

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea de Inginerie Mecanică

Iuliana TUDORACHE (COSTIUC)

**OPTIMIZAREA CONFIGURAŢIEI
SUPRAALIMENTATORULUI CU UNDE DE
PRESIUNE PENTRU UTILIZARE EXTINSĂ**

**OPTIMIZING THE PRESSURE WAVE
SUPERCHARGER DESIGN FOR EXTENDED
APPLICATION**

REZUMAT

Conducător ştiinţific

Prof.dr. Anghel CHIRU

BRAŞOV, 2022

CUPRINS

CUVÂNT ÎNAINTE

1. CAPITOL 1 – ACTUALITATEA TEMEI ȘI OBIECTIVELE TEZEI	5
1.1 Motoarele cu ardere internă. Rolul lor în lumea de astăzi.	5
1.2 Emisii – Previziuni, tendințe și consecințe	6
1.3 Scopul lucrării	7
1.4 Obiectivele cercetării	7
1.5 Structura tezei	8
2. CAPITOL 2 – SUPRAALIMENTAREA CU UNDE DE PRESIUNE. ISTORIC. PERFORMANȚE	10
2.1 Generalități	10
2.2 Supraalimentarea	10
2.3 Tehnologia undelor de presiune. Scurt istoric	10
2.4 Supraalimentatorul cu unde de presiune. Design și construcție	13
2.5 Principiile de funcționare ale SUP	14
3. CAPITOL 3 – MODELARE. ECUAȚIILE CURGERII. CERCETARE EXPERIMENTALĂ ÎN MEDIU VIRTUAL. REZULTATE	16
3.1 Modelare dimensională și a formelor geometrice	16
METODOLOGIA OPTIMIZĂRII CONFIGURAȚIEI SUP	17
a. Modelarea și analiza supraalimentatorului CX-93 convențional	17
b. Stabilirea formei secțiunii canalelor noului SUPGM	18
Varianta 1 – forme „rotunde”	19
Varianta 2 – forme „trapezoidale” cu pereți înclinați	20
Varianta 3 – forme „trapezoidale” cu pereți curbați	22
3.2 MODEL DE CALCUL PIERDERI DE PRESIUNE	23
3.3 MODEL DE CALCUL AL UNGHIIULUI DE ÎNCLINAȚIE AL CANALELOR	29
3.4 MODELAREA ECUAȚIILOR DE CURGERE A FLUIDELOR CONSIDERATE VÂSCOASE	34
3.5 Teoria undelor liniare. Unde de presiune în SUP	35
3.6. Secțiunea critică. Modelul curgerii înecate	37
3.7 Modelarea standului virtual AVL BOOST	40
3.8 METODOLOGIA SIMULĂRII	41
3.8.1. Simulare și validare experimentală pentru modelul COMPREX CX-93	41
3.8.2 Simulare și validare experimentală a noului SUPGM	45
3.8.3 Simularea funcționării SUPGM cu date de intrare similare CX-93	51
3.9 REZULTATE	51
3.10 LUCRUL MECANI EXTRAS	53
3.11 ZGOMOTUL	54
3.12 RANDAMENTUL TRANSFERULUI DE ENERGIE	54

4. CAPITOL 4 – CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE	55
4.1 Concluzii finale	55
4.2 Contribuții personale	56
BIBLIOGRAFIE	58

CUVÂNT ÎNAINTE

Motorul cu ardere internă reprezintă încă o temă importantă de cercetare datorită rolului său indispensabil în societatea modernă de a satisface necesitățile acestuia de transport și energie. Într-adevăr, îmbunătățirea calității vieții și a muncii datorită motorului termic este considerabilă, la fel sunt însă și efectele neplăcute cu care ne confruntăm astăzi: poluarea sau încălzirea globală. Prin urmare, constructorii din domeniul auto sunt interesați să lanseze vehicule cu sisteme de propulsie care utilizează combustibili mai „prietenoși” cu mediul, sau modele hibride ori electrice. Standardele legislative privind emisiile vor face ca producătorii să implementeze tehnologii noi, eficiente, iar noile sisteme de propulsie îmbunătățite vor necesita noi echipamente care să crească sau să mențină performanțele globale la nivelul motoarelor ale căror producție devine limitată. Supraalimentarea este una dintre metodele de creștere a performanțelor motorului și de reducere a emisiilor, iar aceasta necesită permanent îmbunătățiri și reconfigurări. O tehnologie veche de 100 ani în supraalimentare este tehnologia undelor de presiune. Funcționarea supraalimentatorului cu unde de presiune (SUP) se bazează pe transferul energiei conținută de gazele de evacuare către aerul de admisie, folosind proprietățile undelor de presiune de a modifica parametrii fluidului prin care se propagă. Obiectivele prezentei teze se referă la optimizarea configurației SUP prin: îmbunătățirea formelor geometrice și dimensiunilor rotorului pornind de la SUP convențional CX-93, proiectarea unui nou supraalimentator cu geometrie modificată (denumit SUPGM), dimensiuni și zgomot reduse, cu scopul de a permite lărgirea gamei de aplicabilitate a noului SUP la motoare care răspund actualelor tendințe de performanță și emisii.

În realizarea acestei lucrări și în evoluția mea profesională am avut onoarea să fiu ajutată și îndrumată de personalități în domeniu și totodată oameni de o deosebită calitate umană, cărora le mulțumesc cu adâncă recunoștință. Mulțumesc, în primul rând, D-lui Prof.dr.Anghel Chiru, conducătorul meu științific, care mi-a oferit sugestii valoroase și orientări metodologice prețioase. De asemenea, doresc să mulțumesc D-lor profesori îndrumători: Prof.dr.ing. Gheorghe-Alexandru Radu, Prof. dr.ing. Corneliu Cofaru, Prof.dr.ing. Nicolae Ispas, pentru sfaturile pertinente și ajutorul oferit, precum și colegilor din Dep. Autovehicule și Transporturi Rutiere care m-au încurajat permanent în acest demers. Mulțumesc și studenților care m-au provocat constant să fiu cel puțin la înălțimea entuziasmului și bucuriei lor de a porni pe un drum nou. Mulțumesc, de asemenea, familiei „Vlahia”, care mi-a oferit un spațiu deosebit de frumos unde să creez, să scriu sau să îmi recapăt energia și curajul. Mulțumesc părinților și fratelui meu și, nu în ultimul rând, fiicei mele Iulia, care m-a impulsionat cu o încredere nestrămutată și soțului meu, Liviu, cel care știe întotdeauna să creeze spațiul perfect în care să îmi valorific întregul potențial.

Brașov, 2022

Iuliana Costiuc

CAPITOLUL 1| ACTUALITATEA TEMEI ȘI OBIECTIVELE TEZEI

1.1 MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ. ROLUL LOR ÎN LUMEA DE ASTĂZI.

Dependența societății moderne de transport și energie plasează încă motoarele cu ardere internă în atenția cercetătorilor care, abordând în principal îmbunătățirea performanțelor și designului, au în vedere optimizarea managementului energetic și ecologic al acestora și, nu în ultimul rând, scăderea semnificativă a emisiilor poluante sau cu efect de seră. Într-adevăr, fără motorul cu ardere internă, lumea, așa cum o știm astăzi, ar funcționa destul de diferit! Îmbunătățirea calității vieții și a muncii datorită existenței motorului termic este considerabilă, la fel sunt și efectele neplăcute cu care ne confruntăm astăzi, cu consecințe pe termen lung asupra planetei noastre: poluarea sau încălzirea globală. Prin urmare, constructorii de automobile sunt interesați să lanseze vehicule cu sisteme de propulsie cu performanțe îmbunătățite dar cu emisii reduse, lansând în ultimii ani noi modele care utilizează combustibili alternativi, low-carbon sau modele hibride ori electrice.

Motorul termic are o istorie de peste trei secole, evoluând de la primitivele lui „rude” – motorul cu piston cu ardere internă care folosește praful de pușcă drept combustibil, sugerat de [Jean de Hautefeuille](#) în 1678 [1] și prototipat de [Christiaan Huygens](#) în 1680 [2] – până la motoarele contemporane extrem de computerizate și tehnologizate. Primele motoare cu ardere internă, așa cum le cunoaștem astăzi, s-au dezvoltat începând cu a doua jumătate a secolului al XIX-lea și au fost curând folosite pentru transport; mai târziu au făcut posibilă dezvoltarea industriei de automobile, maritime și aviatice sau producerea de energie electrică. În prezent, dezvoltarea domeniului transporturilor a dus la creșterea explozivă a numărului de vehicule care utilizează ca sistem de propulsie motorul cu ardere de combustibili fosili și, implicit, a emisiilor poluante și de gaze cu efect de seră. Una dintre principalele îngrijorări ale omenirii se referă la creșterea temperaturii medii globale pe planetă și la consecințele negative pe termen lung ale acestui fenomen. Prin urmare, Uniunea Europeană a adoptat o legislație restrictivă în domeniul sistemelor de propulsie – spre exemplu, UE a stabilit ca obiectiv prioritar pentru 2030 o reducere cu 55% a emisiilor de gaze cu efect de seră în comparație cu 1990 [5]. Cel mai vizat gaz cu efect de seră este dioxidul de carbon, principala sursă de producere a acestuia fiind sectorul transportului rutier [6], astfel că motoarele cu combustie internă au devenit punctul de interes în ceea ce privește reducerea emisiilor, precum și utilizarea eficientă a energiei.

[Parcul mondial de autovehicule](#) depășește actualmente 1 miliard de unități [7], cu o creștere constantă rapidă care preconizează ca până în 2036 numărul de vehicule pe plan mondial să ajungă la aprox. 2,8 miliarde de unități. Vehiculele electrice au prins tot mai mult teren în ultimul deceniu, numărul lor crescând de la aproape zero în 2010 la peste 10,2 milioane în 2020 [7], vehiculele electrice sau hibride plug-in ajungând să reprezinte 4,6% din totalul de vânzări de autovehicule în 2020.

Evoluția industriei constructoare de mașini [7] este prezentată în Figura 1.1, observându-se o scădere considerabilă în perioada crizei economice din 2009 și în 2020, când producția de automobile a fost puternic afectată de pandemia de COVID-19.

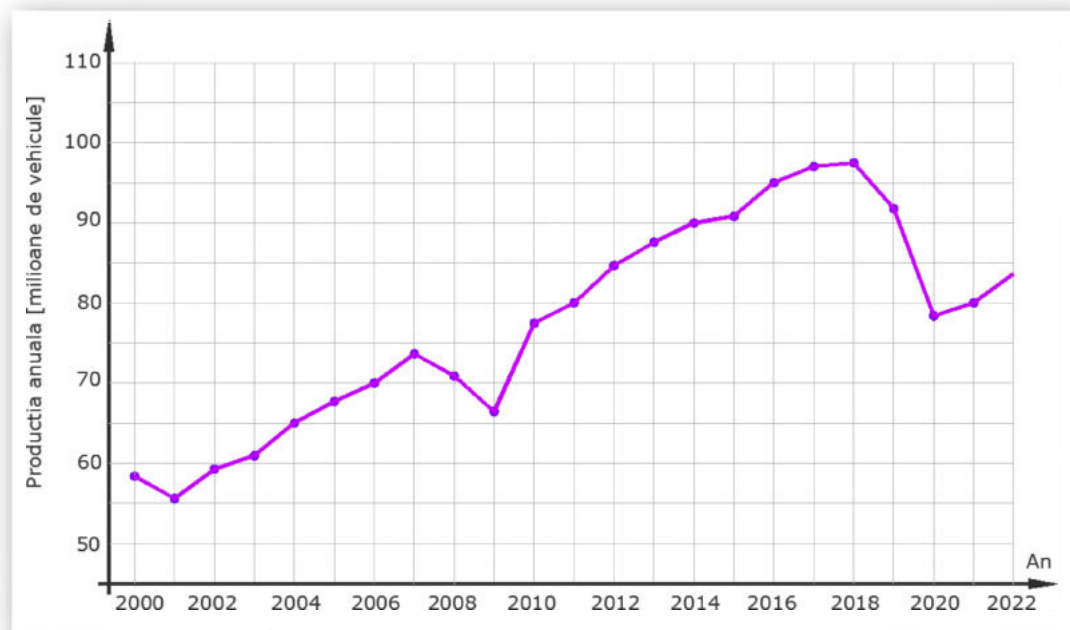


Figura 1.1 – Evoluția industriei producătoare de vehicule (realizat conform datelor din [7])

1.2 EMISII – PREVIZIONARI, TENDINȚE, SOLUȚII

Politicile care vizează sistemele de propulsie bazate pe arderea combustibililor fosili utilizate în transporturi au devenit tot mai restrictive, atât pentru vehiculele grele cât și pentru cele de tonaj redus. Efectele nocive ale agenților poluanți asupra mediului și a sănătății populației au atras după sine o înăsprire a legislației europene în ceea ce privește cantitățile admise de elemente cu efect de seră sau de poluare a aerului. De asemenea, schimbarea modului de testare și măsurare a emisiilor vehiculelor ușoare din NEDC (New European Driving Cycle) în WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle), implementat începând cu septembrie 2017 a modificat valorile înregistrate ale consumului de energie și emisiile ale vehiculelor, ceea ce a avut un anumit impact asupra strategiei de dezvoltare a producătorilor de automobile, care au sistat producerea unor modele și au promovat sau implementat modele cu emisii reduse [11], mai « prietenoase » ecologic și energetic. În 2025-2030 urmează schimbări semnificative în legislația UE privind CO₂, cu o reducere de 15% ... 30% a emisiilor de CO₂ [13]. Acestea vor face ca producătorii auto să aducă îmbunătățiri atât vehiculului (prin aerodinamică, rezistență la rulare, materiale utilizate, etc.) cât și sistemului de propulsie [14], iar furnizorii de echipamente vor fi constrânși să ridice performanțele acestora pentru a ajuta la îmbunătățirea eficienței grupului de propulsie al vehiculelor.

În concluzie, sunt necesare măsuri de reducere a emisiilor printre care: introducerea de tehnologii de propulsie alternative - hibride sau full-electrice; eco-inovarea - re-proiectarea, utilizarea unor materiale noi și optimizarea design-ului unor echipamente și sisteme auxiliare; îmbunătățirea eficienței motoarelor convenționale; implementarea de tehnologii noi eficiente pentru sistemul de filtrare a gazelor arse, etc. Sistemele îmbunătățite bazate pe motorul cu ardere internă necesită, prin urmare, noi echipamente sau tehnologii care să crească sau să mențină performanțele globale comparativ cu cele ale motoarelor ale căror producție devine limitată sau eliminată.

1.3 SCOPUL LUCRĂRII

Printre metodele de realizare a dezideratelor descrise mai sus se regăsesc noile tehnologii introduse în domeniul motoarelor cu ardere internă, dar și metodele de îmbunătățire și creștere a performanțelor celor existente. **Supraalimentarea** este una dintre căile care oferă posibilitatea îmbunătățirii funcționării sistemelor de propulsie cu combustibili fosili sau alternativi, dar și reducerea emisiilor și factorilor poluanți. O tehnologie cu un potențial maxim încă neatins în supraalimentare este **tehnologia undelor de presiune**, iar echipamentul care implementează această tehnologie în domeniul motoarelor cu ardere internă este **compresorul (supraalimentatorul) cu unde de presiune (SUP)**.

Necesitatea studierii și optimizării continue a echipamentelor care facilitează creșterea performanțelor motoarelor este susținută și de cerințele actuale privind emisiile de gaze cu efect de seră și de poluanți ale motoarelor termice existente sau ale celor viitoare. Cu toate că legislația actuală tinde să elimine complet motoarele diesel, idee justificată de emisiile poluante specifice, performanțele ridicate ale acestuia nu vor putea ușor fi depășite. Evident că cercetările actuale trebuie îndreptate spre implementarea ideilor inovatoare la sistemele mai puțin poluante, putând să justifice în mod concret eliminarea motoarelor diesel din parcul de vehicule mondial.

Prezenta lucrare abordează o temă care vizează optimizarea unuia din echipamentele utilizate pentru creșterea performanțelor motorului termic, mai exact a design-ului supraalimentatorului cu unde de presiune, pentru a putea fi utilizat pe motoarele care răspund cerințelor actuale energetice și ecologice. Tehnologia undelor de presiune prezintă unele avantaje incontestabile în fața altor metode de supraalimentare printre care robustețe, răspuns rapid pe toată gama de turații ale motorului și costuri de fabricație mai reduse comparativ cu metodele mai performante din ultimii ani, precum turbosupraalimentarea.

1.4 OBIECTIVELE CERCETĂRII

Obiectivele prezentei lucrări au în vedere readucerea în prim plan a supraalimentatorului cu unde de presiune, un echipament care, deși a trezit interesul cercetătorilor pentru câteva decade, a atins apogeul de interes înaintea dezvoltării vitezei de lucru cu ajutorul computerului, fiind astfel marginalizat

din cauza dificultății scrierii și rezolvării ecuațiilor care guvernează fenomenele complexe din interiorul acestuia. Totuși, datorită avantajelor indiscutabile ale acestui echipament, a rămas permanent în atenția inginerilor din zona industriei aeronautice. De curând (2022) a avut loc o revigorare a supraalimentatorului cu unde de presiune prin contribuția Antrova GmbH, compania deținătoare în prezent a patentului Complex. Prezenta lucrare își propune optimizarea configurației supraalimentatorului cu unde de presiune Complex CX-93, cel mai de succes model realizat până în prezent, montat împreună cu motorul de 2,0 litri pe Mazda 626, vândut în peste 150.000 de unități. Prin urmare, obiectivele lucrării pot enunțate astfel:

1. **îmbunătățirea dimensiunilor și formelor geometrice ale canalelor rotorului SUP** convențional CX-93, prin crearea unor modele matematice de calcul pentru elemente constitutive ale rotorului;
2. **proiectarea unui nou supraalimentator**, denumit simbolic **SUPGM** (supraalimentator cu unde de presiune cu geometrie modificată) cu o configurație optimizată și dimensiuni reduse, cu scopul de a permite:
3. **lărgirea gamei de aplicabilitate a noului supraalimentator** la motoare « moderne », conforme cu tendințele actuale în industria auto (downsizing, eliminarea motoarelor diesel și păstrarea motoarelor cu aprindere prin scânteie cu utilizare de combustibili „prietenosi” cu mediul);
4. **furnizarea de energie suplimentară** la axul SUPGM;
5. **menținerea randamentului de transfer de energie** al noului supraalimentator cel puțin la nivelul celui convențional;
6. **reducerea zgomotului** comparativ cu Complex convențional.

1.5 STRUCTURA TEZEI

Pentru atingerea obiectivelor propuse, lucrarea a fost structurată pe mai multe capitole, cuprinzând generalități, istoric, noțiuni teoretice de bază, modelare matematică, simularea funcționării, rezultate și discuții, concluzii finale și contribuții originale. Astfel, în **Capitolul 1** introductiv, s-au prezentat câteva dintre problemele actuale specifice sistemelor de propulsie bazate pe arderea combustibililor fosili, principalul « punct nevralgic » fiind fără îndoială, emisiile poluante sau cele cu efect de seră, care au un impact deosebit asupra naturii, vieții și biodiversității pe planetă. De asemenea, s-au enunțat principalele soluții și perspective în diminuarea volumului de emisii, cu accent pe legislația și standardele europene sau mondiale impuse, cu precădere în domeniul transporturilor, principala sursă de emisii de gaze cu efect de seră. Necesitatea cercetării sistemelor de îmbunătățire a performanțelor sistemelor de propulsie, cu referire la supraalimentarea motoarelor cu ardere internă, a fost justificată, conturându-se astfel obiectivele și scopul prezentei lucrări.

Capitolul 2 prezintă tehnologia supraalimentării și beneficiile aduse motoarelor cu ardere internă, și, de asemenea, evidențiază tehnologia undelor de presiune ca o alternativă la sistemele clasice de supraalimentare. Totodată, este prezentat un scurt istoric al aproximativ o sută de ani de cercetare și dezvoltarea a conceptului de schimbător de presiune cu rol de supraalimentator. Principiile de funcționare și particularitățile SUP, precum și caracteristicile de performanță atinse odată cu utilizarea acestuia în industria auto sunt prezentate detaliat în **Capitolul 3**, scopul fiind sublinierea limitelor de utilizare și performanță ale SUP convențional, precum și a beneficiilor dar și neajunsurilor implementării acestei tehnologii.

Obiectivele prezentei lucrări cuprind optimizarea configurației geometrice a rotorului SUP și acest obiectiv a presupus dezvoltarea unor modele matematice de configurare a dimensiunilor și geometriei rotorului CX-93 și reproiectarea unor elemente ale acestuia, modele prezentate în **Capitolul 4** al prezentei lucrări. S-au configurat: forma și secțiunea canalelor, modificarea numărului de canale sau a numărului de rânduri de canale, înclinarea direcției axiale a canalelor rotorului după o generatoare eliptică și reducerea lungimii rotorului în consecință. Validarea preliminară a noii geometrii s-a realizat prin elaborarea unui model de calcul pentru pierderile de presiune ale CX-93 clasic și ale celor 3 variante propuse, în ipoteze de lucru simplificate. Calculele s-au realizat inițial pentru supraalimentatorul cu geometrie modificată (SUPGM) fără înclinarea axială a canalelor și lungimea rotorului egală cu a CX-93, ulterior, după finalizarea noii geometrii s-au calculat pierderile de presiune după modificarea lungimii și direcției axiale a canalelor. Descrierea ecuațiilor de curgere și a teoriei undelor s-a realizat în cadrul aceluiași capitol, cu detalierea modelelor atât pentru undele de presiune care se propagă în interiorul canalelor SUP, cât și ale undelor de șoc normale și ale undelor oblice. Verificarea curgerii subsonice s-a realizat prin realizarea unui model matematic de calcul al secțiunii critice și al debitului maxim prin analogia curgerii din porturi înspre canalele rotorului cu curgerea prin ajutaje convergent-divergente. Modelarea standului experimental virtual folosit pentru cercetarea experimental în mediu virtual a fost prezentată la finalul acestui capitol.

Simularea funcționării și validarea experimentală a noului SUPGM s-a realizat utilizând modelul virtual AVL configurat anterior, iar metodologia și rezultatele au fost prezentate în **Capitolul 5**. Standul virtual AVL Boost utilizat pentru simularea funcționării SUPGM a fost configurat inițial pentru validarea modelului prin simularea funcționării CX-93 real, pornind de la datele de intrare raportate în literatura de specialitate și obținute pe cale experimentală reală (datele de intrare au fost prezentate în **Anexa 1**), compararea acestora cu datele din literatură, după care s-a trecut la configurarea noului SUPGM pe standul folosit anterior la CX-93, simularea funcționării și culegerea de rezultate. Datele de ieșire au fost analizate în același capitol, prin verificarea datelor impuse prin ipotezele cercetării și prin analiza comparativă cu date reale raportate.

În **Capitolul 6** sunt reiterate obiectivele propuse și felul în care acestea au fost atinse. De asemenea, sunt detaliate elementele de originalitate și contribuțiile personale ale autorului, urmate de concluzii finale și direcții de cercetare viitoare.

CAPITOLUL 2 | SUPRAALIMENTAREA CU UNDE DE PRESIUNE

| ISTORIC. MOD DE FUNCȚIONARE. PERFORMANȚE

2.1 GENERALITĂȚI

Optimizarea funcționării motorului cu ardere internă trebuie să se refere în special la parametrii de performanță ai acestuia: putere efectivă, cuplu motor, consum de combustibil și eficiență, precum și la parametrii ecologici: zgomotul și emisiile, și, nu în ultimul rând la costuri, fiabilitate și durabilitate – cerințe de mentenanță care influențează costurile de funcționare. Procesele care caracterizează funcționarea unui motor cu ardere internă sunt, în linii generale, influențate de: *factori constructivi*, *parametrii proceselor de schimb de gaze* și *parametrii caracteristici ai regimului de funcționare și de reglaj*. Aceste influențele multiple asupra funcționării motorului cu ardere internă duc la tot atâtea modalități de îmbunătățire a managementului energetic și ecologic al m.a.i. Dintre acestea, **supraalimentarea** este una din cele mai uzuale soluții dezvoltate și implementate de constructorii de sisteme de propulsie pentru vehicule.

2.2 SUPRAALIMENTAREA

Supraalimentarea este una dintre modalitățile de creștere a puterii și eficienței unui motor, constând în ridicarea presiunii aerului de admisie cu scopul este de a forța o cantitate mai mare conținând mai mult oxigen disponibil pentru combustie să pătrundă în cilindri la fiecare ciclu. Creșterea presiunii aerului de admisie poate fi realizată cu un compresor mecanic antrenat de la arborele cotit sau un motor separat (supraalimentare mecanică) sau prin utilizarea energiei conținută în gazele de eșapament care, prin destinderea într-o turbină, furnizează lucru mecanic la arborele unui compresor (turbo-supraalimentare). **Supraalimentatorul cu unde de presiune (SUP)** exploatează, de asemenea, energia conținută de gazele de evacuare, dar destinderea gazelor se face în interiorul canalelor înguste ale unui rotor în care se află aer atmosferic [22], care este comprimat și trimis apoi către galeria de admisie a motorului. SUP folosește de fenomenul prin care două fluide puse în contact direct în interiorul unor canale înguste își vor egaliza presiunile mai rapid decât se vor amesteca. Acesta are numeroase avantaje printre care: absoarbe minim de putere pentru antrenare și are un răspuns bun în regim tranzitoriu. Dezavantajele principale sunt zgomotul, dimensiunile și o economie de combustibil mai redusă decât în cazul turbosupraalimentării (doar pentru anumite turații).

