4 OPTIMIZAREA REGLAJULUI SISTEMULUI DE PÂRGHII DINTRE REGULATOR ȘI MOTOR

În vederea efectuării acestei operații se va utiliza un program de simulare numerică pe calculator, similar cu cel elaborat în cadrul paragrafului 5.2.2.5, adaptat fiecărui tip de motor în parte, utilizând pentru calcule datele specifice fiecărei variante de reglaj.

Cu datele afișate în urma efectuării calculului computerizat se va putea cunoaște variația cursei cremalierei (C) în funcție de cursa regulatorului (T) sub toate aspectele.

Pentru obținerea unei familii de caracteristici $C=f(T)$, cu scopul identificării din cadrul acestora a caracteristicii optime care să satisfacă integral obiectivele propuse în paragraful 7.3, în programul de simulare este introdus un parametru de reglaj, care în exemplul ales îl reprezintă lungimea pârghiei l_3 (v. Fig.5.12).

Astfel, pentru cele două motoare alese drept exemplu, caracteristica optimă $C=f(T)$ pentru motorul 16R251FLO se realizează cu $l_3 = 69$ mm iar pentru motorul 6R251FLO cu $l_3 = 70$ mm (v. paragraful 5.2.2.5).

7.5 OPTIMIZAREA CARACTERISTICII LIMITATORULUI DE INJECTIE DIN REGULATOR

După cum rezultă din paragraful 4.5.4, caracteristica limitatorului de injecție are o influență hotărâtoare în procesul de accelerare a oricărui motor Diesel supraalimentat de turație variabilă dar nu separat, ci în corelație cu caracteristica de supraalimentare a aceluși motor. Caracteristica de supraalimentare a unui motor exprimă relația care se stabilește între presiunea de supraalimentare (p) realizată de turbosuflanta motorului și cursa regulatorului (T), cursă care exprimă indirect debitul de combustibil injectat în

motor la un moment dat (v. paragraful 4.3.3). Caracteristica limitatorului de injecție exprimă relația care trebuie realizată între presiunea de supraalimentare (p_{lim}), existentă la momentul când motorul trece de la un regim de funcționare stabilă pe o anumită treaptă de putere și turație (v. Fig.4.6), la un regim tranzitoriu de accelerare, când regulatorul prin intermediul limitatorului de injecție “eliberează” o cantitate suplimentară de combustibil, față de cea avută în regimul anterior de funcționare stabilă. Această cantitate de combustibil suplimentar servește la accelerarea motorului pentru atingerea unui nou regim de funcționare stabilă, ce a fost comandat prin intermediul regulatorului.

Pentru dozarea optimă a amestecului dintre aer și combustibil, în vederea realizării unei arderi complete fără degajare de fum în acest regim, caracteristica limitatorului de injecție trebuie foarte bine armonizată cu caracteristica de supraalimentare.

Având în vedere faptul că diversele tipuri și variante de motoare au turbosuflante care realizează caracteristici de supraalimentare diferite este firesc că trebuie realizate diferite caracteristici pentru limitatorul de injecție. Pentru restrângerea pe cât posibil a numărului acestor caracteristici, prin optimizarea sistemului de pârghii dintre regulator și motor se urmărește și atingerea acestui obiectiv.

În Fig.7.2 curbele 1*, 2* și 3* reprezintă caracteristicile de supraalimentare pentru trei motoare diferite iar curbele 1, 2 și 3 caracteristicile corespondente armonizate ale limitatorului de injecție.

Diferența de cursă regulator rezultată între caracteristica limitatorului de injecție și caracteristica de supraalimentare pentru aceeași valoare a presiunii (v. Fig.7.2), exprimă indirect debitul de combustibil suplimentar eliberat, prin intermediul regulatorului, în procesul de accelerare a motorului. Mărimea acestei “rezerve de accelerare” este foarte importantă întrucât prin aceasta se hotărăște durata și calitatea procesului de accelerare a motorului pe toată caracteristica de propulsie.

O rezervă de accelerare prea mică va conduce la o accelerare greoaie și defectuoasă a motorului și chiar la imposibilitatea realizării acestui proces. Prin accelerare greoaie se înțelege acel proces de accelerare discontinuu, cu repetate intrări în acțiune a limitatorului de injecție, care produce creșteri și descreșteri repetate ale turației motorului.

O rezervă de accelerare prea mare va da naștere unei accelerări întârziate, cu degajare de fum intens la eșapare, consum sporit de combustibil și poluare crescută.

Rezerva optimă de accelerare este singura care va asigura o accelerare de cea mai bună calitate, realizată în cel mai scurt timp, fără degajare de fum la eșapare, fără reveniri ale turației motorului și cu cel mai mic consum de combustibil și cea mai redusă poluare. Întrucât caracteristica de supraalimentare a unui motor, pentru o aplicație dată, nu poate fi modificată, singura modalitate prin care se poate influența procesul de accelerare a unui motor Diesel supraalimentat este realizarea unei caracteristici optimizate a limitatorului de injecție. Optimizarea acestei caracteristici se poate face prin aplicarea metodologiei de calcul prezentată în paragraful 4.5.4.2 ținând seamă și de rezerva de combustibil ce poate fi “eliberată” în procesul de accelerare a motorului, determinată în conformitate cu indicațiile oferite în paragraful 6.6 al prezentei lucrări.

