



Universitatea
Ștefan cel Mare
Suceava

Facultatea de Inginerie Mecanică,
Autovehicule și Robotică

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

DOMENIUL INGINERIE MECANICĂ

Supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare folosind compresoare axiale biflux

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:

Prof.univ.dr.ing. Ioan MIHAI

DOCTORAND:

Ing. Andrei – Cristian Grădinaru

SUCEAVA, 2024

.....

CUVÂNT ÎNAINTE

Cu ocazia definitivării tezei de doctorat intitulată “*Supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare folosind compresoare axiale biflux*” doresc să adresez mulțumiri tuturor celor care m-au îndrumat, mi-au împărtășit cunoștințele profesionale, m-au sprijinit moral și au fost alături de mine.

Teza a fost elaborată sub atenta îndrumare a domnului prof.univ.dr.ing. Ioan MIHAI căruia doresc să îi mulțumesc pentru cunoștințele împărtășite, susținerea și înțelegerea de care a dat dovadă pe tot parcursul realizării acestei teze de doctorat. Datorită dumnealui am dobândit dorința și plăcerea de a continua cercetarea în domeniul supraalimentării motoarelor cu ardere internă folosind compresoare axiale biflux. Îndrumarea permanentă, sugestiile pe care mi le-a dat și discuțiile dese, au condus la dezvoltarea soluțiilor propuse în prezenta lucrare. Doresc să îi mulțumesc pentru încurajarea de a mă face să diseminz rezultatele cercetărilor efectuate prin participarea la conferințe și scrierea unor articolele științifice publicate în reviste de specialitate. Nu în ultimul rând amintesc sprijinul acordat în vederea accesului la echipamentele și instalațiile experimentale din dotarea laboratorului.

Mulțumesc membrilor comisiei de susținere cât și stimaților referenți științifici pentru că au acceptat să analizeze conținutul științific al tezei, efortului depus în verificarea conținutului tezei și pentru recomandărilor făcute.

Adresez mulțumiri membrilor comisiei de tutori, prof.univ.dr.ing. Ilie MUSCĂ, prof.univ.dr.ing. Marilena Lăcrămioara GLOVNEA și conf.univ.dr.ing. Delia Aurora CERLINCĂ, pentru sfaturile, criticile și sugestiile transmise cu ocazia susținerii referatelor științifice și a tezei de doctorat, care au avut ca scop clarificarea aspectelor abordate pe tot parcursul studiilor de doctorat.

Pentru a finaliza lucrarea științifică mi-au fost alături prieteni din domeniul ingineriei auto care mi-au împărtășit cunoștințele, mi-au pus la dispoziție toate echipamentele de care dispun și cărora le mulțumesc pe această cale.

Nu în ultimul rând, adresez întreaga mea recunoștință familiei, soției pentru răbdare, înțelegere și sprijinul de care a dat dovadă pe toată perioada studiilor doctorale. Această lucrare este dedicată familiei, în special tatălui meu, care reprezintă pilonul de susținere în educația și formarea mea ca om.

Ing. Andrei - Cristian Grădinaru

.....

Cuprins rezumat	Pag. rez.
Obiectivele si structura tezei de doctorat	8
1. Sisteme de supraalimentare utilizate la motoarele cu ardere internă	10
1.1. Introducere	10
1.2. Clasificarea sistemelor de supraalimentare a m.a.i.	10
1.5. Noi tendințe privind sistemele de supraalimentare acționate electric	10
1.7. Concluzii privind avantajele și dezavantajele utilizării sistemelor de supraalimentare la motoarele cu ardere internă	11
2. Conceperea și calculul unui compresor axial biflux destinat supraalimentării motoarelor cu ardere internă	13
2.1. Descrierea soluției constructive propuse	13
2.2. Date de intrare utilizate pentru calculul global al compresorului axial	14
2.3. Ecuațiile parametrilor termodinamici, cinematici și geometrici ai compresorului axial biflux	15
2.3.1. Treapta a I-a	15
2.4. Determinarea prin calcul a parametrilor compresorului axial	16
2.4.1. Calculul parametrilor termodinamici ai compresorului axial	16
2.4.2. Calculul parametrilor cinematici ai compresorului axial.....	17
2.4.3. Calculul parametrilor geometrici ai compresorului axial	18
2.5. Rezultate obținute prin simulare pentru parametrii cinematici și termodinamici ai compresorului axial	21
2.5.1. Date de intrare.....	21
2.5.2. Rezultatele obținute prin simulare pe fiecare treaptă de comprimare a compresorului axial	21
2.5.3. Analiza vectorială a variației parametrilor compresorului axial.....	21
2.6. Concluzii privind oportunitatea utilizării compresoarelor axiale la m.a.i.	22
3. Contribuții privind analiza proceselor la un m.a.c. supraalimentat cu un compresor axial biflux	24
3.1. Introducere	24
3.5. Influența parametrilor de supraalimentare asupra performanțelor m.a.c. la utilizarea unui compresor axial biflux.....	25
3.5.1. Influența presiunii de supraalimentare asupra parametrilor m.a.c.	25
3.6. Investigarea termică și exergetică a m.a.c. supraalimentat cu un compresor axial biflux	29
3.6.1. Investigarea termică	29
3.6.2. Investigarea exergetică a supraalimentării m.a.c. cu un compresor axial.....	29
3.7. Concluzii privind comportarea motoarelor diesel care utilizează compresoare axiale biflux pentru supraalimentare	32
4. Realizarea părții experimentale destinate testării unui m.a.c. VW cod ALH cu sau fără supraalimentare	33

4.1. Conceperea și executarea sistemului de supraalimentare care utilizează un compresor axial antrenat electric.....	33
4.2. Modulul de comandă și control a sistemului de antrenare a compresorului axial ...	35
4.3. Descrierea echipamentelor destinate testării compresorului axial	35
4.4. Adaptarea motorului VW cod ALH pentru a funcționa supraalimentat centrifugal, simplu aspirat sau supraalimentat axial.....	36
4.6. Descrierea echipamentelor destinate testării performanțelor motorului VW cod ALH.....	36
5. Determinarea performanțelor compresorului axial, a motorului diesel cod ALH cu sau fără supraalimentare și a autovehiculului VW	38
5.1. Testarea compresorului axial pe stand	38
5.2. Determinarea performanțelor motorului diesel VW cod ALH cu și fără supraalimentare	39
5.2.1. Performanțele dinamice ale motorului diesel VW cod ALH în cazul echipării cu un compresor axial.....	40
5.5. Compararea rezultatelor experimentale obținute pentru motorul diesel VW cod ALH cu sau fără supraalimentare cu cele similare în domeniu	41
5.6. Concluzii privind implementarea sistemelor de supraalimentare axiale la m.a.c. ...	42
6. Contribuții, concluzii finale și direcții de cercetare	44
6.1. Contribuții teoretice privind analiza proceselor din compresorul axial și din motorul cu aprindere prin comprimare VW cod ALH.....	44
6.2. Contribuții experimentale privind realizarea și implementarea compresorului axial pe motorul VW cod ALH.....	44
6.3. Concluzii finale și direcții de cercetare	45
Bibliografie	48
ANEXE.....	57

OBIECTIVELE ȘI STRUCTURA TEZEI DE DOCTORAT

În perioada actuală, autovehiculele moderne sunt proiectate astfel încât să îmbine tehnologiile avansate de fabricație, siguranța, grija față de mediul înconjurător și economia de combustibil.

Criza combustibililor fosili a impus găsirea unor soluții privind dezvoltarea motoarelor cu ardere internă, cum ar fi:

- creșterea puterii specifice,
- diminuarea emisiilor poluante,
- scăderea consumului de combustibil.

În ciuda dezvoltării tot mai avansate a surselor de energie regenerabile, niciuna dintre soluțiile studiate nu se apropie de potențialul energetic oferit de producții derivați din combustibilii fosili.

Printre sistemele care urmăresc îmbunătățirea performanțelor motoarelor cu ardere internă se enumeră agregatele care asigură supraalimentarea acestora. Acestea au rolul de a crește cantitatea de aer necesară procesului de ardere.

Ca prim obiectiv al tezei de doctorat se consideră necesar să se studieze care sunt principalele categorii de sisteme de supraalimentare dezvoltate până în prezent. Este imperios necesar ca în acest stadiu al cercetărilor să se evidențieze care sunt dezavantajele sistemelor actuale de supraalimentare.

Pornind de la o serie de deficiențe ale sistemelor de supraalimentare dezvoltate până în prezent se consideră ca obiectiv studiul unui concept nou, în baza căruia agregatul de supraalimentare utilizează un sistem dublu rotoric, antrenat electric. Soluția de principiu a fost dezvoltată de Mihai & Olariu [Mi16] și a constituit obiectul unui brevet de invenții, premiat la diverse competiții [Mi16¹, Mi16², Mi16³]. Conform previziunilor un astfel de agregat reduce dezavantajul supraalimentării la turații joase prin faptul că motorul electric de antrenare este independent de turația motorului cu ardere internă. Întrucât motoarele electrice au evoluat mult în ultimul timp se estimează că agregatul de supraalimentare funcționează la turații care ating câteva zeci de mii de rotații pe minut.

O primă categorie de obiective urmăresc ca prin studii teoretice să se determine *eficacitatea compresorului axial biflux antrenat electric* asupra:

- influenței parametrilor de supraalimentare privind performanțele motorului cu aprindere prin comprimare;
- proceselor dintr-un motor cu aprindere prin comprimare pentru trei cazuri și anume motor cu aprindere prin comprimare turbo-supraalimentat (din fabrică), motor care folosește un compresor biflux antrenat electric (realizat de autor), și motor simplu aspirat;
- performanțelor de putere, cuplu motor și consum de combustibil ale motorului pentru cele trei cazuri menționate mai sus obținute în baza dezvoltării unor coduri de programare care au ca rezultat serii de reprezentări;
- modului în care coeficientul de exces de aer acționează asupra performanțelor motorului.

Calcululele analitice care privesc treptele compresorului axial vor ține seama de faptul că paletele rotorice sunt în mișcare relativă unele față de altele și că pierderile prin frecări și ventilații vor fi mult mai mari în acest caz. Este necesar să se determine care sunt parametrii de ieșire ai sistemului de supraalimentare conceput și modul în care aceștia influențează în mod direct procesele de funcționare ale motorului. Va fi luată în considerare presiunea de supraalimentare și se va analiza care este legătura dintre coeficientul de exces de aer și debitul de aer refulat de agregat.

Pentru obținerea unor rezultate teoretice concludente este necesar să se țină seama de echiparea motorului. Obiectivele propuse a se realiza pentru fiecare proces motor în parte sunt:

- în cazul *procesul de admisie* se vor determina prin calcule *presiunea și temperatura de admisie, randamentul umplerii și coeficientul gazelor reziduale*;
- pentru *procesul de comprimare* este necesar să se determine *presiunea și temperatura* la finalul evoluției fluidului de lucru în cilindru motor, caz în care vor fi introduse diverse ipoteze de lucru;
- complexitatea analizei *procesului de ardere* impune definirea combustibilului care arde în cilindrii motorului prin participarea masice ale conținutului său de carbon, hidrogen și oxigen, calculul procesului de ardere urmărind să determine modul de variație a presiunii din interiorul cilindrului în perioada degajării căldurii pornind de la tipul de combustibil utilizat;
- analiza și calculul *procesului de destindere* va conduce la determinarea fracțiunii din ciclul motor care asigură producerea lucrului mecanic;
- la *procesul de evacuare* se urmărește determinarea prin calcule a *temperaturii de evacuare, a temperaturii amestecului de aer și gaze arse în amonte turbinei și a presiunii de evacuare*.

Unul dintre obiectivele majore ale prezentei lucrări vizează aducerea unor contribuții în dezvoltarea unui sistem de supraalimentare bazat pe un compresor axial biflux, dublu rotor, acționat electric, care să elimine parte din dezavantajele agregatelor clasice de supraalimentare. Conceperea soluției constructive bazată pe principiile descrise mai sus, urmărește atingerea următoarelor obiective:

- realizarea unei bune și consistente documentări de specialitate în domeniul tezei de doctorat bazată pe studierea unei documentații publicată preponderent în ultimii ani;
- conceptul propus să se încadreze în preocupările internaționale actuale de implementare a unor sisteme de supraalimentare acționate electric;
- tema propusă să fie de actualitate și să se încadreze în preocupările firmelor de specialitate de a introduce compresoare axiale compacte de mare viteză știindu-se că în prezent există puține sisteme de supraalimentare de acest fel;
- să se conceapă și dezvolte compresorul axial astfel încât acesta să permită mișcarea în sens invers a doi rotorii în interiorul unei carcase statorice astfel încât să se realizeze dublarea vitezelor relative ale paletelor rotorice;
- întrucât prin concept compresorul de supraalimentare asigură dublarea vitezelor relative ale paletelor rotorice se impune dezvoltarea unui cod de programare dedicat studierii variației temperaturii în treptele compresorului axial;
- concomitent cu dublarea vitezelor relative este necesar să se determine pe cale analitică cu cât se mărește debitul de aer furnizat față de supraalimentarea clasică ținând seama de variația densității aerului cu temperatura;
- crearea unor premise moderne din punct de vedere al concepției unor modele teoretice și validarea acestora;
- cercetările efectuate să fie oportune în domeniul sistemelor de supraalimentare prin conceperea circulației aerului în sistem biflux, cu un sistem dublu rotor;
- utilizarea rezultatelor obținute practic privind supraalimentarea cu un compresor axial biflux dublu rotor la motorul rotativ alimentat cu hidrogen descris în brevetul de invenție medaliat internațional cu aur în 2017 la EUREKA Barcelona [Mi17];
- dezvoltarea unor coduri care să permită analiza comportării motorului cu aprindere prin comprimare din punct de vedere al randamentului proceselor în timpul funcționării cu supraalimentare versus alimentare normală;

- analiza teoretică a parametrilor indicați și efectivi ai unui motor cu aprindere prin comprimare luând în considerare trei cazuri și anume motor dotat cu turbocompresor (din fabrică), motor echipat cu un compresor axial biflux acționat electric (realizat de autor) și motor simplu aspirat;
- în baza soluțiilor constructive dezvoltate se verifică eficacitatea sistemului versus alte soluții dezvoltate până în stadiul actual și se analizează viabilitatea conceptului propus;
- validarea experimentală a creșterii puterii motorului prin mărirea debitului de aer în sistemul de alimentare al motorului cu aprindere prin comprimare și stabilirea unei dependențe cu presiunea de lucru;
- asigurarea prin design a unui grad de compactitate volumică redusă a compresorului axial biflux și a sistemului electric de antrenare astfel încât agregatul realizat să se încadreze dimensional în aceleași limite ca ale unui sistem clasic de supraalimentare;
- analiza oportunității utilizării unor inter-coolere deoarece este necesar ca valorile temperaturii aerului la refularea compresorului axial biflux să aibă valori cât mai scăzute;
- să fie conceput un sistem de antrenare electric și de control a turației rotoarelor compresorului axial (prin motoare electric brushless) care să permită atingerea unor turații de ordinul a câteva mii de rotații pe minut.

Un alt obiectiv al tezei îl constituie realizarea unui stand experimental care să valideze prin testele efectuate viabilitatea conceptului și să arate gradul de apropiere față de rezultatele teoretice. Obiectivele care trebuiesc atinse în acest caz, sunt:

- conceperea și realizarea elementelor constitutive ale compresorului axial biflux;
- realizarea sistemului electric de antrenare a motoarelor electrice care să permită atingerea unor intensități ale curentului de ordinul zecilor de amperi;
- implementarea unui sistem de reglare a turației motoarelor electrice în plaje cuprinse între 10.000 – 30.000 [r.p.m.];
- măsurarea performanțelor compresorului axial biflux antrenat electric pe un stand independent cu determinarea depresiunilor, presiunilor și debitului în anumite puncte prestabilite;
- obținerea pe cale experimentală pe standul dinamometric a performanțelor autovehiculului pentru motorul diesel echipat în cele trei variante;
- analiza comparativă a parametrilor motorului cu aprindere prin comprimare față de alte cazuri similare.

Obiectivul central al prezentei lucrări constă în validarea rezultatelor teoretice și experimentale privind utilizarea compresoarelor axiale la supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare prin compararea acestora cu diverse surse de documentare similare și diseminarea acestora prin publicații la conferințe sau în reviste de prestigiu internațional. Se analizează care sunt avantajele și dezavantajele apărute în cazul utilizării compresoarelor axiale biflux la supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare și se stabilește care dintre metodele de supraalimentare studiate sunt mai eficiente. În baza studiilor și analizelor efectuate, a rezultatelor experimentale obținute și a verificării acestora, se analizează oportunitatea și posibilitatea implementării soluțiilor dezvoltate pe motoarele cu aprindere prin comprimare.

1. Sisteme de supraalimentare utilizate la motoarele cu ardere internă

1.1. Introducere

În continuare se prezintă un rezumat al stadiului actual privind supraalimentarea motoarelor cu ardere internă (m.a.i.). Este cunoscut faptul că admisia fluidului proaspăt în cilindru, poate avea loc printr-un proces *normal* (motor simplu aspirat) sau *forțat* (motor supraalimentat). După clasificarea sistemelor de supraalimentare se impune efectuarea unei analize comparative a performanțelor acestora cu scopul de a se determina care sunt avantajele și dezavantajele din exploatare.

1.2. Clasificarea sistemelor de supraalimentare a m.a.i.

În tabelul 1.1 poate fi urmărită clasificarea diferitelor sisteme de supraalimentare.

Tab. 1.1. Clasificarea sistemelor de supraalimentare

Sisteme de supraalimentare	Mod de clasificare	Denumire	Mod de funcționare	
	După modul de funcționare	Compresoare volumice	-	-
Compresoare dinamice		-	-	
După presiunea de supraalimentare	Supraalimentare joasă	$p_s \leq 1,3 \cdot 10^5 [Pa]$		
	Supraalimentare medie	$p_s = 1,3 \div 2 \cdot 10^5 [Pa]$		
	Supraalimentare înaltă	$p_s = 2 \div 4 \cdot 10^5 [Pa]$		
	Supraalimentare foarte înaltă	$p_s \geq 4 \cdot 10^5 [Pa]$		
După modul de antrenare a sistemului de supraalimentare	Sisteme care utilizează energia gazelor de evacuare	Turbocompresor		
		Sistem Complex		
	Sisteme care nu utilizează energia gazelor de evacuare	Fără compresor	Sisteme <i>Ram-air</i>	
			Supraalimentare dinamică	
		Folosind compresor	Compresor spiral (tip G)	
			Compresor Sprintex	
			Compresoare Roots	
			Compresor centrifugal acționat mecanic	
Compresor centrifugal acționat electric				
Compresor axial, biflux, dublu rotor, antrenat electric				
Sisteme mixte				
După direcția aerului comprimat	Compresoare centrifugale			
	Compresoare axiale			
	Mixte – format din compresor axial și turbină radială, compresor centrifugal și turbină radială			

După cum rezultă din tabelul 1.1 supraalimentarea motoarelor cu ardere internă poate fi realizată cu sau fără utilizarea energiei gazelor de evacuare.

1.5. Noi tendințe privind sistemele de supraalimentare acționate electric

În ultimul timp a apărut ideea creșterii puterii motoarelor TDI (Turbocharged Direct Injection) pe seama sistemelor de supraalimentare acționate electric care înlocuiesc turbocompressoarele, antrenate de energia gazelor de evacuare.

Noile concepte de "hibridizare" introduc motoare electrice, fie pentru sporirea

performanțelor motorului, fie pentru antrenarea celorlalte componente ale motorului. În continuare sunt prezentate realizări practice ale sistemelor de supraalimentare bazate *pe noile direcții de dezvoltare* dintre care se evidențiază categoriile de sisteme cu antrenare electrică:

- *turbo – hibrid* conține un turbocompresor convențional (figura 1.14, [Ib06]) la care s-a încorporat pe un același ax un generator-motor electric de mare viteză*, turbina și compresorul centrifugal.

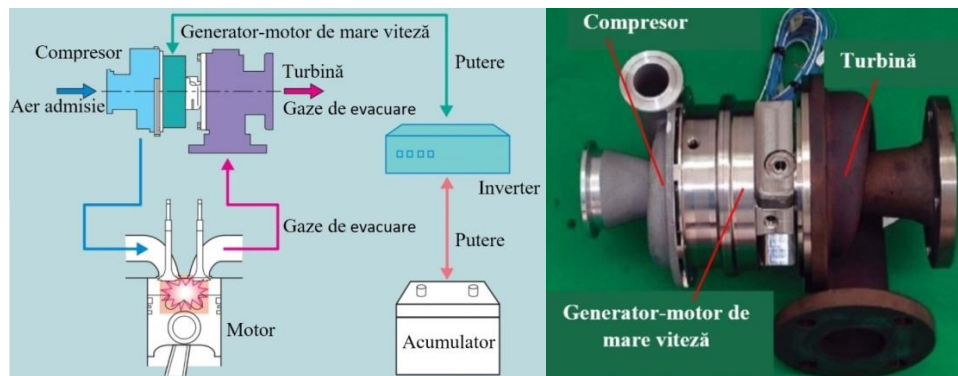


Fig. 1.1. Turbocompresor hibrid, [Ib06].

- *compresor centrifugal acționat electric* - cel de-al doilea sistem nu utilizează energia gazelor, compresorul fiind acționat direct de un motor electric de mare viteză, așa după cum se poate observa în figura 1.15, [Ib06].



Fig. 1.2. Compresor centrifugal acționat electric, [Ib06].

Studiul realizat de [Ib06] asupra motorului supraalimentat cu *turbocompresor hibrid* scoate în evidență îmbunătățirea performanțelor de accelerație și cuplu motor ale acestuia.

1.7. Concluzii privind avantajele și dezavantajele utilizării sistemelor de supraalimentare la motoarele cu ardere internă

Indiferent de construcția compresoarelor axiale sau centrifugale, creșterea presiunii are loc printr-un proces de curgere continuă a gazului, prin mărirea energiei cinetice și, parțial, și a energiei potențiale de presiune într-un rotor cu palete [Ho13, Ho14].

Putem afirma faptul că principalul și cel mai important criteriu de comparație a diferitelor sisteme de supraalimentare este dat de *consumul de lucru mecanic* necesar pentru comprimarea aerului. Conform literaturii de specialitate studiate, compresoarele de tip Sprintex au unul dintre cele mai mici consumuri de lucru mecanic dacă *compresoarele au aceleași volum maxim și realizează aceeași presiune de supraalimentare*.