2.3 TEHNOLOGIA UNDELOR DE PRESIUNE. SCURT ISTORIC.

Ideea supraalimentării a apărut în urmă cu mai bine de un secol, aplicată inițial și testată de **Sir Dugald Clark** în 1878 pe motorul său în doi timpi, fiind considerat ca fiind primul supraalimentator [20]. În 1885, **Gottlieb Daimler** a brevetat o tehnică de forțare a aerului într-un motor cu ardere internă, iar în 1896, **Rudolf Diesel** a testat efectul comprimării prealabile a aerului asupra randamentului motorului [15, 21]. De asemenea, în 1902, **Louis Renault** a brevetat un supraalimentator centrifugal, aproape simultan cu

[Sulzer](#), arătând că prin creșterea volumului de aer introdus în cilindri, se produce mai multă putere [22]. Ideea turbosupraalimentării a fost luată în considerare abia în 1925, când [dr. A. Büchi](#) a realizat o creștere cu 40% a puterii și a demonstrat avantajele turbosupraalimentării [22]. Începând cu 1938 compania [Swiss Machine Works Saurer](#) a aplicat pentru prima dată turboalimentarea pe motoarele de camioane. De atunci, supraalimentatoarele au fost aplicate tot mai mult pentru a deservi motoarele cu ardere internă, atât la vehicule comerciale, la mașinile de curse cât și în industria navală și aeronautică. Complexitatea tehnologică și costul au limitat utilizarea lor pe scară largă până la sfârșitul secolului trecut la mașinile scumpe și de înaltă performanță, astăzi supraalimentarea este deja un loc comun în industria auto.

La mijlocul secolului trecut atenția cercetătorilor a fost atrasă de un tip particular de "compresor", mai exact un schimbător de presiune care poate realiza creșterea presiunii aerului trimis spre cilindrii motorului folosind, ca și în cazul turbosupraalimentării, energia gazelor de evacuare, cu diferența că ambele fluide sunt puse în contact direct. El este cunoscut sub numele "pressure wave supercharger" (compresor sau supraalimentator cu unde de presiune - SUP). Procesele de destindere gaze - comprimare aer au loc în interiorul unor canale înguste practicate de-a lungul unui rotor. Răspunsul rapid în performanța motorului pentru oricare dintre turațiile motorului face ca SUP să fie o opțiune bună pentru supraalimentarea motoarelor pentru vehiculele rutiere.

Cea mai veche „rudă” a compresorului cu unde de presiune a fost un tambur cu celule denumit „schimbător de presiune semi-static”, brevetat de [Knauff](#) în 1906 [26], urmat de un dispozitiv cu o geometrie cu canale lungi și înguste propus de [Lebre](#) în 1928 [28]. Aproximativ în același an, [Burghard](#) a brevetat [29] un dispozitiv numit „schimbător de presiune dinamică” pentru a-l deosebi de dispozitivul lui [Knauff](#). În interiorul acestui schimbător, undele de presiune sunt folosite atât în procesele de comprimare, cât și în cele de destindere care apar în canalele rotorului. În 1940, [Claude Seippel](#) de la [Brown Boveri & Co.](#), încercând să aplice principiul [Lebre](#) unei pompe de căldură, a acreditat ideea că undele de presiune pot transmite eficient energia între două fluide aflate în contact direct [30]. Prima mașină cu unde a fost implementată în Elveția de [Seippel](#) ca treaptă de înaltă presiune pentru un motor de locomotivă cu turbină cu gaz. [Seippel](#) a dat denumirea de "COMPREX" dispozitivului său, pornind de la procesele de COMPRESSIon - EXpansion (comprimare - destindere) care au loc în canalele rotorului. Rotorul [Seippel](#) avea 30 de canale și funcționa la o viteză de rotație de 6000rot/min [30], cu un raport de presiune inițial de 3:1 și o eficiență globală de 69%, conform testelor efectuate în 1941-1943 de către [Brown Boveri Co.](#) [31].

Prima încercare de a implementa noul concept de unde de presiune în supraalimentare a fost făcută de [ITE Circuit Breaker Co.](#) începând cu anul 1949 [15, 30] folosind COMPREX ca supraalimentator pentru motoare diesel. [BBC Brown Boveri & Co.](#) a început dezvoltarea SUP în 1955 [25], iar în 1971 primul prototip COMPREX (patentat BBC) a fost implementat de către [Valmet Tractors](#) pe un motor de camion. În jurul aceluiași an, [Mercedes-Benz](#) a început testarea COMPREX pentru autovehiculele diesel pentru pasageri [22], urmat din 1974 de producătorii de automobile [Opel](#), [Mazda](#), [Mercedes-Benz](#), [Peugeot](#) și [Ferrari](#). Primul succes care s-a concretizat într-o producție de serie limitată a fost modelul [Opel Senator](#) cu motorul de 2,3 litri supraalimentat cu SUP [15], iar prima aplicație extinsă a [Comprex®](#) pe vehicule a fost în 1987 pe modelul [Mazda 626 Capella](#) echipat cu un motor de 2,0 litri [31, 32, 35]. Dezvoltarea SUP

Comprex® se datorează muncii a numeroși ingineri și cercetători care au proiectat, reconfigurat și au testat funcționarea acestuia în supraalimentarea motoarelor multor autovehicule [35].

Un pas uriaș în implementarea dispozitivelor cu unde de presiune s-a realizat prin dezvoltarea de coduri soft care să ajute la rezolvarea ecuațiilor care descriu procesele din interiorul acestor echipamente. Astfel că s-au dezvoltat coduri pentru modelarea debitelor unidimensionale nestaționare dar și modelarea proceselor de frecare de pereții canalelor și de transfer de căldură [36] și modelarea curgerii și a principalelor pierderi, dintre care multe sunt de natură bi- sau tri-dimensională [37...46].

În anii '90, s-au dezvoltat proiecte de implementare a Comprex în diverse aplicații: Swissauto WENKO AG a început dezvoltarea modelului Swatch-Mobile, numit astăzi Smart, urmat de un alt proiect dezvoltat pentru GreenPeace numit SmILE (Small, Intelligent, Light and Efficient) care a avut ca obiectiv principal reducerea la jumătate a consumului de combustibil comparativ cu mașina de serie Renault Twingo, în condițiile menținerii performanței, capacității de transport, confortului și siguranței [15, 52]. Conceptul a fost îmbunătățit în timp, iar în 2008 s-a lansat modelul demonstrativ Volkswagen Golf 5 cu motor de 1 litru supraalimentat cu noua versiune SUP numită [Hyprex®](#), antrenat de un motor electric și care ajustează presiunea de supraalimentare printr-o valvă din buznarul de gaz controlată de ECU [52, 53].

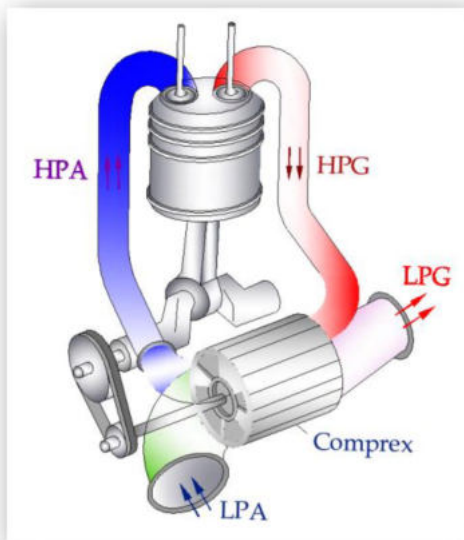
După 2000, interesul pentru supraalimentatorul cu unde s-a diminuat, iar principala preocupare a rămas cu utilizarea rotorului cu unde în aplicații precum combustoare cu unde sau în aeronautică. Cu toate acestea, unii cercetători au continuat să studieze acest supraalimentator special. NASA și Institutul Tehnologic al Forțelor Aeriene (AFIT) au continuat să-și păstreze interesul pentru tehnologia undelor de presiune - unele dintre tezele AFIT au abordat subiectul supraalimentării cu unde de presiune pe diferite tipuri de motoare care deservește aparate mici sau pilotate de la distanță [54, 55, 56].

Din 2003 filiala [ANTROVA AG](#) a companiei 3prex AG Elveția a înregistrat COMPREX ca marcă comercială și în 2017 a obținut brevetul pentru un nou Comprex îmbunătățit [57], promovând astfel o nouă soluție de supraalimentare pentru motoarele cu hidrogen sau metan și, de asemenea, o cheie pentru menținerea sub control a problemei CO₂ [59]. În martie 2022, noul SUP, denumit „[Comprex 2.0](#)” a reînviat interesul pentru supraalimentarea cu unde de presiune, când, fiind montat pe un motor pe gaz natural, a demonstrat că răspunde perfect în toate condițiile de funcționare. Spre deosebire de omologul său turbo, motorul dezvoltă un cuplu semnificativ mai mare practic de la ralanti, ceea ce îmbunătățește manevrabilitatea și ajută la economisirea de combustibil. În același timp, catalizatorul se încălzește de șase ori mai repede decât la un motor turbo, ceea ce asigură valori mai bune în ceea ce privește speciile din gazele de eșapament [60].

În concluzie, se poate afirma că, începând cu primul schimbător de presiune propus în anii 40' și până în prezent, tehnologia undelor de presiune s-a impus ca fiind o alternativă cu avantaje dovedite în supraalimentarea motoarelor cu ardere internă, care merită o atenție sporită în condițiile actuale în care se impune creșterea performanțelor motoarelor deja existente, utilizarea de combustibili alternativi mai puțin poluanți sau reducerea dimensiunilor cu păstrarea parametrilor de performanță și economicitate.

2.4 SUPRAALIMENTATORUL CU UNDE DE PRESIUNE. DESIGN ȘI CONSTRUCȚIE.

În ultimul secol eforturile de îmbunătățire a caracteristicilor de funcționare și a geometriei rotorului cu unde, pentru a se conforma anumitor aplicații, au fost susținute de progresul continuu făcut în scrierea codurilor pentru rezolvarea ecuațiilor care descriu fenomenele specifice funcționării SUP.



Supraalimentatorul cu unde de presiune (Fig.3.1) prezintă avantaje semnificative comparativ cu turbomașinile, cum ar fi răspunsul rapid, geometria simplă, eroziunea minimă a canalelor, costuri reduse de fabricație. Totuși acesta a ridicat unele provocări, unele de natură mecanică, cum ar fi etanșarea și stresul termic sau de natură teoretică – descrierea analitică și rezolvarea ecuațiilor specifice fenomenelor din interiorul canalelor [22].

Figura 3.1 – Supraalimentator cu undă de presiune

BBC Brown Boveri & Co. Compresor®:

HPG – gaze de evacuare de înaltă presiune,

HPA – aer de admisie de înaltă presiune,

LPA – admisie de aer proaspăt, presiune joasă

GPL – gaze de evacuare de joasă presiune

SUP își bazează funcționarea pe transferul de energie de la gazele de ardere la aerul de admisie prin intermediul undelor de șoc, prin contact direct scurt între fluide, fără a utiliza elemente mecanice suplimentare; astfel, interacțiunea dintre gazele fierbinți și aerul proaspăt induce impuls. Dispozitivul constă, în principiu, dintr-un rotor în care sunt practicate canale longitudinale înguste, poziționate radial pe una sau două rânduri (Fig.3.3). Rotorul celular este montat în interiorul unei carcase cilindrice din oțel, având în capete două plăci fixe prevăzute cu pasaje care permit fluidelor de lucru să curgă către sau dinspre galeriile de evacuare sau admisie ale motorului. Rotorul este acționat de arborele cotit printr-o curea sau de un motor electric separat [15].

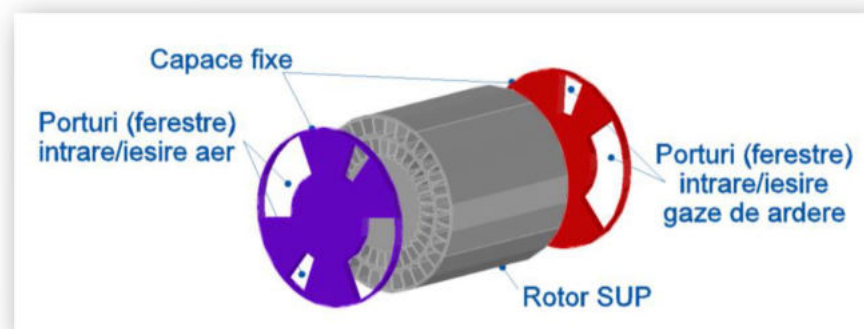


Figura 3.3 – Elementele constructive ale SUP (prezentare simplificată)

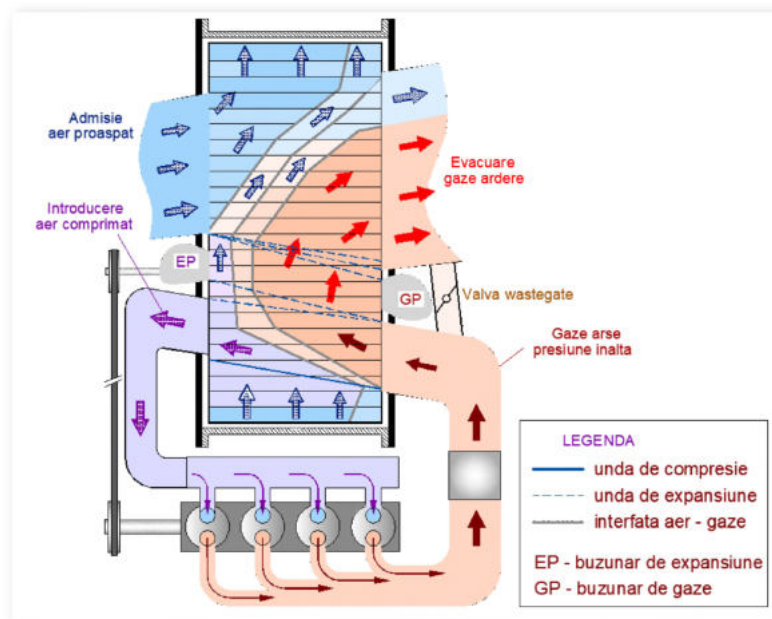


Figura 3.7 – Mișcarea fluidului în interiorul SUP

2.5 PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE AL SUP

Acesta poate fi pe scurt descris pornind de la faptul că, pe măsură ce rotorul se rotește, capetele canalelor acestuia sunt expuse alternativ la deschiderile spre canalele de admisie sau evacuare, permițând fluidelor să curgă prin porturi. Undele de compresie și de expansiune sunt astfel inițiate în canalele rotorului în funcție de schimbările de secțiune la trecerea fluidelor; gazele de înaltă presiune dezvoltă unde de presiune care evoluează în interiorul canalelor și comprimă încărcătura de admisie. SUP, fiind un schimbător de presiune, depășește deficiențele compresoarelor sau turbosuflantelor convenționale, având marele avantaj de a modifica valorile presiunii într-un timp foarte scurt și, prin urmare, de a tolera vârfurile de presiune și de temperatură [15].

În Fig.3.7 este reprezentată mișcarea fluidelor de lucru în interiorul unui rotorului cu unde, atunci când funcționează la o viteză optimă. Funcționarea supraalimentatorului Comprex, privind din perspectiva propagării undelor de presiune, a fost descrisă detaliat de [Doerfler \(1975\)](#) de la Brown, Boveri & Co. [62]. În Fig.3.8 este prezentat rotorul desfășurat în planul de proiecție și schema undelor de presiune. Rotirea tamburului cu celule este transpusă într-o mișcare de jos în sus.

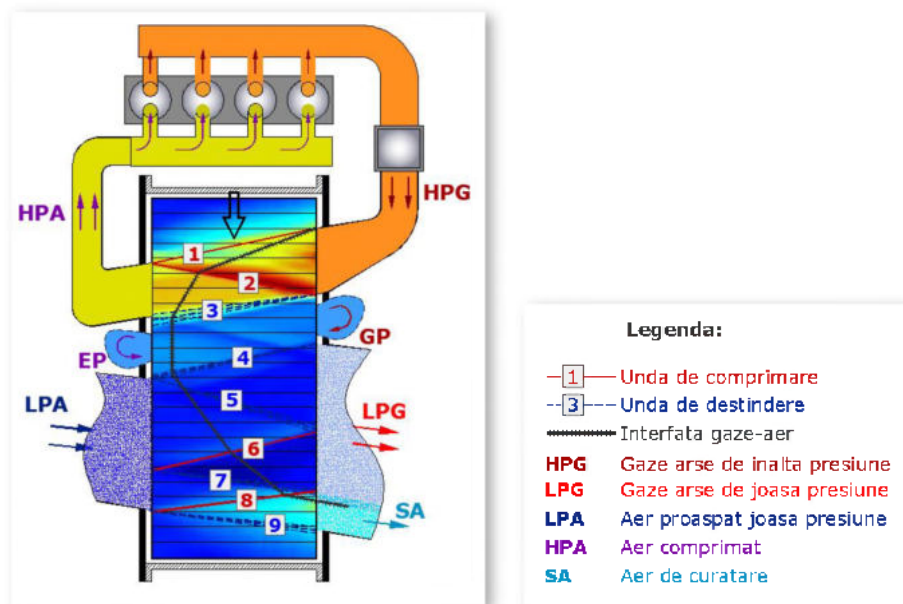


Figura 3.8 - Schema de propagare a undelor

Zgomotul este una dintre deficiențele supraalimentatorului cu unde de presiune, mai ales deoarece Compresorul convențional operează într-o gamă largă de viteze, care produce un tip de zgomot penetrant, într-o bandă de frecvență situată în zona audibilă. Nivelul de zgomot depinde în principal de numărul de canale și de secțiunile acestora [72], scăderea acestuia fiind realizată prin „ruperea” simetriei poziției celulelor rotorului sau prin utilizarea mai multor rânduri de canale sau secțiuni de canal neuniforme [22]. În 1985, Prof. Berchtold [65] a realizat o scădere a zgomotului de aproximativ 10 dB prin utilizarea unor lățimi variabile ale celulelor rotorului și o diferență de 5...15 dB prin realizarea de rotoare cu două rânduri de celule în comparație cu rotorul cu un singur rând de celule cu dimensiuni identice. Intensitatea maximă a zgomotului a fost de aproximativ 85 dB la 500 Hz, iar cea minimă a fost de 58 dB înregistrată la frecvențe de 16 kHz [65].

Principalul **avantaj** al utilizării undelor de presiune pentru supraalimentarea m.a.i., comparativ cu turbosupraalimentarea convențională constă în răspunsul său direct la sarcină, datorită faptului că transferul energiei gazelor de ardere către aerul de admisie este realizat instantaneu [25]. De asemenea, SUP nu prezintă „turbo lag” - defazarea cauzată de inerție specifică turbinelor și este eficient la funcționarea în toată gama de viteze. Greutatea redusă și configurația compactă a SUP indică un potențial de a fi utilizate în supraalimentarea motoarelor mici (sub 75 kW), unde turbocompressoarele sunt deficitare [25]. Alte avantaje revelate după testarea pe șosea ar fi: emisii reduse, manevrabilitate mai bună, cu mai puține schimbări de viteze și sensibilitate scăzută la dezechilibre, consum de combustibil îmbunătățit. SUP prezintă și neajunsuri, dar, cu toate acestea, supraalimentarea cu unde de presiune a atins cifre de performanță care justifică dezvoltarea în continuare, confirmat de noile tipuri de Compresor, ajustate pentru utilizare pe motoare mai „curate”, care folosesc combustibili precum gazul natural sau hidrogenul.

CAPITOLUL 3 | MODELARE. ECUAȚIILE CURGERII | CERCETARE EXPERIMENTALĂ ÎN MEDIUL VIRTUAL | REZULTATE

3.1 MODELAREA DIMENSIONALĂ ȘI A FORMELOR GEOMETRICE

Optimizarea managementului energetic și ecologic al motorului în toate condițiile de funcționare prezintă interes deosebit pentru cercetători, dar este dificilă din cauza variabilelor de proiectare care impun anumite condiții specifice (puncte de funcționare) (parametri care țin de designul controlabil) sau care sunt dificil de modificat (designul constructiv). Cercetătorii au demonstrat că, prin proiectarea optimă a componentelor constructive și alegerea seturilor optime de parametri controlați se pot obține modele optime care să faciliteze optimizarea funcționării unui motor cu ardere internă [91, 92]. Printre parametrii controlabili, asupra cărora se poate interveni pentru optimizarea parametrilor de performanță ai unui motor cu ardere internă, se numără și presiunea de admisie a încărcăturii proaspete. Modalitatea cea mai răspândită de creștere a puterii și eficienței unui motor este supraalimentarea. Supraalimentatorul cu unde de presiune, așa cum s-a arătat în secțiunea anterioară, are capacitatea de a fi acordat cu motorul într-un mod dinamic pe întreaga sa gamă de viteze de funcționare. Astfel, îmbunătățirea parametrilor de proiectare ce țin de design-ul constructiv, cu potențarea avantajelor acestui SUP și diminuarea neajunsurilor acestuia, este o modalitate de optimizare a managementului energetic și ecologic al unei game extinse de m.a.i., prin crearea de opțiuni suplimentare de acțiune asupra parametrilor controlabili.

Supraalimentatorul cu unde de presiune cu geometrie modificată (numit în continuare SUPGM), propus în prezenta lucrare are la bază ideea schimbării geometriei canalelor rotorului astfel încât curgerea fluidelor să fie îmbunătățită, zgomotul să fie redus, gradul de supraalimentare să poată fi crescut în condițiile extinderii aplicabilității acestei metode de supraalimentare la motoare mai puțin poluante, cum ar fi m.a.s. convenționale sau motoare pe gaz natural sau hidrogen, sau să poată răspunde tendințelor din domeniul auto specifice momentului prezent (de exemplu downsizing). Ideea îmbunătățirii curgerii are în vedere în primul rând de la scăderea pierderilor de presiune la curgerea fluidelor de lucru înspre/dinspre canalele rotorului, urmărindu-se optimizarea secțiunii de trecere a canalelor și a formei acestora. Scăderea pierderilor de presiune favorizează în final creșterea gradului de supraalimentare și a performanțelor motorului în condițiile de funcționare specifice respectivei aplicații. Extinderea aplicabilității se referă tocmai la posibilitatea utilizării la motoare cu turații ridicate și cilindree totală scăzută sau cu temperaturi și presiuni ridicate ale gazelor de evacuare. Micșorarea zgomotului este un obiectiv care este atins prin mărirea numărului de canale ale rotorului și ruperea simetriei formei acestora, metodă utilizată cu succes la modelele Complex existente.

Proiectarea noului SUPGM a corelat posibilitățile reale de cercetare experimentală în mediu virtual cu cele de natură teoretică și practică, având în vedere următoarele aspecte esențiale:

- modificarea geometriei noului rotor ținând seama de obiectivele enunțate mai sus;

- stabilirea elementelor re folosibile existente în SUP convențional (de exemplu capacele fixe), sau care pot fi modificate cu ușurință, fără aplicarea de noi procedee tehnologice;
- funcționalitatea;
- modelarea noului SUPGM, alegerea soluției optime pentru o aplicație cu caracter general;
- simularea funcționării în mediul virtual;
- posibilitatea realizării în practică a noului SUPGM.

METODOLOGIA DE OPTIMIZARE A CONFIGURAȚIEI S.U.P. a vizat:

- stabilirea formei secțiunii canalelor, care să respecte obiectivele stabilite și să facă facilă realizarea practică a rotorului;
- stabilirea secțiunii canalelor, corelată cu creșterea eficienței de utilizare a suprafeței rotorului, precum și cu debitul fluidelor de lucru care traversează respectiva secțiune;
- stabilirea numărului de rânduri de canale, astfel încât să fie „acoperită” suprafața de deschidere a porturilor, corelat cu mărirea suprafeței totale a canalelor expuse concomitent la intrarea/ieșirea fluidelor primare, respectiv ale celor secundare;
- stabilirea unghiului de înclinație al canalelor față de planul frontal al capacele fixe.

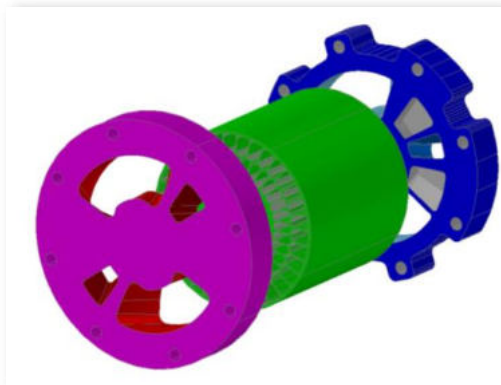


Figura 4.1 – Supraalimentatorul COMPREX CX – 93 modelat 3-D, incluzând capacele fixe simplificate, cu porturile de intrare/ieșire fluide și buzunarele de gaze/comprimare/destindere și rotorul cu 68 de canale

Cercetarea s-a bazat pe modelul ales ca referință, COMPREX CX – 93, supraalimentator cu unde de presiune utilizat și consacrat de Mazda pe modelul 626, cu motor diesel de 2.0 litri. Modelarea fiecărui supraalimentator, atât al celui convențional CX-93 cât și a noului SUPGM a fost realizată utilizând un program de proiectare asistată (AutoCAD) iar modelul a fost folosit pentru exactitatea calculelor în simularea funcționării (Fig.4.1).

a. Modelarea și analiza supraalimentatorului CX-93 convențional

Un prim pas în realizarea modificărilor geometrice ale SUP este *analiza suprafețelor frontale de trecere ale rotorului* pornind de la geometria și forma supraalimentatorului convențional ales pentru

comparație. Modelul CX-93 s-a realizat conform dimensiunilor reale (Fig.4.3 și 4.4) rezultând suprafețele prezentate în Tabelul 4.9.