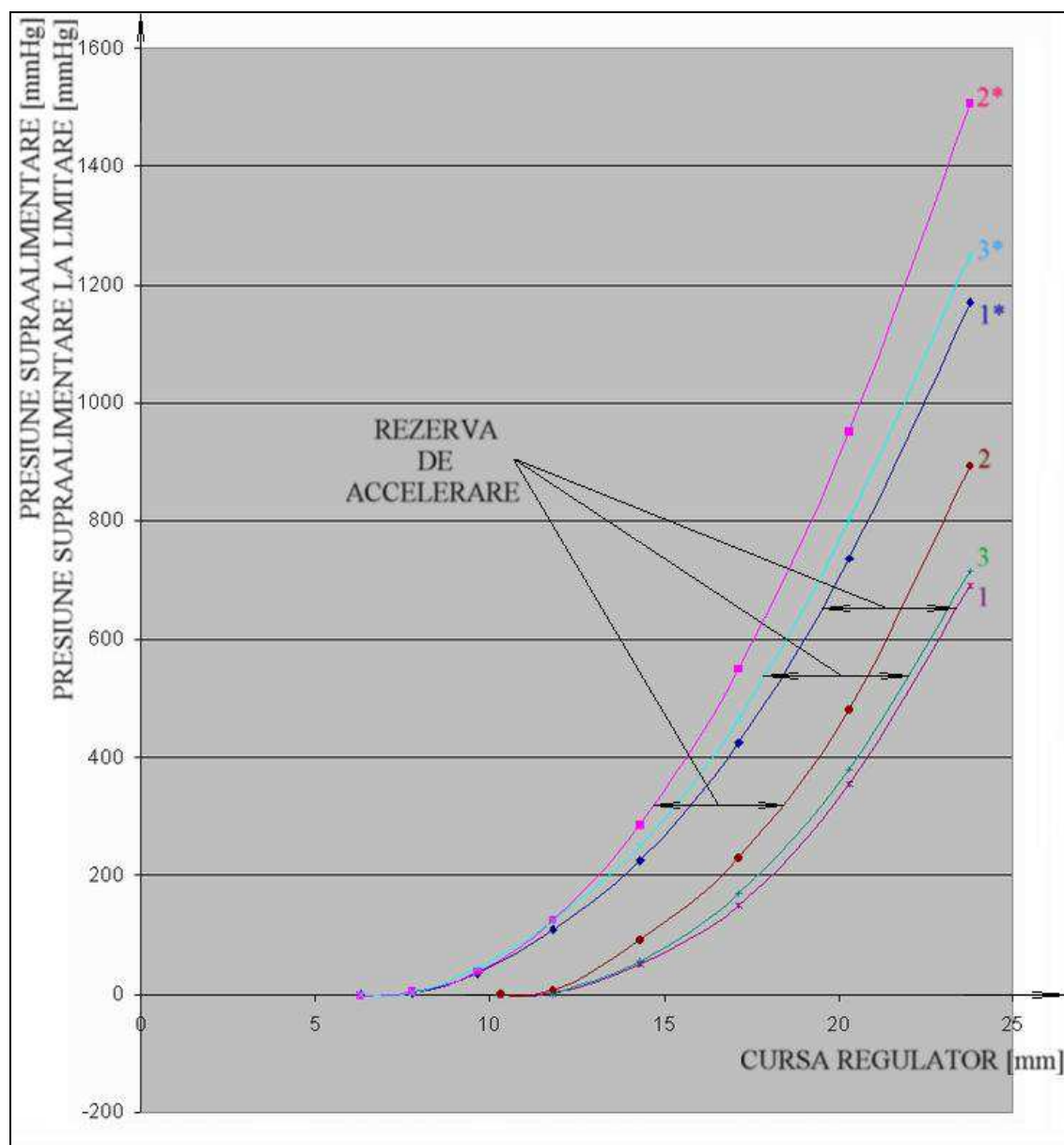


Fig.7.2 – Caracteristicile de supraalimentare și caracteristicile armonizate ale limitatorului de injecție

7.6 OPTIMIZAREA PROCESULUI DE ÎNCĂRCARE-DESCĂRCARE A SARCINII MOTORULUI DIESEL

Timpul de încărcare respectiv descărcare a sarcinii unui motor Diesel supraalimentat reprezintă capacitatea de răspuns a acelui motor la comanda bruscă, dată prin regulator, de a trece de la turația de mers în gol la turația și sarcina nominală și invers. Mărimea acestui timp, în special a celui de încărcare, reprezintă un parametru de performanță foarte important și de aceea i se acordă atenția cuvenită. Orice motor are teoretic un timp optim de răspuns la o astfel de comandă. Practic, determinarea acestui timp optim nu poate fi realizată prin calcul, ci numai prin încercări ale motorului prototip pe standul de probă al acestuia, folosind succesiv posibilitățile de reglaj existente în regulator.

Având în vedere faptul că regulatorul constituie elementul de control și reglaj al motorului, care execută aproape instantaneu orice comandă, rezultă că timpul de încărcare a unui motor depinde de timpul de încărcare a mașinii antrenate, de timpul de accelerare a propriei turbosuflante și de timpul propriu de încărcare specific fiecărui motor. Datorită faptului că, atât turbosuflanta de supraalimentare a motorului cât și mașina antrenată de motor sunt mașini de sine stătătoare, care se încearcă pe standuri specifice, în condiții ce nu pot reproduce niciodată condițiile reale de pe motor, nu se poate cunoaște exact timpul de încărcare a acestor mașini în cadrul ansamblului motor Diesel supraalimentat. Chiar dacă s-ar cunoaște timpii de încărcare ai fiecărei mașini, timpul de încărcare a ansamblului motor Diesel nu poate fi determinat exact, din cauza interdependenței și interacțiunii dintre aceste mașini.

Pe lângă toate acestea, timpul de încărcare respectiv descărcare a unui motor depinde și de factori externi, ce nu pot fi în totalitate controlați și influențați, care aparțin de regulatorul de turație. Acești timpi au fost analizați în paragraful 2.3.2.1.2 și paragraful 3.3 ale prezentei lucrări și se referă la: 1) timpul necesar regulatorului să se tureze de la turația de ralanti la turația nominală, care se poate regla în trepte, prin utilizarea de bucșe pentru sertarul de reglare al servomotorului de turație având orificii calibrate de diferite dimensiuni care realizează un anumit timp, atât pentru creșterea cât și pentru descreșterea turației; 2) timpul în care servomotorul regulatorului de câmp realizează creșterea respectiv descreșterea curentului de excitație a generatorului principal (în cazul locomotivelor) sau modifică pasul elicei (la motoarele navale) care influențează timpul de încărcare respectiv descărcare a mașinii antrenate (v. paragraful 3.3). Așa cum s-a văzut în paragraful 3.3

(Fig.3.10) acești timpi sunt puternic dependenți de temperatura uleiului și implicit de viscozitatea uleiului utilizat în regulator [113].