Conform studiilor efectuate de Costiuc I., Chiru A. ș.a. [Co18] un sistem de supraalimentare de mici dimensiuni ”va avea un *timp de răspuns* rapid la accelerare în gama turațiilor joase și va deveni inefficient la turații ridicate”. Dacă sistemul de supraalimentare

este de mari dimensiuni ”va crește *timpul de răspuns* la accelerare la turații joase și va determina o creștere a puterii și a cuplului la turații ridicate”.

Analizând sistemele de supraalimentare dezvoltate până în prezent se constată că acestea prezintă avantaje și dezavantaje unele față de celelalte.

Pornind de la concluziile trase, rezultă că sunt necesare noi studii și cercetări care să compare rezultatele obținute pe un motor diesel, în variantele constructive: *cu un turbocompresor centrifugal (echipat din fabrică), cu un compresor axial bi-rotoric acționat electric (realizat de autor) și motor simplu aspirat (modificat de autor)*.

2. Conceperea și calculul unui compresor axial biflux destinat supraalimentării motoarelor cu ardere internă

2.1. Descrierea soluției constructive propuse

În cadrul Universității Ștefan cel Mare din Suceava, I. Mihai și E. Olariu [Mi16] au conceput un nou sistem de supraalimentare care elimină parțial dezavantajele enumerate mai sus. Noul concept utilizează un compresor axial cu doi rotori care se mișcă în contrasens grație unui sistem dublu de antrenare constituit din motoare electrice (sau mixt motor electric plus o priză de putere de la arborele cotit).

În figura 2.1 este prezentat într-o vedere generală grupul de supraalimentare bazat pe un compresor axial biflux antrenat electric.

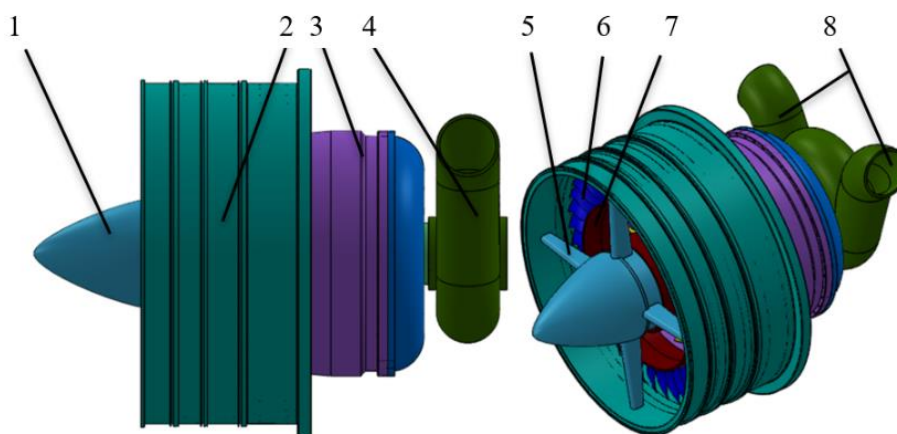


Fig. 2.1. Vedere de ansamblu a compresorului axial.

Semnificația notațiilor din figura 2.1 este: 1 – con, 2 – stator, 3 – carcasă exterioară compresor axial, 4 – sistem evacuare aer comprimat, 5 – palete directe cu rol de susținere a compresorului axial, 6 – palete rotorice vehiculare flux aer răcire, 7 – palete rotorice compresor axial, 8 – colectoare admisie aer comprimat. Soluția prezentată în figura 2.1 are doi rotori care se învârt în sensuri contrare.

Agregatul de supraalimentare conceput de autor în baza invenției Mihai & Olariu [Mi16] este prezentat detaliat în figura 2.2.

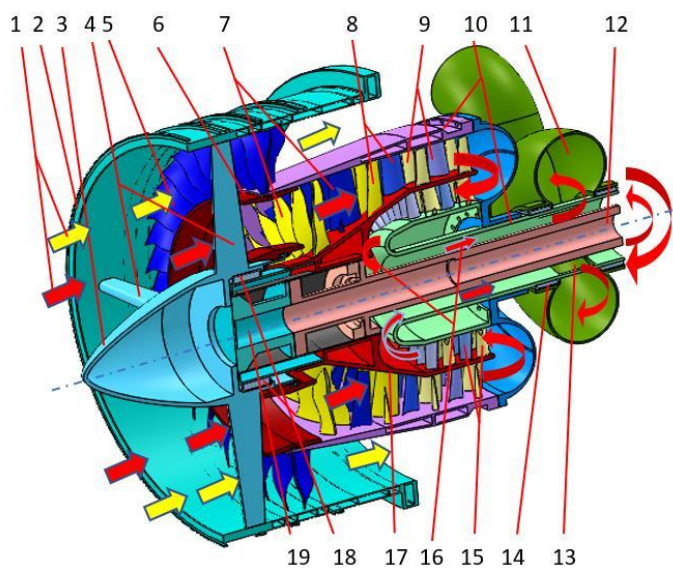


Fig. 2.2. Secțiune prin compresorul axial birotoric.

Semnificația notațiilor din figura 2.2 este: 1 – intrare jet aer din atmosferă, 2 – carcasă statorică, 3 – con, 4 – palete fixare ansamblu rotoric, 5 – palete mobile cu rol de turbo-ventilator destinate răcirii motorului, 6 – difuzor ante-rotoric, 7, 8, 9 – treaptă compresor axial alcătuită din două rânduri de palete mobile, 10 – arbore de antrenare ansamblu semicarcasă rotor exterior, 11 – canalizație evacuare aer comprimat, 12 – arbore antrenare rotor inferior, 13 – ferestre evacuare aer, 14 – rulmenți cu ace pentru rotorul, 15 – trepte de presiune semicarcasă rotor inferior, 16 – sistem evacuare aer sub presiune prin ferestre, 17 – rotor interior prevăzut cu un deflector pentru întoarcerea curentului de aer comprimat, 18 – rulmenți cu ace sprijinire semicarcasă interioare, 19 – piesă port rulmenți cu ace carcase compresor.

După cum se poate constata din figura 2.2 compresorul axial conceput este de tip biflux în sensul că acesta generează două jeturi de aer destinate:

- răcirii motorului cu aprindere prin comprimare cu ajutorul paletelor mobile 5 care joacă rol de turbo-ventilator
- comprimării aerului în tronsoanele TC-1 și TC-2 ale compresorului axial bi-rotoric la care mișcarea acestora este asigurată de motoare electrice care se rotesc în sens contrar.

2.2. Date de intrare utilizate pentru calculul global al compresorului axial

Cerințele care stau la baza proiectării unui compresor axial trebuie să ia în considerare atingerea unor deziderate precum *greutate redusă, eficiență ridicată pe toată plaja de turații, răspuns instant la accelerare, realizarea unui debit și a unui grad de comprimare cât mai ridicat*. Soluția aleasă pentru compresorul axial este cu *diametrul la vârf constant și diametrul la bază variabil*.

În tabelul 2.1 sunt prezentate datele de intrare utilizate pentru calculul global al compresorului axial.

Tabelul 2.1 – Date de intrate pentru calculul global al compresorului

Parametru	Valoare	Unitate de măsură
Putere primită la ax P_c	$P_c = 1,5$	kW
Gradul de comprimare π_c	$\pi_c = 1,7$	-
Randamentul compresorului η_c	$\eta_c = 0,88$	%
Presiunea fluidului de intrare p_1	$p_1 = 0,93392 \cdot 10^5$	Pa
Entalpia fluidului de intrare i_1	$i_1 = 288,3$	kJ/kg
Temperatura fluidului de intrare T_1	$T_1 = 288,15$	K
Parametru ce caracterizează geometria treptei I, $d = \frac{D_b}{D_v} = 0,4 \div 0,6$	$d = 0,4$	-
Componenta vitezei absolute c_{1a}	$c_{1a} = 3,9$	m/s
Constanta caracteristică a aerului R_a	$R_a = 0,28716$	$kJ/kg K$
Exponentul adiabatic al aerului k_a	$k_a = 1,4$	-
Căldura specifică la presiune const. A aerului c_p	$c_{pa} = 1,009$	$kJ/kg K$
Coeficientul de viteză λ	$\lambda = 0,3455$	-

Conform [Pi88, St08] randamentul procesului de comprimare depinde de mai mulți factori. Știind că s-a notat cu k_a exponentul adiabatic al gazului comprimat, relația 2.1 arată dependența între randamentul comprimării aerului η_c în treapta compresorului axial și gradul total de comprimare π_c . În relație s-a notat cu η_{rr} randamentul comprimării pe treaptă.

2.3. Ecuțiile parametrilor termodinamici, cinematici și geometrici ai compresorului axial biflux

2.3.1. Treapta a I-a

Parametrii termodinamici:

$$S_{TI} \left\{ \begin{array}{l} T_{12}(n_c) = T_1 + \frac{(i_1 + l_{tr1}(n_c)) - \frac{c_{2u}^2}{2}}{c_p}, [K]. \\ \pi_{tr12}(n_c) = \left(1 + \frac{l_{tr2}(n_c) \eta_{tr}}{i_1} \right)^{\frac{k_a}{k_a - 1}}. \\ p_{12} = p_1 \pi_{tr}(n_c), [Pa]. \end{array} \right. \quad (0.1)$$

Parametrii cinematici:

$$S_{CI} \left\{ \begin{array}{l} u_{m12} = \frac{1}{2} u_{1v}(n_c) \left(1 + \frac{D_{1b}}{D_{1v}} \right), \left[\frac{m}{s} \right]. \\ c_{u12} = (1 - \rho_{12}) u_{1m}(n_c) - \frac{l_{tr1}(n_c)}{2 u_{1m}(n_c)}, \left[\frac{m}{s} \right]. \\ c_{a12} = \frac{\dot{M}_a}{\rho_a A_i} \left[\frac{m}{s} \right]. \\ c_{12}(n_c) = \sqrt{c_{a12}^2 + c_{u12}^2(n_c)}, \left[\frac{m}{s} \right]. \\ \lambda_{12}(n_c) = \frac{c_{12}(n_c)}{\sqrt{2 \frac{k_a - 1}{k_a + 1} i_{12}}} \cdot \frac{1}{100}. \\ q_{\lambda_{12}}(n_c) = \lambda_{12}(n_c) \left[\frac{k_a + 1}{2} \left(1 - \frac{k_a - 1}{k_a + 1} \lambda_{12}(n_c) \right) \right]^{\frac{1}{k_a - 1}}. \end{array} \right. \quad (0.2)$$

Parametrii geometrici:

$$S_{GI} \left\{ \begin{array}{l} A_{12}(n_{\min}) = \frac{M_a \sqrt{T_{12}}}{0,004 q_{\lambda_{12}} p_{12} \sin \alpha_{12}}, [m^2]. \\ D_{b12}(n_{\min}) = \sqrt{D_{1v}^2 - \frac{4 A_{12}(n_{\min})}{\pi}}, [m]. \\ h_1(n_{\min}) = \frac{D_{1v} - D_{12b}(n_{\min})}{2}, [m]. \\ L_{tr1} = \frac{h_1}{-(3-4,5) - (1-2) \frac{i-1}{z-1}}, [m]. \end{array} \right. \quad (0.3)$$

Notă: Datorită volumului mare de calcul pentru cele 5 trepte de comprimare ale compresorului axial, în rezumat se va prezenta doar modelul matematic pentru prima treaptă de comprimare.

2.4. Determinarea prin calcul a parametrilor compresorului axial

2.4.1. Calculul parametrilor termodinamici ai compresorului axial

În figura 2.3 poate fi urmărită variația temperaturii aerului pe fiecare treaptă de comprimare determinată cu ajutorul codului Mathcad, din ANEXA 2.

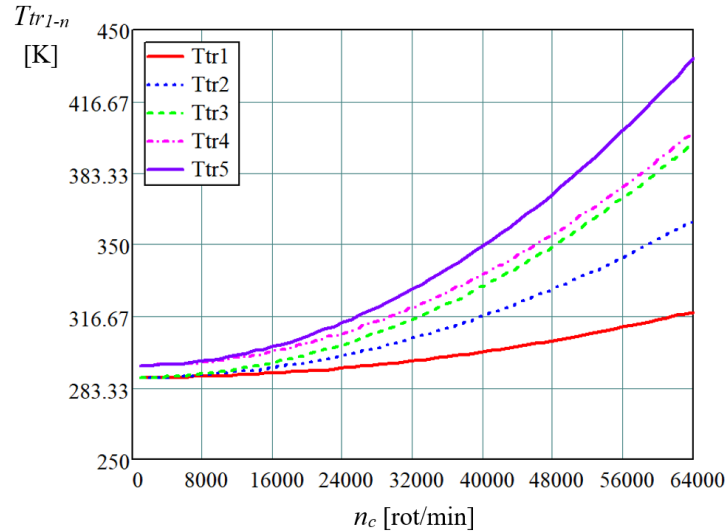


Fig. 2.3. Evoluția temperaturii cu turația în fiecare treaptă a compresorului axial.

Analizând rezultatele calculate analitic se observă că la turația maximă a compresorului axial cea mai mare valoare a temperaturii este de 436,38 [K] pentru treapta a 5-a, ceea ce arată o creștere cu 51,43% a valorii din ultima treaptă față de prima. În figura 2.4 poate fi analizat modul în care crește presiunea pe fiecare treaptă a compresorului axial o dată cu modificarea turației acestuia.

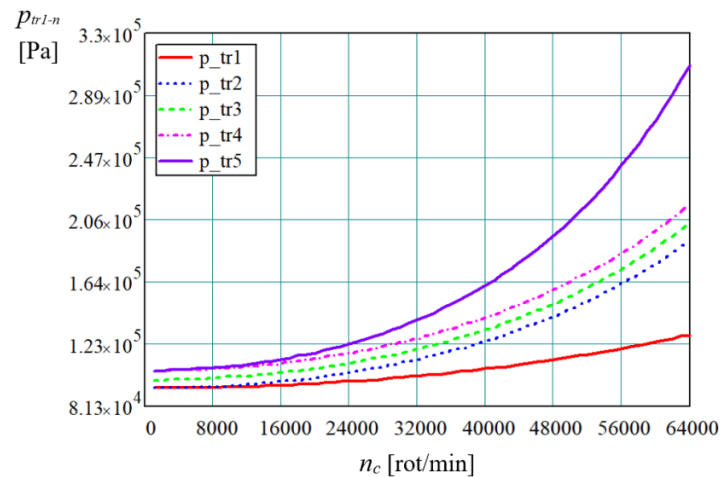


Fig. 2.4. Variația presiunii pe trepte cu turația compresorului axial.

Este cunoscut faptul că la intrarea în compresor se produce o ușoară depresiune. Din calcule se constată că la ieșirea din ultima treaptă a compresorului axial se atinge valoarea maximă a presiunii de supraalimentare $p_e = 3,082 \cdot 10^5$ [Pa], valoare care confirmă că raportul de comprimare determinat este corect.

2.4.2. Calculul parametrilor cinematici ai compresorului axial

În fig. 2.5 este prezentat modul în care viteza tangențială crește pe cele cinci trepte ale compresorului axial.

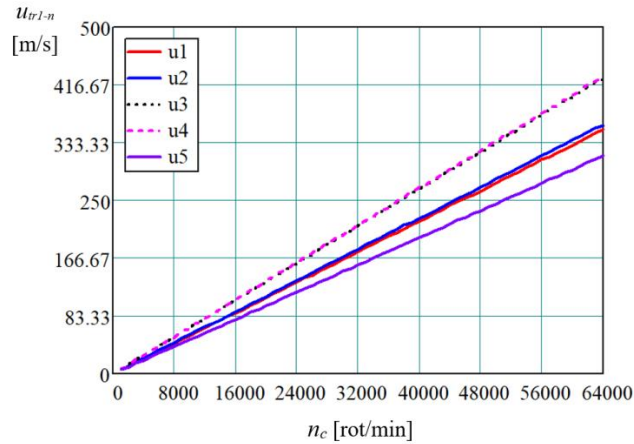


Fig. 2. 5. Modificarea vitezei tangențiale cu turația în treptele compresorului axial.

Valorile obținute ne arată că nu există diferențe foarte mari între vitezele tangențiale din paletel compresorului axial. În figura 2.6 se prezintă creșterea componentei periferice a vitezei absolute cu turația pe fiecare treaptă.

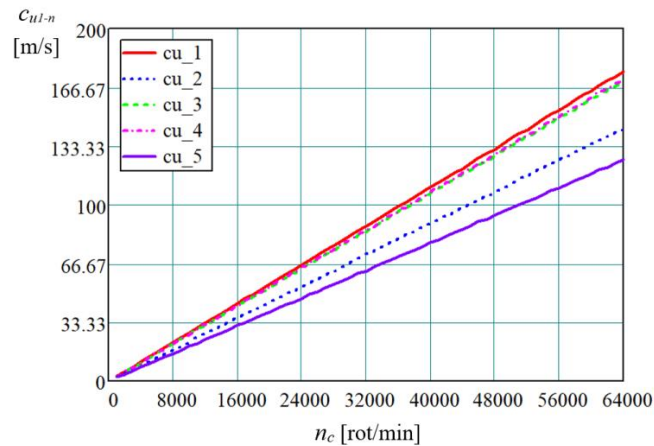


Fig. 2.6. Creșterea componentei periferice a vitezei absolute cu turația.

Conform rezultatelor obținute, variațiile liniare din figura 2.6 scot în evidență faptul că pentru componenta periferică a vitezei absolute a fluidului se înregistrează o creștere dată cu mărirea .

Din triunghiurile de viteză s-a trasat în figura 2.7 evoluția vitezei absolute pe fiecare treaptă.

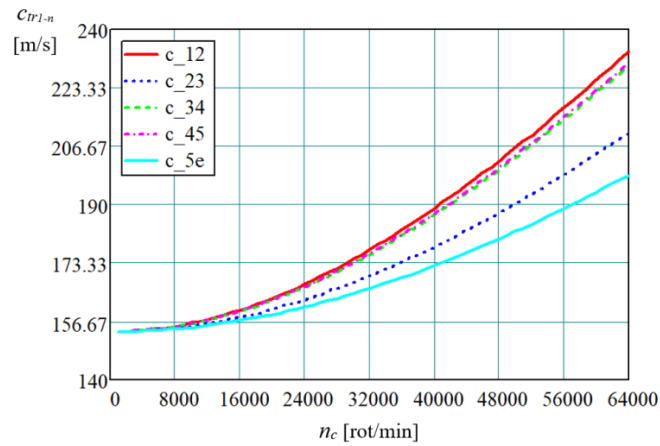


Fig. 2.7. Viteza absolută în treptele compresorului axial funcție de turație.

2.4.3. Calculul parametrilor geometrici ai compresorului axial

Calculul pentru cele cinci trepte ale compresorului axial se finalizează cu determinarea parametrilor geometrici: *diametrul la bază, înălțimea paletelor și lungimea treptei de comprimare*. În figura 2.8 este dată evoluția ariei cu turația compresorului pentru fiecare treaptă de comprimare, în ipoteza menținerii diametrului la vârf constant.

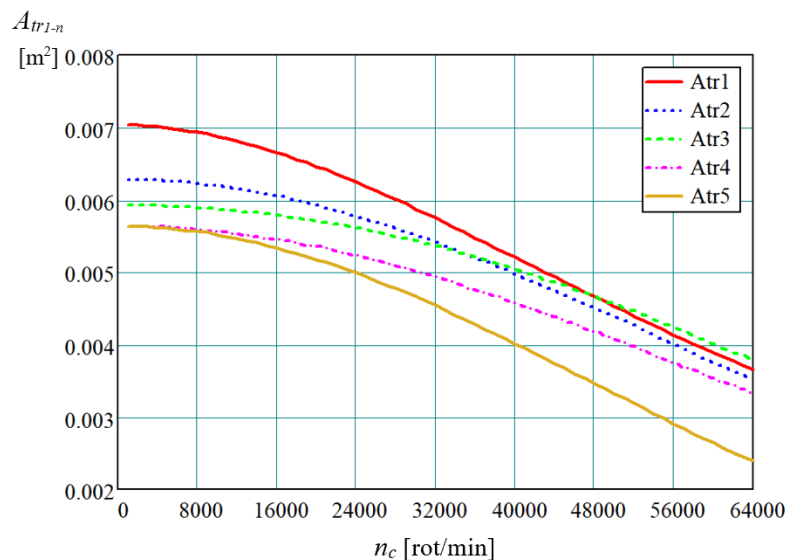


Fig. 2.8. Modificarea ariei treptelor compresorului axial cu creșterea turației.

În figura 2.9 poate fi urmărit diametrul la bază pentru fiecare treaptă de comprimare dependentă de turație.

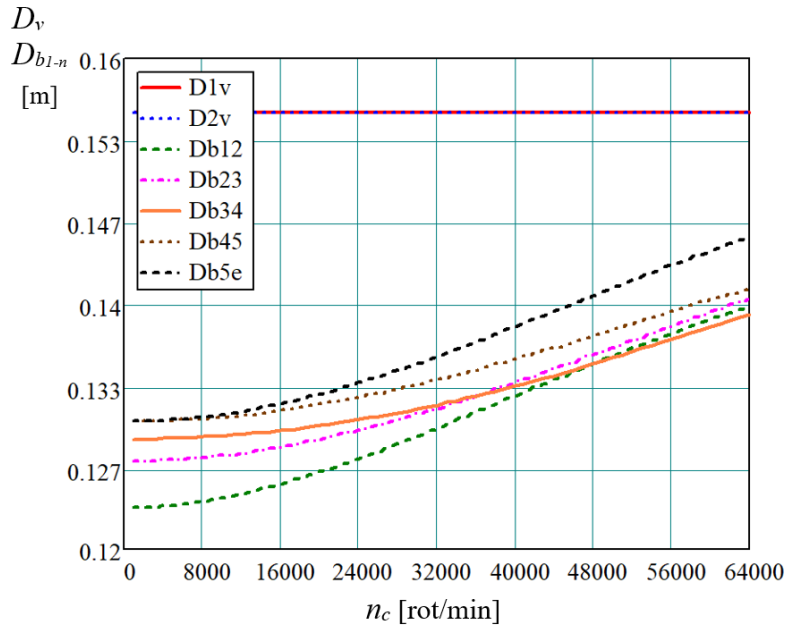


Fig. 2.9. Modificarea diametrului la bază pe trepte față de diametrul la vârf.

În figura 2.10 s-a reprezentat modificarea înălțimii paletelor pe fiecare treaptă a compresorului axial în dependență de turație.