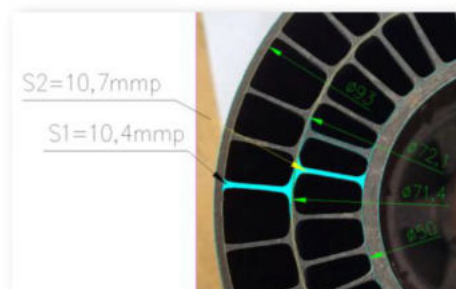


Figura 4.3 – Modelare suprafețe de trecere fluide de lucru la rotorul Complex CX-93

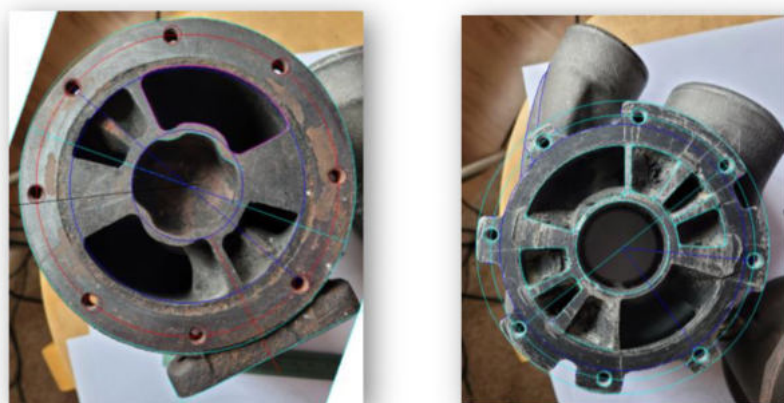


Figura 4.4 – Capacele fixe ale CX-93:
capacul de trecere gaze = statorul cald (stânga) și capacul trecere aer = statorul rece (dreapta)

b. Stabilirea formei secțiunii canalelor noului SUPGM

Schimbarea formei secțiunii canalelor și modificarea suprafețelor frontale de trecere ale rotorului, au la bază calcule de optimizare și analiză a dimensiunilor care să confere:

- 1) cea mai mare suprafață frontală rezultantă, prin mărirea eficienței de utilizare a suprafeței;
- 2) cea mai mare suprafață transversală a canalelor, cu condiția să fie mai mare decât a CX-93;
- 3) număr mai mare de canale (CX-93 are 68 de canale în total) pentru scăderea zgomotului;
- 4) forme ale secțiunii canalelor care îmbunătățesc căderile de presiune comparativ cu CX-93;
- 5) unghi de răsucire a canalelor care să permită creșterea turației și preluarea pulsurilor de presiune cu frecvență ridicată specifice motoarelor cu turați nominale mari.

Pentru modelarea formei geometrice și a suprafețelor de trecere fluide de lucru, se definește *eficiența de utilizare a suprafeței* - parametru utilizat în modelarea noului SUPGM - dată de relația:

$$\eta_{us} = \frac{S_{canale} \cdot N}{\frac{\pi(D_{max}^2 - D_{min}^2)}{4}} \quad (4.1)$$

unde: S_{canale} – suprafața frontală a canalelor (suma suprafețelor unui canal de pe rândul superior, inferior sau intermediar);

N – numărul de canale per rând;

D_{max} , D_{min} – diametrele maxim, respectiv minim ale cercurilor tangente la arcul superior al canalului exterior, respectiv arcul inferior al canalului interior.

Pentru CX-93, eficiența de utilizare a suprafeței este:

$$\eta_{us}^{CX} = \frac{118,5 \cdot 34}{\frac{\pi(93^2 - 50^2)}{4}} = 0,83$$

valoare de referință pentru modelarea în continuare a suprafețelor SUPGM, pentru care se propune creșterea acestui parametru la o valoare de minim 0,87 (creștere de 5%).

Varianta 1 – forme „rotunde”

Investigarea variantei de rotor cu canale de secțiune circulară s-a bazat pe ideea că îmbunătățește curgerea cel mai mult, având în vedere că evită apariția turbulențelor în „colțurile” trapezelor care reprezintă secțiunea canalelor SUP Complex CX-93. Modelarea, calculul și alegerea soluției optime au fost realizate ținând seama de diametrul maxim și minim de deschidere a canalelor (posibile în rotorul CX-93) și de grosimea minimă impusă a pereților de 0,5...0,6mm (Fig.4.7).

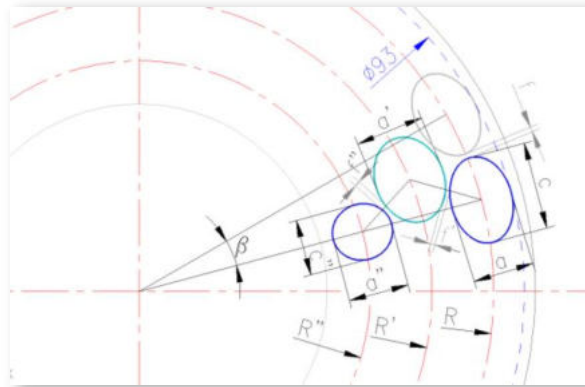


Figura 4.7 – Simboluri folosite pentru calculul dimensional la SUPGM – varianta 1

Elementele de calcul utilizate în realizarea modelului în varianta 1 sunt descrise mai jos:

$$D_{max} = 93 \text{ mm}; \quad D_{min} = 49,5 \text{ mm}$$

$$f = f' = f'' = \text{min. } 0,5 \text{ mm}$$

$$R = 46,5 - a/2 \quad [\text{mm}] \quad (4.2)$$

$$R' = \max(46,5 - a - f - a'/2) \quad [\text{mm}] \quad (4.3)$$

$$R'' = 46,5 - a - a' - 2f - a''/2 \quad [\text{mm}] \quad (4.4)$$

$N = [n]$ (numărul de canale pe rând este parte întreagă din n)

$$\text{unde: } n = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{4 \cdot R \cdot \arcsin \frac{c}{4 \cdot R} + f} \quad (4.5)$$

$$N' = [n'] \quad \text{și} \quad N'' = [n''] \quad (4.6)$$

$$\text{unde: } n' = \frac{2 \cdot \pi \cdot R'}{4 \cdot R' \cdot \arcsin \frac{c}{4 \cdot R'} + f'} \quad \text{și} \quad n'' = \frac{2 \cdot \pi \cdot R''}{4 \cdot R'' \cdot \arcsin \frac{c}{4 \cdot R''} + f''} \quad (4.7) (4.8)$$

Modelul propus a adus o primă variantă de modificare cu utilizarea secțiunii circulare sau eliptice în geometria SUP și anume, o soluție optimă cu 3 rânduri de canale (Fig.4.8).

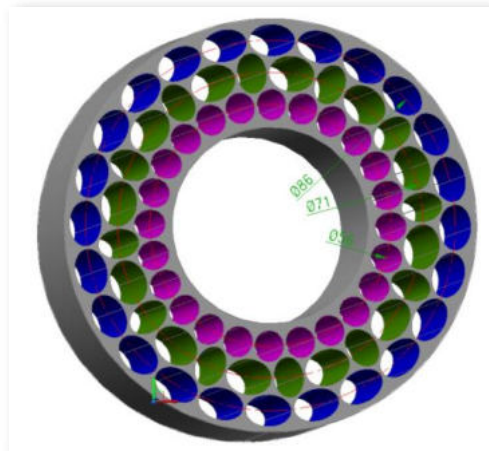


Figura 4.8 – Noul rotor al SUPGM – varianta 1

Varianta 1 nu respectă în totalitate condiția 2 de proiectare, dar valorile suprafețelor sunt $\pm 4\%$ față de suprafețele SUP CX-93. În plus, eficiența de utilizare a suprafeței rezultă:

$$\eta_{us}^{SUPGM-1} = 0,786$$

redușă față de valoarea țintă de 0,87. Cu toate acestea, *punctele forte ale variantei cu canale eliptice* constau în forma eliptică a canalelor cu pierderi de presiune comparabile cu cele ale celorlalte variante și reduse față de CX-93 (așa cum se va arăta în continuare), asimetrie a aranjării canalelor care previzionează zgomot redus, robustețe crescută și realizare fizică a rotorului mai facilă.

Varianta 2 – forme „trapezoidale” cu pereți înclinați

Investigarea acestei variante s-a realizat, de asemenea, cu respectarea condițiilor de proiectare inițiale, pornind de la forma secțiunii canalelor SUP Complex CX-93, cu modificarea înclinației radiale a pereților canalelor.

Modelul de calcul pornește de la condiția ca eficiența de utilizare a suprafeței să fie minim 0,87:

$$\eta_{uS}^{SUPGM-2} = \frac{S_{canale} \cdot N}{\frac{\pi(D_{max}^2 - D_{min}^2)}{4}} = \min. 0,87 \quad (4.9)$$

De asemenea, dacă se scrie ecuația (4.9) pentru portul de gaze de evacuare, ea devine:

$$\eta_{uS}^{SUPGM-2} = \frac{S_{canale} \cdot N_{HPG}}{S_{HPG}} = \min. 0,87 \quad (4.10)$$

unde: N_{HPG} – numărul de canale expuse în fața portului de gaze de evacuare HPG;

S_{HPG} – suprafața portului de gaze de ardere.

Rezultă:

$$N_{HPG} = \frac{\eta_{uS}^{SUPGM-2} \cdot S_{HPG}}{S_{canale}} \quad (4.11)$$

Înlocuind $D_{max} = 93\text{mm}$ și $D_{min} \approx 50\text{mm}$:

$$S_{canale} \cdot N \cong 4200\text{mm}^2$$

iar pentru $N=36$ canale /rând (număr total de canale în rotor =72, idem cu SUPGM - varianta 1):

$$S_{canale} = \min. 116,7\text{mm}^2$$

Se poate astfel calcula numărul de canale expuse în portul HPG:

$$N_{HPG} = \frac{0,87 \cdot 269,74}{S_{canale}} \approx 2 \text{ canale/rand}$$

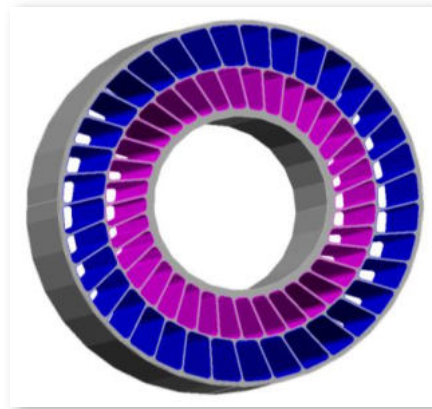


Figura 4.10– Forma constructivă inițială a SUPGM – varianta 2 - vedere de ansamblu

Ținând cont că dimensiunile portului HPG la diametrul maxim și la diametrul minim, și grosimea minimă a pereților de 0,6 mm, se determină lățimea preliminară a canalelor (maximă și minimă). Înălțimea canalelor s-a determinat din condiția ca aceasta să fie aproximativ egală pentru ambele rânduri de canale.

Calculul și alegerea unghiului optim de înclinație al pereților canalelor fost realizată ținând seama de cercetările anterioare [56...59, 94], dar și de respectarea lățimilor canalelor determinată anterior. A rezultat o înclinație de 18° a pereților la un număr de 36 celule pe fiecare rând (Fig. 4.10).

Se observă că varianta 2 respectă condițiile de proiectare, cu o eficiență a utilizării suprafeței de:

$$\eta_{uS}^{SUPGM-2} = \frac{S_{canale} \cdot N}{\frac{\pi(D_{max}^2 - D_{min}^2)}{4}} = 0,871$$

Rândurile de canale exterior și interior au fost decalate (rotite) cu un unghi de 5° pentru a „rupe” simetria și a elimina zgomotul „șuierat” care a caracterizat Comrex în perioada de început [27].

Varianta 3 – forme „trapezoidale” cu pereți curbați

Modelarea variantei 3 a ținut seama de condițiile de proiectare inițiale și s-a realizat conform modelului matematic folosit pentru varianta 2. Particularitatea acestei variante constă în forma curbată a pereților laterali ai fiecărui canal din rotor, similar cu felul în care sunt curbate paletetele unei turbine. S-a determinat o înclinație radială de 18° și o rază unică de curbură. Noua geometrie folosește raze de racord de 0,5...1,0 mm și grosimea pereților de min. 0,6mm, rezultând (Fig. 4.13 și 4.14).

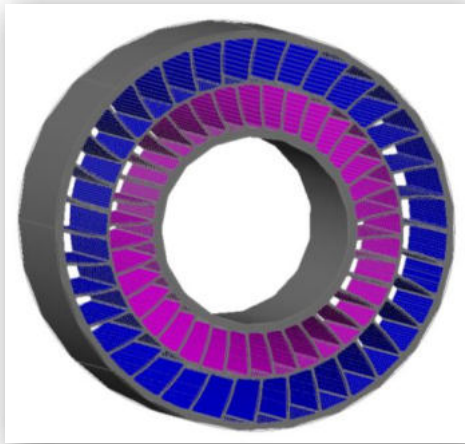


Figura 4.13– Forma constructivă inițială a SUPGM – varianta 3 – vedere de ansamblu

Varianta 3 a noului SUPGM respectă condițiile de proiectare, având eficiența de utilizare a suprafeței:

$$\eta_{uS}^{SUPGM-3} = \frac{S_{canale} \cdot N}{\frac{\pi(D_{max}^2 - D_{min}^2)}{4}} = 0,875$$

Rândurile de canale exterior și interior au fost decalate (rotite) cu un unghi de 5° pentru a „rupe” simetria și a diminua zgomotul [27], dar și pentru a crește suprafața expusă frontală a canalelor la deschiderea graduală a acestora în fața porturilor.

3.2 MODEL DE CALCUL PIERDERI DE PRESIUNE

Curgerea fluidelor în canale este însoțită de pierderi de presiune cauzate de frecări și de turbulențele produse în zonele de schimbare de secțiune sau de modificare a direcției curgerii, pierderi corelate cu energia cinetică care imprimă mișcarea masei de fluid și cu cea potențială care formează acumularea de energie capabilă să învingă rezistențele care se opun curgerii. **Validarea preliminară a variantelor 1, 2 și 3 ale noului SUPGM** a presupus realizarea unui model de calcul al pierderilor de presiune la curgerea prin canalele rotorului, în următoarele ipoteze de calcul: (i) aerul și gazele de evacuare sunt considerate gaze ideale; (ii) curgerea prin canale este unidimensională; (iii) debitul de aer proaspăt evacuat direct spre eșapament este nul; (iv) calculul vitezelor nu ține seama de fenomenele ondulatorii și de viteza periferică a rotorului; (v) deschiderea canalelor este instantanee; (vi) nu are loc schimb de căldură.

Se pot astfel calcula pierderile de presiune prin frecare Δp_R și pierderile de presiune locale Δp_ξ care determină pierderea totală de presiune pe traseul de curgere al fluidului [95]:

$$\Delta p = \Delta p_R + \Delta p_\xi \quad (4.12)$$

unde:

➤ *pierderea de presiune prin frecare:* $\Delta p_R = R \cdot L$ (4.13)

în care R - pierderea de sarcină unitară:

$$R = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot w_i^2}{2 \cdot d_e} \quad (4.14)$$

L - lungimea canalului;

λ - coeficientul de rezistență la frecare a suprafeței interioare a canalului (adimensional);

d_e - diametrul echivalent al canalului [m];

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{P} \quad (4.15)$$

S - suprafața transversală a canalului [m²];

P - perimetrul „udat” de fluid [m];

w_i - viteza medie a fluidului în porțiunea „i” de canal considerată [m/s];

ρ - densitatea fluidului la temperatura medie, pe tronsonul de canal „i” [kg/m³];

➤ *pierderea de presiune dată de rezistențele locale* $\Delta p_\xi = \sum Z$ (4.16)

ca sumă a pierderilor de presiune locale calculate cu:

$$\sum Z = \sum_{i=1}^n \xi \cdot \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad (4.17)$$

ξ - coeficient de pierderi (rezistențe) locale, care depinde în general de modificarea geometriei traseelor de curgere;

i - indicele tronsonului de canal considerat;

n - numărul de tronsoane de canal.

Pentru calculul pierderii de sarcină unitară R este necesară determinarea coeficientului de frecare λ care, în cazul canalelor brute, depinde atât de numărul Reynolds cât și de rugozitatea relativă a țevilor $\frac{\varepsilon}{d}$, unde ε este rugozitatea absolută a pereților canalului. Coeficientul de frecare λ se calculează cu ecuația pentru curgere în zone de tranziție [95]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{\frac{\varepsilon}{d}}{3,71} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (4.19)$$

În Tabelele 4.1 și Tabelul 4.2, în partea de jos, sunt reprezentate valorile numărului Reynolds, a raportului ε/d_c și ale coeficientului de frecare λ calculat iterativ, precum și pierderea de sarcină unitară R , conform formulei (4.14), necesară pentru determinarea *pierderilor de presiune prin frecare* (ecuația (4.12)).

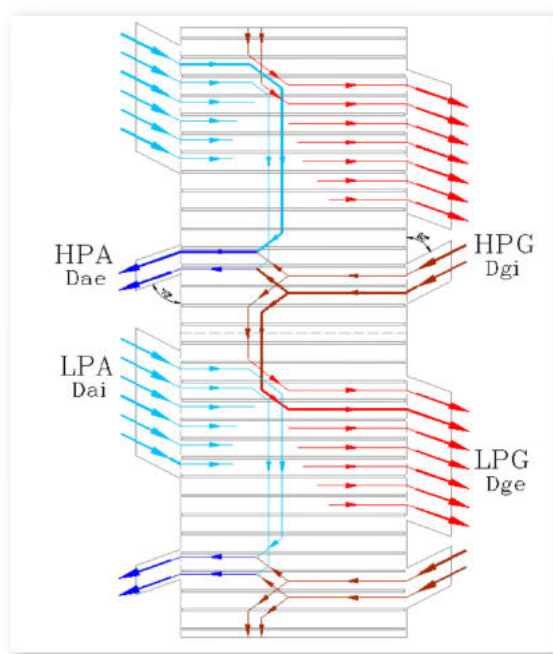


Figura 4.16 – Schema de circulație a gazelor și aerului într-un rotor reprezentat desfășurat, cu deplasarea celulelor de sus în jos

Pentru determinarea *pierderilor de presiune date de rezistențele locale* s-au reprezentat desfășurat celulele rotorului (Fig.4.16) și schema circulației fluidelor de lucru: *circuitul de gaze* – de la portul HPG (debitul de intrare gaze D_{gi}), la portul LPG (debitul de gaze care iese din rotor spre eșapament notat D_{ge}), precum și *circuitul de aer* – de la portul LPA (debitul de aer care intră în rotor D_{ai}) la portul HPA (debitul de aer comprimat care iese din rotor spre galeria de admisie D_{ae}).

Calculul detaliat al pierderilor de presiune pentru CX-93 și pentru cele trei variante SUPGM este prezentat în Tabelul 4.1 pentru varianta cu canale axiale drepte și recircularea unei părți de gaze arse, și în Tabelul 4.2 pentru situația în care nu este cedat debit de gaze arse către aerul de admisie. Valorile debitelor de aer și gaze în cele patru porturi sunt preluate din literatura de specialitate, obținute experimental, conform [54]. Calculul este unul simplificat, rolul lui fiind de a face o comparație între CX-93

și variantele SUPGM. Distribuția debitelor s-a calculat în ipoteza păstrării unor viteze egale pe fiecare tip de canal. S-au considerat pentru comparație doar canalele cu diametre echivalente apropiate. Calculul pierderilor de presiune a fost realizat considerând că atât aerul cât și gazele parcurg un traseu de lungime maximă egală cu dublul lungimii canalelor.

În Fig. 4.18 și Fig. 4.19 sunt prezentate schematic traseele de curgere ale fluidelor de lucru și punctele de pierdere de presiune. Simplificat, aceste puncte unesc zone care reprezintă următoarele tipuri de rezistențe pentru *circuitul de curgere idealizat al gazelor de evacuare* (Fig. 4.18):

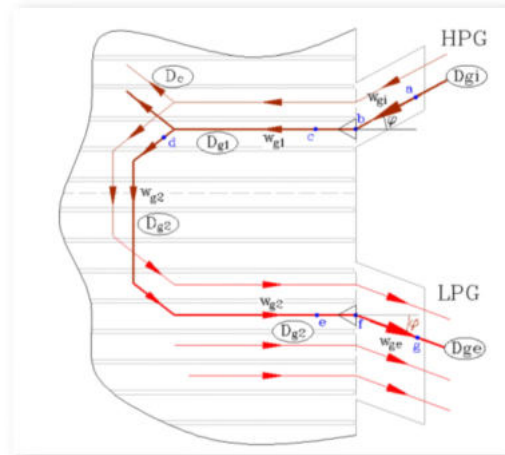


Figura 4.18 – Schema punctelor de pierdere de presiune pe circuitul gazelor arse

- a-b → ramificație cu schimbare de direcție la unghiul φ (coeficient de pierdere locale „csi 1”);
- b-c → îngustare bruscă de secțiune (trecerea de la secțiunea portului la secțiunea unui canal);
- c-d → ramificație cu „pierdere” de debit (micșorare de viteză) ;
- d-e → „întoarcerea” gazelor la capătul din stânga al canalului (asimilată cu două coturi la 90°);
- e-f → lărgire abruptă de secțiune (trecerea de la secțiunea unui canal la secțiunea portului);
- f-g → ramificație cu schimbare de direcție la unghiul φ .

Pentru *circuitul idealizat al aerului* în interiorul SUP, zonele modelului sunt următoarele (Fig.4.19):

- m-n → ramificație cu schimbare de direcție la unghiul φ ;
- n-o → îngustare bruscă de secțiune (trecerea de la secțiunea portului la secțiunea unui canal) ;
- o-p → „întoarcerea” gazelor la capătul din stânga al canalului (asimilată cu două coturi la 90°);
- p-s → lărgire abruptă de secțiune (trecerea de la secțiunea canalului la secțiunea portului de ieșire)
- s-t → ramificație cu schimbare de direcție la unghiul φ .

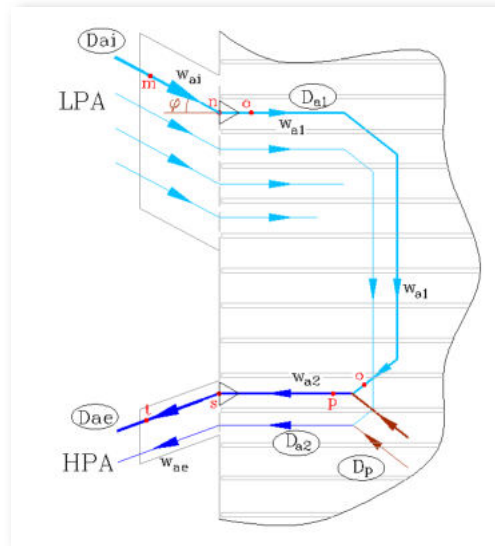


Figura 4.19 – Schema punctelor de pierderi de presiune pe circuitul de aer

Din calculul sintetizat în Tabelul 4.1 se observă că pe „traseul” de gaze pierderea de presiune în CX-93 și SUPGM- variantele 1, 2 și 3 sunt de ~0,31 bar, diferențele față de CX-93 fiind mici, în favoarea SUPGM. Pe traseul de aer, se observă că CX-93 înregistrează o pierdere estimată de 0,146 bar, în timp ce versiunile 1 și 2 ale SUPGM înregistrează 0,13 bar, iar varianta 3 o valoare de 0,122 bar, cu 16,5% mai mică decât CX-93.

În Tabelul 4.2 s-a calculat cazul ideal „fără EGR”, observându-se că variantele considerate pentru noul SUPGM prezintă pierderi de presiune pe traseul de gaze aproximativ egale de 0,34...0,35 bar, mai reduse comparativ cu CX-93 care înregistrează o pierdere de presiune de 0,37 bar, iar pe traseul de aer, variantele SUPGM au pierderi de presiune de 0,084...0,096 bar, în timp ce Comprex prezintă pierderi de 0,10 bar, cu 4...19% mai mari comparativ cu noile SUPGM.

De remarcat faptul că valorile pierderilor de presiune sunt calculate în condițiile păstrării dimensiunilor porturilor practicate în capacele de capăt, precum și a lungimii rotorului de 93mm. Conform valorilor obținute, se poate concluziona că:

- SUPGM - varianta 1, pentru care suprafața frontală este 94% din cea a CX-93, prezintă pierderi de presiune comparabile cu CX-93, explicația găsindu-se în faptul că formele „rotunde” induc pierderi de presiune mai mici comparativ cu formele „trapezoidale” la care curgerea în secțiunile din „colțuri” este puternic turbulentă;
- SUPGM – varianta 3 , respectiv varianta 2 prezintă pierderile de presiune cele mai mici comparativ cu CX-93 și varianta 1, diferențele între variantele 2 și 3 putând fi considerate neglijabile.

3.3 CALCULUL UNGHIIULUI DE ÎNCLINAŢIE AL CANALELOR

Unul din obiectivele prezentei cercetări este modificarea geometriei rotorului astfel încât acesta să fie utilizat în supraalimentarea unei game extinse de motoare, altele decât cele diesel, de exemplu a m.a.s. sau a motoarelor care utilizează combustibili precum gazul natural sau hidrogen. Majoritatea acestor motoare care echipează parcul actual de vehicule sunt caracterizate de turații nominale de funcționare superioare motoarelor cu aprindere prin comprimare, care ar atrage, în cazul utilizării SUP, creșterea turației rotorului și afectarea valorilor optime de operare ale supraalimentatorului cu unde de presiune. Pentru a asigura funcționarea optimă a SUP la utilizarea extinsă pe o gamă de motoare cu turații nominale superioare sau cu un necesar de aer de admisie superior motorului considerat ca bază de comparație și analiză - motorul Mazda 626 de 2,0 litri pentru care a fost proiectat și îmbunătățit supraalimentatorul Compres CX-93 - s-a propus în prezenta lucrare utilizarea noului SUPGM în configurația calculată anterior în trei variante, cu modificarea direcției axiale a canalelor rotorului convențional și realizarea acestora după o direcție elicoidală „încălinată” cu un anumit unghi față de generatoarea longitudinală.