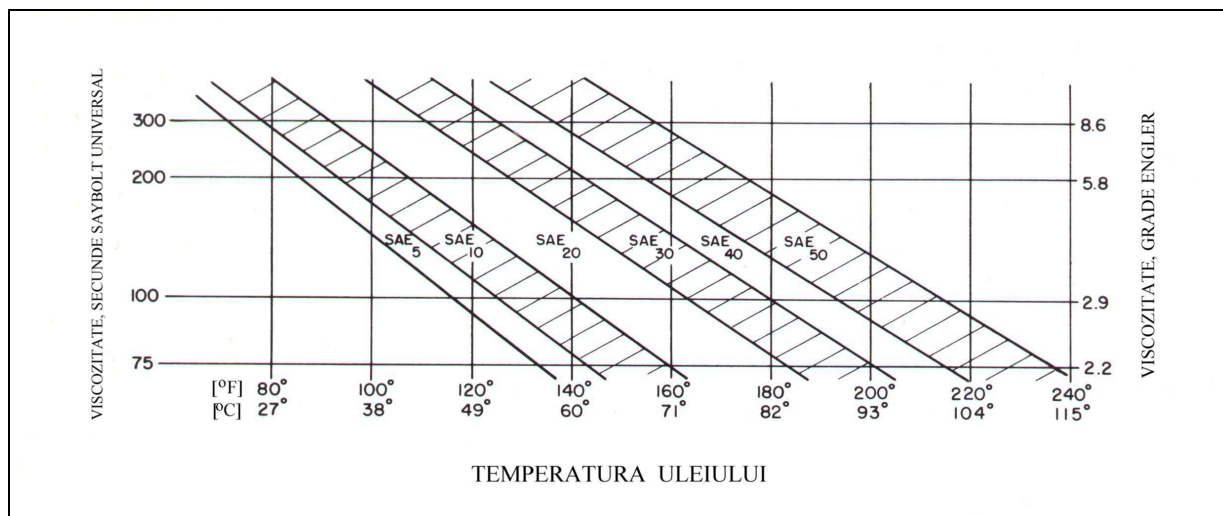


Fig.7.3 – Viscositatea recomandată a uleiurilor pentru reglatoarele Woodward

Temperatura uleiului din regulator poate fi controlată în anumite limite, prin utilizarea în circuitul uleiului regulatorului, după caz, fie a unui răcitor de ulei [95], fie a unui încălzitor de ulei.

În privința tipului de ulei utilizat în regulator, pentru obținerea celor mai bune performanțe, firma constructoare recomandă utilizarea de uleiuri conform graficului din Fig.7.3, care să aibă la temperatura de regim o viscozitate cuprinsă în domeniul (2,9÷5,8°E).

Optimizarea timpului de descărcare rapidă a sarcinii motorului are o importanță deosebită, referitoare la protecția turbosuflantei motorului în exploatare, întrucât este cunoscută tendința compresorului acesteia de a intra în "pompaž" în acest regim. Funcționarea în pompaž duce la creșterea excesivă a solicitărilor mecanice din paletele anterotorului și rotorului suflantei fapt confirmat prin cercetări experimentale de specialitate. Apariția repetată a pompažului va duce, după un anumit timp, la ruperea prin oboseală a paletelor compresorului și avariarea turbosuflantei, care poate produce la rândul ei avariarea motorului respectiv.

Din aceste motive trebuie acordată o atenție deosebită la stabilirea valorii acestui timp precum și a reglajului regulatorului în ceea ce privește realizarea practică a acestui timp, în condițiile concrete de funcționare a motorului în exploatare.

7.7 CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE

7.7.1 Concluzii

Optimizarea sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de putere medie și mare, care echipează locomotive sau nave, contituie un răspuns la preocupările existente pe plan mondial de îmbunătățire continuă a performanțelor acestor motoare concomitent cu reducerea consumului specific de combustibil și a poluării mediului.

Astfel, în vederea îndeplinirii dezideratelor de mai sus, în acest capitol sunt arătate toate căile de optimizare a sistemului de reglaj precum și metodele și mijloacele practice de realizare a acestui proces, cu referire generală dar și aplicate într-un exemplu concret.

7.7.2 Contribuții personale

Contribuția autorului în acest capitol se referă la identificarea zonelor de interes privind optimizarea sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune, descrierea operațiilor de optimizare cu indicarea parametrilor vizați.

CAP.8 – CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

8.1 CONCLUZII GENERALE

Teza de doctorat prezentată este rezultatul unui studiu îndelungat, temeinic și aprofundat, teoretic și practic, privind problematica sistemului de reglaj cu reglatoare Woodward, al motoarelor Diesel supraalimentate de putere medie și mare care echipează locomotive diesel-electrice și nave având elice cu pas variabil.

Studiul efectuat a permis punerea în evidență a unor neajunsuri la sistemul actual de reglaj cu reglatoare Woodward tip PGAV ce nu realizează caracteristici de reglaj care să asigure funcționarea motorului în exploatare întocmai pe caracteristica optimă de propulsie (unde se știe că se realizează consumul specific minim de combustibil și poluarea cea mai redusă) [6], [28], [50], [69].

Se propune o metodologie originală de calcul a sistemului de reglaj, aplicabilă oricărui motor Diesel supraalimentat din domeniul menționat care conține: caracteristici, relații de calcul pentru caracteristici, programe computerizate de simulare numerică etc.

Metodologia de calcul propusă servește la determinarea teoretică și practică a tuturor parametrilor și caracteristicilor de reglaj, încă în faza de proiectare a produsului, care sunt utilizate în procesul de optimizare a sistemului de reglaj și la stabilirea reglajelor necesare funcționării motorului pe caracteristica optimă de propulsie.

Prin aplicarea unui program computerizat de simulare numerică, construit în limbajul de programare Microsoft Visual Fox Pro, din cadrul metodologiei de calcul, s-a putut genera profilul teoretic optimizat al unei came din componența regulatorului care contribuie decisiv la realizarea caracteristicii de reglaj optimizate a acestuia.

Rezultatele obținute din simulare au fost utilizate pentru realizarea practică a camei cu profil optimizat pe o imprimantă 3D model OBJET 30 Desktop din dotarea "Centrului pentru Simulări Numerice și Prototipare" din cadrul Universității "Eftimie Murgu" din Reșița.

Cama cu profil optimizat, realizată în două variante, a fost implementată în regulatorul Woodward PGAV și prin reglajele specifice efectuate pe standul de reglatoare original Woodward s-a obținut caracteristica practică de reglaj a regulatorului.

Cu una din came s-a obținut caracteristica de reglaj optimizată a regulatorului compatibilă cu caracteristica de propulsie a motorului – funcție de gradul III – (caracteristica de elice) iar cu cea de-a doua caracteristică compatibilă cu caracteristica de propulsie – funcție de gradul IV. Ambele caracteristici realizate s-au încadrat în caracteristicile teoretice calculate în limitele de toleranțe prescrise, la jumătatea câmpului de toleranțe prevăzut pentru caracteristica “two-slope” în documentația firmei producătoare de reglatoare Woodward.