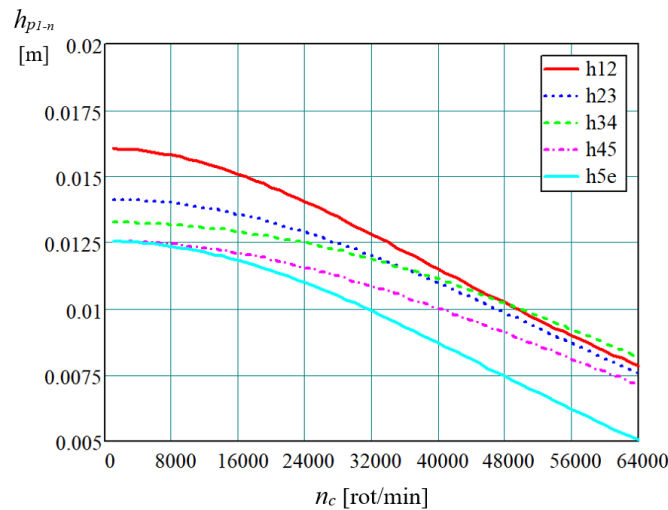


Fig. 2.10. Înălțimea paletelor treptelor compresorului centrifugal.

În baza datelor de intrare și a ipotezelor de lucru, în tabelul centralizator 2.2 sunt prezentate rezultatele obținute privind calculul global al compresorului axial, pentru fiecare treaptă de comprimare.

Tabel 2.2. – Rezultatele calcului global al compresorului axial.

Parametri	Treaptă compresor axial				
	I	II	III	IV	V
$T_{i,i+1}$ [K]	$T_{12min} = 288,157$ $T_{12max} = 318,704$	$T_{23min} = 288,168$ $T_{23max} = 361,479$	$T_{34min} = 288,177$ $T_{34max} = 397,336$	$T_{45min} = 293,545$ $T_{45max} = 402,705$	$T_{5min} = 293,554$ $T_{5max} = 436,583$
π_{ri}	$\pi_{r1min} = 1,000$ $\pi_{r1max} = 1,381$	$\pi_{r2min} = 1,000$ $\pi_{r2max} = 1,489$	$\pi_{r3min} = 1,000$ $\pi_{r3max} = 1,061$	$\pi_{r4min} = 1,000$ $\pi_{r4max} = 1,061$	$\pi_{r5min} = 1,000$ $\pi_{r5max} = 1,428$
$p_{i,i+1} \cdot 10^5$	$p_{12min} = 0,932$	$p_{23min} = 0,937$	$p_{34min} = 0,989$	$p_{45min} = 1,049$	$p_{5min} = 1,050$

$[Pa]$	$p_{12max} = 1,288$	$p_{23max} = 1,918$	$p_{34max} = 2,034$	$p_{45max} = 2,158$	$p_{5max} = 3,082$
$u_{m,i+1}$ [m/s]	$u_{1m2min} = 5,497$ $u_{1m2max} = 351,858$	$u_{2m3min} = 5,608$ $u_{2m3max} = 358,896$	$u_{3m4min} = 6,664$ $u_{3m4max} = 426,524$	$u_{4m5min} = 6,707$ $u_{4m5max} = 429,217$	$u_{5min} = 4,904$ $u_{5max} = 313,853$
$c_{u,i+1}$ [m/s]	$c_{1u2min} = 2,748$ $c_{1u2max} = 175,885$	$c_{2u3min} = 2,242$ $c_{2u3max} = 143,498$	$c_{3u4min} = 2,258$ $c_{3u4max} = 170,603$	$c_{4u5min} = 2,277$ $c_{4u5max} = 171,680$	$c_{5u min} = 1,961$ $c_{5u max} = 125,486$
$c_{i,i+1}$ [m/s]	$c_{12min} = 153,725$ $c_{12max} = 233,759$	$c_{23min} = 153,716$ $c_{23max} = 210,274$	$c_{34min} = 153,717$ $c_{34max} = 229,628$	$c_{45min} = 153,717$ $c_{45max} = 230,430$	$c_{5min} = 153,713$ $c_{5max} = 198,420$
$\lambda_{i,i+1}$	$\lambda_{12min} = 0,150$ $\lambda_{12max} = 0,238$	$\lambda_{23min} = 0,157$ $\lambda_{23max} = 0,215$	$\lambda_{34min} = 0,157$ $\lambda_{34max} = 0,234$	$\lambda_{45min} = 0,157$ $\lambda_{45max} = 0,235$	$\lambda_{5min} = 0,157$ $\lambda_{5max} = 0,203$
$q_{\lambda,i,i+1}$	$q_{\lambda 12min} = 0,232$ $q_{\lambda 12max} = 0,340$	$q_{\lambda 23min} = 0,232$ $q_{\lambda 23max} = 0,309$	$q_{\lambda 34min} = 0,232$ $q_{\lambda 34max} = 0,335$	$q_{\lambda 45min} = 0,232$ $q_{\lambda 45max} = 0,336$	$q_{\lambda 5min} = 0,232$ $q_{\lambda 5max} = 0,288$
$A_{i,i+1} 10^{-5}$ [m ²]	$A_{12} = 7,032$	$A_{23} = 6,287$	$A_{34} = 5,927$	$A_{45} = 5,640$	$A_5 = 5,639$
$D_{i,i+1b}$ [m]	$D_{12b} = 0,124$	$D_{23b} = 0,127$	$D_{34b} = 0,129$	$D_{45b} = 0,131$	$D_{5b} = 0,131$
h_i [m]	$h_1 = 0,016$	$h_2 = 0,014$	$h_3 = 0,013$	$h_4 = 0,013$	$h_5 = 0,013$
$L_{tr i}$ [m]	$L_{tr1} = 0,037$	$L_{tr2} = 0,028$	$L_{tr3} = 0,024$	$L_{tr4} = 0,022$	$L_{tr5} = 0,020$

2.5. Rezultate obținute prin simulare pentru parametrii cinematici și termodinamici ai compresorului axial

2.5.1. Date de intrare

Pentru analiza parametrilor caracteristici compresorului axial s-a utilizat mediul de simulare *Ansys 2020 academic* [AN20]. Simularea în ANSYS CFD implică mai multe etape.

2.5.2. Rezultatele obținute prin simulare pe fiecare treaptă de comprimare a compresorului axial

Utilizând datele de intrare și rulând softul de simulare ANSYS (ANEXA 3) se obține un raport cu rezultate pentru parametrii termodinamici precum *presiunea și temperatura fluidului* și parametrii cinematici cum ar fi *viteza globală, viteza axială, turbulența fluidului de lucru*.

În figura 2.11 poate fi urmărită evoluția presiunii în cele trei trepte ale tronsonului TC-1.

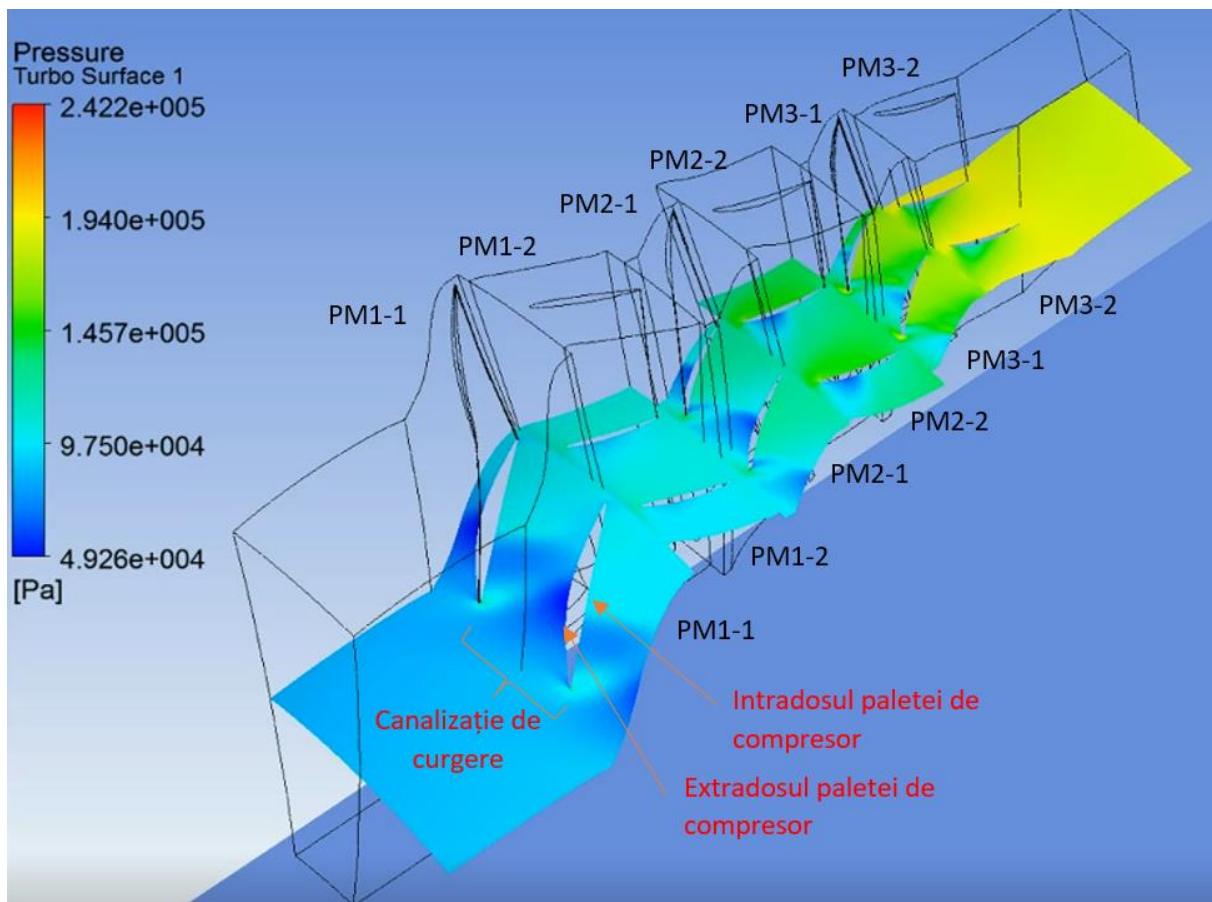


Fig. 2.11. Evoluția presiunii pe treptele compresorului axial, tronsonul TC-1.

În figură pot fi observate câte două rețele de palete mobile PM1-1 și PM1-2 aparținând primei trepte, apoi rețelele de palete PM2-1 și PM2-2 aparținând treptei a doua, respectiv PM3-1 și PM3-2 pentru ce-a de-a treia treaptă.

2.5.3. Analiza vectorială a variației parametrilor compresorului axial

În urma simulărilor efectuate se poate realiza o analiză globală de tip vectorial pentru parametrii primului tronson de comprimare TC-1.

Figura 2.12 arată evoluția presiunii statice.

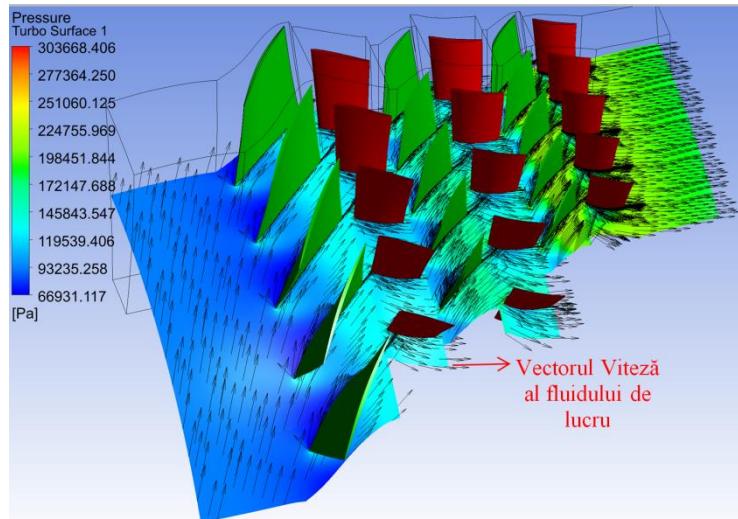


Fig. 2.12. Evoluția presiunii statice în TC-1.

În figură orientându-ne după vectorii viteză putem determina direcția de curgere a jeturilor de aer printre paletelor treptelor compresorului axial cât și schimbările de direcție. În funcție de mărimea săgeților se poate stabili viteza de curgere a aerului printre paletelor.

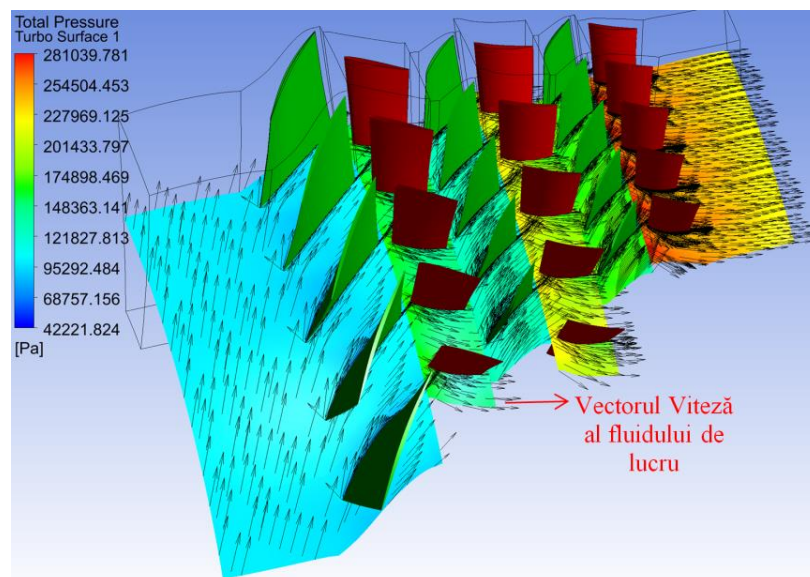


Fig. 2.13. Evoluția presiunii totale în TC-1.

În figura 2.13 poate fi analizată evoluția presiunii totale. Simularea arată avantajul soluției constructive propuse observându-se o creștere a presiunii totale și a vectorului viteză către ieșirea din paletelor mobile PM3-2 unde se atinge o valoare maximă ce poate atinge $p_{dim}=2,5\div2,8 \cdot 10^5 [Pa]$.

2.6. Concluzii privind oportunitatea utilizării compresoarelor axiale la m.a.i.

Cercetările efectuate până în prezent privind modalitățile de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă [At13, Bi12, Fe17, He07, Na19, Ve09, Wa16], arată că există o diversitate destul de mare de sisteme, printre acestea fiind incluse și compresoarele axiale.

Sistemele de supraalimentare antrenate electric cuprind două părți și anume pe cea a motorului electric și pe cea a compresorului. Motoarele electrice de antrenare pot fi alimentate

direct de la acumulatorul vehiculului sau prin conversia tensiunii de alimentare printr-un schimbător de frecvență.

Tendențele de dezvoltare ale sistemelor de supraalimentare a motorului diesel au ca scop îndeplinirea reglementărilor stricte de emisii și îmbunătățirea performanțelor motorului. Se urmărește să se obțină randamente termice mai mari printr-un control electronic adaptat cu regimul de funcționare al motorului. Pentru motorul turbo-diesel, este necesar un cuplu ridicat la turații reduse de funcționare a motorului. Prin urmare, rotorul turbinei este supradimensionat pentru a asigura puterea necesară antrenării compresorului în acest interval. Acest lucru creează o contrapresiune mare a gazelor de evacuare caz în care au fost concepute diverse metode de control a presiunii de supraalimentare: (bypass a gazelor de evacuare (Anada ș.a. 1997, [An97]), sisteme cu spirală variabilă (Toussaint ș.a. 1999, [To99]), sisteme cu palete variabile (Descombes ș.a., 1999, [De00]). În ciuda supradimensionării turbinei, puterea disponibilă la turații scăzute este insuficientă pentru a oferi o creștere suficientă de presiune.

Compresorul axial conceput elimină o mare parte dintre dezavantajele sistemelor clasice de supraalimentare, considerându-se ca fundamentale următoarele avantaje:

- are un volum mult mai redus față de un compresor axial clasic datorită întoarcerii jetului de aer la 180°;
- prețul este net inferior față de turbosufletele centrifugale deoarece compresorul axial poate fi realizat din materiale plastice sau compozite;
- beneficiind de dublă rotație a rețelelor de palete un astfel de agregat poate funcționa la anumite regimuri ale motorului termic la turații mai reduse decât ale unui sistem clasic;
- cel mai important avantaj îl constituie debitul de aer net superior față de cel al altor sisteme.

Determinările experimentale vor dovedi sau nu viabilitatea soluției propuse.

3. Contribuții privind analiza proceselor la un m.a.c. supraalimentat cu un compresor axial biflux

3.1. Introducere

Pentru studiul proceselor de schimbare a gazelor într-un motor cu aprindere prin comprimare se impun anumite ipoteze simplificatoare care caracterizează ciclul teoretic de funcționare a motorului și anumite date de intrare. În figura 3.1 este prezentat ciclul cu ardere mixtă, [Ra77], specific motoarelor diesel rapide dotate cu turbosufletă de supraalimentare.

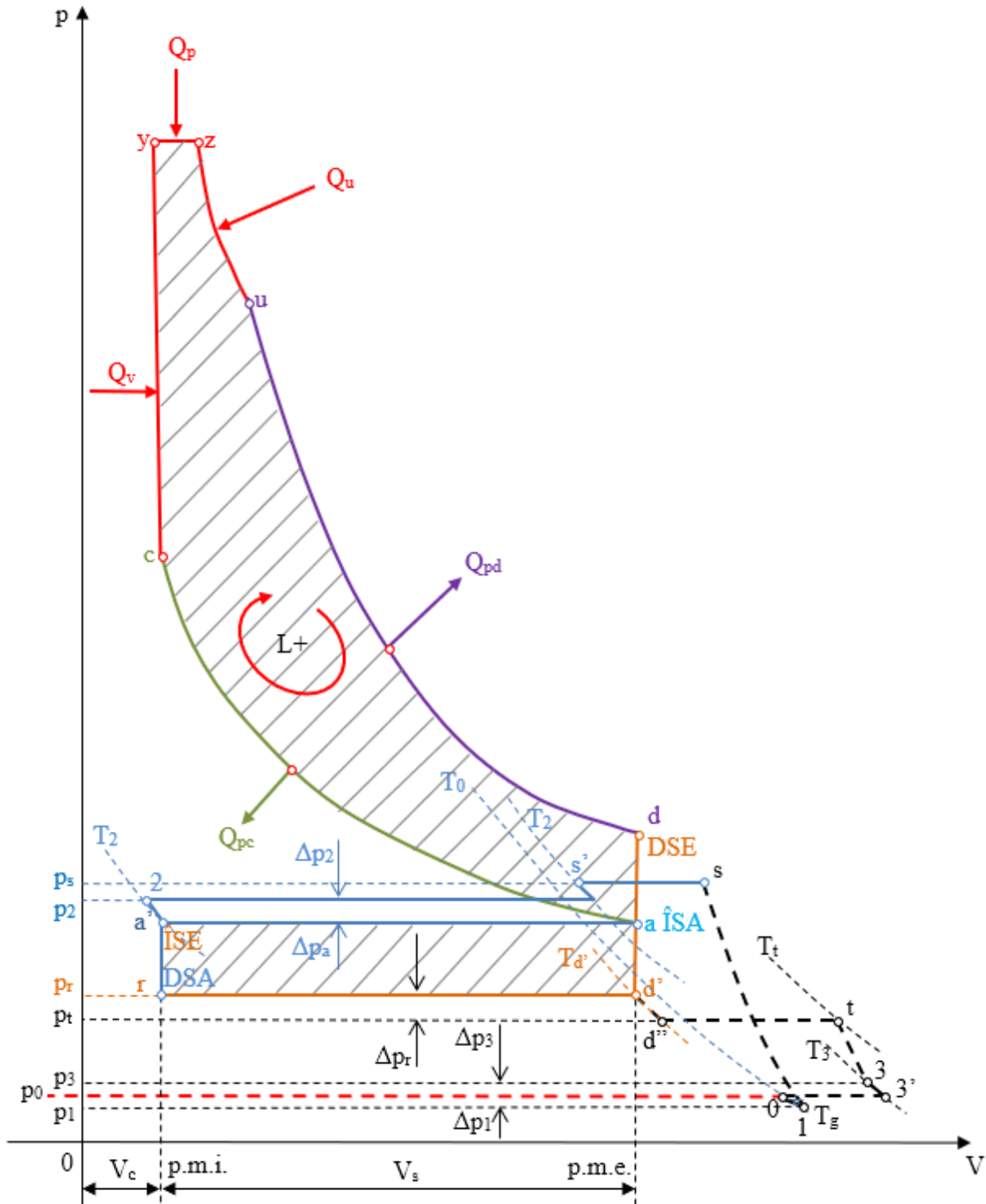


Fig. 3.1. Ciclului teoretic cu ardere mixtă pentru m.a.c. supraalimentat, după [Ra77].

Ipotezele simplificatoare sunt propuse de [Ra77, Gr80, He88, Ga95, Ne95, Ga97, Ch99, Po03, Ri04, Go07, At13, Ka17] pentru calculul mărimilor caracteristice proceselor din ciclul cu ardere mixtă. La baza calculului proceselor din m.a.c. a fost acceptată metoda analitică dezvoltată de Radcenko Vs. [Ra77] și coroborată de Grunwald B., [Gr80], Negurescu N., [Ne95]. Metoda a fost adaptată și utilizată pentru un motor diesel cu injecție directă Volkswagen, cod ALH.

3.5. Influența parametrilor de supraalimentare asupra performanțelor m.a.c. la utilizarea unui compresor axial biflux

3.5.1. Influența presiunii de supraalimentare asupra parametrilor m.a.c.

Mărirea presiunii de supraalimentare va influența direct coeficientul volumic de încărcare termică q_{cb} , dar și temperatura amestecului de aer și gaze arse. Coeficientul volumic de încărcare termică poate fi calculat cu ajutorul următoarei relații *dedusă de autor*:

$$q_{cbp}(p_s, T_{0s}) = \frac{(1 - \Psi_2) p_s T_{0s} \eta_v \frac{1}{\alpha L_0} \frac{H_i}{RT_{0s}}}{p_0 T_2} \quad (0.4)$$

unde:

- date inițiale: ψ_2 – coeficientul relativ de pierdere din sistemul de răcire, $p_s = 1,2 \cdot 10^5 [Pa]$, $L_0 = 18 [kg \text{ aer}/kg \text{ cb}]$ – aerul minim necesar arderii combustibilului, $H_i = 42500 [kJ/kg \text{ cb}]$, $R = 0,29 [kJ/kg \text{ K}]$, $T_{0s} = 243,15 \div 313,15 [K]$;
- date calculate: T_2 – temperatura după sistemul de răcire.

În relația *dedusă de autor* s-a considerat ca variabilă presiunea de supraalimentare care se modifică cu variația turației celor două rotoare care antrenează rețelele de palete mobile PM-1 și PM-2.