Pentru motorul diesel Mazda de 2,0 litri, supraalimentat cu Compres CX-93, datele tehnice sunt prezentate în Tabelul 4.3:

Tabel 4.3. Caracteristici tehnice ale motorului diesel care echipează modelul Mazda 626

Parametru	Valoare
Putere efectivă / turație nominală	60,3 kW la 4000 rot/min
Cuplu / turație	161 Nm la 2000 rot/min
Cilindree totală	2 litri
Nr. cilindri	4 în linie
Alezaj	86 mm
Cursă	86 mm
Raport de comprimare	21,1:1
Consum	6,8 litri/100km

Pentru aplicații ale noului SUPGM la o gamă extinsă de motoare, de turații mai ridicate și/sau cilindree scăzută, se va considera pentru simplificare și generalizare, un motor simbolic denumit M-6000 supraalimentat cu SUPGM, care va fi utilizat în investigarea comparativă cu motorul Mazda 626. Cercetarea va considera, așa cum s-a practicat în cercetările legate de SUP, parametri de funcționare stabiliți pentru motorul M-6000 [34, 47, 48, 54, 56, 64, 96, etc.].

Debitul de aer necesar pentru ardere al unui motor în 4 timpi poate fi calculat în funcție de turația motorului n , cilindrăea V_H și randamentul volumetric η_v (considerat pentru simplificare egal cu unitatea). De asemenea, debitul de gaze de ardere din sistemul de evacuare poate fi considerat egal cu debitul de aer admis, dacă este neglijat debitul de combustibil.

$$\dot{m}_a = \rho_a V_H \cdot \frac{n_{motor}}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_v = \frac{p_A}{R \cdot T_A} \cdot V_H \cdot \frac{n_{motor}}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_v \quad (4.23)$$

Se poate astfel afirma că debitul masic de aer depinde de produsul între cilindrul și turația motorului. Pentru a păstra caracterul de generalitate în aplicațiile noului SUPGM, s-a calculat un raport între produsul *cilindrul x turația motorului* și același produs corespunzător motorului de referință Mazda 626 (Tabelul 4.5), pentru care literatura de specialitate oferă date de cercetare realizate și din anii recentți. Se observă că acest raport variază între 1,0...1,5, deci pentru o turație a motorului M-6000 de exemplu cu ≈50% mai mare decât turația nominală a motorului de referință, rezultă că debitul masic de aer necesar motorului M-6000 va fi cu maxim 50% mai mare decât debitul necesar pentru care a fost proiectat Complex CX-93, păstrând valorile celorlalți parametri implicați (randament volumetric, presiunea și temperatura aerului de admisie).

Tabel 4.5. Raport comparativ turație x cilindree la diferite tipuri de motoare, față de motorul de referință Mazda 626

Tip combustibil motor	Marca	Cilindree V_H [l]	Putere [kW]	Turație n [rot/min]	$n \times V_H / 2 \times 4000$
benzina	Toyota Corolla	1,6	98	6400	1,3
benzina	Golf 5	1,6	75	5600	1,12
benzina	Mazda3 1.4 s-vt	1,35	62,6	6000	1,0125
benzina [103]	Ford Duratec	2,3	107	5250	1,509375
benzina	Mercedes 270 DE16	1,6	75	6000	1,2
benzina	Renault k-Type	1,6	72	5750	1,15
hidrogen [103]	Ford Duratec	2,3	55	4000	1,15
hidrogen [104]	DCC/VM Motori	2,5	103	4000	1,25
CNG	[105]	1,6	110	6000	1,2

Principiul de funcționare al SUP se bazează în primul rând pe unda primară generată prin pătrunderea gazelor de evacuare dinspre galeria de evacuare în canalele rotorului, astfel că parametrii de stare ai gazelor de evacuare au o importanță semnificativă în performanța SUP. Se poate considera că debitul de gaze de evacuare este egal cu debitul de aer necesar, iar raportul de temperatură al gazelor de evacuare, la aceeași presiune a gazelor de evacuare, este:

$$T_{g-M6000} \approx 1,2 \cdot T_{g-Mazda}$$

Rezultă un raport de viteze în portul HPG pentru o suprafață de curgere identică de:

$$V_g^{SUPGM} \approx 1,6 V_g^{CX}$$

Pentru alegerea unghiului de înclinație, se scriu ecuațiile de componere a vectorilor de viteze pentru SUPGM (Fig.4.21), în care a fost notată cu V_T viteza periferică a rotorului SUPGM, V_g viteza gazelor în portul HPG, W_g viteza fluidului relativ la rotor [102]. Se deduce că:

$$V_T = 1,6 \cdot V_g^{CX} (\sin\varphi - \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\beta)$$

Pentru o turație maximă de 22500 rot/min a SUP [65], se alege pentru unghiul β și pentru lungimea rotorului: $\beta = 8^\circ$ și $L \approx 58 \text{ mm}$

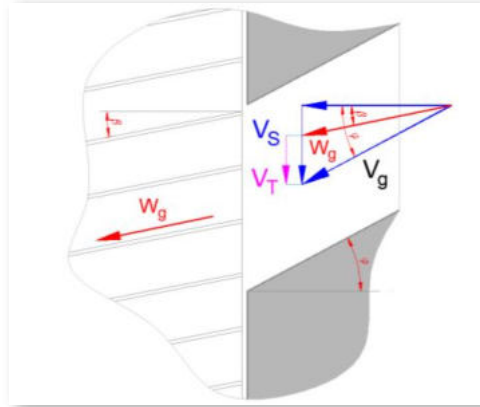


Figura 4.21 – Vectorii de viteze în SUPGM

În Fig.4.23 este reprezentată imaginea desfășurată a rotorului. Noua configurație determină micșorarea secțiunii normale a canalului, astfel că pierderile de presiune cresc în noua configurație comparativ cu calculele preliminare. În Tabelul 4.6 este prezentat calculul pierderilor de presiune ale SUPGM, în aceleași ipoteze ca cele din calculul preliminar, pentru comparație. Se observă că, pentru SUPGM, căderile de presiune sunt mai mici cu 30...40% comparativ cu CX-93. Tabelul 4.7 prezintă calculele pentru CX-93 și pentru cele 3 variante SUPGM, impunând debite de aer mărite cu 50% față de calculul preliminar, debite pentru situația limită ipotetică a motorului simbolic M-6000. Se observă că pe traseul de aer se înregistrează pierderi de presiune mai scăzute cu 50% față de CX-93, ceea ce confirmă că noua configurație asigură funcționarea cu debite crescute. De remarcat faptul că varianta 3 a SUPGM este cea mai avantajoasă, aceasta fiind în continuare cercetată în mediul virtual.

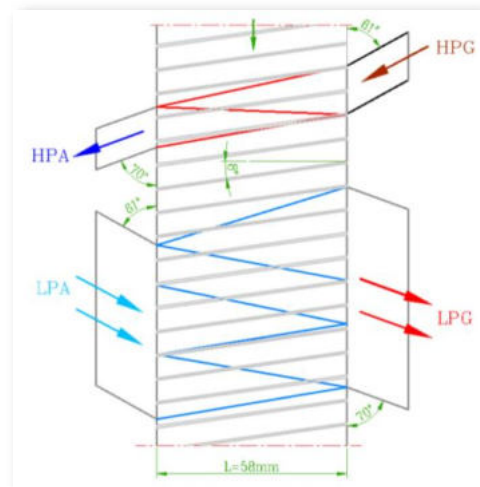


Figura 4.23 – Rotor desfășurat după circumferința diametrului mediu al rândului exterior de canale

Tabel 4.6 Calculul pierderilor de presiune în canalele supraalimentatorului cu unde de presiune
SUPGM – variantele 1, 2 și 3 –cu unghi de înclinație axială a canalelor și debite identice cu calculul preliminar

beta	Supraf.trecere in capac				Supraf.canale expuse				Supraf. canal tip x	P perim.canal	Diam.echiv. [mm]	Debit intrare [m3/h]	Debit iesire [m3/h]	Debit/canal [m3/h]	Viteza in capac intrare [m/s]	Viteza in capac iesire [m/s]	Vit.intrare in canal x [m/s]	Viteza compusa	Debit primit/ cedat	Vit.2 in canal x [m/s]	Coef.pierderi locale (csi)				Coef.pierd.longit.		Lung. max canal [m]	Δp [bar]											
	S(HPG)c	S(LPG)c	S(HPG)	S(LPG)	S(x)	de	Dgi	Dge													Dg1	wgi	wge	wg1	cedat	wg2			csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	2*L/cos(b)				
SUPGM varianta 1 traseu gaze evacuare																																							
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	38,62	22,93	6,74	360	300	31,90	188,75	33,60	229,46	202,67	5,32	191,22																							
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	68,05	29,46	9,24	360	300	56,21	188,75	33,60	229,46	202,67	9,37	191,22																							
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	50,77	25,61	7,93	360	300	41,94	188,75	33,60	229,46	202,67	6,99	191,22																							
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	61,06	28,3	8,63	360	300	50,44	188,75	33,60	229,46	202,67	8,41	191,22			0,04	0,26	1,40	0,8	67579,82	60161,9	0,11714						0,201763								
SUPGM varianta 1 traseu aer																																							
8	1034	227,55	787,9	184,4	38,62	22,93	6,74	240	300	5,88	32,24	183,11	42,31	37,37	1,47	52,88																							
8	1034	227,55	787,9	184,4	68,05	29,46	9,24	240	300	10,36	32,24	183,11	42,31	37,37	2,59	52,88																							
8	1034	227,55	787,9	184,4	50,77	25,61	7,93	240	300	7,73	32,24	183,11	42,31	37,37	1,93	52,88																							
8	1034	227,55	787,9	184,4	61,06	28,3	8,63	240	300	9,30	32,24	183,11	42,31	37,37	2,32	52,88			0,10	3,12	1,40	1,25	6988,793	14193,18	0,11714							0,12046							
SUPGM varianta 2 traseu gaze evacuare																																							
8	264,9	1240,07	231,4	1002,9	68,71	33,93	8,10	360	300	53,45	188,75	33,60	216,08	190,84	8,91	180,06			0,04	0,26	1,40	0,8	65640,72	58435,65	0,11714						0,192097								
8	264,9	1240,07	231,4	1002,9	47,92	30,66	6,25	360	300	37,27	188,75	33,60	216,08	190,84	6,21	180,06																							
SUPGM varianta 2 traseu aer																																							
8	1034	227,55	844,1	202,5	68,71	33,93	8,10	240	300	9,77	32,24	183,11	39,49	34,88	2,44	49,36			0,10	3,30	1,40	1,3	6577,35	13264,86	0,11714							0,121333							
8	1034	227,55	844,1	202,5	47,92	30,66	6,25	240	300	6,81	32,24	183,11	39,49	34,88	1,70	49,36																							
SUPGM varianta 3 traseu gaze evacuare																																							
8	269,74	1253,1	231,9	1009,8	68,80	33,5	8,22	360	300	53,41	185,36	33,25	215,61	190,43	8,90	179,68			0,04	0,24	1,40	0,8	64446,09	57372,15	0,11714							0,187666							
8	269,74	1253,1	231,9	1009,8	48,36	29,45	6,57	360	300	37,54	185,36	33,25	215,61	190,43	6,26	179,68																							
SUPGM varianta 3 traseu aer																																							
8	1040	240,6	850	201,4	68,80	33,5	8,22	240	300	9,71	32,05	173,18	39,22	34,64	2,43	49,02			0,10	3,30	1,40	1,25	6395,86	12898,83	0,11714							0,108231							
8	1040	240,6	850	201,4	48,36	29,45	6,57	240	300	6,83	32,05	173,18	39,22	34,64	1,71	49,02																							
											Reynolds	Epsilon/d	Lambda	R [Pa/m]																									
											SUPGM-1																												
											wg1	38868,3939	0,04634791	0,071	67579,8164																								
											wg2	36673,205	0,04634791	0,071	60161,9007																								
											wa1	21498,7258	0,04634791	0,072	6988,79258																								
											wa2	19843,5639	0,04634791	0,073	14193,1756																								
											SUPGM-2																												
											wg1	34354,72	0,04937808	0,073	65640,7187																								
											wg2	32414,4521	0,04937808	0,073	58435,6486																								
											wa1	18835,8778	0,04937808	0,073	6577,3503																								
											wa2	17385,7254	0,04937808	0,0735	13264,8551																								
											SUPGM-3																												
											wg1	34765,7013	0,04868915	0,073	64446,0886																								
											wg2	32802,2221	0,04868915	0,073	57372,1474																								
											wa1	18969,8027	0,04868915	0,073	6395,85997																								
											wa2	17509,3396	0,04868915	0,0735	12898,8349																								

Tabel 4.7 Calculul pierderilor de presiune în canalele supraalimentatorului cu unde de presiune CX-93 și SUPGM – variantele 1, 2 și 3 – cu unghi de înclinare axială a canalelor și debite de aer cu 50% mai mari decât în calculul preliminar, din ipoteza de funcționare a motorului M6000

beta	Supraf.trecere in capac				Supraf.canale expuse				Supraf. canal tip x	P perim.canal	Diam.echiv. [mm]	Debit intrare [m3/h]	Debit iesire [m3/h]	Debit/canal [m3/h]	Viteza in capac		Vit.intrare in canal x [m/s]	Vit. compusa	Debit primit/cedat	Vit.2 in canal		Coef.pierderi locale (csi)				Coef.pierd.longit.		Lung. max canal [m]	Δp [bar]				
	CX-93		traseu gaze evacuare		S(x)	de	Dgi	Dge							Dg1	wgi				wge	wg1	cedat	wg2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4			R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]
	S(HPG)c	S(LPG)c	S(HPG)	S(LPG)																													
0	264,9	1240,07	224,4	957,2	69,2	31,88	8,68	360	360	55,51	188,75	40,32	222,82	194,88	0,00	222,82	0,40	0,36	1,40	0,8	61236,88	74334,41	0,186	0,34629									
8	264,9	1240,07	224,4	957,2	49,2	28,01	7,03	360	360	39,47	188,75	40,32	222,82	194,88	0,00	222,82							0,186										
CX-93 traseu aer																																	
S(LPA)c				S(HPA)c				S(x)	de	Dai	Dae	Da1	wai	wae	wa1	primit	wa2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]								
8	1034	227,55	802,6	178,4	69,2	31,88	8,68																			360	360	15,52	48,36	219,73	62,30	54,49	0,00
8	1034	227,55	802,6	178,4	49,2	28,01	7,03	360	360	11,03	48,36	219,73	62,30	54,49	0,00	62,30								0,186									
SUPGM varianta 1 traseu gaze evacuare																																	
S(HPG)c				S(LPG)c				S(x)	de	Dgi	Dge	Dg1	wgi	wge	wg1	cedat	wg2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]								
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	38,62	22,93	6,74																			360	360	31,90	188,75	40,32	229,46	202,67	0,00
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	68,05	29,46	9,24	360	360	56,21	188,75	40,32	229,46	202,67	0,00	229,46								0,11714									
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	50,77	25,61	7,93	360	360	41,94	188,75	40,32	229,46	202,67	0,00	229,46								0,11714									
8	264,9	1240,07	217,9	922,3	61,06	28,3	8,63	360	360	50,44	188,75	40,32	229,46	202,67	0,00	229,46	0,04	0,26	1,40	0,5	64724,33	76871,66	0,11714	0,22918									
SUPGM varianta 1 traseu aer																																	
S(LPA)c				S(HPA)c				S(x)	de	Dai	Dae	Da1	wai	wae	wa1	primit	wa2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]								
8	1034	227,55	787,9	184,4	38,62	22,93	6,74																			360	360	8,82	48,36	219,73	63,46	56,05	0,00
8	1034	227,55	787,9	184,4	68,05	29,46	9,24	360	360	15,55	48,36	219,73	63,46	56,05	0,00	63,46								0,11714									
8	1034	227,55	787,9	184,4	50,77	25,61	7,93	360	360	11,60	48,36	219,73	63,46	56,05	0,00	63,46								0,11714									
8	1034	227,55	787,9	184,4	61,06	28,3	8,63	360	360	13,95	48,36	219,73	63,46	56,05	0,00	63,46	0,10	3,12	1,40	1	15724,78	20662,15	0,11714	0,16327									
SUPGM varianta 2 traseu gaze evacuare																																	
S(HPG)c				S(LPG)c				S(x)	de	Dgi	Dge	Dg1	wgi	wge	wg1	cedat	wg2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]								
8	264,9	1240,07	231,4	1002,9	68,71	33,93	8,10																			360	360	53,45	188,75	40,32	216,08	190,84	0,00
8	264,9	1240,07	231,4	1002,9	47,92	30,66	6,25	360	360	37,27	188,75	40,32	216,08	190,84	0,00	216,08								0,11714									
SUPGM varianta 2 traseu aer																																	
S(LPA)c				S(HPA)c				S(x)	de	Dai	Dae	Da1	wai	wae	wa1	primit	wa2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]								
8	1034	227,55	844,1	202,5	68,71	33,93	8,10																			360	360	14,65	48,36	219,73	59,23	52,32	0,00
8	1034	227,55	844,1	202,5	47,92	30,66	6,25	360	360	10,22	48,36	219,73	59,23	52,32	0,00	59,23								0,11714									
SUPGM varianta 3 traseu gaze evacuare																																	
S(HPG)c				S(LPG)c				S(x)	de	Dgi	Dge	Dg1	wgi	wge	wg1	cedat	wg2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]								
8	264,9	1248	231,9	1009,8	68,80	33,5	8,22																			360	360	53,41	188,75	40,06	215,61	190,43	0,00
8	264,9	1248	231,9	1009,8	48,36	29,45	6,57	360	360	37,54	188,75	40,06	215,61	190,43	0,00	215,61								0,11714									
SUPGM varianta 3 traseu aer																																	
S(LPA)c				S(HPA)c				S(x)	de	Dai	Dae	Da1	wai	wae	wa1	primit	wa2	csi 1	csi 2	csi 3	csi 4	R1 [Pa/m]	R2 [Pa/m]	L/cos(beta)	Δp [bar]								
8	1040	240,6	850	201,4	68,80	33,5	8,22																			360	360	14,57	48,08	207,81	58,82	51,95	0,00
8	1040	240,6	850	201,4	48,36	29,45	6,57	360	360	10,24	48,08	207,81	58,82	51,95	0,00	58,82								0,11714									

	Reynolds	Epsilon/d	Lambda	R [Pa/m]
CX-93				
wg1	37601,197	0,04606936	0,07	61236,884
wg2	42991,481	0,04606936	0,065	74334,407
wa1	31538,906	0,04606936	0,072	14771,214
wa2	23517,48	0,04606936	0,0735	19712,083
SUPGM-1				
wg1	38868,394	0,04634791	0,068	64724,331
wg2	44007,846	0,04634791	0,063	76871,657
wa1	32248,089	0,04634791	0,072	15724,783
wa2	23812,277	0,04634791	0,0738	20662,153
SUPGM-2				
wg1	34354,72005	0,04938	0,071	63842,34281
wg2	38897,34246	0,04938	0,068	78383,81791
wa1	28253,81668	0,04938	0,07	14190,85853
wa2	20862,87052	0,04938	0,072	18711,56706
SUPGM-1				
wg1	34765,70132	0,04869	0,071	62680,44238
wg2	39362,66657	0,04869	0,068	76957,26951
wa1	28454,70401	0,04869	0,07	13799,28692
wa2	21011,20752	0,04869	0,072	18195,2545

3.4 MODELAREA ECUAȚIILOR DE CURGERE A FLUIDELOR CONSIDERATE VÂSCOASE [97, 98, 99]

În această secțiune sunt prezentate pe larg ecuațiile care caracterizează procesele caracteristice compresoarelor cu unde de presiune, stabilite pe baza principiilor fundamentale ale fizicii pentru curgerea nestaționară, tridimensională, compresibilă și vâscoasă a fluidelor, având în vedere faptul că efectele vâscozității, conductivității termice și ale difuziei masice sunt importante datorită variației consistente a presiunii și temperaturii fluidului în fața și în spatele frontului de unde de presiune sau de unde de șoc. Pentru un fluid izotrop newtonian, un set complet de ecuații de tip Navier–Stokes, cu proprietăți variabile, constau în scrierea ecuațiilor de conservare a masei, impulsului și energiei, 19 ecuații prezentate succint mai jos:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (1 \text{ ec.}) \quad (4.66)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \mathbf{f} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (3 \text{ ec.}) \quad (4.67)$$

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{V} \cdot \mathbf{V} \right) = \rho \dot{q}_{gen} - \nabla \cdot \dot{\mathbf{q}}_{visc} - \nabla \cdot (p\mathbf{V}) + \rho(\mathbf{f} \cdot \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{V}) \quad (1 \text{ ec.}) \quad (4.68)$$

$$\boldsymbol{\tau} = \mu(\nabla \mathbf{V} + \nabla \mathbf{V}^T) + \lambda(\nabla \cdot \mathbf{V})\mathbf{I} \quad (6 \text{ ec.}) \quad (4.69)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_{visc} = \dot{\mathbf{q}}_{cond} = -k\nabla T \quad (3 \text{ ec.}) \quad (4.70)$$

$$\dot{q}_{gen} = 0 \quad (0 \text{ ec., neglijabil}) \quad (4.71)$$

$$\mu = \mu(\rho, T) \quad (1 \text{ ec.}) \quad (4.72)$$

$$\lambda = \lambda(\rho, T) \quad (1 \text{ ec.}) \quad (4.73)$$

$$k = k(\rho, T) \quad (1 \text{ ec.}) \quad (4.74)$$

$$p = p(\rho, T) \quad (1 \text{ ec.}) \quad (4.75)$$

$$e = e(\rho, T) \quad (1 \text{ ec.}) \quad (4.76)$$

Variabilele sistemului diferențial de mai sus sunt:

- ρ – densitatea, scalar, 1 variabilă [kg/m^3]
- \mathbf{V} – viteză, vector, 3 variabile [m/s]
- p – presiune, scalar, 1 variabilă [N/m^2]
- e – energie internă, scalar, 1 variabilă [J/kg]
- T – temperatură, scalar, 1 variabilă [K]
- $\boldsymbol{\tau}$ – tensiune forțe vâscozitate, tensor simetric, 6 variabile [N/m^2]
- $\dot{\mathbf{q}}_{cond}$ – vectorul fluxului de căldură, vector, 3 variabile [W/m^2]
- μ – primul coeficient de vâscozitate, scalar, 1 variabilă [$N.s/m^2$ ori $kg/m.s$]
- λ – al 2-lea coeficient de vâscozitate, scalar, 1 variabilă [$kg/m.s$]
- k – conductivitate termică, scalar, 1 variabilă [$W/m.K$]

Forța aplicată fluidului considerată în majoritatea modelelor este dată numai de câmpul gravitațional, în acest caz $f = g =$ accelerația gravitațională, considerată constantă. Rezultatul este un sistem diferențial cu 19 ecuații și 19 variabile care pot fi determinate.

Pentru a fi consistent fizic, sistemul de ecuații diferențiale și ecuații constitutive pentru conductivitatea termică $k(\rho, T)$, fluxul de căldură \dot{q}_{ht} , primul coeficient de vâscozitate $\mu(\rho, T)$, al doilea coeficient de vâscozitate $\lambda(\rho, T)$ și apoi tensorul de vâscozitate τ trebuie să respecte Principiul al II-lea al termodinamicii. Ecuațiile sintetizate aici stau la baza soft-urilor utilizate în simularea curgerii fluidelor în SUP și validarea în mediul virtual a cercetărilor din prezenta lucrare.

3.5. TEORIA UNDELOR LINIARE. UNDE DE PRESIUNE ÎN SUP

Principalele procese care au loc în canalele SUP includ formarea și propagarea undelor de presiune și deci se bazează pe diferența dintre vitezele undelor de comprimare sau destindere și viteza de deplasare a interfeței de contact dintre aer și gazele arse. Deoarece diametrul echivalent al canalului este mult mai mic decât lungimea acestuia (raportul $\ll 10$), simularea acestor procese nestaționare poate fi aproximată convenabil prin abordarea unidimensională a problemei [34]. Undele se pot propaga în medii care se deplasează cu viteze de curgere nenule. În Fig.4.28 este reprezentat cazul unei unde care se deplasează cu viteza $\pm w$ într-un mediu cu parametrii: presiune p_1 , viteză de curgere u_1 și viteza sunetului a_1 (parametrii notați cu indice 1 reprezintă mediul «din față» unde) și realizează modificarea parametrilor mediului în p_2 , u_2 și a_2 (indicele 2 este notat pentru «spatele» unde). Viteza w este considerată relativ la fluidul în care se propagă iar semnele $+$ și $-$ la tipul unde (suprapresiune sau depresiune).