Prin aplicarea unui program de simulare numerică privind funcționarea sistemului de pârghii dintre regulator și motor (parte a sistemului de reglaj) construit în limbajul de programare Microsoft Visual Fox Pro, se stabilesc reglajele care trebuie aplicate acestui sistem astfel încât caracteristicile de reglaj ale regulatorului să fie corect transmise la cremaliera pompelor de injecție ale motorului, pentru realizarea caracteristicii de reglaj a acestora, condiție strict necesară în vederea obținerii caracteristicii de propulsie a motorului.

După optimizarea și a caracteristicii limitatorului de injecție din regulator, prezentată pe larg în exemplul numeric de calcul rezolvat în lucrarea de față, se consideră că obiectivele tezei de doctorat au fost îndeplinite, în sensul că se oferă o tehnologie completă de calcul și realizare practică a tuturor caracteristicilor și a reglajelor sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune, care conduc la îmbunătățirea performanțelor dinamice a agregatelor echipate cu astfel de motoare, la reducerea consumului specific de combustibil și a poluării, prin asigurarea funcționării motoarelor pe caracteristica optimă de propulsie.

Relațiile prezentate pentru calculul caracteristicilor, materialul grafic aferent și programele computerizate de calcul vin în sprijinul proiectanților de specialitate din domeniu și nu numai, în vederea efectuării unor calcule eficiente, rapide și precise ale sistemului de reglaj, care conduc la obținerea de performanțe ridicate a agregatelor echipate cu motoare Diesel supraalimentate de tracțiune (locomotive, nave etc.).

Problemele soluționate în cadrul tezei de doctorat se constituie în contribuții originale la optimizarea sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune, ceea ce s-a și propus prin tema acestei lucrări.

8.2 CONTRIBUȚII PERSONALE

Din cercetările teoretice și experimentale prezentate rezultă următoarele contribuții personale:

- **s-a realizat** o sinteză bibliografică urmărind:
 - definirea mașinii de forță, prezentarea noțiunilor de bază, a elementelor fundamentale privind reglajul turației mașinilor de forță, a efectelor caracteristicilor mașinilor de forță și a caracteristicilor de sarcină asupra rezultatului reglajului acestora;
 - prezentarea regulatorului de turație elementar ca principiu de funcționare;
 - descrierea tipurilor de regulatoare utilizate în sistemul de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă;
 - descrierea elementelor de bază ale regulatorului mecano-hidraulic cu presiune de ulei Woodward tip PG și a dispozitivelor modulare care trebuie adăugate acestuia pentru realizarea reglatoarelor Woodward tip PGAV sau PGEV pentru reglajul motoarelor Diesel supraalimentate ce echipează locomotive diesel-electrice sau nave având elice cu pas variabil;
 - descrierea sumară a reglatoarelor mecano-hidraulice, electro-hidraulice și electronice de turație constantă utilizate pentru reglajul motoarelor Diesel de turație constantă;
 - prezentarea standului original Woodward pentru testarea și reglarea reglatoarelor și a instalației de producere, preparare și stocare a aerului instrumental necesar funcționării standului, aflate în dotarea Universității “Eftimie Murgu” din Reșița;
 - prezentarea stadiului actual al cercetării privind reglajul motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă și analiza critică a caracteristicilor de reglaj ale reglatoarelor Woodward tip PGAV în construcția actuală, care nu asigură funcționarea motoarelor întocmai pe caracteristica optimă de propulsie;
- **s-a determinat** prin cercetări experimentale pe standul de regulatoare Woodward influența fiecărui factor de reglaj a regulatorului asupra caracteristicii de reglaj “two-slope” a acestuia și s-a ajuns la concluzia că “elementul” prin care se poate modifica curba caracteristică de reglaj a regulatorului este cama din componența sistemului de pârghii al acestuia;

- **s-a pus** în evidență influența caracteristicii de reglaj a regulatorului – cursă regulator în funcție de turație – asupra caracteristicii de propulsie a motorului – putere în funcție de turație;
- **se stabilesc** direcțiile de cercetare în vederea eliminării neajunsurilor constatate și a mijloacelor prin care se poate optimiza reglajul motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune;
- **se definesc** parametrii, mărimile și caracteristicile sistemului de reglaj ale unui motor Diesel supraalimentat de turație variabilă;
- **se stabilește** metodologia de calcul a sistemului de reglaj;
- **se determină** relațiile de calcul pentru caracteristicile motorului și regulatorului precum și a caracteristicii sistemului de pârghii dintre regulator și motor;
- **se determină** algoritmul de calcul pentru regulatorul Woodward PGAV;
- **se concepe și se elaborează** programul computerizat de calcul în două variante, pentru simularea numerică pe calculator a funcționării regulatorului Woodward tip PGAV pe caracteristica de reglaj calculată, cu relațiile stabilite anterior, având drept scop generarea profilului camei din componența mecanismului cu pârghii al regulatorului, care contribuie decisiv la realizarea practică a caracteristicii optimizate de reglaj a regulatorului;
- **se proiectează** cama cu profil optimizat utilizând rezultatele obținute la simularea numerică;
- **se prezintă** tehnologia modernă de generare a obiectelor 3D (Rapid Prototyping) deținută de “Centrul pentru Simulări Numerice și Prototipare” (C.S.N.P) din cadrul Universității “Eftimie Murgu” din Reșița;
- **se prelucrează** cama cu profil optimizat, în două variante de execuție, folosind tehnologia de prelucrare 3D Rapid Prototyping a C.S.N.P. din UEM Reșița;
- **se implementează**, succesiv, fiecare camă cu profil optimizat în regulatorul Woodward PGAV supus cercetărilor;
- **se reglează** regulatorul pe standul original de reglatoare Woodward din Laboratorul Woodward al UEM Reșița, se obțin caracteristicile de reglaj în cele două variante și se compară caracteristicile obținute practic pe cale experimentală cu caracteristicile teoretice omoloage, calculate;
- **se constată** realizarea întocmai a caracteristicilor de reglaj optimizate, în ambele variante, în câmpul de toleranțe prescris;
- **se determină** algoritmul de calcul al sistemului de pârghii dintre regulator și motor;

- **se concepe și se elaborează** programul computerizat de calcul pentru simularea numerică pe calculator a funcționării sistemului de pârghii dintre regulator și motor în vederea determinării caracteristicii de reglaj a acestui mecanism și a reglajelor aferente, strict necesare pentru transmiterea corectă a caracteristicilor de reglaj ale regulatorului la motorul Diesel;
- **se prezintă** un exemplu numeric de calcul al sistemului de reglaj pentru două motoare funcționând pe caracteristici de propulsie diferite (unul pe o curbă definită printr-o funcție de gradul III și altul pe o curbă definită printr-o funcție de gradul IV) unde, plecând de la caracteristica de propulsie, prin aplicarea metodologiei de calcul, a relațiilor de calcul și a metodelor de optimizare a sistemului de reglaj prezentate în teză, s-au determinat toți parametrii de reglaj și toate caracteristicile de reglaj aferente.