Modificarea lui T_{0s} - temperatura de la intrare cu $10 [K]$ determină o creștere de 4,36% pentru presiunea de supraalimentare p_s . La rândul său, creșterea încărcării termice a cilindrului va influența raportul de creștere a volumului în procesul de ardere izobară și raportul de creștere a volumului în procesul de destindere. Modificarea lui T_{0s} cu $10 [K]$ determină o creștere de 4,51% pentru q_{cb} . Creșterea coeficientului volumic de încărcare termică q_{cb} influențează direct și temperatura medie de ardere T_{mar} , *relație dedusă de autor*:

$$T_{mar}(p_0, T_{0s}) = \frac{T_{0s} \eta_{ar} \left[(1 - \Psi_a) \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{1 - \frac{\gamma_r}{\varphi_a}}{\gamma_r - 1} \right] \frac{1}{\alpha N_1} \frac{H_i}{R \cdot T_0} \frac{p_2}{p_0} \frac{T_{0s}}{T_2}}{\frac{p_2}{p_0} \left[\frac{T_0}{T_{0s}^2 (1 - \tau_R)} \left[1 + \frac{\left(\frac{p_s}{p_1} \right)^{\frac{k_a - 1}{k_a}} - 1}{\eta_s} \right] \right]} \eta_v \left(\frac{\alpha N_1 + 1}{\alpha N_1} + \gamma_r \right) \ln \left(\lambda^{\frac{1}{k_v - 1}} \rho^{\frac{k_p}{k_p - 1}} \delta^{\frac{k_u - n_u}{k_u - 1}} \right)}, [K]. \quad (0.5)$$

unde:

- date inițiale: $T_{0s} = 243,15 \div 313,15 [K]$, $\varepsilon = 19,5$ – raport de comprimare, $\alpha = 1,6$ – coeficientul de exces de aer,

- date calculate: p_2 – presiunea calculată în funcție de coeficientul relativ de pierdere din sistemul de răcire, T_2 – temperatura după sistemul de răcire, $\tau_R = 0,6$ – gradul de răcire, η_v – coeficientul de umplere, N_I – cantitatea inițială de încărcătură proaspătă, γ_r – coeficientul gazelor reziduale, λ_{zc} , ρ , δ - parametri care condiționează procesul de ardere – ANEXA 6.

Variația temperaturii pentru finele primei părți a destinderii gazelor de ardere punct în care temperatura T_u are valoarea maximă pe ciclu, va fi:

$$T_u = \rho \lambda_{zc} \varepsilon^{n_c-1} \varphi_a^2 T_0 \delta^{1-n_u} \left[\tau_r + (1-\tau_r) \frac{T_s}{T_0} \right], [K]. \quad (0.6)$$

unde:

- date inițiale: $\varepsilon=19,5$ raportul de comprimare al motorului, $\lambda_{zc}=1,6$ – raportul de creștere a presiunii în urma procesului de ardere, φ_a – coeficient grad de abatere la admisie din tab. 3.1, $T_{0s}=243,15 \div 313,15[K]$ – temperatura la admisie, τ_R - gradul de răcire intermediară din tab. 3.1;
- date calculate: ρ , δ , T_s – ANEXA 6.

În condițiile în care motorul diesel este supraalimentat, temperatura gazelor la finalul destinderii izentropice din turbină din punctul notat cu 3 în figura 3.1 se determină cu relația:

$$T_3 = T_t \left[1 - \eta_T \left[1 - \left[1 - \frac{\beta}{\beta + \frac{1}{\alpha N_1}} \frac{k_a}{k_T} \frac{k_T - 1}{k_a - 1} \frac{1}{\eta_T \eta_{mT} \eta_{mS}} \frac{T_s - T_0}{T_t} \right]^{\frac{k_T}{k_T - 1}} \right]^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right], [K]. \quad (0.7)$$

unde:

- date inițiale: η_T , η_{mT} - randamentul intern respectiv mecanic al turbinei, η_{mS} – randamentul mecanic al suflantei, k_a , k_T – exponenți adiabatici medii, valori date în tab. 3.1, $\beta = 1,15$ – coeficientul de baleiaj;
- date calculate: T_t – temperatura în amonte turbinei, T_s – temperatura de supraalimentare – ANEXA 6.

Cu mențiunea că T_z se determină folosind relația 3.22 în baza datelor obținute cu ajutorul codului de calcul din ANEXA 6 s-a trasat figura 3.2 care arată cum se modifică T_u , T_z și T_{mar} cu presiunea de supraalimentare.

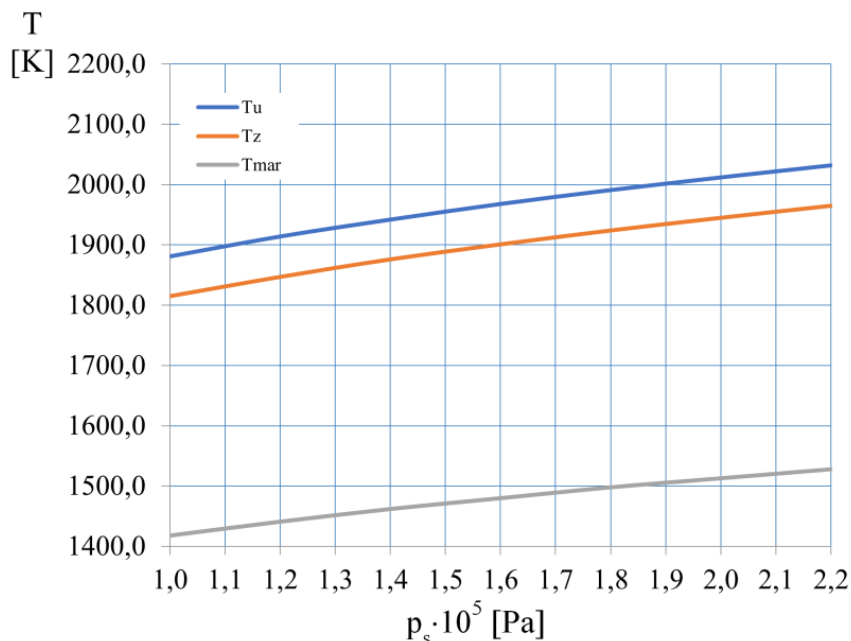


Fig. 3.2. Influența presiunii de supraalimentare asupra temperaturii de ardere și în punctele u și z ale ciclului termodinamic.

Aprecierea gradului de degajare a căldurii către pereții cilindrilor în procesul de destindere a gazelor (figura 3.3) se poate face prin intermediul temperaturii T_d determinată cu ajutorul codului de calcul din ANEXA 6. În cazul procesului de destindere influența presiunii de supraalimentare este neînsemnată.

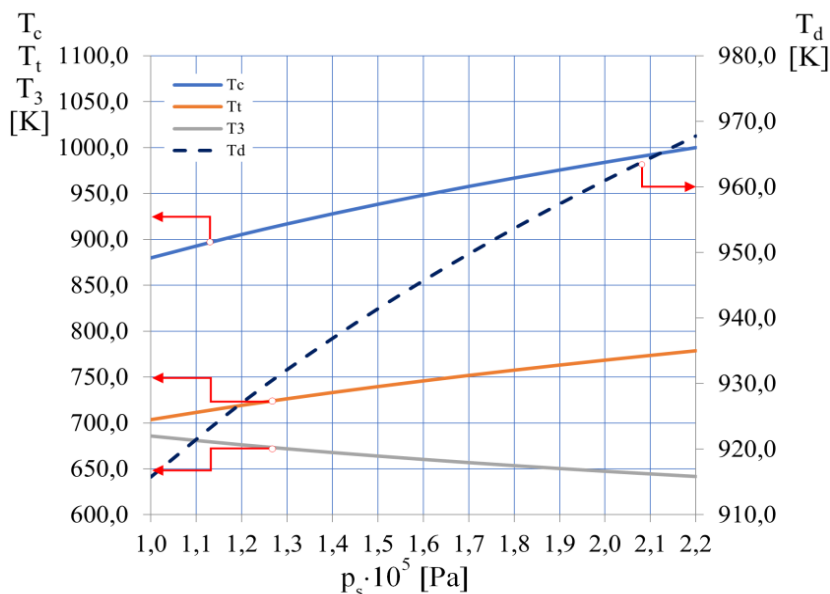


Fig. 3.3. Influența presiunii de supraalimentare asupra temperaturilor

În continuare se face o analiză a modului în care se modifică presiunile din punctele esențiale ale ciclului cu presiunea de supraalimentare. În figura 3.4 sunt date curbele evoluției

pentru presiunile p_z , p_u , p_c , p_d și p_t determinate cu ajutorul relațiilor matematice care se regăsesc mai sus.

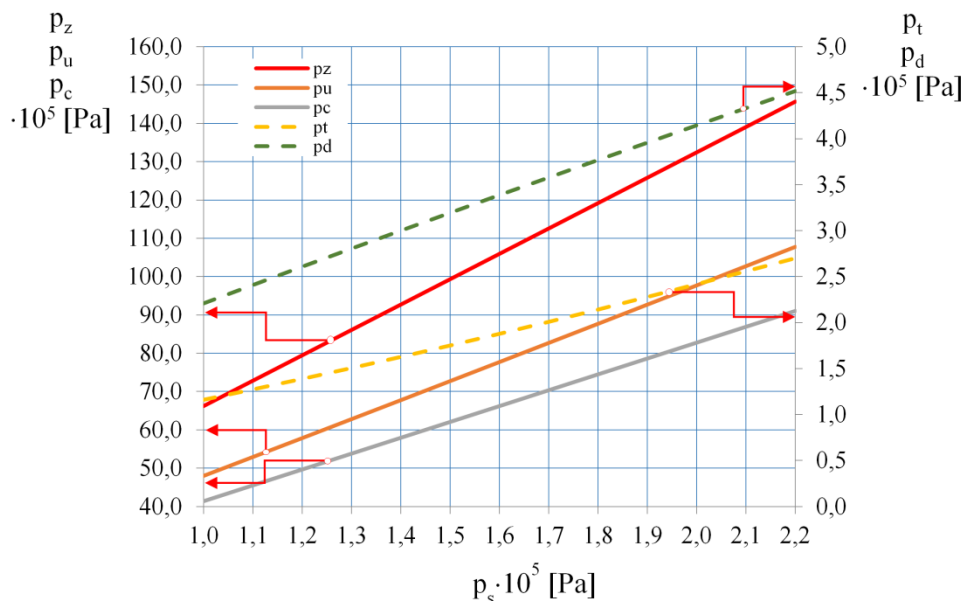


Fig. 3.4. Influența presiunii de supraalimentare asupra presiunilor caracteristice ale ciclului termodinamic.

Analizând graficul obținut se constată că apare o creștere cvasiliniară a tuturor presiunilor din punctele caracteristice ale ciclului de funcționare față de presiunea de supraalimentare. Este știut faptul că, [Po03], o creștere a presiunii de supraalimentare p_s impune scăderea raportului de comprimare pentru a se limita solicitările termo-mecanice.

În figura 3.5 este dată evoluția parametrilor care influențează procesul de ardere în funcție de presiunea de supraalimentare.

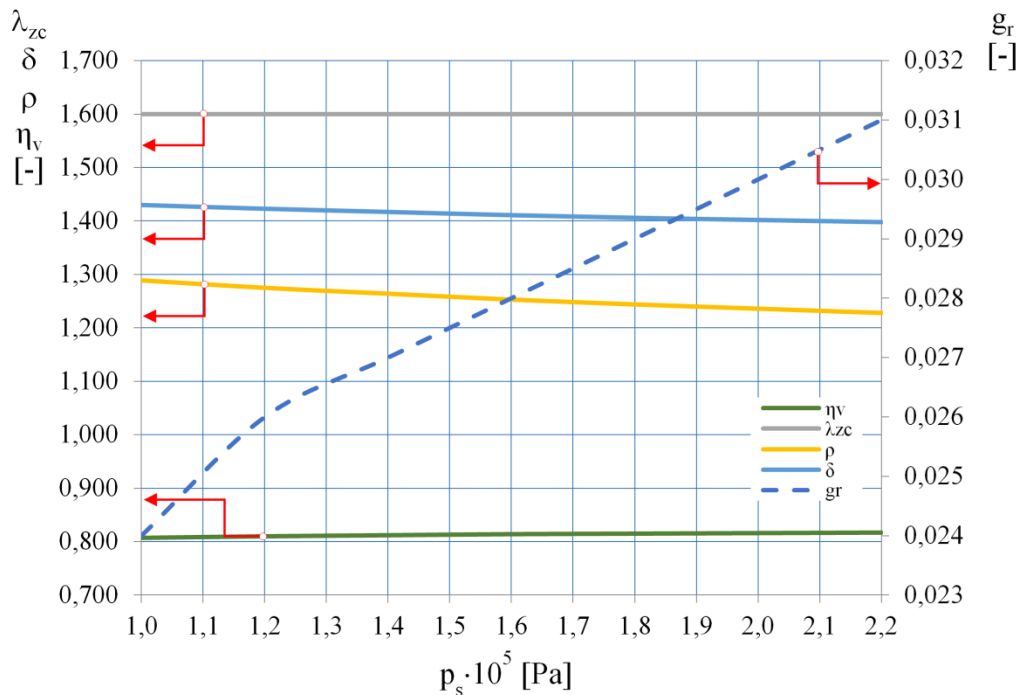


Fig. 3.5. Dependența parametrilor care condiționează procesul de ardere de presiunea de supraalimentare.

Pentru calculul raportului de injecție ρ în codul de calcul s-a utilizat relația:

$$\rho = 1 + \frac{1}{\lambda_{zc}} \frac{k_p - 1}{k_p} \left[q_{cz} p_0 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{n_c} (1 - \Psi_a) p_2} - \frac{\lambda_{zc} - 1}{k_v - 1} \right], \quad (0.8)$$

- unde: $\lambda_{zc}=1,6$ – raportul de creștere a presiunii, $q_{cz}=17,53$ – coeficientul de încărcare termică pe porțiunea c-z al ciclului de funcționare – figura 3.1, $\varepsilon=19,5$, k_v , k_p - exponenți adiabatici medii din tab. 3.1, $p_2 = 1,83 \cdot 10^5 [Pa]$ – presiunea în punctul 2 pe ciclu;

Întregul proces de ardere este condiționat de o serie de parametri care o dată cu creșterea presiunii de supraalimentare p_s (de la minim la maxim) se modifică sau nu au nicio influență după cum rezultă din figura 3.11.

3.6. Investigarea termică și exergetică a m.a.c. supraalimentat cu un compresor axial biflux

3.6.1. Investigarea termică

În general sistemele de răcire sunt evaluate în funcție de eficiența lor. Pentru evidențierea eficacității sistemelor de răcire se folosește termenul τ_R care reprezintă coeficientul relativ de scădere a temperaturii aerului în răcitor:

$$\tau_R = \frac{\Delta T_R}{\Delta T_{R_{\max}}}, \quad (0.9)$$

unde: ΔT_R reprezintă scăderea efectivă a temperaturii în procesul de răcire, $\Delta T_{R_{\max}}$ valoarea maximă a temperaturii aerului în procesul de răcire. Conform [Ra77] în cazul în care $\tau_R = 0$, aerul refulat este introdus direct în cilindri iar dacă $\tau_R = 1$ răcirea este realizată până la atingerea temperaturii mediului ambiant. Răcitorul are ca rol principal să scadă temperatura aerului la ieșirea din agregatul de supraalimentare T_a , temperatură care influențează direct coeficientul de încărcare termică a cilindrului și regimul termic global al motorului.

$$T_a = T_0 \left[\tau_R + (1 - \tau_R) \left(1 + \frac{\left(\frac{p_s}{p_1} \right)^{\frac{k_a - 1}{k_a}} - 1}{\eta_s} \right) \right] [K], \quad (0.10)$$

unde: τ_R este coeficientul de răcire, T_0 – temperatura mediului ambiant, p_s – presiunea de supraalimentare realizată de agregatul de supraalimentare, p_1 – presiunea calculată în funcție de coeficientul pierderii relative ψ_1 din amonte compresorului. la aspirație, k_a – exponent adiabatic, randamentul intern al suflantei $\eta_s = 0,74$, [Ra77].

Această temperatură este direct proporțională cu presiunea de supraalimentare [Pi12] și va influența direct temperatura aerului la ieșirea din sistemul de răcire – T_a – Relația 3.61.

3.6.2. Investigarea exergetică a supraalimentării m.a.c. cu un compresor axial

Prin intermediul coeficientului de încărcare termică, variația presiunii de supraalimentare p_s conduce la creșterea pierderilor de exergie datorită abaterii proceselor reale în raport cu cele teoretice - $\pi_{\Delta T}$ relația 3.67 și la creșterea pierderilor de exergie cu căldura gazelor evacuate din turbină - $\pi_{\Delta T}$ relația 3.68.

$$\pi_{\Delta l} = \frac{1 - \eta_p}{\eta_p} \frac{p_i}{q_{cb}} [\%] \quad (0.11)$$

$$\bar{\pi}_{\Delta T} = \frac{RT_0}{H_i} \frac{(\beta \alpha L_0 + 1) k_g}{k_g - 1} \cdot \left\{ \frac{T_i \left\{ 1 - \eta_{mM} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_i} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right] \right\}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_i \left\{ 1 - \eta_{mM} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_i} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right] \right\}}{T_0} \right\} [\%] \quad (0.12)$$

unde: $\eta_p=0,93$ - coeficientul de plenitudine al ciclului, $p_i=11,05 \cdot 10^5 [Pa]$ - presiunea medie indicată, $q_{cb}^T=23,07$, $p_3=1,02 \cdot 10^5 [Pa]$ - presiunea gazelor la finalul destinderii izentropice în turbină, $p_r=2,64 \cdot 10^5 [Pa]$ - contrapresiunea din amonte turbinei, $k_g=1,39$ - exponent adiabatic mediu, $T_3=642,87 [K]$ - temperatura gazelor la finalul unei destinderii izentropice în turbină, parametru care se calculează în funcție de temperatura în amonte turbinei și temperaturii amestecului de aer și gaze arse T_b , $k_T=1,33$ exponent adiabatic al agentului ce evoluează în turbină.

Pierderile de exergie $\bar{\pi}_{qc}$ datorate căldurii evacuate prin pereții cilindrului în procesul de comprimare și destindere vor fi:

$$\bar{\pi}_{qc} = \frac{1 - T_0 \frac{\ln \frac{T_c}{T_a} \left| \frac{k_c - n_c}{k_c - 1} \frac{L_{ac}}{p_0 V_s} \right|}{q_{cpb}(p_s, T_0)} [\%]; \quad \bar{\pi}_{qd} = \frac{\left[1 - T_0 \frac{\ln \left(\frac{T_u}{T_d} \right) \left| \frac{n_{dp} - k_d}{k_d - 1} l_{ud} \right| \right]}{q_{cpb}(p_s, T_0)} [\%] \quad (0.13)$$

unde: $T_c = 996,71 [K]$ - temperatura la comprimare, $L_{ac} = 8,66 [kJ]$ - lucru mecanic în procesul de comprimare, $T_u=2028 [K]$, $T_d=966,37 [K]$ - temperaturile în punctele u și d ale ciclului termodinamic, $l_{ud}=16,62$ - ponderea etapei de destindere propriu-zise a lucrului mecanic de destindere a gazelor între punctele u și d .

Din bilanțul exergetic al pierderilor în condițiile specificate se remarcă faptul că cea mai importantă pierdere este consecința ireversibilității procesului de ardere – π_{irar} la care se adaugă pierderile cu căldura prin pereții camerei de ardere – π_{qar} .

$$\pi_{irar} = 1 - \left\{ 1 - \frac{\left[p_2 \left(\frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} + \gamma_r \right) \ln \left(\lambda_{zc}^{\frac{1}{k_v - 1}} \rho^{\frac{k_p}{k_p - 1}} \delta^{\frac{k_u - n_u}{k_u - 1}} \right) \right]}{\eta_{ar} \left[(1 - \psi_2) p_s \frac{1}{\alpha L_0} \frac{H_i}{RT_0} \right]} \right\} [\%] \quad (0.14)$$

$$\pi_{qar} = (1 - \eta_{ar}) \left\{ 1 - \frac{p_2 \left(\frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} + g_r \right) \ln \left(\lambda_{zc}^{\frac{1}{k_v - 1}} \rho^{\frac{k_p}{k_p - 1}} \delta^{\frac{k_u - n_u}{k_u - 1}} \right)}{\eta_{ar} \left[(1 - \psi_2) p_s \frac{1}{\alpha L_0} \frac{H_i}{RT_0} \right]} \right\} [\%] \quad (0.15)$$

unde: $p_2 = 1,83 \cdot 10^5 [Pa]$, α - coeficient de exces de aer impus la începutul studiului, $\lambda_{zc} = 1,6$ coeficientul de creștere a presiunii, $\rho = 1,23$, $\delta = 1,39$, $g_r = 0,031$ - participația masică a gazelor reziduale, $\psi_2 = 0,15$ - coeficient de pierdere din sistemul de răcire, $p_s = 2,158 \cdot 10^5 [Pa]$ - presiunea de supraalimentare generată de compresorul axial, $\eta_{ar} = 0,95$ - randamentul termic al arderii. Modificarea temperaturii mediului ambiant T_0 influențează mai mult coeficientul de încărcare termică decât temperatura medie a arderii T_m , fenomen explicat prin faptul că randamentul exergetic al arderii scade dacă avem o creștere a lui T_0 , conform relației:

$$\eta_{Ear} = \eta_{ar} \left\{ 1 - \frac{\left[\frac{p_2 \cdot T_0}{p_0 \cdot T_a} \cdot \eta_v \cdot \left(\frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} + \gamma_r \right) \cdot \ln \left(\lambda_{zc}^{\frac{1}{k_v - 1}} \cdot \rho^{\frac{k_p}{k_p - 1}} \cdot \delta^{\frac{k_u - n_u}{k_u - 1}} \right) \right]}{\frac{(1 - \Psi_2) \cdot p_s}{p_0} \cdot \frac{q_{cb}}{\tau_r + (1 - \tau_r) \cdot \frac{T_s}{T_0}}} \right\} \cdot 100 \quad (0.16)$$

unde: $T_a = 339,32 [K]$ - temperatura de admisie la ieșirea din sistemul de răcire, $\gamma_r = 0,032$ - coeficientul gazelor arse reziduale, $q_{cb} = 14,42$, $T_s = 383,36 [K]$.

Prezintă interes să se studieze efectul presiunii de supraalimentare asupra diferitelor categorii de pierderi exergetice ale motorului, lucru care poate fi urmărit în figura 3.6.