Ecuațiile de continuitate, conservare a impulsului și energiei pot fi aplicate volumului de control staționar [61], scriind viteza w_s în funcție de w , u_1 și u_2 :

$$\rho_1 \cdot w = \rho_2 \cdot [w \pm (u_1 - u_2)] \quad (4.96)$$

$$p_1 + \rho_1 \cdot w^2 = p_2 + \rho_2 \cdot [w \pm (u_1 - u_2)]^2 \quad (4.97)$$

$$h_1 + \frac{w^2}{2} = h_2 + \frac{[w \pm (u_1 - u_2)]^2}{2} \quad (4.98)$$

Ecuațiile pot fi transformate în funcție de numărul Mach al unde $M = \frac{w}{a_1}$ sau în funcție de raportul de presiune Π_s [48, 61]:

$$\frac{u_2 - u_1}{a_1} = \pm \frac{2}{k + 1} \left(M - \frac{1}{M} \right) \quad (4.99)$$

$$\text{sau} \quad \frac{u_2 - u_1}{a_1} = \pm \frac{\Pi_s - 1}{k} \sqrt{\frac{2 \cdot k}{\Pi_s(k + 1) + (k - 1)}} \quad (4.100)$$

$$M = \sqrt{1 + \frac{k + 1}{2k} (\Pi_s - 1)} \quad (4.101)$$

$$\left(\frac{a_2}{a_1}\right)^2 = 1 + \frac{2(k-1)}{(k+1)^2} \left[k \cdot M^2 - \frac{1}{M^2} - k + 1 \right] \quad (4.102)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2k}{k+1} (M^2 - 1) \quad (4.103)$$

$$M_s = \frac{w_s}{a_1} = \sqrt{1 + \frac{k+1}{2k} (\Pi_s - 1)} \quad (4.104)$$

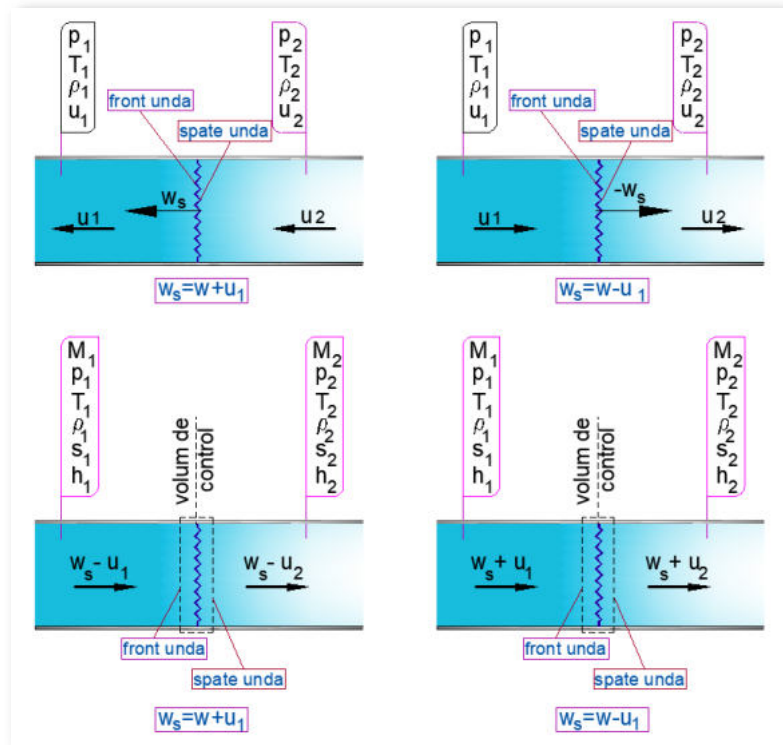


Figura 4.28 – Parametrii fluidului la curgerea printr-o undă de presiune, în sistem de coordonate staționar (sus) și în sistem de coordonate mobil fixat pe undă (jos)

a) undă care se deplasează în același sens cu fluidul b) undă care se deplasează cu semn contrar

Din ecuația (4.104) se observă că viteza de propagare a unei unde de șoc crește odată cu creșterea raportului său de presiune. De asemenea, viteza de curgere indusă crește, dar numărul Mach pentru curgere rămâne subsonic. Numărul Mach pentru unda de șoc scade din cauza creșterii temperaturii datorată compresiei (conversia energiei cinetice în entalpie de compensare datorită scăderii drastice a vitezei fluidului), rămânând totuși subsonic [48, 99].

Cu toate acestea, curgerea în interiorul canalelor SUP poate să fie accelerată peste limita sonică în anumite condiții de propagare și interferare ale undelor sau ale parametrilor de stare ai fluidelor de lucru. În acest caz, ecuațiile de calcul se schimbă în cele caracteristice undelor de șoc, normale sau oblice.

3.6. SECȚIUNEA CRITICĂ. MODELUL CURGERII ÎNECATE

Studiul fenomenelor care se desfășoară în interiorul unui rotor cu unde se bazează, în întreaga literatură, pe anumite ipoteze, printre care și faptul că deschiderile canalelor sunt suficient de largi și se produc instantaneu [39]. În realitate, la deschiderea graduală a canalelor spre porturi cu viteze mari, se produc inițial unde curbate, în colțul unde începe să pătrundă fluidul, care se reflectă apoi de peretele opus, după care formează un tren de unde de compresie care se propagă aprox. normal la peretele canalului [39]. Curgerea dinspre porturi spre rotor, prin canale și apoi spre porturile de ieșire poate fi asimilată cu curgerea în ajutaje convergent-divergente (Fig.4.33), pentru care, la deschiderea totală a canalelor în fața ferestrelor porturilor curgerea este subsonică. Conform teoriei ajutajelor convergente, secțiunea critică - secțiunea limită de producere a undelor de șoc - se „poziționează” constant în zona secțiunii minime unde curgerea este sonică, până când secțiunea de curgere depășește valoarea la care mai poate fi considerată ajutaj.

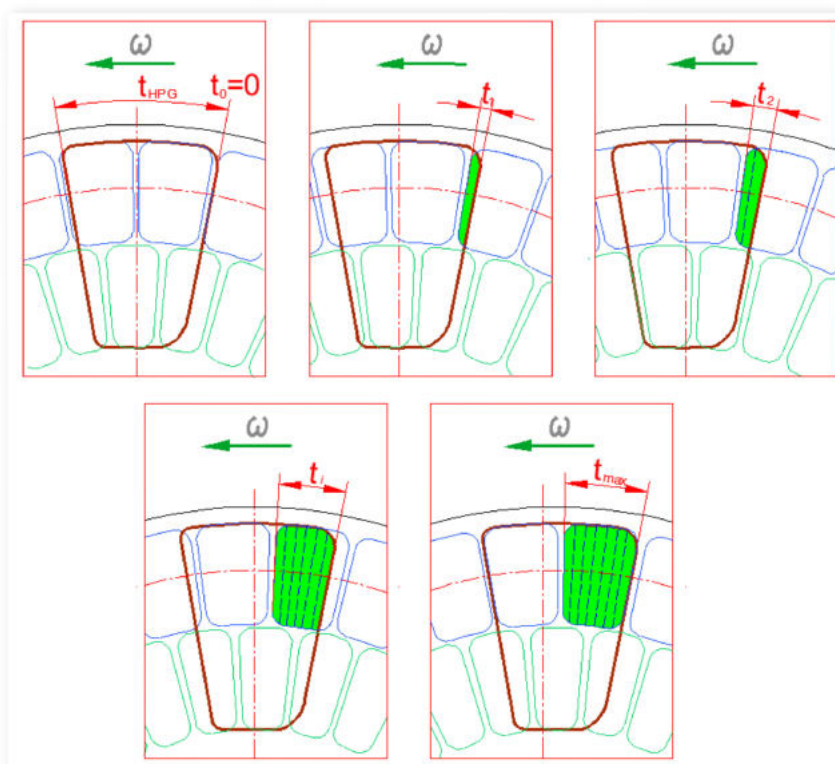


Figura 4.32 – Deschiderea graduală a unui canal spre portul HPG

În Fig.4.32 este reprezentată deschiderea graduală a unui canal spre port, considerat din rândul exterior de canale, și se observă suprafața expusă a canalului (colorată în verde) la diferiți timpi notați t_i , începând cu $t_0=0$, moment în care canalul este complet închis. Suprafața expusă a unei celule la deschiderea graduală în fața portului HPG la SUP este reprezentată spre exemplificare în Fig.4.34.

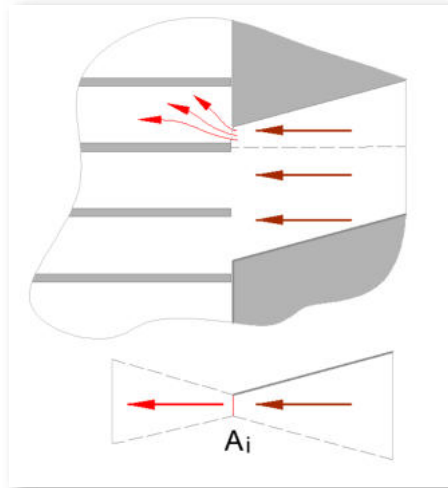


Figura 4.33 – Deschiderea parțială a canalului și asocierea cu curgerea într-un ajutoraj convergent-divergent

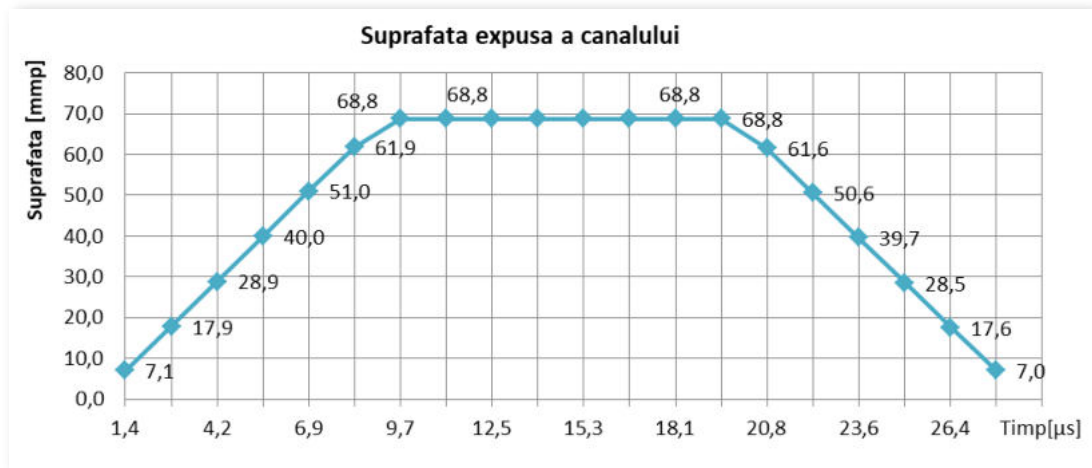


Figura 4.34 – Variația suprafeței canalului la deschiderea în fața portului de intrare gaze de evacuare

Modelarea curgerii fluidelor dinspre port spre canalele rotorului, la deschiderea treptată a acestora în dreptul ferestrei portului poate fi realizată prin scrierea ecuațiilor care guvernează curgerea printr-un ajutoraj convergent-divergent (Fig.4.33). În secțiunea minimă notată A_i se atinge viteza maximă la care fluidul poate fi accelerat, care este viteza sunetului. Astfel, pentru gazul considerat ideal, cu raportul căldurilor specifice constant, se pot scrie ecuațiile parametrilor de stagnare-la-static [99]:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) M^2 \quad (4.117)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) M^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.118)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) M^2\right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (4.119)$$

Debitul de fluid care traversează un ajutoraj depinde de numărul Mach și proprietățile de stagnare, iar pentru condiții staționare, acesta rămâne constant și poate fi calculat cu ecuația (4.120):

$$\dot{m} = \frac{A \cdot M \cdot p_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}}}{\left[1 + \frac{(k-1)}{2} M^2\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (4.120)$$

În secțiunea minimă curgerea este sonică, astfel că numărul Mach este unitar ($M=1$) iar proprietățile fluidului ating valori „critice”, notate aici cu *:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad (4.121)$$

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.122)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (4.123)$$

Debitul maxim când se consideră curgerea înecată a curentului de fluid se poate calcula cu [99]:

$$\dot{m}_{max} = A^* \cdot p_0 \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \quad (4.124)$$

în care suprafața critică A^* poate fi citită din tabele în literatura de specialitate sau se poate calcula cu:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \cdot \left[\frac{2 + (k-1)M^2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (4.125)$$

În Tabelul 4.8 sunt calculate valorile critice ale parametrilor de stare, secțiunea critică și debitul maxim în porturile HPG și HPA, pentru CX-93 și pentru variantele SUPGM. Se observă, de exemplu, faptul că, la CX-93, secțiunea critică este aprox. 55,8 % din suprafața canalului. Ținând cont de faptul că viteza maximă în această secțiune este viteza sunetului rezultă că, la deschiderea canalului de la t_0 la $t_1=t^*$, viteza fluidului este viteza sunetului, după care scade la valoarea notată v_{12} în Tabelul 4.8. Perturbația produsă la deschiderea canalului poate accelera fluidul și, astfel, poate dezvolta pe canal în continuare o undă normală, care va determina scăderea bruscă a vitezei la nivel subsonic și o creștere de presiune și temperatură [99]. Aproximarea evenimentelor din zona porturilor cu modelul curgerii prin ajutoraje oferă o imagine a evoluției acestora. În realitate variațiile bruște de secțiune induc pierderi de presiune mari, în special în zona secțiunilor mici de început de deschidere și final de închidere a canalelor, care pot produce unde de șoc și interferări ale fronturilor acestora, mult mai dificil de analizat și cuantificat teoretic.

3.7 MODELAREA STANDULUI VIRTUAL AVL BOOST

Construirea modelului virtual are ca scop utilizarea standului virtual AVL Boost pentru simularea proceselor care au loc în interiorul SUP, care să permită în primă fază validarea modelului prin simularea funcționării supraalimentatorului Compresor CX-93 și compararea rezultatelor cu cele experimentale raportate în literatura de specialitate, și în a doua fază, utilizarea modelului pentru analiza comportării și validarea în mediu virtual a noului supraalimentator cu geometrie modificată.

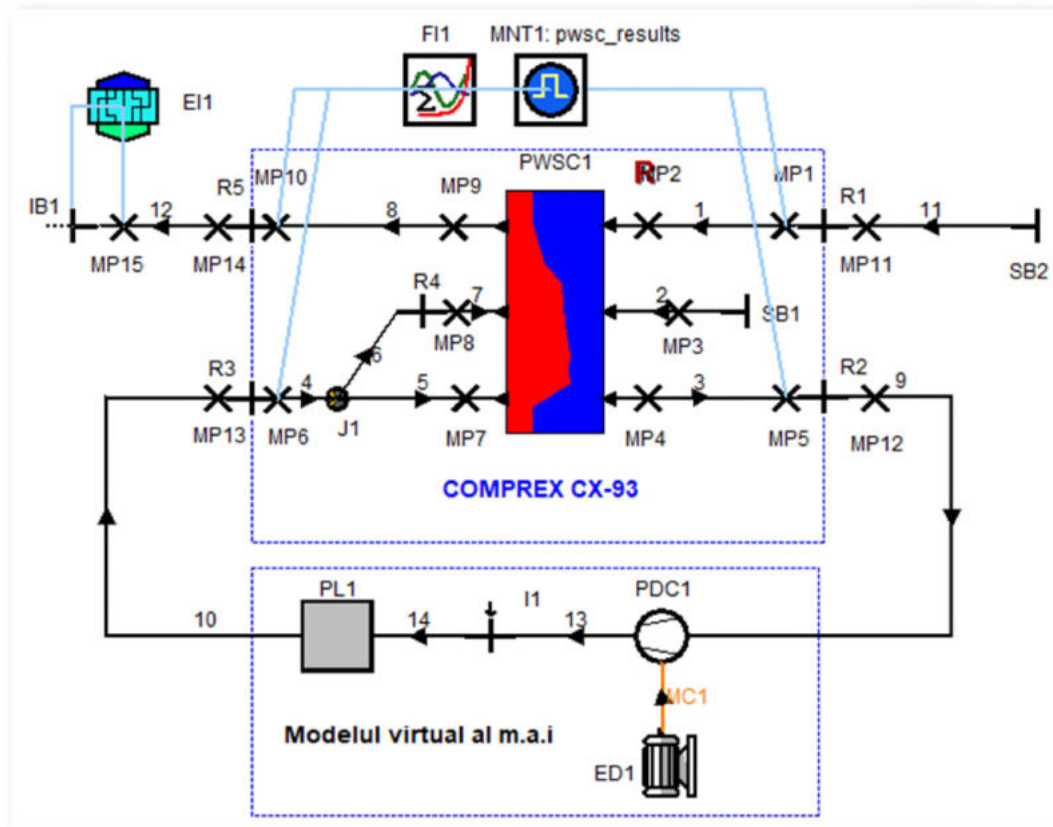


Figura 4.35. Standul virtual de testare a supraalimentatorului COMPREX CX-93

În Fig.4.35 este prezentat modelul schematic al „standului” virtual, care cuprinde: modelul virtual al motorului (cuprinde compresorul PDC1 pentru simulare parametri gaze de ardere cu injector pentru simularea temperaturii gazelor de evacuare), modelul virtual al supraalimentatorului Compresor CX-93, granițele sistemului, conductele de legătură (1...14), plenum (PL1), restricțiile (R1...R5) și punctele de măsurare (MP1...MP15). Modelul virtual are posibilitatea de a modifica unele caracteristici prestabilite ale SUP în termeni de dimensiuni și poziții geometrice ale elementelor componente (Fig.4.37, 38).

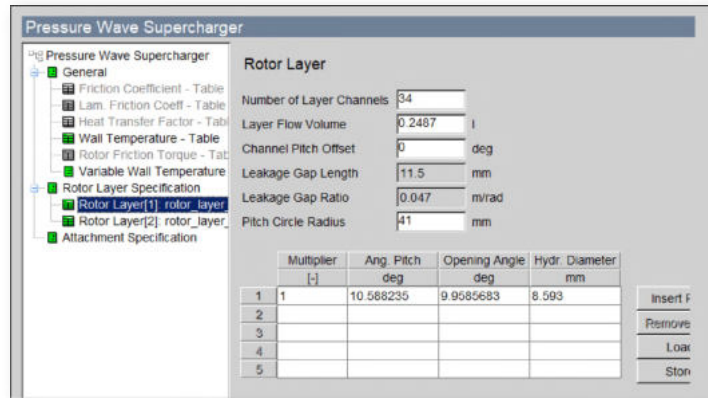


Figura 4.37 – Caracteristici geometrice ale primului rând de celule

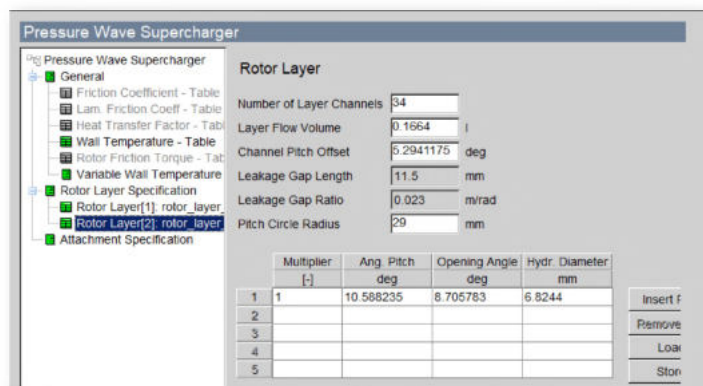


Figura 4.38 – Caracteristici geometrice ale celui de-al doilea rând de celule

3.8 METODOLOGIA CERCETĂRII EXPERIMENTALE ÎN MEDIUL VIRTUAL

S-a realizat simularea funcționării SUPGM și validarea rezultatelor s- în două etape:

1. simularea funcționării SUP tip CX-93 pe standul modelat anterior și compararea rezultatelor obținute cu cele raportate în literatura de specialitate cu scopul validării modelului AVL Boost utilizat;
2. simularea funcționării SUPGM în noua configurație și analiza rezultatelor obținute.

3.8.1 SIMULARE ȘI VALIDARE EXPERIMENTALĂ VIRTUALĂ PENTRU MODELUL COMPLEX CX-93

Prima etapă a fost realizarea simulării funcționării Complex CX-93 ca supraalimentator, folosind ca date de intrare: parametrii aerului atmosferic (portul de intrare LPA) și parametrii de stare ai gazelor de evacuare la intrarea în CX-93 (portul de intrare HPG), cu valori preluate din literatură: presiune, temperatură, debite masice (date prezentate în Anexa 1). S-au realizat două simulări, pentru cele două seturi de date de intrare, datele obținute în cele 15 puncte de măsurare fiind prezentate în Tabelele 5.1 și 5.2 pentru setul 1, respectiv setul 2 de date pentru CX-93.

Punctele de interes sunt MP 1 (2) pentru aerul atmosferic LPA, MP 5 (4) pentru aerul comprimat HPA, MP 6 (7) pentru intrare gaze de ardere HPG și MP 10 (9) pentru ieșire gaze spre eșapament LPG.

Tabelul 5.1 – Date în punctele de măsurare pentru setul 1 de parametri ai Complex CX-93

MEASURINGPOINTS: Average Values														
Mp. nr.	Pipe nr.	Location [mm]	Diameter [mm]	Pressure [bar]	Temp. [K]	Ms.Temp. [K]	Veloc. [m/s]	Massflow [g/s]	Massflow [g/cycle]	To.Ent.f. [kJ/s]	To.Ent.f. [kJ/cyc.]	Mach. [-]	Wtemp. [K]	Converg. [-]
1	1	10.0000	60.9500	0.9487	292.2	292.2	44.5	146.5963	0.5864	0.740	0.0030	0.13	373.1	0.663E-07
2	1	140.0000	47.3000	0.9273	290.4	290.4	75.0	146.5964	0.5864	-0.740	-0.0030	0.22	373.1	0.388E-07
3	2	7.0000	33.0000	1.9141	442.6	0.0	0.0	0.0000	0.0000	0.000	0.0000	0.00	423.2	0.441E-04
4	3	0.0000	25.0000	1.7569	391.4	391.6	137.9	105.9212	0.4237	11.008	0.0440	0.35	423.1	0.998E-07
5	3	90.0000	47.5000	1.8972	402.5	402.5	36.7	105.9283	0.4237	11.217	0.0449	0.09	423.1	0.238E-06
6	4	10.0000	52.4000	2.0725	1023.4	1023.4	70.8	107.8280	0.4313	85.748	0.3430	0.11	773.1	0.102E-06
7	5	30.0000	29.9000	2.0274	1018.0	1018.0	133.9	65.2183	0.2609	51.861	0.2074	0.22	773.1	0.414E-07
8	7	20.0000	26.4000	1.9166	1019.7	1019.7	113.7	42.6154	0.1705	33.888	0.1356	0.19	773.2	0.103E-06
9	0	0.0000	52.0000	1.0042	753.0	753.9	150.4	140.4500	0.5930	73.072	0.2923	0.20	573.1	0.126E-05
10	8	85.0000	62.2895	1.0312	760.8	760.8	103.2	148.4577	0.5938	73.324	0.2933	0.19	573.1	0.706E-07
11	11	280.0000	62.0000	0.9495	292.2	292.2	42.9	146.5908	0.5864	-0.740	-0.0030	0.13	313.2	0.630E-07
12	9	20.0000	50.0000	1.8994	403.7	403.7	32.9	105.9293	0.4237	11.339	0.0454	0.08	433.2	0.388E-06
13	10	280.0000	53.0000	2.0735	1023.7	1023.7	69.1	107.8318	0.4313	85.773	0.3431	0.11	1023.1	0.180E-06
14	12	20.0000	63.5000	1.0331	759.9	759.9	98.8	148.4625	0.5939	73.098	0.2924	0.18	298.0	0.699E-07
15	12	380.0000	63.5000	1.0321	736.0	736.0	95.8	148.4582	0.5938	69.121	0.2765	0.18	298.0	0.558E-07

Tabelul 5.2 – Date în punctele de măsurare pentru setul 2 de parametri ai Complex CX-93

MEASURINGPOINTS: Average Values														
Mp. nr.	Pipe nr.	Location [mm]	Diameter [mm]	Pressure [bar]	Temp. [K]	Ms.Temp. [K]	Veloc. [m/s]	Massflow [g/s]	Massflow [g/cycle]	To.Ent.f. [kJ/s]	To.Ent.f. [kJ/cyc.]	Mach. [-]	Wtemp. [K]	Converg. [-]
1	1	10.0000	60.9500	0.9503	292.3	292.3	41.2	136.0513	0.5442	-0.686	-0.0027	0.12	373.1	0.114E-07
2	1	140.0000	47.3000	0.9270	290.8	290.8	69.4	136.0509	0.5442	-0.686	-0.0027	0.20	373.1	0.784E-08
3	2	7.0000	33.0000	1.8187	419.4	0.0	0.0	0.0000	0.0000	0.000	0.0000	0.00	423.1	0.102E-03
4	3	0.0000	25.0000	1.9006	398.0	398.4	116.4	99.1401	0.3966	10.711	0.0428	0.29	423.2	0.133E-06
5	3	90.0000	47.5000	2.0906	406.7	406.7	31.5	99.1577	0.3966	10.909	0.0436	0.08	423.2	0.179E-07
6	4	10.0000	52.4000	2.1412	1023.5	1023.5	64.1	100.9248	0.4037	80.215	0.3209	0.10	773.2	0.220E-07
7	5	30.0000	29.9000	2.0052	1017.0	1017.0	139.8	70.1227	0.2805	55.730	0.2229	0.23	773.2	0.167E-07
8	7	20.0000	26.4000	1.0009	1022.0	1022.0	80.2	30.8143	0.1233	24.406	0.0979	0.14	773.1	0.379E-07
9	0	0.0000	52.0000	1.0003	756.2	756.2	139.5	137.8213	0.5513	67.984	0.2719	0.26	573.1	0.456E-07
10	8	85.0000	62.2895	1.0313	762.4	762.4	95.9	137.8205	0.5513	68.216	0.2729	0.18	573.1	0.290E-07
11	11	280.0000	62.0000	0.9510	292.4	292.4	39.8	136.0501	0.5442	-0.686	-0.0027	0.12	313.2	0.616E-08
12	9	20.0000	50.0000	2.0923	408.1	408.1	28.3	99.1569	0.3966	11.045	0.0442	0.07	443.2	0.131E-06
13	10	280.0000	53.0000	2.1420	1023.7	1023.7	62.6	100.9240	0.4037	80.234	0.3209	0.10	1023.2	0.779E-07
14	12	20.0000	63.5000	1.0329	761.4	761.4	92.0	137.8214	0.5513	68.004	0.2720	0.17	298.0	0.199E-07
15	12	380.0000	63.5000	1.0321	737.3	737.3	89.1	137.8227	0.5513	64.299	0.2572	0.17	298.0	0.443E-08

În Fig. 5.3 sunt reprezentate variațiile presiunilor fluidelor de lucru, observându-se că valorile presiunilor fluidelor de înaltă presiune converg spre 1,89 bar (HPA) și 2,07 bar (HPG) pentru setul 1 de date (simularea 1) și, respectiv către 2,09 bar (HPA) și 2,14 bar (HPG) pentru setul 2 de date (simularea 2).