Rezultatele au arătat că metodologia originală de calcul elaborată în teză este aplicabilă și eficientă permițând soluționarea rapidă și precisă a oricărui sistem de reglaj pentru motoare Diesel supraalimentate din domeniul menționat.

8.3 MATERIALE PUBLICATE

Activitatea derulată în perioada de cercetare doctorală s-a concretizat și în următoarele materiale publicate în cadrul unor conferințe internaționale de profil și reviste de specialitate:

- 1) **Gruescu, C. A.**, Vela, I., Caramidaru, V. D., *Optimising the Regulating System of Supercharged Diesel Engines*, Proceedings of the 8TH International Conference of Daaam Baltic Industrial Engineering, 19-21st April 2012, Tallinn, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, Editor T.Otto, pp.51-56, DAAAM Baltic Tallinn University of Technology, Tallin, <http://innomet.ttu.ee/daaam/proceedings/pdf/gruescu2.pdf>
- 2) **Gruescu, C.A.**, Vela, I., Cărmidaru, V. D., Roșu, M. *Determination of Diesel Engines Regulating Characteristics*, Proceedings of 23rd DAAAM Symposium 24-27.10.2012, University of Zadar, Croatia, ISBN 978-3-901509-85-8, ISSN 1726-9679, Editor B. Katalinic, acceptată spre publicare.

- 3) **Gruescu, C. A.**, Vela, I., Roșu, M. *New Constructive Solution for Sulzer Governors*, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, Seria Mecanică, ISSN 1224-6077, 2012, acceptată spre publicare.
- 4) **Gruescu, C. A.**, Vela, I., Roșu, M. *Constructive Optimization of Fuel Limiter for Sulzer Governors*, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, Seria Mecanică, ISSN 1224-6077, 2012, acceptată spre publicare.
- 5) Caramidaru, V. D., Vela, I., Tufoi, M., **Gruescu, C. A.**, *Researches regarding the noise and vibrations of metal toothed wheel gears after applying a fluoropolymer dispersion of xylan 1052*, Proceedings of the 8TH International Conference of Daaam Baltic Industrial Engineering, 19-21st April 2012, Tallinn, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, Editor T.Otto, pp.129-133, DAAAM Baltic Tallinn University of Technology, Tallin.
- 6) Caramidaru, V. D., Vela, I., Tufoi, M., **Gruescu, C. A.**, *The Influence of the Number of Teflon-Coated Layers Over the Vibrations and Noises to Gear Units with Wheel Cylindrical Gears*, Annals of DAAAM for 2011 & Proceedings of the 22nd International DAAAM Symposium, ISBN 978-3-901509-83-4, ISSN 1726-9679, pp 1125-1126, Editor B. Katalinic, Published by DAAAM International, Vienna, Austria 2011.

8.4 DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

În vederea aplicării soluțiilor de optimizare a sistemului de reglaj al motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune, elaborate în cadrul prezentei teze, cu scopul îmbunătățirii performanțelor dinamice a agregatelor echipate cu astfel de motoare, concomitent cu reducerea costurilor de exploatare a acestora, prin creșterea eficienței energetice, ca urmare a reducerii consumului specific de combustibil, se propun următoarele direcții:

- modernizarea caracteristicii de reglaj a reguletoarelor Woodward PGAV existente prin implementarea în componența acestora a camelor cu profil optimizat;
- implementarea camelor cu profil optimizat în reguletoarele noi;
- cercetări privind îmbunătățirea performanțelor motoarelor Diesel supraalimentate de tracțiune aflate în exploatare, prin aplicarea metodologiei și a soluțiilor de optimizare a sistemului de reglaj;
- cercetări de diagnosticare a erorilor din sistemul de reglaj al motoarelor Diesel de tracțiune aflate în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Anghel, Șt., Bartl, A., Dobrescu, A., Vela, I. *Cercetări privind creșterea fiabilității motoarelor de tracțiune feroviară și stabilirea tehnologiei de reparație a acestora*, Simpozionul de Tribologie al Universității și C.S. Galați, 1983.
- [2] Anghel, Șt., Bartl, A., Vela, I. *Aspecte privind cercetările tribologice privind creșterea fiabilității locomotivelor românești*, Sesiunea Științifică Jubiliară I.S.R. vol. "Lucrări științifice", Reșița, pag.15-21, 1986.
- [3] Apostolescu, N., Bătagă, N. *Motoare cu ardere internă*, E.D.P. București, 1967.
- [4] Apostolescu, N., Taraza, D. *Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice*, E.D.P., București, 1979.
- [5] Aramă, C. și Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*, E.T., București, 1966.
- [6] Aramă, C., Apostolescu, N., Grünwald, B. *Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă*, E.T., București, 1975.
- [7] Bărănescu, G. *Motoare cu ardere internă. Metode de calcul termic*, Litografia I.P., București, 1977.
- [8] Bătagă, N. Zătreanu, G. ș.a. *Motoare termice*, E.D.P. București, 1979.
- [9] Boncoi, J., Turoiu, T. *Echipamente de injecție pentru motoare cu ardere internă*, E.T., București, 1987.
- [10] Borilă, Gh., Silvestru, C. *Turbosupraalimentarea motorului Diesel*, Comunicare la Sesiunea I.C.P.A., 1977.
- [11] Bowers, J. R. *Control Systems for Diesel–Electric Locomotives*, PMCC, Woodward Governor (UK) Ltd., Slough, 1988, 2E.
- [12] Bowers, J. R. *Controls for Marine Propulsion Engines, Mechanical drives*, PMCC, Woodward Governor (UK) Ltd., Slough, 1987-4J.
- [13] Cionca, O., Kovacs, Fr. *Model matematic pentru studierea mecanismelor cu came în regim dinamic*, Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice (MTM) Nr.3 și Nr.4, Timișoara, 1980.
- [14] Crudu, M., Kovacs, Fr., Perju, D., Gligor, O. *Studiul sensibilității regulatorului LDA28*, Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice (MTM) Vol.II, Reșița, 1976.
- [15] Dănescu, A., Ștefănescu, D., Petrescu, S. ș.a. *Tratat de termodinamică*, Vol.X, I.P., București, 1976.