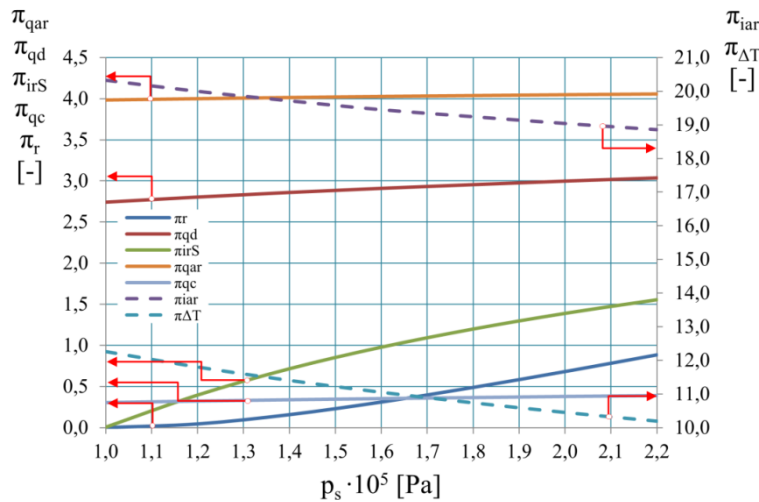


Fig. 3.6. Variația pierderilor de exergie în dependență de presiunea de supraalimentare.

În figura 3.6 se prezintă variația următoarelor categorii de pierderi de exergie cu modificarea presiunii de supraalimentare:

- π_{irS} - ireversibilitatea proceselor de lucru în suflantă cresc până la 1,55%:

$$\pi_{irS} = \frac{RT_0 (\beta \alpha L_0 + 1)}{H_i} \left[\ln \left(\frac{p_{ev}}{p_3} \right) - \frac{k_s}{k_s - 1} \ln \left(\frac{T_t}{T_3} \right) \right] \cdot 100, [\%]. \quad (0.17)$$

unde: $p_{ev}=2,64 \cdot 10^5 [Pa]$, $p_3=1,02 \cdot 10^5 [Pa]$, $T_i=776,55 [K]$, $T_3=642,87 [K]$.

- π_{qar} - datorate căldurii transmise pereților camerei de ardere - relația 3.71 care cresc cu doar 1,83% de la presiunea minimă de supraalimentare la cea maximă;
- π_{qd} - prin căldura transmisă pereților cilindrului în procesul de destindere care cresc cu 10,75 %;
- π_{irar} - datorate ireversibilității arderii relația 3.70, care scad cu 7,23% de la presiunea minimă de supraalimentare la cea maximă;
- π_{AT} - datorate căldurii gazelor evacuate de turbină, care scad cu 16,80% de la presiunea minimă de supraalimentare la cea maximă;
- π_r - în procesul de ardere care cresc până la o valoare maximă de 0,88% de la presiunea minimă de supraalimentare la cea maximă.

În cazul pierderilor care apar într-un ciclu de funcționare, creșterea presiunii de supraalimentare la $p_s=3,084 \cdot 10^5 [Pa]$ conduce la îmbunătățirea economicității motorului.

3.7. Concluzii privind comportarea motoarelor diesel care utilizează compresoare axiale biflux pentru supraalimentare

Referitor la comportarea motorului supraalimentat de un compresor axial s-au făcut o serie de constatări prezentate în cele ce urmează.

Presiunea de supraalimentare obținută cu un compresor axial antrenat electric – p_s , alături de coeficientul de exces de aer - α , gradul de răcire – τ_R și raportul de compresie ε influențează performanțele unui motor cu aprindere prin comprimare.

Coeficientul de exces de aer α este un factor important care are efecte asupra ciclului de funcționare a motorului, parametru care influențează procesul de ardere. Avantajul supraalimentării cu un compresor axial antrenat electric, rezidă din faptul că acesta funcționează independent de turația motorului cu aprindere prin comprimare și determină creșterea performanțelor de putere mult mai rapid decât creșterea pierderilor caracteristice.

Gradul de răcire – τ_R afectează direct temperatura medie de ardere, care scade cu 18,64% - figura 3.15 și se traduce prin creșterea pierderilor datorită ireversibilității procesului de ardere - π_{iar} care cresc cu 22,93% (rel. 3.71). Din studiile realizate asupra influenței gradului de răcire se constată faptul că mărirea gradului de răcire cu 0,2 unități conduce la o creștere a puterii cu 11,2% și o economicitate privind consumul de combustibil cu 0,26%.

Raportul de comprimare a fost studiat cum influențează o serie de mărimi considerând că presiunea de supraalimentare este $p_s=2,158 \cdot 10^5 [Pa]$, coeficientul de exces de aer $\alpha=1,6$ și gradul de răcire $\tau_R=0,6$. Raportul de comprimare influențează valorile presiunii și temperaturii amestecului inițial și momentul declanșării procesului de ardere. Viteza de reacție crește sensibil și scade durata fazei inițiale a arderii – efect datorat în special creșterii presiunii care este mai însemnată decât creșterea temperaturii.

4. Realizarea părții experimentale destinate testării unui m.a.c. VW cod ALH cu sau fără supraalimentare

4.1. Conceperea și executarea sistemului de supraalimentare care utilizează un compresor axial antrenat electric

Caracteristicile tehnice ale tronsoanelor de comprimare TC-1 și TC-2 care alcătuiesc compresorul axial de supraalimentare sunt prezentate în tabelul 4.1.

Tab. 4.1. Caracteristici tehnice ale tronsoanelor compresorului axial.

Parametru	Treapta de comprimare TC-1		Treapta de comprimare TC-2	
	Mărime	Unitate de măsură	Mărime	Unitate de măsură
Diametru exterior	94	mm	72	mm
Diametru la vârf al paletelor - D_v	86	mm	68	mm
Diametru la bază al paletelor - D_b	36	mm	29	mm
Grosimea carcasei statorice	4,0	mm	2,0	mm
Greutate agregat	243	g	137	g
Lungime (inclusiv rotor)	96,5	mm	83,5	mm
Material	Aluminiu			
Număr palete	12	-	10	-
Diametru exterior motor electric	36	mm	29	mm
Lungime motor electric	51,5	mm	48	mm
Număr poli magnetici	6	-	4	-
rotații pe minut (<i>r.p.m.</i>) per volți	4020	<i>r.p.m./V</i>	3950	<i>r.p.m./V</i>
Număr maxim de rotații pe minut	54000	<i>r.p.m.</i>	65000	<i>r.p.m.</i>
Tensiune maximă admisă	14	V	18	V
Amperaj maxim admis	170	A	100	A
Putere maximă de antrenare	1750	W	1000	W
Temperatura maximă de operare	180	°C	180	°C

Figura 4.1 prezintă modul de conectare a primului tronson al compresorului axial de ajutor convergent remarcându-se diferența de diametre dintre secțiunea de intrare și cea de ieșire.

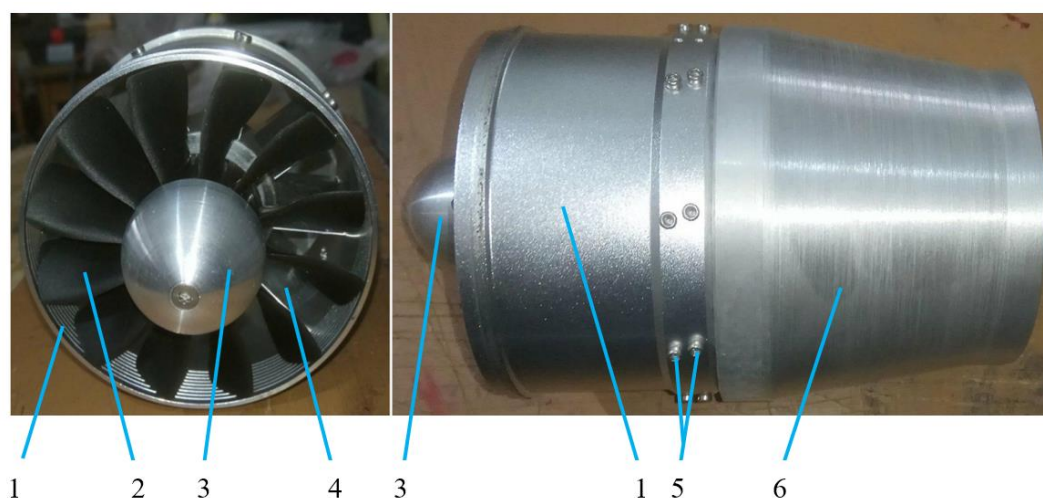


Fig. 4.1. Imagine cu elementele componente ale tronsonului TC-1.

Notațiile utilizate în figura 4.2 sunt: 1 – carcasă statorică, 2 – palete rotorice, 3 – con, 4 – aripioare susținere, 5 – șuruburi fixare tronson TC-1 de ajutorul convergent, 6 – ajutoraj convergent.

Imaginea de ansamblu a tronsonului TC-2 din figura 4.2 arată elementele componente ale acestuia cât și câteva detalii constructive.

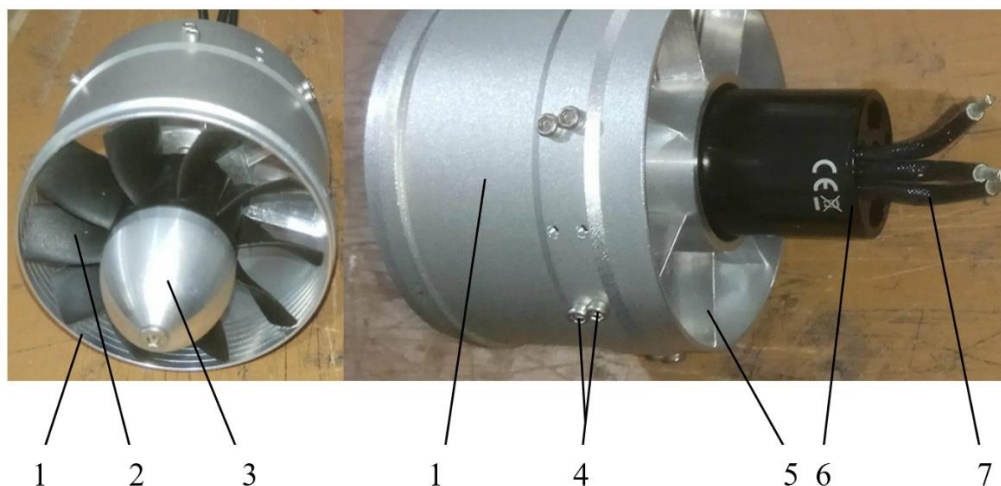


Fig. 4.2. Imagine de ansamblu tronson comprimare TC-2.

Elementele componente ale tronsonului TC-2 care pot fi observate în figura 4.4 sunt: 1 – carcasă statorică. 2 – palete rotorice, 3 – con, 4 – șuruburi fixare, 5 – aripioare de susținere, 6 – motor electric de antrenare, 7 – conexiuni electrice motor.

Imaginea de ansamblu a compresorului axial din figura 4.3 arată principalele părți componente ale acestuia. Agregatul de supraalimentare realizat este compact, ușor de utilizat, și ușor demontabil pentru a se realiza mentenanța necesară.

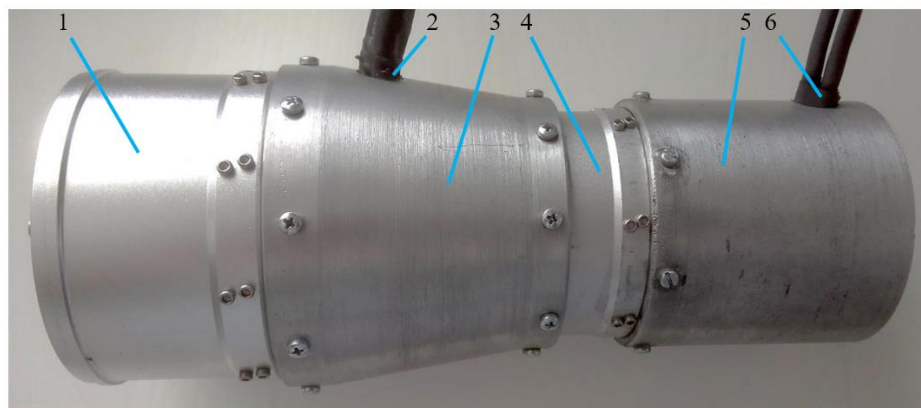


Fig. 4.3. Imagine de ansamblu a compresorului axial.

Semnificația notațiilor din figura 4.3 este: 1 – tronson TC-1, 2 – alimentare motor electric TC-1, 3 – ajutoraj convergent AC, 4 – tronson TC-2, 5 – canalizație de evacuare CE, 6 – alimentare motor electric TC-2.

Agregatul de comprimare realizat este similar unui compresor axial cu două trepte de comprimare la care fluxul de aer pătrunde pe direcție axială, paralelă cu axa de rotație, iar ieșirea este de asemenea pe direcție axială. Compresorul asigură un proces de comprimare în cele două tronsoane TC-1 și TC-2 prin intermediul paletelor rotorice.

4.2. Modulul de comandă și control a sistemului de antrenare a compresorului axial

În figura 4.11 se arată modulul electronic realizat de autor destinat comenzii independente a celor două motoare electrice cât și a controlului turațiilor acestora în funcție de sarcină și nivelul de presiune necesar a se obține.

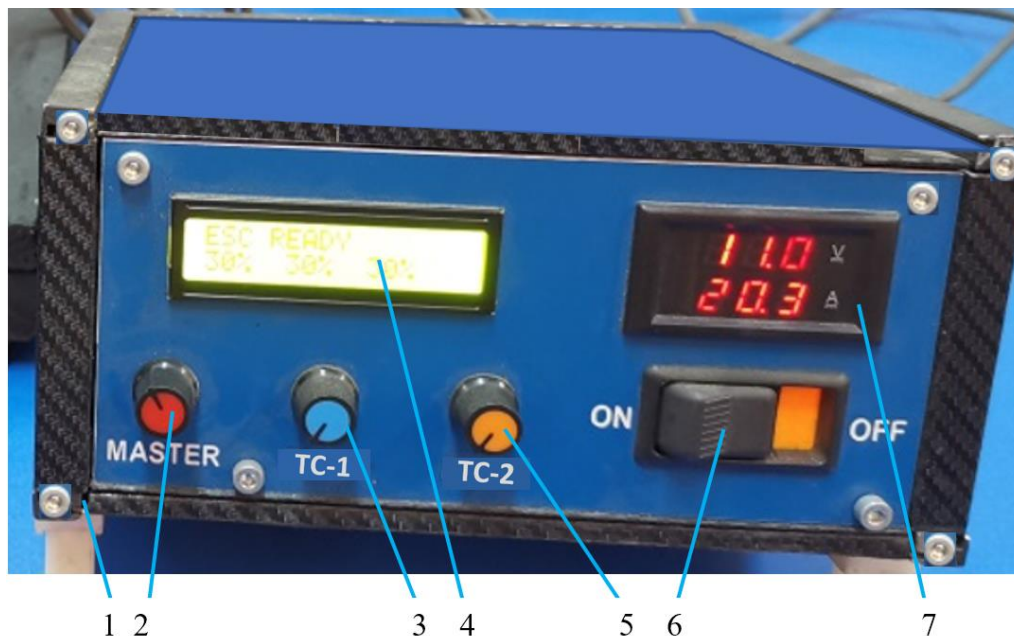


Fig. 4.4. Modulul electronic de comandă și control.

În figură s-a notat cu 1 – carcasă modul, 2 – buton control central, 3 – buton reglare turație motor electric TC-1, 4 – afișaj electronic ARDUINO UNO, 5 – buton reglare turație motor electric TC-2, 6 – Buton ON-OFF (start – stop), 7 – afișaj tensiune și amperaj.

4.3. Descrierea echipamentelor destinate testării compresorului axial

În figura 4.5 se pot observa detaliile constructive ale standului experimental utilizat pentru determinarea valorilor depresiunilor, presiunilor și temperaturilor în puncte caracteristice ale compresorului axial.

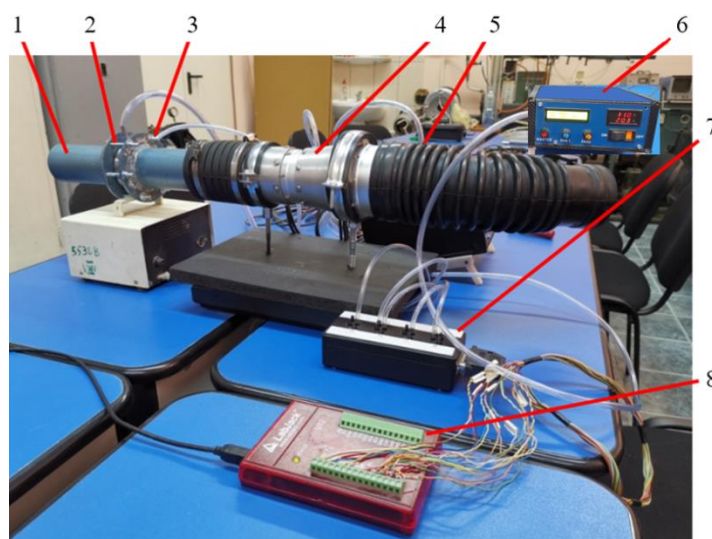


Fig. 4.5. Dispozitiv pentru măsurarea presiunilor și depresiunilor

Elementele componente ale standului de testare a compresorului axial sunt: 1 – galerie presiune la ieșirea din stand, 2 – diafragmă de măsurare a debitului, 3 – presiuni aval și amonte diafragmă, 4 – agregat compresor axial care include treptele de comprimare TC-1 și TC-2, 5 – colector admisie aer, 6 – modul de comandă și control a motoarelor electrice de antrenare TC-1 și TC-2, 7 – modul senzori de măsurare a presiuni, 8 – placa de achiziție date LabJack U12.

4.4. Adaptarea motorului VW cod ALH pentru a funcționa supraalimentat centrifugal, simplu aspirat sau supraalimentat axial

Determinările experimentale au fost efectuate pe motorul Volkswagen, cod ALH pentru:

- *caz I:* motorul echipat din fabrică (fără modificări), supraalimentat centrifugal;
- *caz II:* motor simplu aspirat adaptat de autor, la care s-a eliminat sistemul de supraalimentare;
- *caz III:* motor supraalimentat echipat cu un compresor axial antrenat electric realizat de autor (cu modificarea unor elemente ale traseului de admisie).

Pentru realizarea soluției constructive din figura 4.9 a fost necesar să se demonteze mai întâi turbosufianta centrifugală cu elementele auxiliare aferente și apoi să se echipeze motorul cu un compresor axial.



Fig. 4. 6. Adaptarea m.a.c – ALH pentru supraalimentarea cu CAx.

În figura 4.6 s-a notat: 1 – galeria de admisie, 2 – furtun flexibil cu cot la 90°, 3 – compresor axial și prinderea elastică, 4 – filtrul de aer, 5 – unitate de comandă și control a compresorului axial. Sistemul de admisie utilizat cât și colectorul acestuia – 1 a fost păstrat pentru motorul simplu aspirat. Acesta a fost însă adaptat prin conectarea cu un furtun flexibil – 2 la compresorul axial – 3, datorită diametrelor diferite de la intrare.

4.6. Descrierea echipamentelor destinate testării performanțelor motorului VW cod ALH

Puterea unui motor declarată de producător este măsurată de fabrică la arborele cotit. Determinările experimentale au fost efectuate într-un service autorizat pe un stand dinamometric model *Power DynoJet hp* [Dy08].

În figura 4.7 se prezintă o imagine cu standul de testare utilizat.

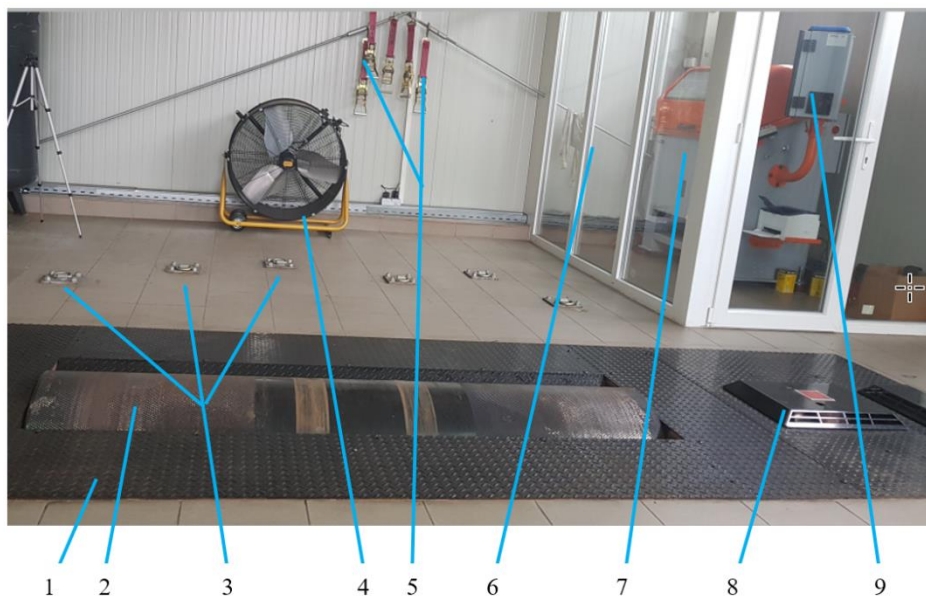


Fig. 4.7. Standul dinamometric Power DynoJet hp și auxiliarele aferente.

Elementele din figura 4.10 reprezintă: 1 – plăci suport unitate testare, 2 – sistem cu rulouri frânare roți autovehicul, 3 – sistem prindere chingi fixare autovehicul, 4 – ventilator vehicular flux aer față autovehicul, 5 – set chingi prindere autovehicul, 6 – cabină echipament electronic, 7 – modul electronic general, 8 – capac vizitare, 9 – monitor.

5. Determinarea performanțelor compresorului axial, a motorului diesel cod ALH cu sau fără supraalimentare și a autovehiculului VW

Determinările experimentale au vizat:

- testarea în laborator a performanțelor compresorului axial care a urmărit determinarea presiunii, temperaturii și debitului de aer furnizat de agregatul de supraalimentare;
- testarea pe standul *Power DynoJet hp* a parametrilor furnizați de motorul diesel VW cod ALH și de autovehicul în condițiile:
 - o motorului echipat de fabrică care include un sistem de supraalimentare de tip centrifugal;
 - o motor simplu aspirat, obținut prin dezechiparea motorului de turbosufanta centrifugală și adaptarea canalizației de admisie a aerului;
 - o motor echipat cu un compresor axial antrenat electric.

5.1. Testarea compresorului axial pe stand

În figura 5.1 se prezintă un exemplu de variație a parametrilor presiunii în instalație, într-o anumită perioadă de timp.