Fig.5.5 prezintă vitezele fluidelor în zona porturilor, valorile fiind citite în punctele de măsurare 2, 4, 7 și 9. Valorile de interes sunt: viteza gazelor de evacuare la intrarea în CX-93 (MP7), situate la 135...140 m/s pentru ambele simulări și viteza aerului comprimat (MP4) stabilizate la ~137 m/s la prima simulare și 116 m/s la cea de a doua. Se observă că aceste valori se păstrează în zona subsonică, aceasta fiind una din condițiile de funcționare optimă pentru supraalimentatorul cu unde de presiune.

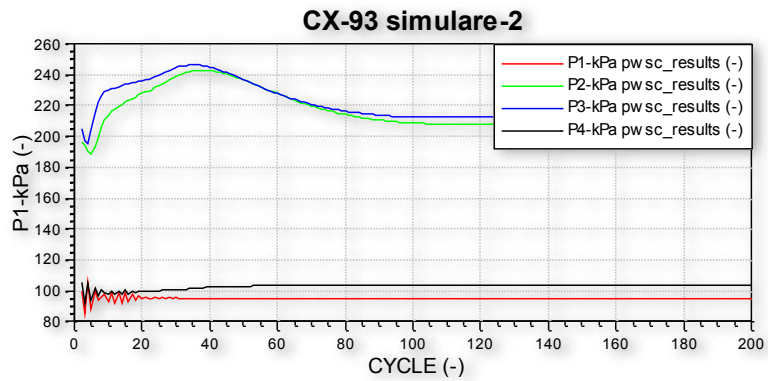
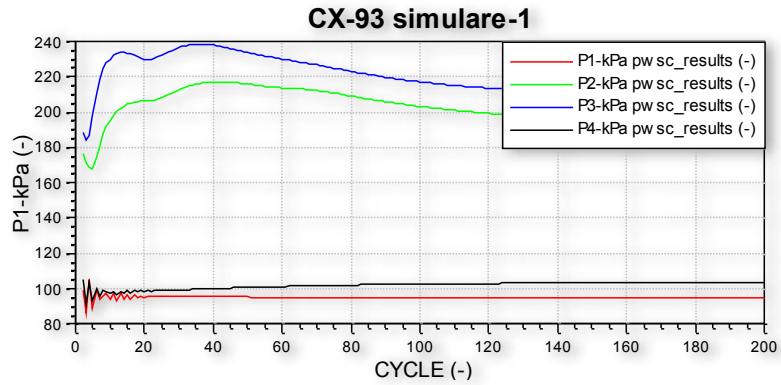


Figura 5.3 – Variația presiunilor pentru setul 1 (fig. de sus) și setul 2 de date (fig. de jos) pentru CX-93

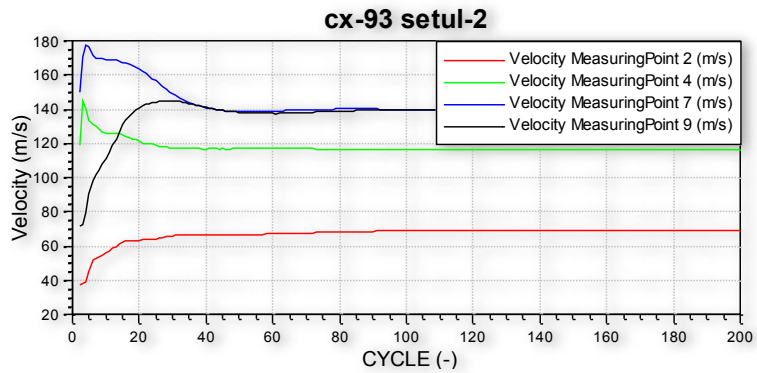
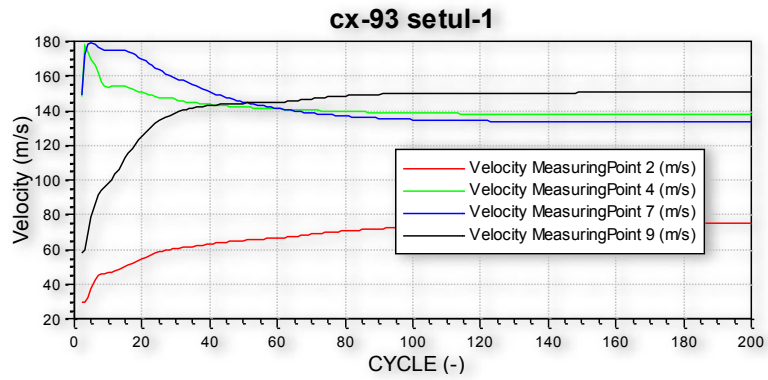


Figura 5.5 – Variația vitezelor fluidelor pentru setul 1 (simulare 1) și setul 2 de date (simulare 2) pentru CX-93

În Tabelul 5.3 sunt sumarizate valorile rezultate în urma simulării funcționării Compresorului CX-93 pe standul virtual AVL Boost. Rezultatele simulărilor sunt analizate și comparate cu rezultate obținute experimental și raportate în literatură. Se observă că, în ceea ce privește presiunea gazelor de ardere la intrarea în rotorul CX-93, s-au înregistrat valori de 2,0...2,1 bar, comparabile cu cele experimentale de 1,98...2,1 bar, eroarea relativă calculată fiind de maxim 9,9%. Comparând rezultatele obținute în termeni de presiune a aerului comprimat, se observă că aceasta a înregistrat valori de 1,7...1,98 bar la simulare, în timp ce valorile experimentale s-au situat la 1,6...1,95 bar, eroarea relativă maximă fiind ~ 4,4 %. În ceea ce privește valorile temperaturilor, valorile raportate sunt mult diferite, experimentele fiind realizate fără considerarea temperaturii, prin urmare, nu pot fi analizate prin comparație. În ceea ce privește debitele, se observă că abaterile majore sunt în cazul „Simulare vs. Smith [54]” la debitele de intrare aer proaspăt și evacuare gaze arse, dar acest lucru arată că este prezent fenomenul EGR, de care se ține cont în cadrul simulării pe standul virtual.

Tabel 5.3 – Rezultate obținute la simularea funcționării pe standul virtual AVL Boost, date experimentale raportate în literatura de specialitate și erori relative

Date experimentale raportate în literatura de specialitate								
	Smith [54]				Pohorelsky et al. [47]			
Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	HPG	HPA	LPG	LPA
Presiune [bar]	1,845	1,676	1,046	1,0032	2,1	1,95	1	1
Temp. [K]	548	372	471	306	900	400	595	393
Debit [g/s]	98,8	98,8	103	103	100	83,3	150	147
Rezultate simulare pentru CX-93								
	Model virtual AVL Boost				Model virtual AVL Boost			
	CX-93 simulare 1				CX-93 simulare 2			
Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	HPG	HPA	LPG	LPA
Presiune [bar]	2,027	1,75	1,042	0,9487	2,14	1,98	1,03	0,95
Temp. [K]	1018	402,5	751	292	1023	406	762	292
Debit [g/s]	107,8	105,9	147,5	146,6	101	99	138	136
Erori relative [%]								
	Simulare 1 vs. Smith [54]				Simulare 2 vs. Pohorelsky [47]			
Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	HPG	HPA	LPG	LPA
Presiune [bar]	-9,9	-4,4	0,4	5,4	-1,9	-1,5	-3,0	5,0
Temp. [K]	-85,8	-8,2	-61,6	4,6	-13,7	-1,5	-28,1	25,7
Debit [g/s]	-9,1	-7,2	-43,2	-42,3	-1,0	-18,8	8,0	7,5

Astfel că, acceptând o eroare relativă maximă de 10%, se poate concluziona că simularea pentru CX-93 a furnizat rezultate comparabile cu cele experimentale raportate în literatura de specialitate, iar rezultatele validează modelul AVL Boost și justifică utilizarea acestuia în continuare ca instrument pentru simularea și analiza funcționării SUPGM propus în prezenta lucrare.

3.8.2 SIMULARE ȘI VALIDARE EXPERIMENTALĂ A NOULUI SUPGM

Simularea funcționării noului SUPGM s-a realizat pe standul modelat și validat pentru CX-93, cu înlocuirea acestuia cu supraalimentatorul cu noua configurație, cu ajustarea caracteristicilor dimensionale: număr de canale pe rând (36 de canale așezate pe 2 rânduri), diametre echivalente, lungimea noului rotor ($L=58$ mm), unghiul între porturile de intrare gaze și ieșire aer comprimat redus cu 8° (echivalentul înclinării axiale a canalelor noului SUPGM). Detaliile constructive ale standului virtual și cele dimensionale ale SUPGM sunt prezentate în Fig.5.10...5.13.

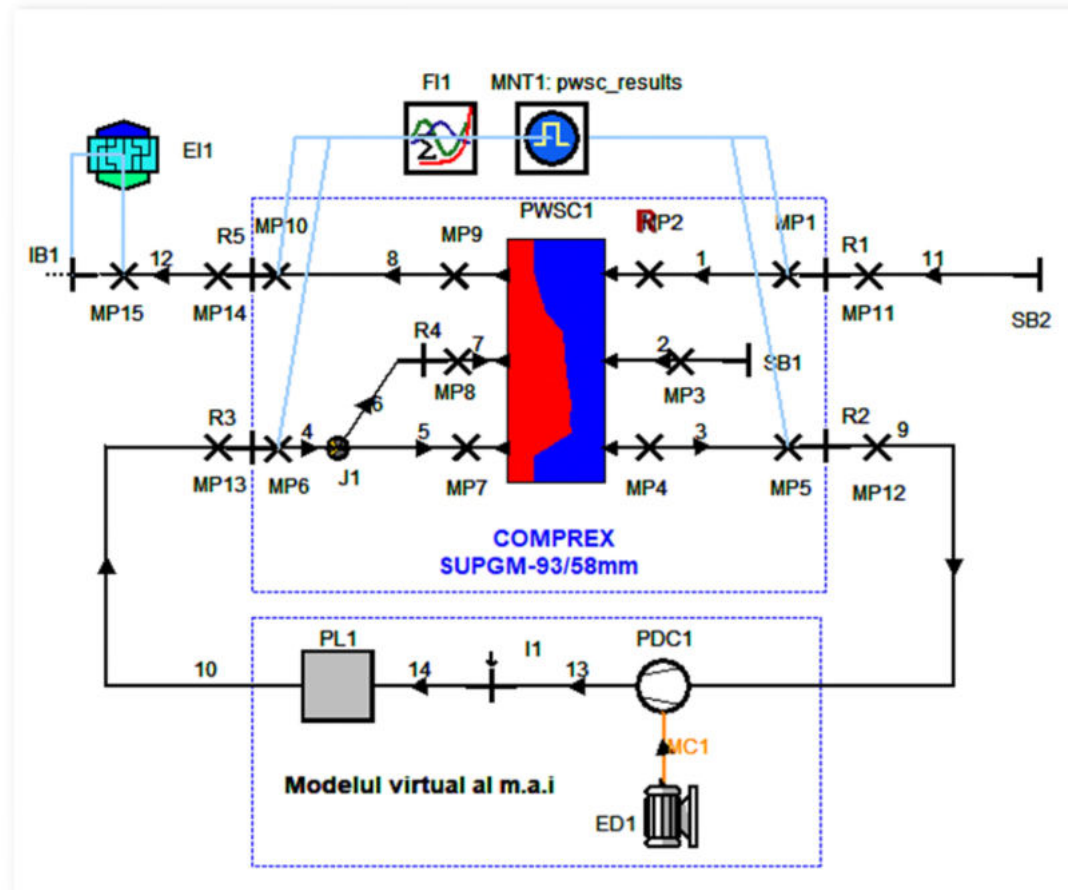


Figura 5.10 – Standul virtual AVL Boost pentru simularea funcționării noului SUPGM

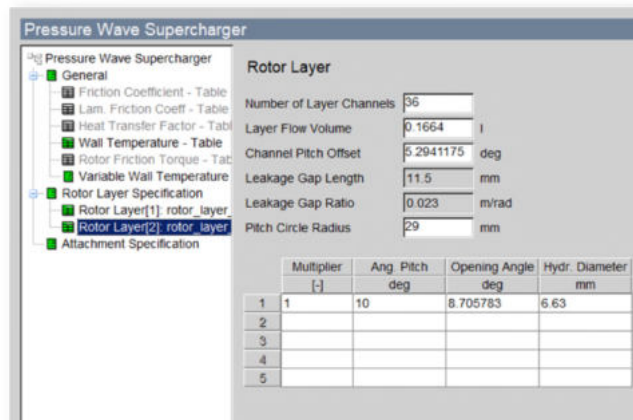
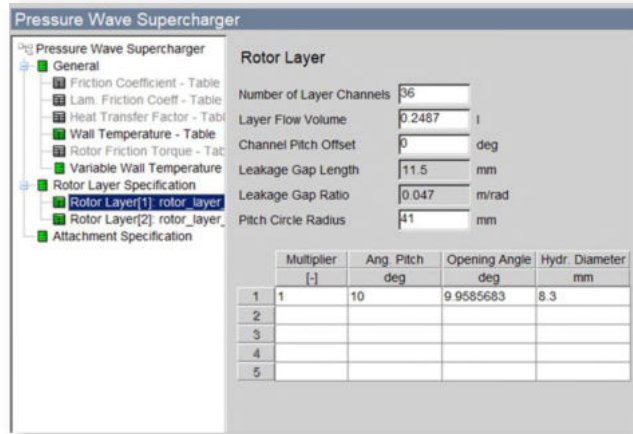


Figura 5.12 – Modificări geometrice rândul 1 (sus) și 2 (jos) de celule conform SUPGM

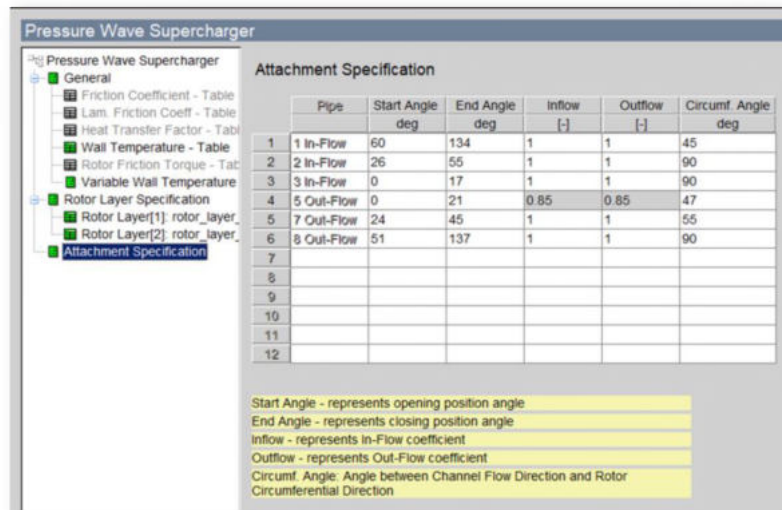


Figura 5.13 – Modificări geometrice conform SUPGM

Simularea pe standul AVL-Boost a constat în: stabilirea a două seturi de date de intrare conform obiectivelor stabilite pentru noul supraalimentator cu unde de presiune SUPGM (v. Anexa 1) și realizarea a două simulări ale căror rezultate vor fi cercetate pentru validarea noii configurații SUPGM și realizarea unei

a 3-a simulări, cu date similare cu cele ale CX-93 (presiune și debite de gaze de evacuare) care dau posibilitatea analizei comparative cu datele experimentale raportate în literatură pentru CX-93.

În Tabelele 5.4 și 5.5 sunt prezentate valorile medii ale parametrilor primelor două simulări, măsurate în punctele de măsurare M 1... M 15.

Tabel 5.4 – Date rezultate în punctele de măsurare M1...M15 ale standului, setul 1 de date

MEASURINGPOINTS: Average Values														
Mp. nr.	Pipe nr.	Location [mm]	Diameter [mm]	Pressure [bar]	Temp. [K]	Ms.Temp. [K]	Velo. [m/s]	Massflow [g/s]	Massflow [g/cycle]	To.Ent.f. [kJ/s]	To.Ent.f. [kJ/cyc.]	Mach. [-]	Wtemp. [K]	Converg. [-]
1	1	10.0000	60.9500	0.9528	292.5	292.5	35.5	117.3522	0.4694	-0.592	-0.0024	0.10	373.2	0.232E-06
2	1	140.0000	47.3000	0.9394	291.4	291.4	59.5	117.3514	0.4694	-0.592	-0.0024	0.17	373.2	0.213E-06
3	2	7.0000	33.0000	1.6176	945.4	0.0	0.0	0.0000	0.0000	0.000	0.0000	0.00	423.1	0.406E-03
4	3	0.0000	25.0000	2.0842	547.4	547.8	215.3	140.3107	0.5612	39.124	0.1565	0.46	423.2	0.128E-06
5	3	90.0000	47.5000	2.3820	570.7	570.7	54.9	140.3770	0.5615	39.433	0.1577	0.12	423.2	0.362E-06
6	4	10.0000	52.4000	2.4357	1023.7	1023.7	79.8	142.8950	0.5716	114.263	0.4571	0.13	773.2	0.141E-06
7	5	30.0000	29.9000	2.2289	1002.4	1002.4	239.2	130.1928	0.5208	104.091	0.4164	0.39	773.2	0.205E-06
8	7	20.0000	26.4000	1.7556	1025.9	1025.9	38.8	12.7037	0.0508	10.158	0.0406	0.06	773.1	0.396E-06
9	8	0.0000	52.0000	0.9944	847.5	847.5	137.5	119.6232	0.4785	71.861	0.2874	0.24	573.2	0.705E-07
10	8	85.0000	62.2895	1.0140	853.3	853.3	94.7	119.6223	0.4785	72.062	0.2882	0.17	573.2	0.439E-07
11	11	280.0000	62.0000	0.9533	292.6	292.6	34.2	117.3532	0.4694	-0.592	-0.0024	0.10	313.2	0.251E-06
12	9	20.0000	50.0000	2.3868	565.9	565.9	48.6	140.3827	0.5615	38.677	0.1547	0.10	433.2	0.535E-07
13	10	280.0000	53.0000	2.4372	1024.2	1024.2	78.0	142.8949	0.5716	114.316	0.4573	0.13	1023.2	0.792E-07
14	12	20.0000	63.5000	1.0154	852.0	852.0	90.8	119.6172	0.4785	71.832	0.2873	0.16	298.0	0.321E-07
15	12	380.0000	63.5000	1.0148	823.3	823.3	87.8	119.6201	0.4785	67.868	0.2715	0.16	298.0	0.433E-07

Tabel 5.5 – Date rezultate în punctele de măsurare M1...M15 ale standului, setul 2 de date

MEASURINGPOINTS: Average Values														
Mp. nr.	Pipe nr.	Location [mm]	Diameter [mm]	Pressure [bar]	Temp. [K]	Ms.Temp. [K]	Velo. [m/s]	Massflow [g/s]	Massflow [g/cycle]	To.Ent.f. [kJ/s]	To.Ent.f. [kJ/cyc.]	Mach. [-]	Wtemp. [K]	Converg. [-]
1	1	10.0000	60.9500	0.9254	290.1	290.1	78.3	253.5634	1.0143	-1.280	-0.0051	0.23	373.1	0.437E-07
2	1	140.0000	47.3000	0.8529	283.7	283.7	137.8	253.5622	1.0142	-1.280	-0.0051	0.41	373.1	0.346E-07
3	2	7.0000	33.0000	2.1834	581.6	0.0	0.0	0.0000	0.0000	0.000	0.0000	0.00	423.1	0.126E-04
4	3	0.0000	25.0000	1.5762	382.8	383.0	226.6	159.7409	0.6390	17.823	0.0713	0.58	423.1	0.196E-06
5	3	90.0000	47.5000	1.9455	409.1	409.1	54.9	159.7814	0.6391	18.145	0.0726	0.14	423.1	0.276E-06
6	4	10.0000	52.4000	2.0686	1023.3	1023.3	107.0	162.6491	0.6506	129.863	0.5195	0.17	773.1	0.765E-07
7	5	30.0000	29.9000	1.9909	1013.8	1013.8	184.6	88.6958	0.3548	70.811	0.2832	0.30	773.1	0.113E-06
8	7	20.0000	26.4000	1.9682	1011.7	1011.6	199.1	73.9639	0.2959	59.050	0.2362	0.32	773.1	0.654E-07
9	8	0.0000	52.0000	0.9468	672.4	672.4	245.6	256.1300	1.0245	107.777	0.4311	0.48	573.1	0.859E-07
10	8	85.0000	62.2895	1.0301	689.7	689.7	161.5	256.1331	1.0245	108.209	0.4328	0.31	573.1	0.633E-07
11	11	280.0000	62.0000	0.9279	290.3	290.3	75.4	253.5787	1.0143	-1.280	-0.0051	0.22	313.1	0.554E-07
12	9	20.0000	50.0000	1.9505	410.7	410.7	49.2	159.7782	0.6391	18.349	0.0734	0.12	443.1	0.153E-06
13	10	280.0000	53.0000	2.0710	1023.8	1023.8	104.4	162.6537	0.6506	129.902	0.5196	0.17	1023.1	0.123E-06
14	12	20.0000	63.5000	1.0356	689.6	689.6	154.4	256.1343	1.0245	107.882	0.4315	0.30	298.0	0.446E-07
15	12	380.0000	63.5000	1.0322	669.5	669.5	150.4	256.1379	1.0246	102.165	0.4087	0.29	298.0	0.464E-07

Fig.5.16 prezintă variațiile presiunilor fluidelor de lucru, observându-se că valorile pentru fluidele LPA și LPG sunt aproximativ constante și au valoarea mediului ambiant. Presiunile fluidelor HPA și HPG prezintă o valoare de vârf 2,6 bar la începutul simulărilor, după care valorile converg spre ~2,4 bar (simularea 1) și ~2,0 bar (simularea 2). Simbolurile pentru parametrii fiecărui fluid sunt:

- 1 (culoare roșie) pentru aerul proaspăt admis (LPA);
- 2 (culoare verde) pentru aerul comprimat (HPA);
- 3 (culoare albastră) pentru gazele de evacuare care intră în rotor (HPG);
- 4 (culoare neagră) pentru gazele de evacuare care părăsesc rotorul (LPG).

Din Fig.5.16 se poate face o comparație a comportării SUPGM în cazul unor presiuni ale gazelor de evacuare mai mari - 2,4 bar stabilită pentru simularea 1 comparativ cu 2,0 bar la simularea 2, astfel că funcționarea este mai stabilă în termeni de presiune, cu variații mai mici în cazul 1 și cu valori mai bune ale raportului de presiuni (P_2/P_1) de ~2,3 (simularea 1), respectiv 2,0 (simularea 2). Acest rezultat arată că noul SUPGM este pretabil la motoare cu valori mai mari ale presiunii gazelor de ardere, iar creșterea presiunii aerului comprimat peste limitele admise specifice motorului pentru care realizează supraalimentare poate fi transferată ca energie la arbore, datorită configurației cu canale înclinate axial.

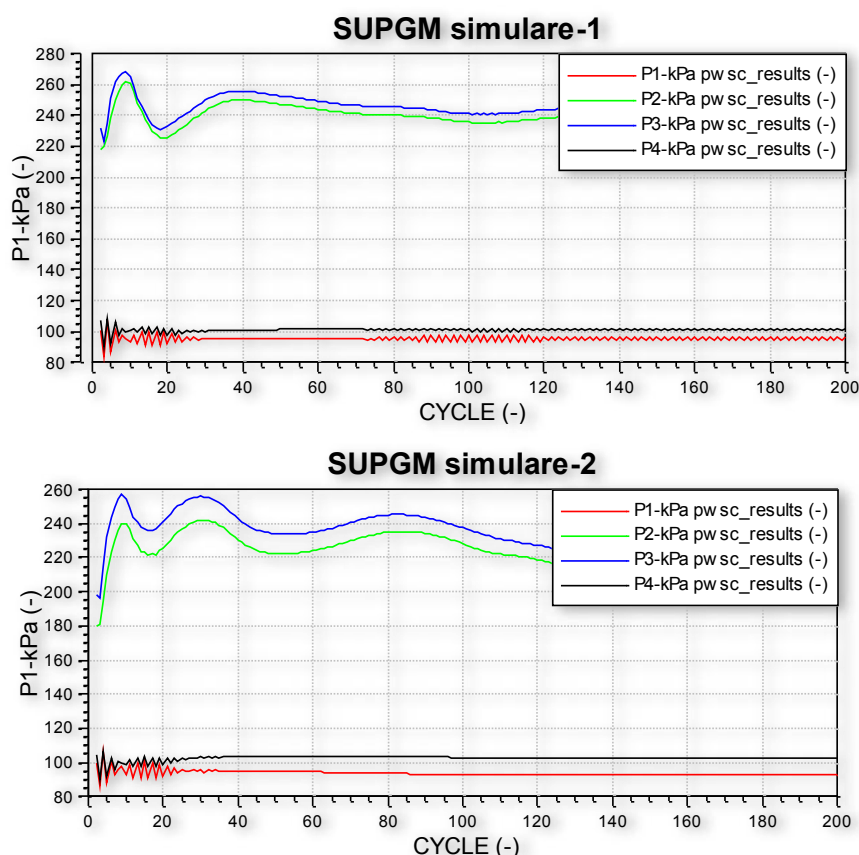


Figura 5.16 – Variația presiunii fluidelor de lucru pentru setul 1 de date (simularea 1) și setul 2 de date (simularea 2) pentru SUPGM

Fig.5.18 prezintă vitezele fluidelor în zona porturilor, valorile fiind citite în punctele de măsurare 2, 4, 7 și 9. Valorile de interes sunt: viteza gazelor de evacuare la intrarea în SUPGM (MP7), situate la ~240 m/s pentru prima simulare și la ~190 m/s pentru simularea 2 și viteza aerului comprimat (MP4) stabilizate la ~210 m/s la prima simulare și 230 m/s la cea de a doua. Se observă că aceste valori se păstrează în zona subsonică, aceasta fiind una din condițiile de funcționare optimă pentru supraalimentatorul cu unde de presiune.