- [16] Doinaru, L. *Aparatură de injecție pentru motoare Diesel*, E.T., București 1973.
- [17] Dolga, V., Popa, A. S. *Traductoare și senzori*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001.
- [18] *Glossary of Geology* (Third Edition, AGU)
- [19] Grove, D. *Control Systems for Diesel–Electric Locomotives*, PMCC, Woodward Governor (UK) Ltd., Slough, 1987-4G.
- [20] Gruescu, C. A. *Calculul cinematic al regulatorului și al sistemului de pârghii dintre regulator și motor din structura sistemului de reglaj al unui motor Diesel supraalimentat de tracțiune*, Referat UEM Reșița, 2012.
- [21] Gruescu, C. A. *Calculul sistemului de reglaj pentru motoare Diesel supraalimentate de turație variabilă*, Referat UEM Reșița, 2011.
- [22] Gruescu, C. A. *Stadiul actual al cercetării privind reglajul motoarelor Diesel supraalimentate de turație variabilă*, Referat UEM Reșița, 2011.
- [23] Gruescu, C. A., Vela, I., Roșu, M. *New Constructive Solution for Sulzer Governors*, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, Seria Mecanică, ISSN 1224-6077, 2012, în curs de publicare.
- [24] Gruescu, C. A., Vela, I., Roșu, M. *Constructive Optimization of Fuel Limiter for Sulzer Governors*, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, Seria Mecanică, ISSN 1224-6077, 2012, în curs de publicare.
- [25] Gruescu, C. A., Vela, I., Caramidaru, V. D., *Optimising the Regulating System of Supercharged Diesel Engines*, Proceedings of the 8TH International Conference of Daaam Baltic Industrial Engineering, 19-21st April 2012, Tallinn, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, Editor T.Otto, pp.51-56, DAAAM Baltic Tallinn University of Technology, Tallin,
<http://innomet.ttu.ee/daaam/proceedings/pdf/gruescu2.pdf>
- [26] Gruescu, C. *Regulator pentru motoare Diesel de tracțiune*, Brevet de invenție nr.95963/09061988
- [27] Gruescu, C.A., Vela, I., Cărămidaru, V. D., Roșu, M. *Determination of Diesel Engines Regulating Characteristics*, Proceedings of 23rd DAAAM Symposium 24-27.10.2012, University of Zadar, Croatia, ISBN 978-3-901509-85-8, ISSN 1726-9679, Editor T. Otto, în curs de publicare.
- [28] Grünwald, B. *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, E.D.P. București, Ediția all-a, 1980, pag.702.
- [29] Grünwald, B., Dudaș, T. *Posibilități de mărirea eficacității economice a motorului Diesel pentru locomotive*, în *Metalurgia și construcția de mașini*, 12/1962.

- [30] Heinzmann, *Hydraulikregler MH16-P*, Druckschrift nr.77-003.
- [31] Heuveln, R. V. *DD400, A New Diesel Locomotive Control*, Woodward Service.
- [32] Kovacs, Fr. *Mecanisme, Sinteza mecanismelor*, I.P.T.V. Timișoara, 1977.
- [33] Kovacs, Fr. *Mecanisme. Partea I, Analiza mecanismelor*, I.P. Timișoara, 1978
- [34] Kovacs, Fr. *Teoria mecanismelor și dinamica mașinilor*, I.P. Timișoara, 1969.
- [35] Kovacs, Fr., Cionca, O. *Aspecte privind funcționarea mecanismului camă-tachet în condițiile funcționării unor unde staționare în sistem*, Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice (MTM) Nr.5, Cluj-Napoca, 1988.
- [36] Kovacs, Fr., Crudu, M., Balekics, M., Ionescu, N., Pommersheim, A., Turoș, Gh., Cionca, O., Lutz, R., Lungu, I., Drăghina, Fr. *Studiul dinamic al regulatorului LDA28 pe cale experimentală*, Simpozionul de Mecanisme și Transmisii Mecanice (MTM), Vol.III, Reșița, 1976.
- [37] Lazăr, D. *Principiile mecanicii analitice*, E.T., București, 1978.
- [38] Levițki, L. *Dicționar tehnic, englez-român*, E.T., București, 1967.
- [39] Lungu, I., Vela, I. *Sisteme de prelucrare flexibile*, E.D.P. București, ISBN 978-973-30-1896-4, 2007.
- [40] Manea, A. *Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice*, Vol.I,II, Litografia I.P. București, 1986.
- [41] Manea, A. *Termodinamică și motoare diesel de tracțiune*, Litografia I.P. București, 1982.
- [42] Mănescu, T. S., Nedelcu, D. *Metoda Elementelor Finite*, Editura "Orizonturi Universitare" Timișoara, ISBN 973-638-217-6, 232pg, Octombrie, 2005.
- [43] Maniu, I., Dolga, V., Pommersheim, A. *Acțiunări de mecanică fină*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001.
- [44] Manolescu, N. I. *Probleme de teoria mecanismelor și a mașinilor*, Vol.II, E.D.P. București, 1968.
- [45] Manolescu, N. I., Kovacs, Fr. *Teoria mecanismelor și a mașinilor*, E.D.P., București, 1972.
- [46] Manolescu, N. I., Maroș, D. *Teoria mecanismelor și a mașinilor. Cinetostatica și dinamica*, E.E. București, 1963.