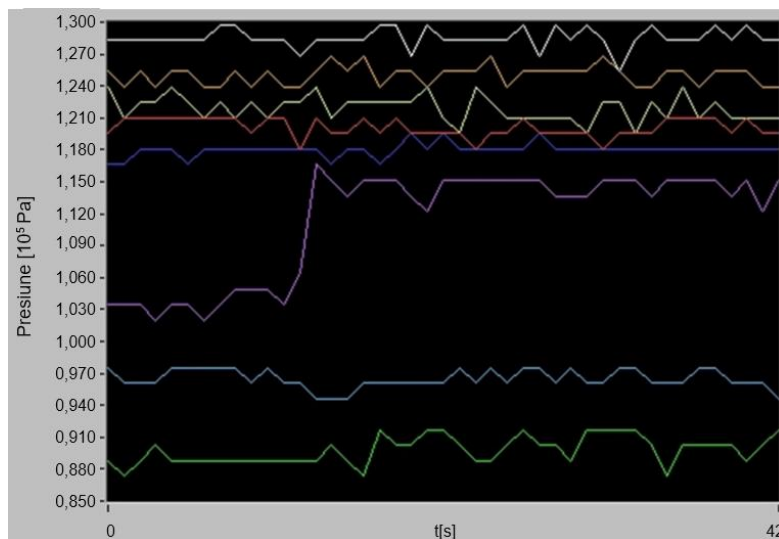


Fig. 5.1. Variația presiunii (exemplu) furnizate de interfața LabJack U12 la testarea compresorului axial.

. Cu valorile determinate experimental și cu parametrii dimensionali ai diafragmei se determină diferența de *presiune diferențială* măsurată pe stand înainte și după diafragma de măsură, *debitul masic* și *presiunea totală* realizată de agregatul de comprimare.

Pentru efectuarea calculelor necesare determinării debitului se consideră că avem presiunea de referință $p_0=1,01325 \cdot 10^5 [Pa]$ și temperatura mediului ambiant $T_0=291,15[K]$. Pentru calculul debitului masic de aer, folosind metoda diafragmei [Co16, Ma01, Mi96, So17] se va utiliza relația:

$$\dot{m} = \alpha \varepsilon_m k_t \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \sqrt{2 \rho_0 \Delta p} \quad (5.1)$$

unde α - coeficientul de debit luat din literatura de specialitate, ε_m - coeficient de expansiune caracteristic fluidelor compresibile, k_t - coeficient de corecție a temperaturii, D - diametrul

interior al conductei de curgere, d - diametrul diafragmei, ρ_o - densitatea fluidului de lucru, Δp - diferența de presiune din amonte și avalul diafragmei măsurată pe stand.

Pentru obținerea acestor mărimi au fost efectuate măsurători, care au constat în:

- reglarea la regim constant a turației compresorului (aceeași pentru ambele tronsoane TC-1 și TC-2) măsurată în baza indicațiilor modulului electronic de comandă și control;
- extragerea tabelelor cu valori ale mărimii diferenței de presiune Δp în amonte și aval de diafragmă cu ajutorul softului aferent interfeței LabJack U12;
- măsurarea temperaturii în amonte și aval de diafragmă cât și pentru mediul ambiant;
- alegerea unei valori inițiale de calcul pentru coeficientul de debit α (din table);
- calculul coeficient de expansiune ε_m ;
- calculul coeficient de corecție a temperaturii;
- determinarea densității aerului ρ_o funcție de valorile mediului ambiant;
- calculul debitului de aer funcție de parametri determinați ținând seama de turația agregatului de comprimare la care au fost efectuate determinările;
- estimarea erorilor de calcul conform metodologiei de specialitate;
- recalcularea valorilor debitului în baza noii valori a coeficientul de debit α ;
- re-estimarea erorilor și refacerea calculelor;
- validarea valorilor finale obținute atunci când ne încadrăm în eroarea minimă impusă.

În baza măsurătorilor efectuate pe stand și a calculelor s-au trasat în figura 5.2 (în teză) curbele de variație a diferenței de presiune Δp în amonte și aval de diafragmă și debitul de aer furnizat în dependență de turația compresorului axial.

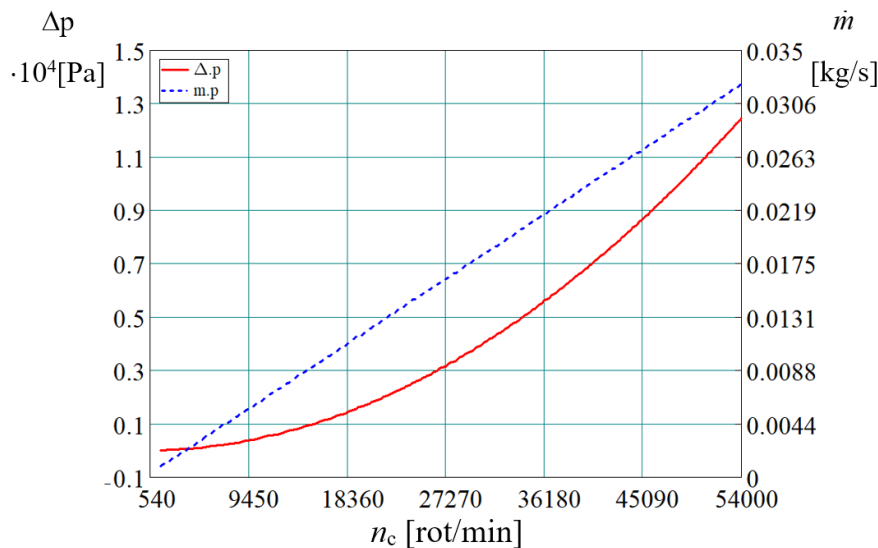


Fig. 5.2. Variația diferenței de presiune pe diafragmă și a debitului, cu turația compresorului axial.

Datele obținute arată o evoluție de tip liniar a debitului de aer cu turația compresorului și o încadrare a valorilor minime și maxime între limitele furnizate de producător. În figura 5.2 se arată cum se modifică debitul agregatului de comprimare în dependență de evoluția căderii de presiune pe diafragmă.

5.2. Determinarea performanțelor motorului diesel VW cod ALH cu și fără supraalimentare

Stabilirea performanțelor dezvoltate de motorul diesel VW cod ALH s-a desfășurat pentru trei cazuri, așa cum se precizează la începutul capitolului. Pe standul dinamometric

Power DynoJet hp model 224xLC au fost determinate curbele de putere, cuplu și viteză maximă a autovehiculului, în grafice fiind precizați și parametrii mediului pe timpul testării.

5.2.1. Performanțele dinamice ale motorului diesel VW cod ALH în cazul echipării cu un compresor axial

În cadrul determinărilor experimentale, s-au utilizat trei valori ale vitezei de rotații compresorului axial: 18000[r.p.m.], 36000[r.p.m.] și 54000[r.p.m.]. Se vor prezenta performanțele de putere și cuplu pentru ultimul caz. În figura 5.3 sunt prezentate rezultatele obținute pentru utilizarea compresorului axial la turația maximă de 54000[r.p.m.], trasându-se evoluția puterii funcție de turația motorului diesel echipat cu un compresor axial.

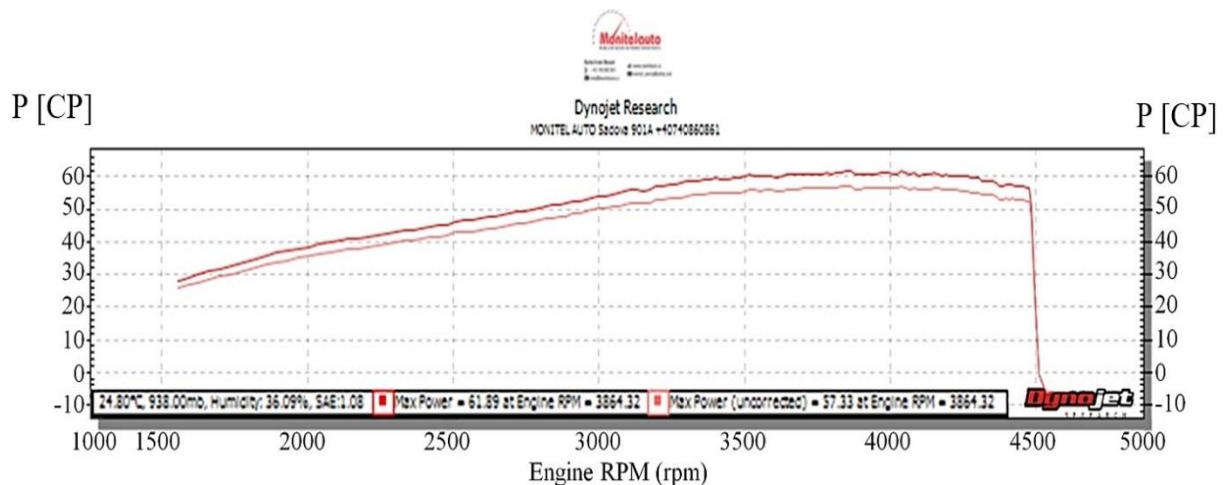


Fig. 5.3. Puterea funcție de turația motorului diesel echipat cu un compresor axial antrenat la 54000[r.p.m.].

Referitor la creșterea puterii în funcție de turație se observă din figura 5.3 că aceasta se modifică de la 20,87[kW] până la valoarea maximă de 45,52[kW].

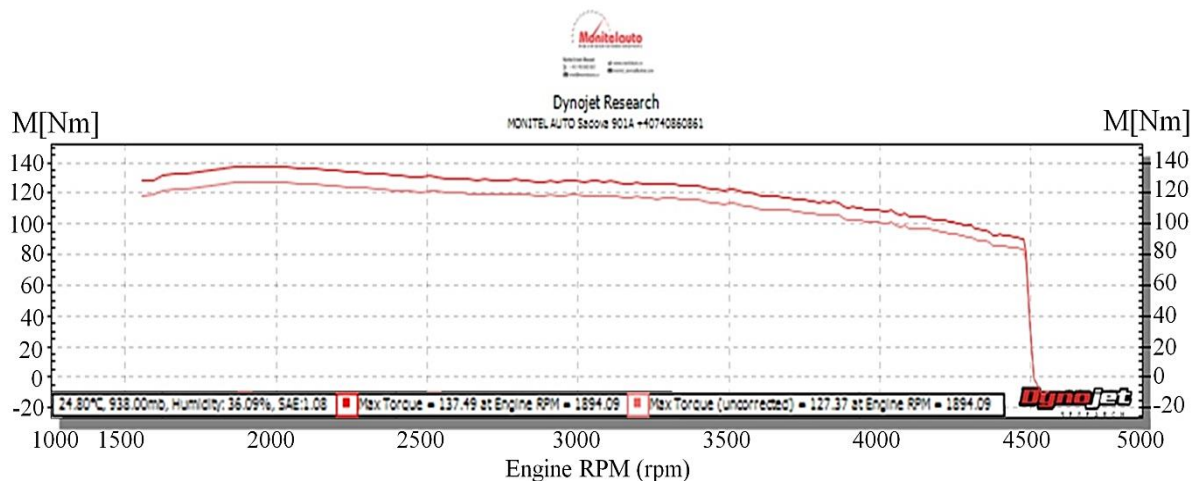


Fig. 5.4. Cuplul motor funcție de turația motorului diesel echipat cu un compresor axial antrenat la 54000[r.p.m.].

În figura 5.4 s-a reprezentat modificarea cuplului motor în dependență de turația motorului pentru motorul diesel echipat cu un compresor axial antrenat la turația maximă.

Asigurarea unui debit mai mare de aer în acest caz face ca valoarea maximă a cuplului să se instaleze rapid. La doar 1894,09[r.p.m.] se atinge cuplul maxim disponibil de 137,49[Nm].

Valorile vitezelor minimale și maxime din figura 5.5 arată predicția de către soft a evoluției acestora funcție de turația motorului.

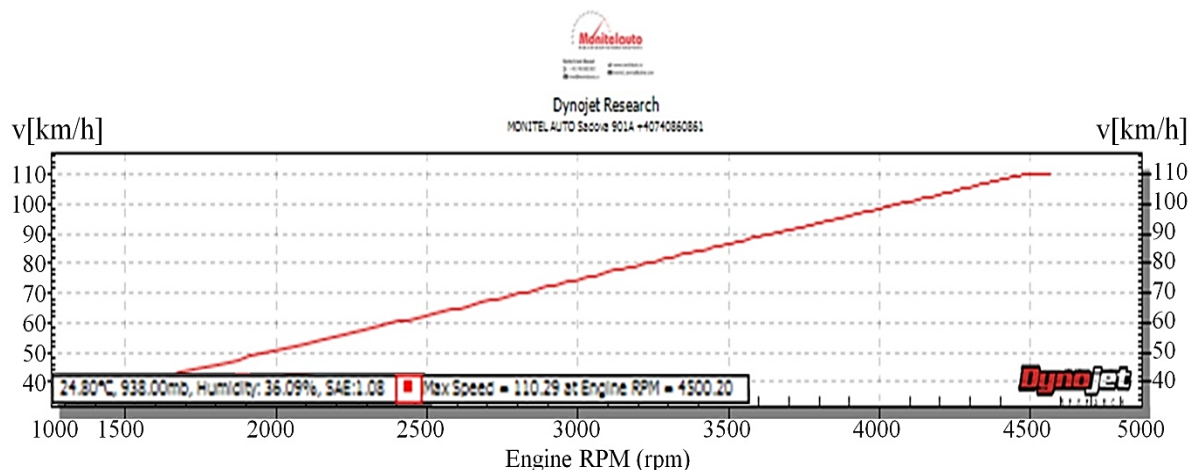


Fig. 5.5. Viteza de deplasare a autovehiculului funcție de turația motorului diesel echipat cu un compresor axial antrenat la 54000[r.p.m.].

Se obține o viteză maximă de deplasare de 110,29[km/h].

5.5. Compararea rezultatelor experimentale obținute pentru motorul diesel VW cod ALH cu sau fără supraalimentare cu cele similare în domeniu

În figura 5.6 s-a reprezentat variația puterii cu turația pentru diferite motoare diesel și la motorul VW cod ALH supraalimentat cu un compresor axial antrenat electric. Din figura 5.7 se remarcă faptul că până la valori ale turației $n=1700\div 1800$ [rot/min] sistemele de supraalimentare clasice nu sunt eficiente deoarece presiunea gazelor pentru acționarea turbinei, respectiv a rotorului pentru sistemul Compres, este mică.

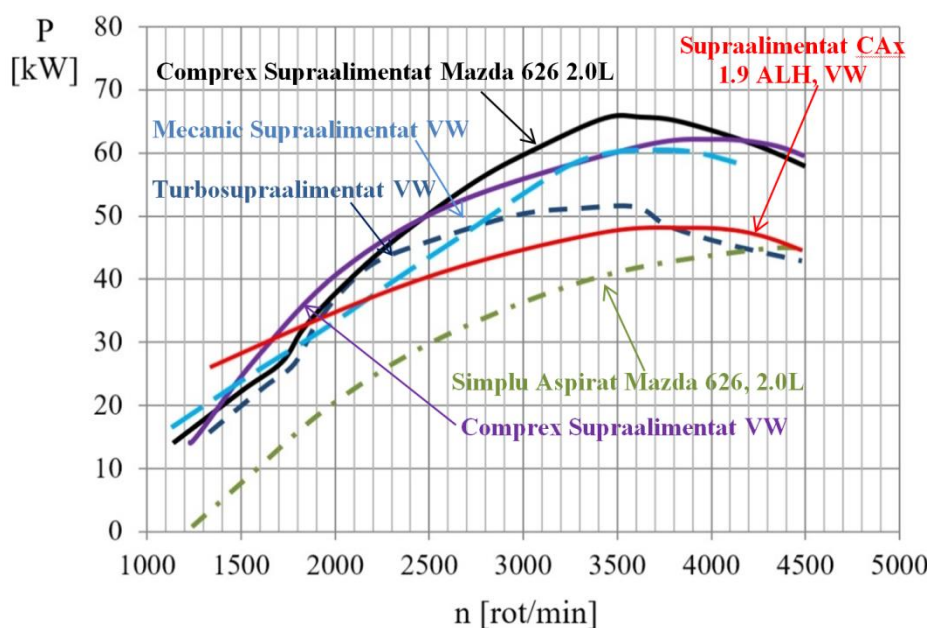


Fig. 5.6. Compararea curbelor de putere pentru m.a.c. VW cod ALH supraalimentat cu un compresor axial antrenat electric, cu alte sisteme.

Faptul că agregatul de supraalimentare antrenat electric este independent de turația motorului determină la turații mici o putere mai mare față de cea a sistemelor de supraalimentare convenționale.

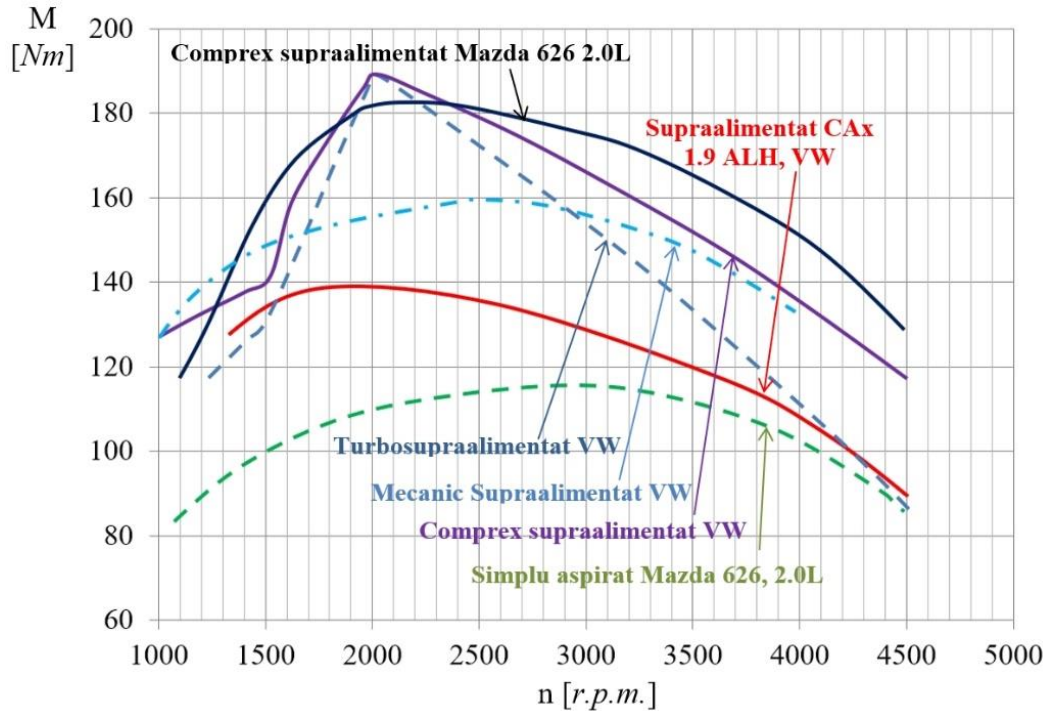


Fig. 5.7. Comparația curbelor de cuplu pentru m.a.c. supraalimentat cu un compresor axial antrenat electric cu alte sisteme.

Valorile maxime ale cuplului motor pentru motoarele supraalimentate centrifugal și Comprex se obțin la turații mai mari cuprinse în intervalul $n=2000\div 2400[\text{rot}/\text{min}]$. Pentru motorul mecanic supraalimentat se obține un cuplu maxim la $n=2500[\text{rot}/\text{min}]$.

5.6. Concluzii privind implementarea sistemelor de supraalimentare axiale la m.a.c.

Cercetările experimentale au decurs în două etape: *testarea compresorului axial pe stand și determinarea performanțelor de putere și cuplu ale autovehiculului pe standul dinamometric Power DynoJet hp.*

În prima parte a studiului s-au obținut rezultate experimentale pentru depresiuni, presiuni, temperaturi etc. obținute în anumite puncte caracteristice ale *compresorului axial* determinându-se în final parametrii aerului refulat de agregat. Experimental s-au utilizat trei valori ale turației compresorului axial: $18000[\text{r.p.m.}]$, $35000[\text{r.p.m.}]$ și $54.000[\text{r.p.m.}]$ care se regăsesc și în cazul testării motorului autovehiculului.

Rezultă că la o turație a compresorului axial antrenat electric $n_{CAx}=18000[\text{r.p.m.}]$ (1/3 din turația maximă) agregatul de supraalimentare refulează un debit masic $\dot{m}_{1/3}=0,013[\text{kg}/\text{s}]$. Același stand de testare arată că mărirea turației compresorului la $n_{CAx}=36.000[\text{r.p.m.}]$ duce la obținerea unui debit $\dot{m}_{2/3}=0,021[\text{kg}/\text{s}]$. Compresorul axial refulează un debit masic maxim $\dot{m}_{max}=0,032[\text{kg}/\text{s}]$, la o turație $n_{CAx}=54.000[\text{r.p.m.}]$.

Conform rezultatelor privind testarea compresorului axial, presiunea totală de supraalimentare $p_{CAx}=1,81 \cdot 10^5 [Pa]$ se aproprie de valoarea turbosuflantei din fabrică, dar se impune observația că s-a utilizat un *compresor axial care are doar două trepte de comprimare*.

A doua etapă a cercetărilor a vizat analiza performanțelor de putere, cuplu motor și viteză maximă pentru trei cazuri: autovehicul echipat cu un m.a.c. supraalimentat cu o turbosuflantă (dotare din fabrică), motor simplu aspirat adaptat de autor și supraalimentare cu un compresor axial realizat de autor.

Măsurarea puterii și a cuplului realizate pe stand de motorul diesel VW cod ALH supraalimentat *cu o turbosuflantă* au furnizat o valoare maximă a puterii $P_{ts}=69,31[kW]$ la turația de putere $n_{P_{ts}}=4248,76[r.p.m]$ și un cuplu motor maxim $M_{ts}=183,37[Nm]$ la o turație de cuplu $n_{M_{ts}}=3551,09[r.p.m]$.

Al doilea set de măsurători realizate pe standul dinamometric a fost făcut pentru *motorul diesel simplu aspirat* obținându-se o putere maximă $P_{sa}=37,83[kW]$ la o turație de putere $n_{P_{sa}}=3658,61[r.p.m]$, și un cuplu maxim $M_{sa}=120,91[Nm]$ la o turație de moment $n_{M_{sa}}=2695,43[r.p.m]$. Valorile obținute arată că față de motorul supraalimentat centrifugal apare o diminuare a puterii cu 46,16%, și o diminuare a cuplului motor cu 34,06%.