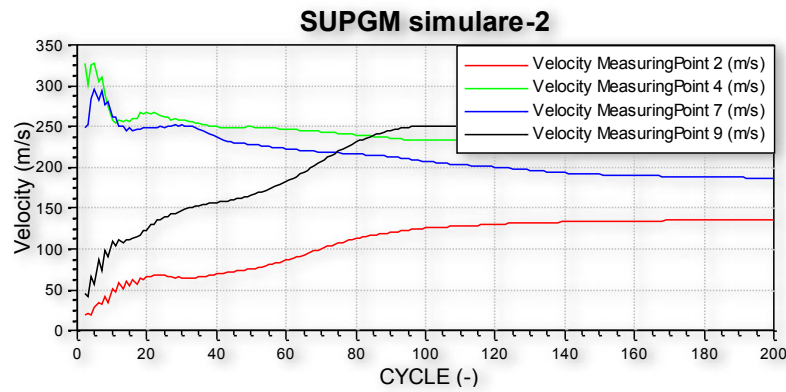
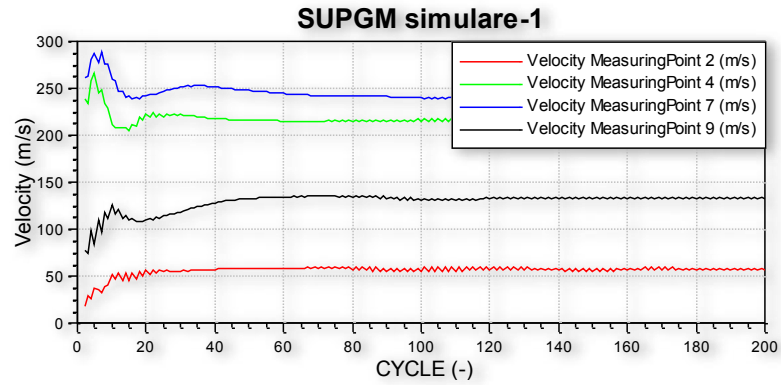


Figura 5.18 – Variația vitezelor fluidelor de lucru pentru simularea 1 și simularea 2 pentru SUPGM

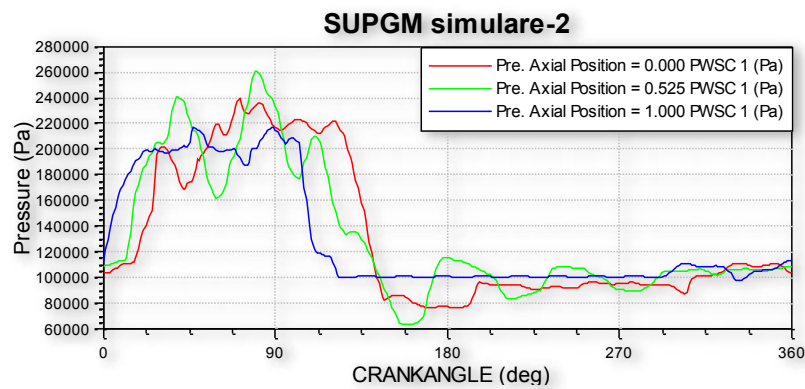
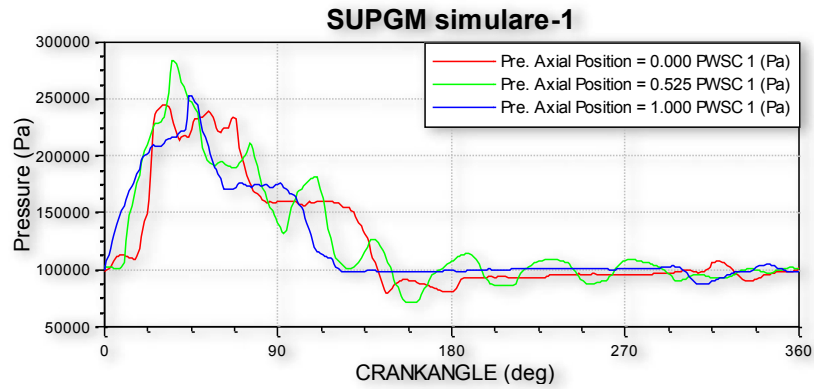


Figura 5.20 – Variația presiunii în canalele rotorului la simularea 1 și 2 pentru SUPGM

Fig. 5.20 și 5.21 prezintă variațiile presiunii și ale vitezelor de-a lungul canalelor rotorului la capătul cald (intrare gaze – reprezentată cu albastru), la mijlocul canalului (reprezentat cu verde) și la capătul rece (ieșire aer comprimat – reprezentat cu roșu). Vârfurile de presiune sunt de 2,5...2,6 bar la ambele simulări, pentru capătul cald. La capătul rece, presiunea crește datorită undelor de presiune propagate în canal și aerul comprimat curge în portul deschis, după care acesta se închide, presiunea scade favorizând aspirația aerului proaspăt în canal. Presiunea aerului comprimat atinge valori de vârf de 2,45 bar, respectiv 2,35 bar. Variațiile vitezelor nu indică pentru aceste seturi de date valori supersonice.

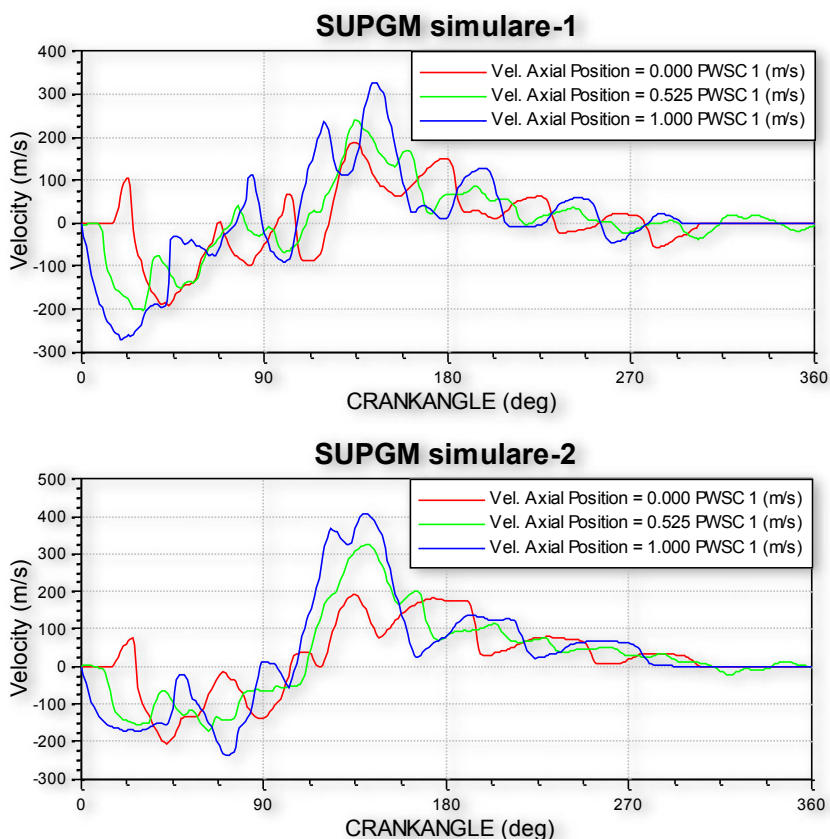


Figura 5.21 – Variația vitezelor în canalele rotorului la diferite poziții ale punctelor de măsurare pentru setul 1 de date (simulare 1) și setul 2 (simulare 2) pentru SUPGM

Variația vitezelor în interiorul canalelor (Fig.5.21) prezintă valori negative sau pozitive în funcția de direcția în care se deplasează fluidul. Curbele de variație în capătul HPG, reprezentate cu albastru, arată felul în care viteza crește la deschiderea canalului spre portul de gaze, scăderea până spre zero la închiderea canalului, urmată de accelerarea fluidului la apariția undelor de comprimare la deschiderea spre portul de evacuare gaze de joasă presiune LPG, scăderea vitezei odată cu curgerea gazelor în acest port și „liniștirea” înaintea reluării proceselor în următorul ciclu. Viteza maximă în canale atinge valori de vârf de 330m/s, respectiv 310m/s, observându-se astfel că, inclusiv în interiorul canalelor, curgerea este subsonică.

3.8.3 SIMULAREA FUNCȚIONĂRII SUPGM CU DATE DE INTRARE SIMILARE CX-93

Pentru a putea realiza o comparație a datelor și validarea modelului SUPGM s-a realizat o a treia simulare, cu datele de intrare similare cu CX-93. Astfel că s-au impus ca date de intrare: presiunea gazelor de evacuare la intrarea în SUPGM de 2,1 bar și debitul de gaze la ~100 g/s, iar turația rotorului a fost stabilită 12950 rot/min [47, 57]. Simularea a dat următoarele rezultate, prezentate în Tabelul 5.6:

Tabelul 5.6 - Date rezultate în punctele de măsurare M1...M15 ale standului, setul 3 de date pentru SUPGM

MEASURINGPOINTS: Average Values														
Mp. nr.	Pipe nr.	Location [mm]	Diameter [mm]	Pressure [bar]	Temp. [K]	Ms.Temp. [K]	Velo. [m/s]	Massflow [g/s]	Massflow [g/cycle]	To.Ent.f. [kJ/s]	To.Ent.f. [kJ/cyc.]	Mach. [-]	Wtemp. [K]	Converg. [-]
1	1	10.0000	60.9500	0.9521	292.5	292.4	40.3	133.2370	0.3087	-0.661	-0.0015	0.12	373.2	0.217E-03
2	1	140.0000	47.3000	0.9375	291.2	291.2	65.4	129.2848	0.2995	-0.630	-0.0015	0.19	373.2	0.175E-03
3	2	7.0000	33.0000	1.4061	648.7	0.0	-0.0	0.0000	0.0000	0.000	0.0000	-0.00	423.2	0.762E+03
4	3	0.0000	25.0000	1.7681	423.1	423.9	143.3	102.4643	0.2374	14.099	0.0327	0.35	423.1	0.563E-04
5	3	90.0000	47.5000	1.9104	431.8	431.8	38.1	103.1507	0.2390	14.042	0.0325	0.09	423.1	0.464E-04
6	4	10.0000	52.4000	2.1879	1023.5	1023.5	65.4	105.2207	0.2438	83.657	0.1938	0.11	773.2	0.545E-04
7	5	30.0000	29.9000	2.1283	1017.0	1016.9	141.8	72.4972	0.1679	57.636	0.1335	0.23	773.1	0.755E-04
8	7	20.0000	26.4000	1.9679	1022.7	1022.5	89.3	32.7870	0.0760	26.061	0.0604	0.14	773.2	0.348E-04
9	8	0.0000	52.0000	1.0056	776.6	776.2	134.9	129.3224	0.2996	66.651	0.1544	0.25	573.1	0.246E-03
10	8	85.0000	62.2895	1.0285	778.8	778.8	91.6	128.2737	0.2972	65.849	0.1525	0.17	573.1	0.230E-03
11	11	280.0000	62.0000	0.9520	292.4	292.4	39.5	134.9684	0.3127	-0.675	-0.0016	0.12	313.1	0.326E-03
12	9	20.0000	50.0000	1.9128	431.8	431.8	34.1	103.2943	0.2393	14.007	0.0324	0.08	433.1	0.210E-04
13	10	280.0000	53.0000	2.1887	1023.8	1023.8	63.9	105.1678	0.2436	83.639	0.1938	0.10	1023.2	0.513E-04
14	12	20.0000	63.5000	1.0304	775.8	775.7	87.2	127.9826	0.2965	65.156	0.1509	0.16	298.0	0.201E-03
15	12	380.0000	63.5000	1.0319	754.4	754.5	79.2	119.6458	0.2772	58.071	0.1345	0.15	298.0	0.797E-04

3.9 REZULTATE

Rezultatele sumarizate ale cercetărilor experimentale în mediu virtual sunt prezentate în Tabelul 5.7., reprezentând atât valorile presiunilor, temperaturilor, debitelor gazelor de evacuare de înaltă presiune HPG și aerului proaspăt LPA (datele de intrare ale simulărilor) cât și valorile obținute ale aceluiași parametri ai fluidelor de lucru, respectiv aer comprimat HPA și gaze de joasă presiune LPG. Tabelul prezintă și valorile rezultate din simularea a treia realizată pentru comparația valorilor cu datele din literatură, unde s-au calculat și erorile relative între rezultatele simulării raportate la cele experimentale, raportate de Smith [57] și Pohorelsky et al. [47]. Se observă că, în ceea ce privește presiunea HPG, s-a înregistrat în urma simulării o valoare stabilizată de 2,18 bar, comparabilă cu cele raportate experimental, de 2,1...2,25 bar. Eroarea relativă calculată este de minim 3,1 % și maxim 10 %, cea din urmă fiind raportată la datele experimentale realizate „la rece” [57]. În ceea ce privește datele de ieșire la simularea 3, s-a obținut o presiune a aerului HPA de 1,91 bar, comparabilă cu datele experimentale din literatură, de 1,95 sau 2,05 bar. O diferență semnificativă se înregistrează la valorile debitelor de aer comprimat, unde SUPGM livrează debite cu 19...20 % mai mari, explicația fiind faptul că în proiectarea noului SUPGM una din condițiile impuse a fost livrarea de debite crescute de aer comprimat, astfel că, impunând în datele de intrare valori ale debitului de gaze de o valoare egală cu CX-93, SUPGM a transferat acest debit către aerul comprimat, fără pierderi suplimentare în portul LPG. De asemenea, se observă că debitele de aer proaspăt și gaze evacuate sunt de valori apropiate, ceea ce înseamnă că o parte din aerul aspirat în SUPGM trece

direct spre portul de gaze evacuate, „spălând” astfel canalele de gaze remanente și răcind partea caldă a SUPGM.

Tabel 5.7– Parametrii fluidelor de lucru obținuți experimental din literatura de specialitate, parametrii obținuți în cercetarea experimentală în mediu virtual pentru noul supraalimentator cu unde de presiune și erorile relative față de valorile experimentale

Date experimentale raportate in literatura de specialitate pentru CX-93														
Pohorelsky et al.[47]-1					Pohorelsky et al.[47]-2				Smith [54]					
Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA
Pres. [bar]	2,25	2,05	1,06	1,003	Pres. [bar]	2,1	1,95	1,003	1,003	Pres. [bar]	1,978	1,6	1,06	1,003
Temp. [K]	900	393	600	400	Temp. [K]	900	400	595	393	Temp. [K]	498	402	426	318
Debit [g/s]	100	83,3	150	147	Debit [g/s]	100	83,3	147	147	Debit [g/s]	99,34	87	88,5	73,4
Rezultate simulare pentru SUPGM														
Model virtual AVL Boost					Model virtual AVL Boost				Model virtual AVL Boost					
SUPGM simulare 3					SUPGM simulare 2				SUPGM simulare 1					
Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA
Pres. [bar]	2,18	1,91	1,028	0,95	Pres. [bar]	2,068	1,94	1,03	0,925	Pres. [bar]	2,43	2,38	1,014	0,95
Temp. [K]	1023	432	776,8	292	Temp. [K]	1023	410	690	290	Temp. [K]	1023	570	853	294
Debit [g/s]	103,2	104	128	133,2	Debit [g/s]	162	159,7	256	253	Debit [g/s]	140	142,9	120	117,3
Erori relative [%]														
Simulare 3 vs.Pohorelsky [47]-1					Simulare 3 vs.Pohorelsky[47]-2				Simulare 3 vs. Smith [54]					
Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA	Parametri	HPG	HPA	LPG	LPA
Pres. [bar]	3,1	6,8	3,0	5,3	Pres. [bar]	-3,8	2,1	-2,5	5,3	Pres. [bar]	-10,2	-19,4	3,0	5,3
Temp. [K]	-13,7	-9,9	-29,5	27,0	Temp. [K]	-13,7	-8,0	-30,6	25,7	Temp. [K]	-105,4	-7,4	-82,3	8,2
Debit [g/s]	-3,2	-24,2	14,7	9,4	Debit [g/s]	-3,2	-24,2	12,9	9,4	Debit [g/s]	-3,9	-19,0	-44,6	-81,5

Simulările 1 și 2 s-au realizat pentru a analiza funcționarea SUPGM la supraalimentarea motorului simbolic M6000. Simularea 1 s-a realizat impunând o presiune a gazelor de evacuare de ~2,4 bar și debite de intrare cu ~50 % mai mari comparativ cu CX-93, iar pentru simularea 2 o presiune de 2,1 bar și debite, de asemenea, mărite cu 50 %, pentru a observa funcționarea SUPGM la supraalimentarea motoarelor care debitează presiuni și temperaturi superioare. Astfel, presiunea aerului comprimat a înregistrat valori de 2,38 bar, respectiv 1,94 bar, iar debitele de aer comprimat de 159 g/s, respectiv 143 g/s pentru cele două simulări. În ceea ce privește valorile temperaturilor în porturi, s-a impus pentru simulare un raport al temperaturilor gazelor de evacuare simulare vs. valori experimentale reale de 1,2 (condiția de modelare a motorului M-6000). Se observă, de asemenea, că pentru simularea a 2-a, la valori similare ale presiunii de intrare gaze arse și ale presiunii aerului comprimat, temperaturile fluidelor au valori apropiate, dar SUPGM poate „prelucra” debite cu ~50% mai mari, așa cum s-a stabilit ca cerință pentru motorul ipotetic M-6000. De asemenea, pentru presiuni mai mari de intrare gaze și presiuni obținute la aerul comprimat în raport de aprox. 2,3, debitele fluidelor HPG și HPA sunt de ~ 1,4 ori mai mari decât debitele CX-93, încadrându-se,

de asemenea, în marja de 1...1,5 propusă în ipotezele cercetării. În concluzie, datele obținute validează modelul SUPGM cu configurația geometrică propusă și ipotezele stabilite pentru modelare.

3.10 LUCRUL MECANIC EXTRAS

Pornind de la ideea unei diferențe între componenta tangențială a vitezei în porturi și cea periferică a rotorului și păstrând condiția de turație optimă a rotorului, a rezultat un impuls în rotor având ca efect producerea de putere, astfel că SUPGM va crea la arbore lucru mecanic util. Acesta se poate calcula în funcție de momentul axial exercitat asupra arborelui în direcția rotației, M_a [102]:

$$\dot{W}_{SUPGM} = M_a \omega = (V_T \cdot V_{s1} - V_T \cdot V_{s2})\dot{m}_a + (V_T \cdot V_{s3} - V_T \cdot V_{s4})\dot{m}_g \quad (5.2)$$

unde \dot{m}_a și \dot{m}_g sunt debitele de aer, respectiv gaze arse, iar V_{si} sunt componentele tangențiale ale vitezelor (Fig.5.28). Înlocuind din diagrama vitezelor și debitele în funcție de densitățile de stagnare, cu condiția ca vitezele w relativ la rotor sunt egale: $w_1 \approx w_4$ și $w_2 \approx w_3$, atunci fluxul de energie extras va fi:

$$\dot{W}_{SUPGM} = V_T \sin \beta (w_2 - w_1)\dot{m}_a \cdot \left(1 - \frac{\rho_{0g}}{\rho_{0a}}\right) \quad (5.5)$$

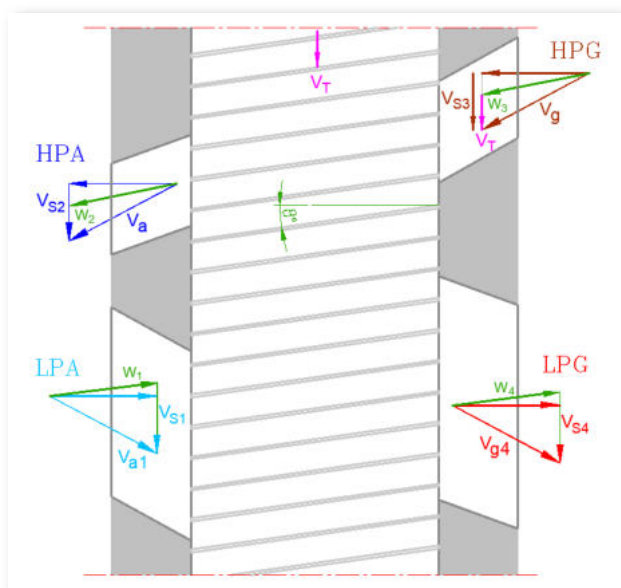


Figura 5.28 – Diagrama de viteze în porturile SUPGM

Se poate observa că, în cazul în care $\beta=0$, nu se poate extrage lucru mecanic, supraalimentatorul fiind doar un schimbător de presiune. În Tabelul 5.8 sunt calculate valorile pentru \dot{W}_{SUPGM} . Valorile calculate sunt relativ mici și acoperă eventual necesarul de putere de antrenare, dar dacă se ia în considerație faptul că în condiții de funcționare reale motorul unui vehicul dezvoltă parametri de stare net superiori, se poate preconiza că această energie poate deveni o sursă suplimentară de energie necesară la bordul unui vehicul cu sistem de propulsie convențional sau hibrid.

Tabel 5.8. Energia extrasă la funcționarea SUP în cele două cazuri considerate

	SUPGM 1	SUPGM 2
V _T [m/s]	97	97
w ₁ [m/s]	27,467989	27,467989
w ₂ [m/s]	226,10306	226,10306
ρ _{0g} /ρ _{0a}	0,5865385	0,6093023
W_{SUPGM} [W]	165,19784	156,10258

3.11 ZGOMOTUL

Frecvența sunetului produs de SUP se poate calcula cu [27]:

$$f = \frac{i \cdot z \cdot n}{60} \text{ [Hz]} \quad (5.6)$$

unde: *i* – numărul de rânduri, *z* – numărul de canale, *n* – turația rotorului.

Pentru CX-93, la turații optime de 2500...15000 rot/min, frecvența sunetului se situează între 1400...8500 Hz, ceea ce face ca zgomotul produs să fie complet în zona audibilă. Pentru o gamă de turații ridicată, pentru SUPGM de 10.000...22.500 rot/min, cu 2 sau 3 rânduri de canale și 36 canale, frecvența sunetului se va situa în zona: 12.000...27.000 Hz, sau 18.000...40.500 Hz. Cum zona perceptibilă de urechea umană este de până la 20.000 Hz, SUPGM poate deveni silențios la turații peste 16500 rot/min.

3.12 RANDAMENTUL TRANSFERULUI DE ENERGIE

Eficiența cu care se transferă energia conținută în gazele arse către aerul de admisie poate fi calculată ca fiind raportul dintre creșterea de lucru mecanic al destinderii gazelor, care ar putea fi extras în mod ideal și transmis aerului, și lucrul mecanic conținut în gazele de evacuare [102]:

$$\eta_E = \frac{\dot{W}_{HPA} - \dot{W}_{LPA}}{\dot{W}_{HPG}} \quad (5.7)$$

unde \dot{W}_i este fluxul de energie care poate fi generat prin destinderea unui gaz de la o stare definită la o stare de referință (considerată presiunea mediului ambiant p_A):

$$\dot{W}_i = \dot{m}_i \cdot c_{pi} \cdot T_i \left[1 - \left(\frac{p_A}{p_{0i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (5.8)$$

în care p_{0i} – presiunea de stagnare a fluidului respectiv. Valorile calculate ale \dot{W}_i și η_E pentru seturile de date estimate inițial pentru SUPGM arată că randamentul CX se situează la ~ 64%, iar pentru SUPGM, media randamentelor ar fi de ~67 %, în condițiile în care presiunile de lucru și temperaturile sunt net superioare CX-93. De asemenea, se poate observa, ținând cont de influența semnificativă a temperaturii gazelor arse în funcționarea SUP, că la temperaturi similare randamentul de transfer de energie al SUPGM este 70 %, în condițiile unei presiuni a aerului comprimat la SUPGM superioară celei obținută la CX-93.

CAPITOLUL 4| CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE.

4.1 CONCLUZII FINALE

Echipamentele care utilizează tehnologia undelor de presiune au fost studiate timp de decenii, cu precădere începând cu a doua jumătate a secolului trecut, prezentând interes îndeosebi în industria aeronautică, cu aplicații în îmbunătățirea turbinelor de gaze sau motoare cu unde de șoc, dar și în industria auto, ca supraalimentatoare ale motoarelor cu ardere internă. Provocările în a enunța cât mai riguros ecuațiile teoretice care descriu comportamentul fluidelor, în a stabili configurații noi și ajustări geometrice sau materiale noi și fiabile pentru supraalimentatoarele cu unde de presiune au fost depășite prin dezvoltarea codurilor de calcul, modelare și simulare, munca cercetătorilor îmbunătățindu-se semnificativ, erorile între valorile experimentale și cele din mediul virtual fiind tot mai reduse.