- [47] Marin, V. *Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată*, E.T., București, 1981.
- [48] Mesaroș, A. V., Cărăbaș, I., Lovasz, E. *Mecanisme (Elemente de sinteză practică)*, Litografia U.P. Timișoara, 1996.
- [49] Mesaroș, A. V., Cărăbaș, I., Lovasz, Er. *Manual pentru proiectarea mecanismelor*, Ed. Mirton, Timișoara, 1997.
- [50] Negrea, V. D. *Procese în motoare cu ardere internă – economicitate – combaterea poluării*, Editura Politehnica, Timișoara, 2003.
- [51] Negurescu, N., Pană, C., Popa, M. D. *Motoare cu ardere internă*, Vol.I,II, Litografia I.P. București, 1985.
- [52] *Oxford English Dictionary*.
- [53] Pană, C., Negurescu, N., Popa, M. D. *Utilizarea carburanților ecologici în transporturi*, Monografie editată în cadrul Proiectului “Dezvoltarea platformelor integrate de cercetare pentru domeniul energetic, Vol.2 – Combustibili ecologici”, Ministerul Educației și Cercetării, Editura Universul Energiei, 2005, pp.32-59, ISBN 973-86948-7-6.
- [54] Panovf, I. *Romanian – English; English – Romanian Dictionary*, Editura Științifică și Enciclopedică, București, 1983.
- [55] Pilak, Z. *Experiences with Woodward Governors on H.Cegyelski Engines*, Gdansk, HCP.
- [56] Popescu, I. *Proiectarea mecanismelor plane*, E.M., Craiova, 1977.
- [57] Racovitză, A. *Soluții moderne de economisire a combustibililor clasici și de reducere a emisiilor poluante pentru motoarele termice de tracțiune și cele din sistemele energetice*, A IV-a Conferință națională de Echipamente Termomecanice Clasice și Nucleare și de Energetică Urbană, U.P.B. București, 3006-01072005, vol. conf. pag.159-162.
- [58] Rădulescu, C., Vela, I., Varga, St., Vela, D. G. *Proiectarea dispozitivelor, Robotică*, E.D.P., R.A. București, ISBN (10)-973-30-1635-7; ISBN 978-973-30-1635-9, 2007.
- [59] Rădulescu, C., Vela, I., Varga, St., Vela, D. G. *Proiectarea dispozitivelor, Robotică*, vol.2, E.D.P., R.A. București, ISBN 978-973-30-1719-6, 2007.
- [60] Turcoiu, T. *Cercetări privind îmbunătățirea funcționării pompelor de injecție cu piston – sertar*. Teză de doctorat, I.P. București, 1979.
- [61] Vasilescu, C. A. *Combaterea produșilor poluanți emiși de motoarele autovehiculelor*, Editura Academiei Române, București, 1975.
- [62] Vasilescu, C. A. și Pimsner, V. *Supraalimentarea motoarelor Diesel*, E.T., București, 1965.

- [63] Vela, I. *Proiectarea dispozitivelor*, UEM Reșița, 1995.
- [64] Vela, I. *Proiectarea dispozitivelor*, vol.1, Ed. "Ef. Murgu", Reșița, ISBN-973-98496-5-2, 1998.
- [65] Vela, I., Popovici, Ghe. *Managementul calității produselor românești*, Publicație. Robotică și management, Vol.3, Nr.1, B+, pag.38-40, 1998.
- [66] Voiculescu, I. A., Borman, G. R. *An experimental study of diesel engine cylinder – Averaged NO_x Histories*, SAE 780228, 1978.
- [67] Webb, M. J. *Mechanical Hydraulic Governor*, PMCC, Woodward Governor (UK) Ltd., Slough, 88-14E.
- [68] Whitham, S. D. *Diesel–Electric Locomotive Control*, PMCC, Woodward Governor (UK) Ltd., Slough, 1989-4H.
- [69] Wipps, J. C. *Locomotive Controls*, Woodward Service.
- [70] Wipps, J. C. *Locomotive Engine Control*, Woodward Service. Woodward Governor Company, Bulletin 25052F.
- [71] Woodward, Gov. Co. *2301 Speed Control*, Product Specification 82597, 1976.
- [72] Woodward, Gov. Co. *2500 Speed Control*, Product Specification 82414C, 1987.
- [73] Woodward, Gov. Co. *Air Operated Governor Test Stand*, Bulletin 25041A, Rockford, USA, 1974.
- [74] Woodward, Gov. Co. *Analysis and Correction of PG Governing Troubles*, Bulletin 36404B, Rockford, USA.
- [75] Woodward, Gov. Co. *A Summary of Historical Facts Concerning the Woodward Governor Company*, Bulletin 25052F, Rockford, USA.
- [76] Woodward, Gov. Co. *Basic Governing Information*, Bulletin 25064, Ft. Collins, USA.
- [77] Woodward, Gov. Co. *Basic Load Control System for PG Governors*, Bulletin 36630D, Ft. Collins, USA, 1964.
- [78] Woodward, Gov. Co. *Bellows Direct Type Speed Setting*, Bulletin 36610D, Ft. Collins, USA, 1964.
- [79] Woodward, Gov. Co. *Cogeneration, Control, System Design Guide, Part.1: Reciprocating Engines*, Bulletin 25115, Ft. Collins, USA, 1986.
- [80] Woodward, Gov. Co. *Controls for Generator Sets*, Bulletin 25066, Ft. Collins, USA, 1985.

- [81] Woodward, Gov. Co. *Controls Marine Applications*, Bulletin 25114, Ft. Collins, USA, 1985.
- [82] Woodward, Gov. Co. *Dual Fuel Control 8271-853*, Product Specification 82309, Ft. Collins, USA, 1983.
- [83] Woodward, Gov. Co. *EG-10P Actuator*, Product Specification 82565, Ft. Collins, USA, 1972.
- [84] Woodward, Gov. Co. *EG-10P, EG-10PC Actuator*, Product Specification 82565M, Ft. Collins, USA, 1972.
- [85] Woodward, Gov. Co. *EG-3P Actuator*, Product Specification 82516D, Ft. Collins, USA, 1970.
- [86] Woodward, Gov. Co. *EG-3P-EG-3PC Actuator*, Product Specification 82516J, Ft. Collins, USA, 1970.
- [87] Woodward, Gov. Co. *EGB – Proportional Governor/Actuator*, Bulletin 82340, Ft. Collins, USA, 1983.
- [88] Woodward, Gov. Co. *EGB-10P, 13P and 35P Governor/Actuator*, Product Specification 82543B, Ft. Collins, USA, 1979.
- [89] Woodward, Gov. Co. *EGB-200P/300P Governor/Actuator*, Product Specification 82473A, Ft. Collins, USA, 1983.
- [90] Woodward, Gov. Co. *EGB-2P and EGB-1P Governor/Actuator*, Product Specification 82575E, Ft. Collins, USA, 1974.
- [91] Woodward, Gov. Co. *Electric Control Systems 2301*, Product Specification 82518A, Ft. Collins, USA, 1970.
- [92] Woodward Gov. Co. *Engine and Turbine Controls Division*, Ft. Collins, USA.
- [93] Woodward, Gov. Co. *Glossary of Technical and Governing Terms*, Bulletin 25065A, Ft. Collins, USA, 1979.
- [94] Woodward, Gov. Co. *Governing Systems*, Bulletin 25063, Ft. Collins, USA.
- [95] Woodward Gov. Co. *Governor Oil Heat Exchanger – Remote and Integral Types*, Bulletin 36641B, Ft. Collins, USA, 1971.
- [96] Woodward, Gov. Co. *Index of Publications for Curent Products*, Bulletin 25078B, Ft. Collins, USA, 1982.
- [97] Woodward, Gov. Co. *Introduction to Woodward Governor Company*, Ft. Collins, USA.
- [98] Woodward, Gov. Co. *Load Control Schedule*, TSP403SH436B.