La o turație a compresorului $n_{CAx}=18.000[r.p.m]$ (reprezintă 1/3 din turația maximă), se înregistrează o putere maximă $P_{CAx1/3}=41,45[kW]$ la o turație de putere maximă $n_{P_{CAx1/3}}=3746,09[r.p.m]$. Puterea motorului diesel VW cod ALH obținută în acest caz este cu 10,36% mai mare față de cazul motorului diesel simplu aspirat. În ceea ce privește cuplul motor, acesta atinge valoarea maximă $M_{CAx1/3}=122,75[Nm]$ la turația de cuplu $n_{M_{CAx1/3}}=2561,98[r.p.m]$ crescând cu 1,52% față de valoarea obținută pentru motorul diesel simplu aspirat.

Au fost efectuate măsurători pentru cazul creșterii turației compresorului axial la 36.000[r.p.m] (2/3 din turația maximă) obținându-se în acest caz o creștere a performanțelor motorului diesel față de situația antrenării la 18.000[r.p.m]. În acest caz apare o creștere semnificativă a debitului de aer, care la rândul său a condus la mărirea cu 19,56% a puterii maxime a motorului diesel. Datele din figura 5.14 arată o putere maximă $P_{CAx2/3}=44,62[kW]$ la o turație de putere maximă $n_{P_{CAx2/3}}=3998,32 [r.p.m]$. La aceeași turație, în cazul utilizării compresorului axial apare o creștere a cuplului motor până la valoarea maximă $M_{CAx2/3}=133,60[Nm]$ la turația $n_{M_{CAx2/3}}=2016,30[r.p.m]$, fapt care arată că în acest caz cuplul este mai mare cu 10,49% față de motorul simplu aspirat.

Pentru motorul diesel echipat cu un compresorul axial antrenat la turația maximă de 54.000[r.p.m], datele din figura 5.17 arată ca puterea motorului diesel VW cod ALH atinge o valoare maximă $P_{CAx100\%}=45,52[kW]$ la o turație $n_{P_{CAx100\%}}=3864,32[r.p.m]$ valori care evidențiază o creștere cu 21,99% față de motorul simplu aspirat și cu 10,53% față de prima testare a compresorului axial. Cuplul maxim disponibil $M_{CAx100\%}=137,49[Nm]$ la turația $n_{M_{CAx100\%}}=1894,09[r.p.m]$ este cu 13,71% mai mare față de a motorului simplu aspirat și cu 12% față de prima testare a compresorului axial.

6. Contribuții, concluzii finale și direcții de cercetare

Prima parte a prezentei lucrări este dedicată cunoașterii stadiului actual a celor mai cunoscute metode de supraalimentare utilizate în exploatarea motoarelor cu ardere internă. În urma bibliografiei studiate a rezultat că cele mai uzuale sisteme de supraalimentare pot fi împărțite în două mari categorii:

1. sisteme de supraalimentare care nu utilizează energia gazelor de evacuare, acționate mecanic, electric sau pe altă cale, precum: *compresoare tip șurub, compresoare tip Roots, compresoare tip G, compresoare centrifugale.*
2. sisteme de supraalimentare care utilizează energia gazelor de evacuare cum ar fi: *compresoare cu unde de presiune, și așa zise-le sisteme “turbo” precum cele uzuale, turbosuflyante de regulă centrifugale, și cele rar întâlnite, turbocompresoare axiale.*

Pornind de la sistemele de supraalimentare dezvoltate până în prezent, autorul propune în baza brevetului de invenție obținut de Mihai & Olariu [Mi13] premiat la diverse competiții [Mi16¹, Mi16², Mi16³] completarea primei categorii cu un:

- *sistem de supraalimentare care nu utilizează energia gazelor de evacuare, acționat electric, bazat pe un compresor axial biflux dublu rotor.*

Tema de cercetare propusă vine ca o completare a studiilor și cercetărilor efectuate până în prezent, întrucât își propune să studieze care sunt implicațiile implementării unui agregat de supraalimentare de tip axial, acționat electric, pe un motor diesel VW cod ALH.

6.1. Contribuții teoretice privind analiza proceselor din compresorul axial și din motorul cu aprindere prin comprimare VW cod ALH

În contextul celor prezentate mai sus sunt aduse o serie de contribuții teoretice privind utilizarea compresoarelor axiale la supraalimentarea m.a.i. În primul capitol s-au studiat principalele categorii de sisteme de supraalimentare. În figura 1.1 autorul a realizat o sinteză a celor mai cunoscute metode de supraalimentare, inserându-se între acestea și metoda utilizării compresoarelor axiale antrenate electric. În tabelul 1.1 s-au clasificat sistemele de supraalimentare după modul de obținere a suprapresiunii de alimentare, fiind prezentate și sistemele realizate până în prezent pe baza acestora.

S-a considerat oportun ca pentru fiecare metodă de supraalimentare să se prezinte o sinteză care să includă măcar un model constructiv urmat de explicitarea funcționării acestuia. Scopul acestui demers este acela de a cunoaște care sunt cele mai relevante avantaje aduse de sistemele actuale de supraalimentare în dezvoltarea motoarelor cu ardere internă, de a stabili performanțele dezvoltate și de a înțelege dezavantajele fiecăreia. Autorul a făcut o analiză comparativă a celor mai noi sisteme de supraalimentare, studiind tendințele în domeniu și punând accent îndeosebi pe sistemele acționate electric.

Pornind de la afirmațiile făcute s-a considerat că sunt necesare noi studii și cercetări asupra unui motor diesel, echipat în variantele constructive:

- *cu turbosuflyantă;*
- *motor simplu aspirat;*
- *cu un compresor axial acționat electric.*

6.2. Contribuții experimentale privind realizarea și implementarea compresorului axial pe motorul VW cod ALH

Scopul determinărilor experimentale a fost acela ca în urma unei analize comparative a rezultatelor obținute pentru un același motor supraalimentat cu diferite sisteme pe un același

stand dinamometric, să se stabilească care dintre cazurile de echipare menționate în &6.1 este mai performant și în ce condiții.

O primă contribuție adusă în plan experimental constă în realizarea unui compresor axial antrenat electric, realizat din două tronsoane TC-1 și TC-2. O altă contribuție adusă de autor constă în realizarea modulului de comandă și control a turațiilor celor două tronsoane ale compresorului axial. Au fost aduse contribuții de către autor în conceperea și realizarea unui stand de testare a performanțelor compresorului axial folosind metoda diafragmei. Conform figurilor 4.13 și 4.14 s-au utilizat senzori de presiune MPX, interfața LabJack U12 și softul LabView.

Compresorul axial antrenat electric a fost montat direct pe motor (nu separat), printr-o prindere elastică astfel încât regimul de vibrații să nu afecteze echilibrarea dinamică a rotoarelor.

După determinarea performanțelor compresorului axial, au fost aduse contribuții în plan experimental asupra stabilirii performanțelor dezvoltate de motorul autovehiculului.

Autorul a adaptat motorul VW cod ALH pentru ca acesta să poată funcționa simplu aspirat. Pentru determinarea curbelor de putere, cuplu la motor și viteză maximă la autovehicul funcție de turația motorului, s-a utilizat standul dinamometric Power DynoJet hp model 224xLC.

6.3. Concluzii finale și direcții de cercetare

Pornind de la aceste remarci s-a considerat că sunt necesare noi cercetări privind implementarea compresoarelor axiale antrenate electric pe motoarele diesel. Pentru aceasta a fost conceput un compresor axial antrenat electric realizat și implementat pe un motor VW cod ALH. În opinia proprie, compresorul axial conceput are o serie de avantaje:

- asigură atât răcirea cât și supraalimentarea m.a.i. conform soluției constructive propuse din figura 2.1;
- utilizează două tronsoane de comprimare TC-1 și TC-2 (vezi fig. 2.2 și 2.6) și are un grad de compactitate ridicat (fig. 2.2) datorită întoarcerii fluidului de lucru;
- antrenarea compresorului axial de supraalimentare poate fi mecanică, electrică sau mixtă, optându-se pentru varianta electrică;
- prin concept, compresorul are două rotoare (pe care sunt montate rețelele de palete mobile PM-1 și PM-2 pe arborii 10 și 12 reprezentați în figura 2.2) care se învârt în sens contrar astfel încât se dublează valorile vitezelor periferice și relative (vezi figura 2.8), iar datorită dublării turației cresc semnificativ parametri precum debitul, presiunea, randamentul;
- datorită antrenării electrice comportamentul compresorului axial dublu rotoric este mult îmbunătățit la turații reduse, când se poate debita un flux sporit de aer pentru o supraalimentare în dependență de regimul motorului;
- în cazul antrenării electrice turația celor două rotoare poate fi controlată independent;
- nu necesită modificări ale traseului de evacuare dacă antrenarea este pur electrică;
- sistemul de supraalimentare axială cu antrenare electrică poate fi utilizat cu succes atât la m.a.s. cât și la m.a.c.;
- prețul sistemului de supraalimentare axial este inferior celor centrifugale întrucât poate fi realizat din materiale plastice speciale sau compozite.

Ca dezavantaje ale conceptului, amintim:

- complexitate constructivă;

- atingerea unor temperaturi mai mari ale fluidului de lucru față de sistemele de supraalimentare centrifugale întrucât regimul de turații la compresorul axial este mai ridicat;
- necesitatea unui sistem de alimentare electric de amperaj ridicat datorită antrenării compresorului axial cu motoare brushless;
- echilibrare deosebit de pretențioasă, precizie ridicată a pieselor componente și asigurarea unor jocuri funcționale extrem de mici;
- necesitatea dezvoltării și implementării unei noi tehnologii.

Direcții de cercetare:

Din unele perspective se poate afirma că prezenta lucrare deschide drumul implementării compresoarelor axiale în exploatarea motoarelor cu aprindere prin comprimare și nu numai. Putem aprecia cercetările efectuate ca fiind *preliminare* întrucât astfel de sisteme nu se găsesc încă la comercializare. Prototipul realizat poate fi perfecționat și adaptat utilizării la m.a.c. care au cilindree mare sau foarte mare. Se consideră a fi oportune următoarele direcții de cercetare:

1. deși soluția propusă (a compresoarelor axiale dublu rotorice) este complexă, aceasta trebuie bine studiată din punct de vedere teoretic, grație performanțelor ridicate pe care le realizează;
2. pot fi aduse îmbunătăți ale modelelor de calcul dezvoltate în MathCad prin utilizarea unor metode iterative și efectuarea de comparații cu alte modele de calcule, în vederea eliminării pe cât posibil a erorilor;
3. trebuiesc efectuate noi studii și cercetări care să perfecționeze procesul de curgere între paletele compresorului axial în cazul în care acestea se mișcă cu viteză dublă conform soluției constructive propuse;
4. sunt necesare cercetări mai aprofundate asupra numărului optim de trepte ale unui compresor axial, astfel încât acesta să asigure o presiune și un debit de aer adecvat supraalimentării pe categorii a m.a.c.;
5. să se realizeze și valideze un model de analiză integrat a proceselor din motorul termic, în cazul utilizării unui compresor axial, în vederea studierii posibilității controlului turației optime a acestuia funcție de sarcina motorului, turație, condițiile de mediu, tipul motorului, etc;
6. este imperios necesar ca pe viitor să se conceapă și valideze un model matematic complex destinat analizei sistemului format din motorul cu ardere internă, compresorul axial și un intercooler;
7. implementarea practică a compresoarelor axiale biflux, nu poate avea loc decât dacă acestea sunt fabricate de producători specializați, cu expertiză în domeniul turațiilor ridicate și a materialelor rezistente la temperaturi ridicate;
8. întrucât compresoarele axiale biflux asigură debite ridicate încă de la turații scăzute sunt necesare studii și cercetări privind implementarea acestora pe motoarele diesel cu cilindree mare sau foarte mare;
9. în opinia noastră este recomandat să se implementeze sisteme tip *intercooler* în exploatarea sistemelor de supraalimentare care folosesc compresoare axiale antrenate electric și să se studieze mai aprofundat care este influența răcirii aerului furnizat la debite ridicate asupra procesului de admisie;
10. trebuie să se realizeze o acordare a controlului modulului electric de acționare a compresorului axial cu sistemul de gestiune a injecției de combustibil, proces care ar elimina dezavantajele apărute în practica turațiilor ridicate întrucât s-ar realiza un

raport stoechiometric optim al amestecului aer combustibil, caz în care și arderea ar fi mai performantă.

11. sunt necesare noi studii privind utilizarea unor surse alternative de energie, necesare acționării compresorului axial biflux, folosind procedeele actuale de recuperare și stocare a energiei, fără a se afecta performanțele motorului cu ardere internă;
12. prezenta lucrare poate fi continuată prin noi studii asupra procesele care apar în compresorul axial, în special la curgerea aerului între tronsoanele TC-1 în TC-2, unde are loc o întoarcere a fluxului de aer de 180° și a impactului utilizării sistemului biflux asupra răcirii motoarelor cu aprindere prin comprimare.

Conform calculelor și testelor efectuate pe standul DynoJet hp, sistemul de supraalimentare cu un compresor axial antrenat electric s-a dovedit viabil și funcțional, oferind parametri superiori cu precădere la turații scăzute la testarea motorului cu aprindere prin comprimare VW cod ALH față de motorul echipat cu turbosuflantă sau cel simplu aspirat.

Se poate afirma că un compresor axial biflux acționat electric este un sistem de supraalimentare performant, care dovedește din plin posibilitatea îmbunătățirii performanțelor unui m.a.c.

Bibliografie

- [Ab09] Abe M., [Vehicle Handling Dynamics - Theory and Application], Oxford, Butterworth-Heinemann, ISBN 978-0-08-100390-9, Published by Elsevier Ltd., pp. 306, 2009.
<https://www.sciencedirect.com/book/9780081003909/vehicle-handling-dynamics#book-info>
- [Aj19] Ajithkumar R., [Types of compressor and application, in oil and gas industry], Engineering Presentation, pp. 59, 2019.
- [Ak14] Akehurst S., Chris J. B., Huayin T., Pennycott A., *A review of the application of variable geometry turbines to the downsized gasoline engine*, International Journal of Engine Research, pp. 17, 2014.
- [An10] Andreescu C., [Dinamica autovehiculelor pe roti], Vol. 1, ISBN 978-606-515-107-9, București, Editura Politehnica Press, 230 pag., 2010.
- [An97] Anada S, Kawakami T, Shibata N., *Development of (Swirl Jet) Turbocharger for Diesel Engine Vehicles*, Journal of Engines, paper 970341, SAE Transactions, ISSN: 0096-736X, Vol. 106, Section 33, pp. 490-497, 1997.
- [At13] Atanasiu G.C., [Cercetări privind supraalimentarea motoarelor de automobile - Researches regarding automotive engines supercharging – rezumat], Teză de doctorat, Univeristatea Transilvania din Brașov, 86 pag., 2013.
- [Au14] Audi Technology Portal - *Electric biturbo*, 2014,
<https://www.audi-technology-portal.de/en/drivetrain/tdi-engines/electric-biturbo-en;>
- [Ba05] Bae J.-I., Bae S.-C., *A study on the engine downsizing using mechanical supercharger*, Journal of Mechanical Science and Technology, (KSME Int. J), Vol.19, No. 12, pp. 2321–2329, 2005.
- [Be59] Berchtold M., *The Comprex Diesel Supercharger*, SAE Paper 590001, ISSN: 0148-7191, pp. 10, 1959.
- [Bi12] Biwersi S., Tavernier S., Equoy S., *Electric compressor with high-speed brushless DC motor*, MTZ Worldwide, Vol. 73, DOI: 10.1007/s38313-012-0252-0 pp. 50-53, 2012.
- [Bo12] Boyce P.M., [Gas Turbine Engineering Handbook - 4th Edition], pp. 303 - 355, ISBN: 9780123838421, 2012.
- [Ca01] Campian, O., Ciolan, Gh., [Dinamica autovehiculelor], Brasov, Editura Universitatii Transilvania din Brașov, 2001.
- [Ce01] ** *Centrifugal & Roots Blower - Blown Away Superchargers: The Power of Forced Air Induction*, 2001.
<http://www.superchev.com/how-to/engines-drivetrain/1908-building-stroker-small-block-Is-like-reliability>
- [Ch12] Cheng X., Ryoichi S. A., *Empirical Design Considerations for Industrial Centrifugal Compressors*, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2012, Article ID 184061, DOI:10.1155/2012/184061, pp. 1-15, 2012.
- [Ch17] Chinmay P., Sanjyot V. and Swapnil W., *A Review of Engine Downsizing and its Effects*, International Journal of Current Engineering and Technology, Vol. 7, P-ISSN: 2347 – 5161, pp. 6, 2017.
- [Ch99] Challen, B., Baranescu, R., [Diesel engine reference book - Diesel motor, Second Edition], ISBN 0750621761, Ed. Butterworth Heinemann, pp. 1-675, 1999.
- [Ci19] Civertco D., *Studiul supercompresoarelor la motoarele cu aprindere prin scânteie și la motoare cu aprindere prin comprimare*, 31 pag., 2019.
https://www.academia.edu/38991815/Studiul_supercompresoarelor_la_motoarele

- [cu aprindere prin sc%C3%A2nteie %C8%99i la motoare cu aprindere prin comprimare](#)
- [Cn11] C.N.A.D.N.R., [Buletin Tehnic Rutier], ISSN: 1583 – 802x, Anul VIII, Nr. 4-5/2012, 162 pag., 2011.
- [Co16] Coman G., [Îndrumar laborator termotehnică], Ed. Zigotto, ISBN 978-606-669-191-8, 135 pag., 2016.
- [Co17] Costiuc I., Chiru A., *Evolution of the pressure wave supercharger concept*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 252, 012081 DOI:10.1088/1757-899X/252/1/012081, pp. 16, 2017.
- [Co18] Costiuc I., Chiru A., Costiuc L., *Pressure Wave Technology – An Interesting Approach In Supercharging*, Ro. J. Techn. Sci. – Appl. Mechanics, Vol. 63, Nr. 1, ISSN: 2601-582X, pp. 50–73, 2018.
- [CW20] *Calculator web kW în CP*,
<https://www.calculweb.net/calculator-kw-in-cp/>.
- [Da08] David C.W., *Formulation of the k- ω – Turbulence Model Revisited*, Research Article in AIAA Journal, DOI: 10.2514/1.36541, pp. 16, 2008.
- [De00] Descombes G, Jullien J. *A new computer modelling for variable nozzle on an advanced supercharging engine*, 45th ASME International Gas Turbine Conference, 2000. Cited in Podevin P., Descombes G., Charpentier C., *Effect of supercharging pressure on internal combustion engine performances and pollutants emissions*:
<http://turbo-moteurs.cnam.fr/pdf/ECOS2000.PDF>
- [De83] Dicționare explicative online, DEX:
<https://dexonline.ro/definitie/vitez%C4%83>
- [Di17] Dimitriou P., Burke R., Zhang Q., e.a., *Electric Turbocharging for Energy Regeneration and Increased Efficiency at Real Driving Conditions*, Research Article in Appl. Sci. 2017, Vol.7, Nr. 350, DOI:10.3390/app7040350, pp. 25, 2017.
- [Do19] ***Double Turbine Charger Car Supercharger Air Intake Gas Fuel Saver Fan M3L7*, 2019.
<https://www.youtube.com/watch?v=9NNeqZawc7g>
- [Dw15] Dwivedi B.K., Tiwari S., *Theoretical aspects of axial-compressor & its effectiveness on pressure rise of mass flow and rotor speed*, International Journal in Physical & Applied Sciences, Vol.02 Issue-04, ISSN: 2394-5710, pp.87-94, 2015.
- [Dy04] DynoJet Research, [224 Car Dynamometers Finished Pit Dimensions, Dyno Location Guide, Front Wheel Installation], No. 98200046 Vers.4, pp. 101, USA, 2004.
- [Dy08] DynoJet Research, [Installation Guide for above Ground Model 224 Automotive Dynamometers], No.: 98210108 Vers. 4, pp. 78, USA, 2008.
- [Dy11] DynoJet Research, [Pre-Installation Guide for 224 and 424 Automotive Dynamometers], No: 98200005 Vers. 05, USA, 2011.
- [Ea18] *** Eaton Superchargers, TVS 340 Specifications*, 2018.
<https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-r340.specifications.html>
- [En85] Endres, H., [Comprex - Aufladung schnelllaufender direkteinspritzender PKW – Dieselmotoren], Diss. der Technischen Hochschule Aachen Deutschland (Teză de doctorat), pp. 143, 1985.
- [Eu14] *** Regulamentul Delegat (Ue) Nr. 134/2014 al Comisiei din 16 decembrie 2013 de completare a Regulamentului (UE) nr. 168/2013 al Parlamentului European și al Consiliului privind cerințele referitoare la performanțele de mediu și ale sistemului de propulsie și de modificare a anexei V.*

- <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/TXT/?uri=celex%3A32014R0134>
- [Fe17] Feneley A. J., Pesiridis A., Andwari M. A., *Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting*, Research Article in Renewable and Sustainable Energy, Vol. 71, DOI: 10.1016, pp. 959-975, 2017.
- [Fr08] Frățilă Gh., Frățilă M., Samoilă St., [Automobile – Cunoaștere, Întreținere și reparare], ISBN: 978-973-30-2035-6, Ed. Didactică și Pedagogică București, 440 pag., 2008.
- [Fr09] Fraser, N., Blaxill, H., Lumsden, G., Bassett M., *Challenges for Increased Efficiency through Gasoline Engine Downsizing*, Preview Document, SAE Int. J. Engines, Vol. 2, Issue 1, ISSN: 1946-3936, pp. 991-1008, 2009.
- [Ga01] Garrett T.K., Newton K., Steeds W., [The Motor Vehicle - Thirteenth Edition], ISBN 07506 4449 4, Ed. Society of Automotive Engineers, pp.556 – 590, 2001.
- [Ga13] Galloni E., Fontana G., Palmaccio R., *Effects of exhaust gas recycle in a downsized gasoline engine*, Article in Applied Energy, DOI: 10.1016, Vol. 105, pp. 99 – 107, 2013.
- [Ga95] Gaiginschi R., Zătreanu Gh., [Motoare cu Ardere Internă – Construcție și Calcul], Vol. I, ISBN 973-9178-19-7, Ed. “Gh.Asachi” Iași, 430 pag., 1995.
- [Ga97] Gaiginschi R., Zătreanu Gh., [Motoare cu Ardere Internă – Construcție și Calcul], Vol. II, ISBN 973-97807-0-9, Ed. “Shakti” Iași, 305 pag., 1997.
- [Ge13] Georgiadis N. J., Yoder D. A., *Recalibration of the Shear Stress Transport Model to improve calculation of the Shock Separated Flows*, Research Article in 51st Aerospace Sciences Meeting, DOI: 10.2514/6.2013-685, pp. 30, 2013.
- [Go07] Goodenough A. G., Baker B. J., [A thermodynamic analysis of internal - combustion engine cycles], Bulletin No. 160, Published by the University of Illinois, pp.78, 2007.
- [Go17] Godlisten G. K., *Chemical Modification of High Free Fatty Acid Oils for Biodiesel Production*, Article in Fatty Acids, Vol.6, No. 1, DOI:10.1016/B978-0-12-809521-8.00009-X, pp. 305-327, 2017.
- [Gr15¹] GRĂDINARIU Andrei Cristian, MIHAI Ioan, *Influence of cooling degree upon performances for an internal combustion engine*, publicat în ISI Proceedings of SPIE Advanced Topics in Optoelectronics, Microelectronics, and Nanotechnologies VIII, edited by Marian Vlădescu, Razvan Tamas, Ionica Cristea, Proc. of SPIE Vol. 10010, 100102C · © 2016 SPIE · CCC code: 0277-786X/16/\$18 · DOI: 10.1117/12.2243209, pp. 100102C-1÷100102C-7, 2016. ISI Proceedings of SPIE http://apps.webofknowledge.com/full_record.do?product=WOS&search_mode=GeneralSearch&qid=1&SID=R2Gh5mw6P3B9G6sVrx6&page=1&doc=4
- [Gr15²] GRĂDINARIU Andrei Cristian, MIHAI Ioan, *Supercharging an internal combustion engine by aid of a dual-rotor bi-flux axial compressor*, Conference ATOM-N Constanța, 2016, Advanced Topics in Optoelectronics, Microelectronics, and Nanotechnologies VIII, edited by Marian Vlădescu, Razvan Tamas, Ionica Cristea, Proc. of SPIE Vol. 10010, 100102B · © 2016 SPIE · CCC code: 0277-786X/16/ · DOI: 10.1117/12.2243206, pp. 100102B-1÷ 100102B-8, 2016. ISI Proceedings of SPIE http://apps.webofknowledge.com/full_record.do?product=WOS&search_mode=GeneralSearch&qid=1&SID=R2Gh5mw6P3B9G6sVrx6&page=1&doc=3
- [Gr16¹] Grădinariu Andrei Cristian, [Stadiul actual privind modalitățile de răcire și supraalimentare a motoarelor cu ardere internă], Referat nr. 1 la teza de doctorat intitulată „Supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare folosind compresoare axiale biflux”, susținut în fața Comisiei de îndrumare la doctorat, 52 pag., 2016.