Prezenta lucrare a abordat tema optimizării configurației și a formelor geometrice ale supraalimentatorului cu unde de presiune, alegând ca model de bază Complex CX-93, cel mai de succes SUP, instalat cu rezultate foarte bune pe mai mult de 150.000 de vehicule în producție de serie. Obiectivele propuse au fost realizate prin:

1. **îmbunătățirea dimensiunilor geometrice și constructive ale rotorului**, creșterea numărului de canale și/sau a numărului de rânduri de canale, înclinarea axială a canalelor, reducerea lungimea rotorului de la 93 mm (CX-93) la 58 mm;
2. **reproiectarea unui nou supraalimentator**, denumit simbolic **SUPGM**, având 72 de celule, dispuse radial pe 2 sau 3 rânduri de canale, având secțiuni ale canalelor de forme diferite - cele 3 tipuri de geometrii au fiecare avantajele proprii. Optimizarea a avut ca țintă principală:
3. **lărgirea gamei de aplicabilitate a noului supraalimentator** la motoare în conformitate cu tendințele actuale în industria auto (emisii reduse, downsizing, eliminarea motoarelor diesel, utilizarea de combustibili alternativi sau low-carbon). Noul SUPGM are potențialul de a supraalimenta o gamă largă de motoare care necesită un debit crescut de aer de admisie, sau funcționează cu un combustibil care furnizează presiuni și temperaturi ale gazelor de ardere mai ridicate sau prezintă turații nominale de valori ridicate decât ale motorului diesel de referință.
4. **Furnizarea de energie suplimentară** care să permită utilizarea SUPGM în regim hibrid, atât ca schimbător de presiune (specific SUP convențional) cât și în regim de turbină.
5. **Menținerea randamentului de transfer de energie** al noului supraalimentator comparativ cu al supraalimentatorului CX-93.
6. **Reducerea zgomotului**, estimată a se realiza prin mărirea numărului de canale, eventual a numărului de rânduri de canale și defazarea canalelor și, nu în ultimul rând, prin mărirea turației rotorului, o consecință a utilizării în aplicații cu parametri de stare mai înalți.

Modelarea și simularea în mediu virtual s-a făcut în două etape: inițial a fost simulată funcționarea CX-93 pe standul virtual AVL Boost, urmată de **validarea modelului** și utilizarea acestuia ca instrument pentru **simularea pe standul virtual AVL Boost a funcționării noului SUP cu geometrie modificată**. Rezultatele obținute au demonstrat că *acest nou compresor are capacitatea de a supraalimenta motoare cu parametri superiori de funcționare comparativ cu motorul diesel de referință și de a furniza rapoarte de presiune de supraalimentare crescute, are un randament de transfer de energie la fel de bun ca CX-93, are capacitatea de a furniza lucru mecanic la arbore care, în condiții reale și cu ajustări corespunzătoare, poate deveni o sursă suplimentară de energie la bordul vehiculelor.*

4.2 CONTRIBUȚII PERSONALE

Activitățile teoretice și experimentale în mediu virtual desfășurate și detaliate în prezenta lucrare au generat o serie de contribuții cu caracter personal la dezvoltarea compresorului cu unde de presiune, cu posibilitatea realizării și implementării acestuia pe o gamă de aplicații. Principala contribuție constă în **realizarea unei noi geometrii pentru supraalimentatorul cu unde de presiune** care:

- să funcționeze hibrid, atât ca supraalimentator cât și ca turbină, cu un randament de transfer de energie mai bun și care să permită extragerea de lucru mecanic la axul rotorului;
- să poată fi utilizat pe mai multe tipuri de motoare, cu caracteristici superioare motorului diesel pentru care a fost inițial creat și îmbunătățit, țintind spre motoare cu hidrogen sau gaz natural;
- să poată fi realizat practic și implementat cu ușurință, prin păstrarea poziției și formei capacelor supraalimentatorului convențional CX-93, cu mici modificări de curbură în pereții laterali ai porturilor și buzunarelor;
- să permită micșorarea dimensiunilor de gabarit, prin reducerea lungimii rotorului;
- să producă un zgomot diminuat în comparație cu CX convențional.

Pentru îndeplinirea obiectivelor propuse, s-au utilizat modele teoretice de calcul cu contribuție personală, după cum urmează:

- **modele matematice de calcul estimativ al secțiunii canalelor și al numărului de canale**, utilizat în determinarea configurației geometrice a variantelor de rotor SUPGM – prin aproximarea lungimii arcelor cu distanța între punctele de capăt ale acestora (variantele 2) și impunerea unui randament de utilizare a suprafeței (variantele 2 și 3) și impunerea condiției de păstrare a grosimii minime a pereților canalelor;
- **model matematic de calcul al pierderilor de presiune date de rezistențele locale sau prin frecare**, prin crearea unor circuite aerodinamice simplificate, în care să se poată aplica formule consacrate de

curgere peste suprafețe rugoase, cu pierderi locale în schimbările de secțiune, îngustări sau degajări bruște, deviere de la direcția de curgere sau întoarcerea fluidului, ramificații, etc.

- **model de calcul al unghiului de înclinare al canalelor**, în funcție de parametrii de funcționare ai motorului simbolic M6000;

- **model de calcul pentru determinarea suprafeței critice și a debitului maxim** de curgere prin realizarea unei analogii între felul curgerii la deschiderea canalelor în fața porturilor și curgerea în ajutajele convergent-divergente, permițând astfel calculul secțiunii critice, respectiv calculul debitului maxim în secțiunea canalului rotorului.

Prezenta lucrare readucere în prim plan și evidențiază potențialul compresorului cu unde de presiune, echipament utilizat cu succes în supraalimentarea motoarelor cu ardere internă cu câteva decade în urmă și revigorat de curând de deținătorul actual al patentului Comprex. Extinderea utilizării SUP de la motoarele diesel, motoare pe care a fost utilizat cu preponderență, la motoare „moderne”, mai rapide și/sau cu cilindree redusă, a fost una din țintele prezentei lucrări, pentru care s-a realizat o reconfigurare a design-ului rotorului supraalimentatorului cu unde de presiune, cu obținerea și a altor avantaje precum lucru mecanic util la arborele rotorului și zgomot redus. Noul SUP poate fi facil de realizat fizic prin utilizarea de procedee tehnologice moderne, fiind de dimensiuni reduse și având forme geometrice ușor de prelucrat mecanic. Alegerea de materiale noi, cu calități mecanice și termice îmbunătățite este una din direcțiile de cercetare viitoare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] <https://www.britannica.com/biography/Jean-de-Hautefeuille>
- [2] https://fr.wikipedia.org/wiki/Jean_de_Hautefeuille#cite_note-5
- [3] Buchanan, Robert Angus. "history of technology". Encyclopedia Britannica, Revizuit 18 Nov. 2020, <https://www.britannica.com/technology/history-of-technology> .
- [4] https://en.wikipedia.org/wiki/Internal_combustion_engine
- [5] https://ec.europa.eu/clima/eu-action/climate-strategies-targets/2030-climate-energy-framework_en
- [6] <http://www.eea.europa.eu/EEA> , 2015, Monitoring CO₂ emissions from new passenger cars and vans in 2014. EEA Technical report No 16/2015, European Environment Agency. Accesat Aprilie 2022
- [7] www.statista.com
- [8] <https://www.oica.net/category/production-statistics/2021-statistics/>
- [9] Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO₂ emissions from light-duty vehicles, OJL140, <http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars/indexen.htm>
- [10] Tsiakmakis, S., Ciuffo, B., Fontaras, G., Cubito, C., Pavlovic, J. , Anagnostopoulos, K., From NEDC to WLTP: effect on the type-approval CO₂ emissions of light-duty vehicles, EUR 28724 EN, Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2017, ISBN 978-92-79-71642-3, <https://doi.org/10.2760/93419> , JRC107662.
- [11] Liu, X.; Zhao, F.; Hao, H.; Chen, K.; Liu, Z.; Babiker, H.; Amer, A.A. From NEDC to WLTP: Effect on the Energy Consumption, NEV Credits, and Subsidies Policies of PHEV in the Chinese Market. Sustainability 2020, 12, 5747. <https://doi.org/10.3390/su12145747>
- [12] Horizon 2020 – EU.3.4.- SOCIETAL CHALLENGES – Smart, Green And Integrated Transport, <https://cordis.europa.eu/programme/id/H2020-EU.3.4.>
- [13] Regulation (EU) 2019/1242 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2019 setting CO₂ emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament and of the Council and Council Directive 96/53/EC, July 2019, <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2019/1242/oj>
- [14] Delgado, O., Rodriguez, F., Muncrief, R., "Fuel efficiency technology in European heavy-duty vehicles: baseline and potential for the 2020–2030 timeframe", The International Council on Clean Transportation, 2017
- [15] Costiuc, I.; Chiru, A.; Costiuc, L. Pressure Wave Technology – An interesting approach in supercharging, *Rom. J. Tech. Sci. Appl. Mech.* 2018, 63, 50–73. Recent Research Advances in Automotive Engineering; Romanian Academy Publishing House, 2018
- [16] Rajput, R.K., A Textbook Of Internal Combustion Engines, by Laxmi Publications (P) Ltd., Third Edition : 2016, ISBN 81-318-0066-0
- [17] Costiuc, I., Chiru, A. "Modelarea proceselor termodinamice în compresoarele cu unde de presiune", Revista Industria Automobilului Nr.43/Iunie 2017, Romanian Journal of Automotive Engineering, RoJAE 23(2) 49 – 90 (2017), ISSN 2457 – 5275
- [18] Hasler, C., Designing a bespoke high efficiency turbine stage for a key engine condition through pulse utilization, Turbochargers and Turbocharging XIV – Institution of Mechanical Engineers, CRC Press, Taylor & Francis, ISBN: 978-0-367-67645-2, LONDON, UK, 2021
- [19] Heisler, H., Advances Engine Technology, SAE International, 1995, ISBN 1 56091 734 2.

- [20] Costiuc I., Costiuc L., "Numerical Investigation of a Pressure Wave Supercharger", 31st International Congress AITS Chişinău, Rep.Moldova (2021), 2022 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1220 012022, doi:10.1088/1757-899X/1220/1/012022
- [21] Hiereth, H.; Prenninger, H. *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*; Springer: Vienna, Austria, 2003; ISSN 1613-6349
- [22] Costiuc, I., Chiru, A., *Evolution of the Pressure Wave Supercharger Concept*, 2017 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 252, 012081, 2017
- [23] Petitt, J., *Sport Compact Turbos & Blowers*, CarTech Inc, ISBN 1884089887, 2004
- [24] Georgano, G.N. *The new encyclopedia of motorcars 1885 to the present* (ed.3. ed.), New York: Dutton. p. 415. ISBN 0-525-93254-2, 1992
- [25] Azoury, P.H., *An Introduction to the Dynamic Pressure Exchanger*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol 180, Issue 1, pp. 451 – 480, 1965-66
- [26] Knauff, R., 1906, "Converting Pressures of Liberated Gas Energy into Mechanical Work," British Patent 2818
- [27] Pranav, A.S., *Wave Rotor Test Rig Design Procedure for Gas Turbine Enhancement*, Michigan State University. Department of Mechanical Engineering, 2008
- [28] Lebre, A. F. British Patent No. 290 669, 1928
- [29] Burghard, H. German Patent No. 485 386, 1928
- [30] Berchtold, M., "The Complex Diesel Supercharger", SAE Paper 590001, Vol.67, 1959
- [31] Akbari, P., Nalim, R., Mueller, N. – A Review of Wave Rotor Technology and its Applications. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.128, Oct.2006.
- [32] Zehnder, G., Mayer, A., Mathews, L., *The Free Running Complex®*, SAE Paper 890452, 1989
- [33] Taussig, R.T., Hertzberg, A., "Wave Rotors for Turbomachinery", Winter Annual Meeting of the ASME, Machinery for Direct Fluid-Fluid Energy Exchange, edited by J. F. Sladky, AD-07, pp. 1-7., 1984
- [34] Spring, P., "Modeling and Control of Pressure-Wave Supercharged Engine Systems", PhD Diss. ETH Zurich, 2006
- [35] Costiuc, I.; Chiru, A.; Costiuc, L. A Review of Engine's Performance When Supercharging by a Pressure Wave Supercharger. *Energies* 2022, 15, 2721. <https://doi.org/10.3390/en15082721>
- [36] Thayer, W. J., "The MSNW Energy Exchanger Research Program," Proceedings ONR/NAVAIR Wave Rotor Research and Technology Workshop, Naval Postgraduate School, Monterey, CA, Report NPS-67-85-008, 1985
- [37] Mathur, A., "Design and Experimental Verification of Wave Rotor Cycles," Proceedings ONR/NAVAIR Wave Rotor Research and Technology Workshop, Naval Postgraduate School, Monterey, CA, Report NPS-67-85-008, 1985
- [38] Mathur, A., "Wave Rotor Research: A Computer Code for Preliminary Design of Wave Diagrams," Naval Postgraduate School, Monterey, CA, Report NPS67-85-006CR, 1985
- [39] Eidelman, S., "Gradual Opening of Rectangular and Skewed Wave Rotor Passages," Proceedings ONR/NAVAIR Wave Rotor Research and Technology Workshop, Naval Postgraduate School, Monterey, CA, NPS- 67-85-008, 1985
- [40] Nalim, M.R.A.Z.I.; Nalim, M. Numerical Study of Stratified Charge Combustion in Wave Rotors. In Proceedings of the 33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit, Seattle, WA, USA, 6-9 July 1997
- [41] Soltic, P. *Part-Load Optimized SI Engine Systems*. Ph.D. Thesis, ETH Zurich, Switzerland, 2001
- [42] Frackowiak, M.; Iancu, F.; Potrzebowski, A.; Akbari, P.; Müller, N.; Piechna, J. Numerical Simulation of Unsteady-Flow Processes in Wave Rotors. In Proceedings of the IMECE04 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress, Anaheim, CA, USA, IMECE2004-60973, 13-19 Nov. 2004

- [43] Fatsis, A.; Ribaud, Y. Numerical Analysis of the Unsteady Flow Inside Wave Rotors Applied to Air Breathing Engines. Proceedings of the 13th International Symposium on Air-breathing Engines, Chattanooga, TN, USA, 1997. Paper ISABE-97-7214, 1997
- [44] Fatsis, A.; Ribaud, Y. Preliminary Analysis of the Flow inside a Three-Port Wave Rotor by Means of a Numerical Model. *Aerosp. Sci. Technol.*, 2, 289–300, 1998
- [45] Okamoto, K.; Nagashima, T.; Yamaguchi, K. Rotor-Wall Clearance Effects upon Wave Rotor Passage Flow. Proceedings of 15th International Symp. on Airbreathing Engines, Bangalore, India, 2001. Paper ISABE-2001-1222.
- [46] Okamoto, K.; Nagashima, T. A Simple Numerical Approach of Micro Wave Rotor Gasdynamic Design. In Proceedings of 16th International Symposium on Airbreathing Engines, Cleveland, OH, USA, 2003. ISABE-1213.
- [47] Podhorelsky, L.; Macek, J.; Polasek, M.; Vitek, O. Simulation of a Complex Pressure Exchanger in 1-D Code; SAE Paper 04P-241; SAE: Warrendale, PA, USA, 2004.
- [48] Binder, E. Untersuchungen zum Potential eines Verbrennungsmotors mit Druckwellenlader. Ph.D. Thesis, Technical University of Braunschweig, Braunschweig, Germany, ISSN 2199-708X. 2015
- [49] Basu, S. One-Dimensional Simulation of Non-Steady Channel Flow in a Pressure-Wave Supercharger with a Pocket. MS Thesis at Combustion and Propulsion Research Lab, Purdue School of Engineering and Technology, Indianapolis, IN, USA. Unpublished MS Project Report. 2018
- [50] Basu, S.; Comparison of Versions of One-Dimensional Program to Simulate Non-Steady Flow in a Pressure-Wave Supercharger with Pockets. Combustion and Propulsion Research Lab, Purdue School of Engineering and Technology, Indianapolis, IN, USA, 2018
- [51] Sutar, P. Numerical Simulation of Pressure Wave Supercharger with Pockets Operating at Different Speeds. Master's Thesis, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 2020.
- [52] Available online: <http://www.swissauto.com> (accessed on 17 January 2022).
- [53] Guzella, L., Martin, R.; The SAVE engine concept, Ch. "New Engines". *MTZ-Mot. Z.* 59, 1998
- [54] Smith, B.D. Scaling Study of Wave Rotor Turbo-Normalization of A Small Internal Combustion Engine. Master's Thesis, Air Force Institute of Technology, Dayton, OH, USA, 2012. <https://scholar.afit.edu/etd/1066/>
- [55] Mataczynski, M.R., Design and Simulation of a Pressure Wave Supercharger for a Small Two-Stroke Engine. Ph.D. Thesis, Air Force Institute of Technology, Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, OH, USA, 2014.
- [56] Beasley, B.A., Investigation of a Pressure Wave Supercharger for an Industrial Diesel Engine. Ph.D. Thesis, Air Force Institute of Technology, Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, OH, USA, 2018.
- [57] Antrova, A.G. Pressure Wave Supercharger. U.S. Patent US 2017/0211464 A1, 27 July 2017.
- [58] Zsiga, N.; Skopil, M.A.; Wang, M.; Klein, D.; Soltic, P.; Comparison of Turbocharging and Pressure Wave Supercharging of a Natural Gas Engine for Light Commercial Trucks and Vans. *Energies* 2021, 14, 5306.
- [59] Skopil, M.A. Wasserstoff Motoren und das neue Complex™ Druckwellenlader Konzept. Proceedings of the 42nd International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 29–30 April 2021.
- [60] <https://www.admin.ch/gov/de/start/dokumentation/medienmitteilungen.msg-id-87724.html>
- [61] Weber, H.E., Shock Wave Engine Design, John Wiley & Sons Inc., N.Y., ISBN 0-471-59724-4, 1995
- [62] Doerfler, P., "Complex Supercharging of Vehicle Diesel Engines," SAE Technical Paper 750335, 1975, doi: 10.4271/750335.
- [63] Heywood, J.; Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill International Editions, II. Series, 1988.
- [64] Gyarmathy, G., 1983, "How Does the Complex® Pressure-Wave Supercharger Work?," SAE Paper 830234, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1983.

- [65] Berchtold, M.; Supercharging with Comprex, Proceedings of ONR/NAVAIR Wave Rotor Research and Technology Workshop, Naval Postgraduate School, Monterey, CA, Report NPS-67-85-008, pp. 51–74, 1985
- [66] Kentfield, J.A.C.; The Pressure Exchanger: An Introduction Including a Review of the Work of Power Jets (R&D) Ltd., Proceedings ONR/NAVAIR Wave Rotor Research and Technology Workshop, Naval Postgraduate School, Monterey, CA, Report NPS- 67-85-008, pp. 9–50, 1985
- [67] Pischinger, S. Verbrennungskraftmaschinen II, VK II Lecture notes, RWTH Aachen University, 1984.
- [68] Berchtold, M.; Gull, H.P. Road Performance of a Comprex Supercharged Diesel Truck. SAE Trans. 1960.
- [69] Berchtold, M.; Pressure wave charging for small vehicle diesel engines. Schweiz. Bauztg. 1961, 46, 801–809.
- [70] Wunsch, A.; Charging vehicle diesel engines with the exhaust gas turbocharger and the Comprex pressure wave machine. Mot. Z. 1990, 1, 19.
- [71] Gygax, J.; Schneider, G. Operating experiences with the Comprex pressure wave supercharger in the Opel Senator. MTZ-Mot. Z. 1988, 9, 335–340.
- [72] Weaving, J.H. Internal Combustion Engineering, Science and Technology; Elsevier Science Publishers Ltd.: Dordrecht, The Netherlands, 1990; ISBN 978-94-010-6822-2.
- [73] Zehnder, G.W.; Mayer, A. Comprex® Pressure-Wave Supercharging for Automotive Diesels-State-of-the-Art. SAE Trans. 1984, 93, 756–771.
- [74] Schruf, G.M.; Kollbrunner, T.A. Application and Matching of the Comprex Pressure-Wave Supercharger to Automotive Diesel Engines; SAE Technical paper 840133; SAE:Warrendale, PA, USA, 1985; ISSN 0148-7191
- [75] Leahu, C.; Optimisation of Compression Ignition Engine using Supercharging Systems. Ph.D. Thesis, University Transilvania Brasov, Brasov, Romania, 2011
- [76] Kollbrunner, T.A. Comprex Supercharging for Passenger Diesel Car Engines; SAE Paper 800884; SAE: Warrendale, PA, USA, 1981; ISSN 0148-7191.
- [77] Mayer, A.; Oda, J.; Kato, K.; Haase, W.; Fried, R.; Extruded Ceramic—A New Technology for the Comprex Rotor; SAE Technical Paper 890425; SAE:Warrendale, PA, USA, 1989.
- [78] Hiereth, H. Daimler-Benz AG—Car Tests with a Free-Running Pressure-Wave Charger—A Study for an Advanced Supercharging System; SAE Technical Paper 890453; SAE: Warrendale, PA, USA, 1989.
- [79] Tatsutomi, Y.; Yoshizu, K.; Komagamine, M. The diesel engine with Comprex charging for the Mazda 626. Mot. Z. 1990, 51, 126.
- [80] Walzer, P.; Emmenthal, K.D.; Rottenkolbe, P. Charging Systems for Passenger Car Drives; Automobil Industrie: Würzburg, Germany, 1989.
- [81] Wiedemann, B.; Rhode, W. The Behavior of Different Supercharging Systems on Fast-Revving Diesel Engines. Available online: <https://publications.rwth-aachen.de/record/824367> (accessed on 17 January 2022).
- [82] Hiereth, H. Assessment of the Suitability of New Supercharging Systems for Vehicle Engines. Available online: <https://publications.rwth-aachen.de/record/824367>.
- [83] <https://www.formulapassion.it/motorsport/storia/f1-ferrari-comprex-1981>
- [84] Flückiger, L.; Tafel, S.; Spring, P. Supercharging with pressure wave supercharger for petrol engines. MTZ-Mot. Z. 2006, 67, 946–954.
- [85] Lei, Y.; Zhou, D.S.; Zhang, H.G. Investigation on performance of a compression-ignition engine with pressure-wave supercharger. Energy 2010, 35, 85–93
- [86] Radu, G.A.; Leahu, C.I. Alternative Solution for Supercharging with Aggregates of Turbocharger Type. Eng. Sci. 2011, 4, 14–18.

- [87] Atanasiu, C.G. Researches Regarding Automobile Engine's Supercharging. Ph.D. Thesis, University Transilvania of Brasov, Brasov, Romania, 2013
- [88] Environmental Protection Agency Test Results on a Mercedes-Benz 220D Diesel Sedan Equipped with a Comprex Pressure-Wave Supercharger; Technical Report NP-1902429; Environmental Protection Agency-Technology Assessment and Evaluation Branch: Ann Arbor, MI, USA, 1975.
- [89] Barth, E.A.; Burgeson, R.N.; Emissions and Fuel Economy of a Comprex Pressure Wave Supercharged Diesel, Test and Evaluation Branch, Emission Control Technology Division Office of Mobile Source Air Pollution Control Office of Air, Noise and Radiation Environmental Protection Agency; Technical Report; Environmental Protection Agency: Ann Arbor, MI, USA, 1980.
- [90] Amstutz, A. Geregelt Exhaust Gas Recirculation to Reduce Nitrogen Oxide and Particle Emissions in Diesel Engines with Comprex Charging. Ph.D. Thesis, ETH Zurich, Switzerland, 1990.
- [91] Jonsson, V. K., Mathews, L., Spalding, D. B. – Numerical Solution Procedure for Calculating the Un-steady, One – Dimensional Flow of Compressible Fluid, ASME Paper 73-FE-30, 1973
- [92] Fu, J, Liu, J., Wang, Y., Deng, B., Yang, Y., Feng, R., Yang, J.: A comparative study on various turbocharging approaches based on IC engine exhaust gas energy recovery, Applied Energy 113, 2014
- [93] Skopil, M.A., Ein neues Druckwellenladerkonzept für weniger Emissionen und mehr Effizienz, www.antrova.ch
- [94] Weber H.E., Wave Engine Aerothermodynamic Design, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, OCTOBER 1992, Vol.114, pp.790-796.
- [95] Recknagel, Sprenger, Schramek; Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2009/2010, Publisher: 2009 Oldenbourg Industrieverlag GmbH, ISBN 978-3-8356-3134-2
- [96] Hitomi, Yuzuriha, Y., Tanaka, K., The Characteristics of Pressure Wave Supercharged Small Diesel Engine, SAE Paper 890454, 1989
- [97] Anderson, J.D Jr, Fundamentals of Aerodynamics, ed.5, McGraw-Hill, 2011
- [98] Powers, J.M. – Lecture notes on gas dynamics. University of Notre Dame, USA, 2015.
- [99] Çengel, Y.A., Boles, M.A., Kanoglu, M., Thermodynamics : an engineering approach / Ninth edition. New York, NY : McGraw-Hill Education, 2019, ISBN 978-1-259-82267-4
- [100] Akbari, P.; Mueller, N.; Gas Dynamic design Analyses of Charging Zone for Reverse-Flow Pressure Wave Superchargers. In: Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, Salzburg, 2003
- [101] Arjanikov, N.S., Malţev, V.N., Aerodinamica, Ed.Tehnică, 1954
- [102] Taussig, R., Cassady, P., Oates, G., Investigation of Wave rotor for Cruise Engines, U.S.NAP Center, Vol.2, 1983
- [103] Walner, T., Luhse-Busch, H., Performance, Efficiency, and Emissions Evaluation of a Supercharged Hydrogen-Powered, 4-Cylinder Engine, Fuels & Emissions Conference Cape Town, South Africa, 2007, SAE Paper 2007-01-0016
- [104] Lilik, G.K., Hydrogen Assisted Diesel Combustion, PhD Thesis, Pennsylvania State University, 2008
- [105] Thyer, U., 1,6 Litre Supercharged CNG Engine, AutoTechnology, Nr. 4, 2007
- [106] Shreeve, R., Mathur, A., Eidelman, S., Erwin, J., Wave Rotor Technology Status and Research Progress, Naval Postgraduate School, Monterey, California, NPS67, 1982.
- [107] Costiuc I., Costiuc L., Chiru A. "Investigation of pressure field along the channel of a Pressure Wave Supercharger", The 31st International Congress AITS Chişinău, Rep.Moldova (2021) 2022 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1220 012023, doi:10.1088/1757-899X/1220/1/012023