- [99] Woodward, Gov. Co. *Load Sharing & Speed Control*, Product Specification 82594B, Ft. Collins, USA, 1975.
- [100] Woodward, Gov. Co. *Lubricating Oil Pressure Failure Shutdown and Alarm*, Bulletin 36652H, Ft. Collins, USA, 1965
- [101] Woodward, Gov. Co. *Magnetic Pickups for Electric Governors*, Bulletin 82510D, Ft. Collins, USA, 1969.
- [102] Woodward, Gov. Co. *Manifold Air Pressure Bias Fuel Limiter*, Bulletin 36695D, Ft. Collins, USA, 1972
- [103] Woodward, Gov. Co. *Marine Propulsion Engine Controls*, Woodward Service, Hoofddorp, Nederland.
- [104] Woodward, Gov. Co. *Parts to be Checked for Wear or Damage when Repairing or Converting PG Governors, Engine & Turbine Controls Division*, Process Specification, 1979.
- [105] Woodward, Gov. Co. *Parts to Checked when Repairing or Converting PGE Governors, Controls Division*, Process Specification, 1981.
- [106] Woodward, Gov. Co. *PG Governor – Basic Elements*, Bulletin 36600E, Ft. Collins, USA, 1964.
- [107] Woodward, Gov. Co. *PGA – Governor*, Bulletin 36699B, Ft. Collins, USA, 1972.
- [108] Woodward, Gov. Co. *PGA – Governor*, Bulletin 36701, Product Specification, Ft. Collins, USA, 1974.
- [109] Woodward, Gov. Co. *PGA Marine Governor*, Bulletin 36604H, Ft. Collins, USA, 1975.
- [110] Woodward, Gov. Co. *PGE – Locomotive Governors*, Bulletin 36698C – Part.1, 2, 3, Ft. Collins, USA, 1972.
- [111] Woodward, Gov. Co. *PGEV Governor*, Bulletin 36628, Ft. Collins, USA, 1984.
- [112] Woodward, Gov. Co. *Pneumatic Load Balance System for PGA Governors*, Bulletin 36686C, Ft. Collins, USA, 1979.
- [113] Woodward, Gov. Co. *Recommended Oils for Governor/Actuators*, Bulletin 25007H, Ft. Collins, USA.
- [114] Woodward, Gov. Co. *Regulatoare pentru motoare Diesel și motoare cu gaz*, Seminar de Motoare, București, Noiembrie 1993.
- [115] Woodward, Gov. Co. *Solenoid Operated Shutdown Assembly for PGA & PGPL*, Bulletin 36650B, Ft. Collins, USA, 1964.

- [116] Woodward, Gov. Co. *The Control of Prime Mover Speed, Part.I – The Controlled System*, Bulletin 25031, Rockford, USA, pag.5-11.
- [117] Woodward, Gov. Co. *The Control of Prime Mover Speed, Part.II – Speed Governor Fundamentals*, Bulletin 25031, Rockford, USA, pag.7-10.
- [118] Woodward, Gov. Co. *The Control of Prime Mover Speed, Part.III – Parallel Operation of Alternators*, Bulletin 25031A, Rockford, USA.
- [119] Woodward, Gov. Co. *The Control of Prime Mover Speed, Part.IV – Mathematical Analysis*, Bulletin 25031A, Rockford, USA.
- [120] Woodward, Gov. Co. *Two Slope Load Control for PG Governors*, Bulletin 36607, Ft. Collins, USA, 1982.
- [121] Woodward, Gov. Co. *UG32 and UG40 Governors*, Bulletin 03014H, Ft. Collins, USA.
- [122] Woodward, Gov. Co. *UG40 – Governor*, Bulletin 03030, Ft. Collins, USA.
- [123] Woodward, Gov. Co. *UG40 Governor*, Product Specification 03030C, Ft. Collins, USA, 1973.
- [124] Woodward, Gov. Co. *UG5.7,8 and 12.8 Governor*, Product Specification 03029D, Ft. Collins, USA, 1972.
- [125] Woodward, Gov. Co. *UG8 – Dial Governor*, Bulletin 03032A, Ft. Collins, USA, 1976.
- [126] www.woodward.com
- [127] www.sulzer.com
- [128] Zătreanu, G. *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă*, Litografia I.P. București, 1984.

ANEXE

ANEXA 1

Program Woodward de modernizare a locomotivelor diesel-electrice prin înlocuirea reguletoarelor mecano-hidraulice cu sistemul electronic digital L.E.C. sau C.L.C. [69].

CLC SALES

(10/13/92)

- ▶ **25 SOLD**
 - **5 HELM FOR DEMONSTRATION TO RR**
 - 3 RUNNING ON GP40's (3110, 3111, 665)
 - 1 RUNNING ON SD40-2 (6000)
 - 1 BEING INSTALLED ON GP-40 WITH HEP.
 - **3 GRAND TRUNK (6200, 6203)**
 - 2 RUNNING ON GP-38'S
 - 1 BEING INSTALLED ON GP-38
 - **12 AMTRAK (650-661)**
 - 12 RUNNING ON GP-40'S
 - **5 UNION PACIFIC (864, 865, 869, 878, 887)**
 - 5 RUNNING GP-40'S

LEC PRODUCTION UNITS

- **Mitsubishi Fall 1992 (5 Units)**
 - Japan Programmed Using 'ABLS'
 - CAT 3412 Engine
 - 4 to Replace Prototypes and Pre-Production Units
 - 1 New Installation
- **Former "East German" Locos CAT Re-Engine (2 Units)**
 - CAT 3608 Engine
 - Programmed by Hoofddorp Using 'ABLS'
 - Installed Fall 1992
- **Former "East German" Locos MAK Re-Engine (2 Units)**
 - MAK 12-M-292 Engine
 - Programmed by Hoofddorp Using 'ABLS'
 - Installed First Quarter 1993
- **Poland Railways Locos Faur Re-Engine (2 Units)**
 - Faur (MTU) 12V396 Engine
 - Programmed by Hoofddorp Using 'ABLS'
 - First Unit to be Installed End 1992 (SP 32 Loco)
 - Second Unit to be Installed End 1993 (SM42 Loco)
- **Romanian Locos (Proposals Only)**
 - Alco R251 Engine (Replace PGEV with L.E.C.)
 - Sulzer LDA Engine (Replace Sulzer Mech. Gov. with L.E.C.)