- [Gr16²] Grădinariu Andrei Cristian, [Conceperea unui sistem de răcire și supraalimentare care utilizează un compresor axial biflux], Referat nr. 2 la teza de doctorat intitulată „Supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare folosind compresoare axiale biflux”, susținut în fața *Comisiei de îndrumare* la doctorat, 102 pag., 2016.
- [Gr17¹] Grădinariu Andrei, Mihai Ioan, *Power, torque and fuel consumption characteristics for a diesel engine equipped with an axial compressor*, The 19th International Conference TEHNOMUS, Published in TEHNOMUS JOURNAL – New technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, No.24-2017, P-ISSN-1224-029X, E-ISSN-2247-6016, 2017, indexed COPERNICUS, EBSCO, ULRICHSWEB and SCIPPIO, *International conference & BDI Revue 2017*, pp. 100-108, web page: http://www.fim.usv.ro/conf_1/tehnomusjournal/journal2017.php
- [Gr17²] Grădinariu Andrei, Mihai Ioan: *The boost pressure's influence of an axial biflow compressor on the engine's performance*, The 19th International Conference TEHNOMUS, Published in TEHNOMUS JOURNAL – New technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, No.24-2017, P-ISSN-1224-029X, E-ISSN-2247-6016, 2017, indexed COPERNICUS, EBSCO, ULRICHSWEB and SCIPPIO, *International conference & BDI Revue 2017*, pp. 149-155, web page: http://www.fim.usv.ro/conf_1/tehnomusjournal/journal2017.php
- [Gr18] Grădinariu Andrei Cristian, [Analiza proceselor din motoarele cu ardere internă în cazul utilizării compresoarelor axiale biflux, Referat nr. 3 la teza de doctorat intitulată „Supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare folosind compresoare axiale biflux”, susținut în fața *Comisiei de îndrumare* la doctorat, 54 pag., 2018.
- [Gr20¹] Grădinariu Andrei Cristian, Mihai Ioan, *Experimental evaluation of the air flow rate and boost pressure by aid of the diaphragm method for an electrically driven axial compressor*, 10th International Conference on Advanced Topics in Optoelectronics, Microelectronics, and Nanotechnologies (ATOM-N), OMN100-44, Location: Constanta, ROMANIA, Date: AUG 20-23, 2020, *ISI Proceedings of SPIE 2020*, <https://atom-n.ro/>
- [Gr20²] Grădinariu Andrei Cristian, Mihai Ioan, *Compression ratio influence on the performances of a diesel engine equipped with an electrically driven axial compressor*, 10th International Conference on Advanced Topics in Optoelectronics, Microelectronics, and Nanotechnologies (ATOM-N), OMN100-45, Location: Constanta, ROMANIA, Date: AUG 20-23, 2020. *ISI Proceedings of SPIE 2020*, <https://atom-n.ro/>.
- [Gr80] Grunwald B., [Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere], Ed. Didactică și Pedagogică București, 986 pag., 1980.
- [Ha14] Hansen, P.J., Kalsoft, J., Bak, F., e.a., [Reduction of SO₂, NO_x and Particulate Matter from Ships with Diesel Engines], Environmental Project No. 1510, ISBN: 978-87-93026-57-5, Ed. Miljostyrelsen, pp. 114, 2014.
- [Ha35] Hallett G., *Roots blower*, US2014932A Patent, 5 pag., 1935.
- [He07] Helvoirt van J., [Centrifugal compressor surge: modeling and identification for control], ISBN-13: 978-90-386-1095-5, Ed. Technische Universiteit Eindhoven, pp. 219, 2007.
- [He14¹] Hemnath, A., Sebastiraj B. E., *Investigation of Diesel Engine in Reduction of NO_x Emission Using Hollow Fiber Membrane Module*, International Review of Applied Engineering Research, Vol. 4, No. 3, ISSN 2248-9967, pp. 197-202, 2014.

- [He14²] Hendrick P., [Turbomachinery course - Axial compressors], Ecole Polytechnique de Bruxelles, pp. 15, 2014.
- [He16] Hens L., Quynh L.X., *Reference Module in Earth Systems and Environmental Sciences*, Encyclopedia of Ecology 2nd Edition, ISBN: 9780444637680, pp. 1356-1363, 2016.
- [He88] Heywood, B. J. [Internal Combustion Engine. Fundamentals - 1st Edition], ISBN 0-07-028637-x, Ed. McGraw-Hill Education, pp. 930 pag., 1988.
- [Hi12] Hîrceagă M. C., [Studiul fenomenelor dinamice din gaze cu aplicație la supraalimentarea motoarelor cu ardere internă - Rezumat], Teză de Doctorat, Univ. Transilvania din Brașov, 91 pag., 2012.
- [Hi84] Hiereth, H., *Eignungsabschätzung neuer Aufladesysteme für Fahrzeugmotoren - Aufladetechnische Konferenz Lehrstuhl für Angewandte Thermodynamik RWTH, LATFEV*, Aachen, 1984;
- [Ho08] Horbaniuc B., Dumitrașcu Gh., [Procese de ardere], ISBN 978-973-621-241-3, Ed. Politehniun Iași, 241 pag., 2008.
- [Ho13] Howden Compressors - Technical data, *Roots Blowers, Compressors & Controls*, UK, 2013, <https://www.howden.com/en-gb/products/blowers/roots-lobe-blowers>.
- [Ho14] Howden Compressors - Technical data, *Rotary Twin Screw Compressors*, UK 2014.
<https://www.howden.com/en-gb/products/compressors/screw-compressor>.
- [Ib06] Ibaraki S., Yamashita Y., Sumida, K., e.a. *Development of the "hybrid turbo", an electrically-assisted turbocharger*, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 43, No. 3, pp. 5, 2006.
- [II14] Iliăș N.T., Gâf-Deac I., *Viziuni internaționale și abordarea utilizării resurselor naturale în condiții de suficiență în România*, Articol în Conferința: Dezvoltare durabilă favorabilă incluziunii, Ediția a 9-a, 11 pag., 2014.
- [Is07] ISO 8178 – 4, [Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement. Part 4: Steady – state test cycles for different engine applications], ISO/TC 70/SC 8, pp. 25, 2007.
- [Jo07] João N. S.V., Reis A. Do V., Oliveira A. B. de S., *Reduction of Pollutants Emissions on SI Engines - Accomplishments with Efficiency Increase*, Journal of the Brazil Society of Mechanical Science & Engineering, Vol. 27, No. 3, ISSN 1678-5878, pp. 217- 222, 2005.
- [Sc96] Schiemna J., *ABB Turbocharging. Operating turbochargers* – Collection of articles, Technical information published in Turbo Magazine, pp. 35., 1996.
- [Ka03] Katrasnik T., Yamashita Y., Sumida K., e.a., *Improvement of the dynamic characteristic of an automotive engine by a turbocharger assisted by an electric motor*, Journal of Engineering Gas Turbines and Power, Vol. 125, Issue 2, pp. 590 - 595, 2003.
- [Ko17] Köhler M., [Turbochargers in the workshop. Technology, variants, troubleshooting] Krafthand Practical Know-how Vol. 17, ISBN 978-3-87441-168-5, pp. 62, 2017.
- [Kr17] Kristoffer E., Eriksson L., *Improving fuel economy and acceleration by Electric Turbocharger Control for Heavy Duty Long Haulage*, Research article in International Federation of Automatic Control, Vol. 50, Issue 1, pp. 11052 - 11057, 2017.
- [Ku17] Kumawat A.K., Kumar A.T., *A comprehensive study of automotive 48V technology*, Research Article in SSRG International Journal of Mechanical Engineering, Vol. 4, Issue 5, pp. 14, May 2017.
- [Le01] Lee W.S., Ma R.H., Chen S.L., e.a., *Numerical Simulation and Performance Analysis of Twin Screw Air Compressors*, International Journal of Rotating

- Machinar, Vol. 7, No. 1, pp.14, 2001.
- [Li09] Liu R., Guan J., Liu G., *Status of Application Technology of Electric Supercharger*, Journal of Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, Vol. 2, Nr. 38, pp. 41 - 43, 2009.
- [Ma01] Mădărașan T., Apahidean B., Ghiran I., ș.a., [Îndrumător pentru lucrări de termotehnică și mașini termice – Lucrarea Nr. 3], Univ. Tehnică din Cluj-Napoca, 5 pag., 2001.
<http://www.termo.utcluj.ro/termoluc/>
- [Ma14] Mathcad 14, Licensed to: Stefan cel Mare University, Partially Product Code JE140709XX2311-XXD9-7VXX.
- [Ma85] Mayer, A., Kirchhofer, H., *The Compres-Pressure Wave Supercharger in Passenger Car Applications*, International Journal of Vehicle Design, Vol. 6, No. 1, 1985.
- [MH20] *Noul sistem Mild Hybrid*, revista AutoExpert nr. 213, iulie-august pag. 51, 2020.
<https://www.autoexpert.ro/colectia-revistei-autoexpert/>
- [Mi06] Millo, F., Mallamo, F., Pautasso, E., e.a. *The potential of electric exhaust gas turbocharging for HD diesel engines*, SAE 2006 World Congress & Exhibition, ISSN: 0148-7191, pp. 14, 2006.
- [Mi09] Mizythrassa P., Boulougourisa E., Theotokatos G., *A methodology for single turbocharger – marine engine matching*, International Conference on Modelling and Optimisation of Ship Energy Systems – 2nd Edition, pp. 241-248, 2019.
- [Mi13] *Biflow axial compressor, has air flows for external cooling and supercharging of internal combustion engines*, Patent Number(s): RO128769-A2, Inventor(s): MIHAI I, OLARIU E., Patent Assignee Name(s) and Code(s): UNIV SUCEAVA STEFAN CEL MARE (UYSU-Non-standard), Derwent Primary Accession Number: 2013-N13039.
- [Mi16¹] Mihai I., Olariu E., *Diplomă de Excelență la Salonul Internațional de Inventică Pro-Invent*, ediția a XIV-a 2016, pentru Brevet invenție Compresor Biflux Axial, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2016.
- [Mi16²] Mihai I., Olariu E., *Medalia de Argint pentru brevetul de invenție Biflow Axial Compressor, Euroinvent Iași 21 Mai, 2016*, Organizatori Europe Direct, Romanian Inventors Forum, Alexandru Ioan Cuza University of Iași, Gheorghe Asachi Technical Univeristi of Iași, 2016.
- [Mi16³] Mihai I., Olariu E., *MEDALIA DE AUR la INVENTICA, The National Inventics Institute of Iași, "Gheorghe Asachi" Technical University of Jassy & "Alexandru Ioan Cuza" University*, June 29-July 01, 2016 pentru brevetul de invenție *BIFLOW AXIAL COMPRESSOR*, organizat de Institutul Național de Inventică, 2016.
- [Mi17¹] Mihai I., Olariu E., *Brevet De Invenție Premiat UEFISCDI, Competiție 2017 PN-III-P1-1.1-PRECBVT2017-0249 pentru Brevet Invenție OSIM Compresor axial biflux*, anul acordării 2016.
- [Mi17²] Mihai. I., Olariu E., *Medalia de aur la EUREKA – The world exhibition on inventions research and new technologies, for the innovation A rotary internal combustion engine*, Barcelona, Spain, 5 thMay 2017.
- [Mi96] Mihai I., [Termodinamică și transmiterea căldurii - Îndrumar de laborator], Ed. Universității Suceava, 59 pag., 1996.
- [Na19] Nagpurwala Q.H., [Introduction to turbomachines, Axial Compressors, Presentation], M.S. Ramaiah School of Advanced Studies, pp. 1-72, 2019.
https://www.academia.edu/38449844/PT11_Intro2Turbomachines_Compatibility_Mode
- [Ne09] Negurescu N., [Motorul cu aprindere prin scânteie. Procese Vol. I], Ed. MatrixRom

- București, ISBN 978-606-25-0002-3, pag. 214, 2009.
- [Ne95] Negurescu N., Pană C., Popa G.M., [Motoare cu ardere internă – Procese], Vol. I - II, Ed. MatrixRom București, ISBN 973-925-402-0, 448 pag., 1995.
- [Ni04] Nikola S., Ian K. Smith, Ahmed K., *Multifunctional Screw Compressor Rotors*, Centre for Positive Displacement Compressor Technology, London, pp. 11, 2004.
- [Ni06] Nikola S., Ian K. S., Ahmed K., *Geometry of Screw Compressor Rotors and Their Tools*, Journal of Zhejiang University - Science A: Applied Physics & Engineering, Vol. 12, No. 4, pp. 310 – 326, 2006.
- [Ok95] Okey K., Forrest A., *Advanced k - ϵ modeling of heat transfer*, NASA Contractor Report 4679, No. NAS3 – 25950, pp. 157, 1995.
- [Op03] Oprean M. I., [Automobilul Modern – Cerințe, Restricții, Soluții], Ed. Academiei Române, ISBN 973-27-0991-X, 275 pag, 2003.
- [Ot10] Oțăt V., Bolcu D., Thierheimer W., Siminiceanu L., [Dinamica Autovehiculelor], Editura Universitaria Craiova, ISBN: 973-742-023-3, 395 pag., 2010.
- [Pe09] Pejman A., Nalim M. R., *Review of recent developments in Wave Rotor Combustion Technology*, Article in Journal of Propulsion and Power, Vol. 25, No. 5, pp. 13, 2009.
- [Pi12] Pilusa T.J., Mollagee M.M., Muzenda E., *Reduction of Vehicle Exhaust Emissions from Diesel Engines Using the Whale Concept Filter*, Aerosol and Air Quality Research, Vol. 12, No. 5, pp. 994 – 1006, 2012.
- [Pi86] Pimsner V., Berbente C., ș.a., [Procese în mașini termice cu palete – Aplicații și probleme], Ed. Tehnică București, 383 pag., 1986.
- [Pi88] Pimsner V., [Mașini cu palete – Procese și Caracteristici], Ed. Tehnică București, 448 pag., 1988.
- [Po03] Popa G.M., Negurescu N., Pană C., [Motoare diesel – Procese, Vol. I și II], Ed. MatrixRom, București, ISBN 973-685-621-6, 1 - 350 pag., 2003.
- [Ps11] ProCharger Supercharger, [ProCharger Intercooled Supercharger Systems for Ford Mustang], Technical data, pp.74, 2011.
<https://www.procharger.com/automotive-superchargers/ford/mustang-gt/2014-11-mustang-gt-50-4v>
- [Ra77] Radcenco Vs., [Criterii de optimizare a proceselor termice], Ed. Tehnică București, 468 pag., 1977.
- [Ri04] Richard van Basshuysen, [Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives], ISBN 9780768071962, pp. 811, Oxford, 2004.
- [Ro85] Robert W. Smith, *Natural gas adaptor for automobiles*, Patent Number 4.531.497, Canada, 1985.
- [Ru07] Rui P., *Simulation on Performance Optimization and Matching of Variable Geometry Turbocharger for Highly-intensified Diesel Engine*, International Conference on Machinery, Materials and Computing Technology, 2007.
- [Se16] Semlitsch B., Mihăescu M., *Flow Phenomena Leading to Surge in a Centrifugal Compressor*, Article in ENERGY Journal, Vol. 103, pp. 572 - 587, 2016.
- [Si15] Simelane P., [Axial-compressor and turbine design project for a Cessna 550 fighter-plane], Course: B. Tech Mechanical Engineering, University of Johannesburg, No. TUM411, pp. 28, 2015.
- [So17] Socaciu L., Giurgiu O., [Termotehnică – sinteze lucrări de laborator, Lucrarea nr. 5], Ed. UTPRESS Cluj Napoca, ISBN 978-606-737-227-4, 70 pag., 2017.
- [Sp06] Spring, P., *Modeling and Control of Pressure-Wave Supercharged Engine Systems*, PhD Diss. ETH No. 16490, 2006.
- [Sr17] Srinivas G., Raghunandana K., Satish Shenoy B., *Recent developments of axial*

- flow compressors under transonic flow conditions*, Frontiers in Automobile and Mechanical Engineering IOP Publishing, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 197 012078 doi:10.1088/1757-899X/197/1/012078, pp. 10, 2017.
- [Ss12] Sprintex Superchargers, [Jeep Jk Intercooled Supercharger System - Installation Instructions], No. 263d1001, Rev. 4.3, pp. 49, 2012.
<http://sprintexusa.com/wp-content/uploads/2017/07/263D1001-r4v3.pdf>
- [St08] Stanciu V. Stroe G., ș.a., [Compresoare cinetice aerodinamice], Ed. Printech București, ISBN 978-973-718-968-4, 336 pag., 2008.
- [St12] Stone R., [Introduction to Internal Combustion Engines - 4th Edition], Ed. SAE International and Macmillan Press, ISBN of 978-0-7680-2084-7, pp. 574, 2012.
- [St85] STAS 863-85, [Lucrări de drumuri. Elemente geometrice ale traseelor. Prescripții de proiectare], No.G 71, Rev. 1985.
<https://dokumen.tips/documents/stas-863-85-elemente-geometrice-ale-traseelor-ropdf.html>
- [Ta90] Tatsutomi Y., Yoshizu K., Komagamine M., *Der Diesel motor mit Compres-Aufladung fur den Mazda 626* – Motortechnische Zeitschrift 51, pp. 250-261, 1990.
- [To03] Tomaž K., Ferdinand T. e.a., *Improvement of the Dynamic Characteristic of an Automotive Engine by a Turbocharger Assisted by an Electric Motor*, Article in Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125, No. 2, pp. 30, 2003.
- [To99] Toussaint M., Descombes G., Pluviose M., *Research into variable geometry turbochargers without wastegate*, Article in 3rd European Turbomachinery Conference, London U.K., Paper C557/11ASME Fall Technical Conference Ann Arbor, No. 99-ICE-228, ICE-Vol. 33, No. 2, pp. 9, 1999.
- [Tm15] TMI Staff, *MAN Diesel & Turbo compressor solution for South Africa's air separation unit*, 2015.
<https://www.man-es.com/process-industry/products/compressors/axial>
- [Un08] UNECE, *The Kyoto Protocol - Targets for the first commitment period*, 2008.
https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/progress/kyoto_1_en
- [Un09] UNECE, *63/32 Protection of global climate for present and future generations*, Sixty-third session Agenda, pp. 8., 2009.
<https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2009/themes/A-RES-63-32e.pdf>
- [Ve09] Veres P.J., *Axial and Centrifugal Compressor Mean Line Flow Analysis Method*, 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting, pp. 19, 2009.
- [Wa16] Wang Z., Cheng Q., Li. J, e.a., *The Research on Supercharger for the Diesel Engines*, 4th International Conference on Machinery, Materials and Computing Technology (ICMMCT), pp. 1571-1574, 2016.
- [Wi84] Wiedemann B., Rhode W., *Das Verhalten verschiedener Aufladesysteme am schnellaufenden Dieselmotor*, Aufladetechnische Konferenz Aachen, RWTH, LATFEV, pp. 297-310, 1984.
- [Wi86] Wiedemann B., Leptien H., Stolle G., *Development of Volkswagen's Supercharger G-Lader*, SAE Technical Paper Series, Michigan, pp. 522-538, 1986.
- [Wi97] William T. C., [The dynamics of stall an surge behavior in axial-centrifugal compressors], Dissertation submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute, pp.115, 1997.
- [Wo17] Woongkul L., Schubert E., Yingjie L., e.a, *Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines*, IEEE Transactions on Transportation Electrification, Vol. 3, No. 1, pp. 36 – 47, 2017.
- [Wu90] Wunsch, A. , *Aufladung von Fahrzeugdieselmotoren mit dem Abgasturbolader und mit der DruckwelleNmaschine Compres - Motortechnische Zeitschrift 31*, 1990.
- [Wv20] **WV Golf Mk4 - Gearbox identification:

https://workshop-manuals.com/volkswagen/golf-mk4/power_transmission/5-speed_manual_gearbox_02j/technical_data/gearbox_identification/code_letters_gearbox_allocation_ratios_capacities/

- [Yi16] Yingjie C., Ligang Y., Guowu W., *Generation of tooth profile for Roots rotor based on virtual linkag*, Research Article in Advances in Mechanical Engineering, Vol. 8, No. 12, pp. 8, 2016.

ANEXE