

UNIVERSITATEA TEHNICĂ „GHEORGHE ASACHI” DIN IAȘI
FACULTATEA DE MECANICĂ

Bld. Prof. Dr. Doc. Dimitrie Mangeron, 43, Iași, România



**CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA CONSTRUCTIV-
FUNCȚIONALĂ PRIN METODE TOPOLOGICE A UNOR
COMPONENTE MECANICE DIN SUBANSAMBLELE
AUTOVEHICULELOR**

- REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT -

Ing. Mihai GAIDUR

Conducător de doctorat: Prof. Univ. Dr. Habil. Ing. Edward RAKOSI

IAȘI 2024

UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" DIN IAȘI
RECTORATUL

Către

Vă facem cunoscut că în ziua de 05 Aprilie 2024, la ora 09:30, în AMF M3 – PROF. UNIV. DR. ING. CEZAR OPRIȘAN – FAC. DE MECANICĂ, va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată:

„CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALĂ PRIN METODE TOPOLOGICE A UNOR COMPONENTE MECANICE DIN SUBANSAMBLELE AUTOVEHICULELOR”

elaborate de domnul **Ing. Mihai GAIDUR** în vederea conferirii titlului științific de doctor.

Comisia de doctorat este alcătuită din:

1. Conf. Dr. Ing. Gelu IANUȘ , decan al Facultății de Mecanică din cadrul Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași	președinte
2. Prof. Dr. Habil. Ing. Edward RAKOSI , Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere, din cadrul Facultății de Mecanică a Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași	conducător de doctorat
3. Prof. Dr. Ing. DHC Anton HADĂR , Universitatea Politehnica din București, membru titular al Academiei Oamenilor de Știință din România, membru corespondent al Academiei de Științe Tehnice din România	referent oficial
4. Prof. Dr. Ing. Nicolae ISPAS , Facultatea de Inginerie Mecanică din cadrul Universității „Transilvania” din Brașov	referent oficial
5. Conf. Dr. Ing. Gheorghe MANOLACHE , Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere, din cadrul Facultății de Mecanică a Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași	referent oficial

Cu această ocazie vă invităm să participați la susținerea publică a tezei de doctorat.

RECTOR,

Prof.univ.dr.ing. Dan Gașcaval



Secretar universitate,

Ing. Cristina Nagiț



„Oamenii de știință studiază lumea așa cum este, inginerii creează lumea care nu a existat niciodată.”

Theodore von Kármán
Specialist în domeniul aerospațial (1881 – 1963)

CUVÂNT ÎNAINTE

În contextul actual, și imperativ în același timp, de abordare corectă a crizei climatice, cât și pentru atingerea obiectivelor asumate de societate asupra sustenabilității, această lucrare explorează modul în care optimizarea topologică aplicată în ingineria mecanică, în special în contextul optimizării grupului moto – propulsor, poate furniza o contribuție semnificativă la tranziția către un viitor cu emisii zero de CO₂. Grupul moto – propulsor reprezintă un element central în eforturile de reducere a amprentei de carbon a vehiculelor, și astfel, optimizarea topologică devine crucială în identificarea configurațiilor eficiente energetic și ecologic.

Prin investigarea și aplicarea metodologiilor de optimizare topologică în proiectarea grupului moto – propulsor, cercetarea are ca scop nu doar îmbunătățirea performanțelor tehnice, ci și reducerea semnificativă a emisiilor de CO₂ asociate consumului de combustibil dar și o mai justă utilizare a materialelor folosite în construcția autovehiculelor. Abordarea detaliată a acestui aspect este esențială pentru înțelegerea impactului și a potențialelor soluții bazate pe optimizarea topologică în realizarea unei mobilități durabile, contribuind astfel la grăbirea tranziției către un mediu fără emisii de carbon.

Realizarea acestei teze de doctorat a fost posibilă datorită sprijinului necondiționat oferit de către colectivul din cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere din cadrul Facultății de Mecanică a Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași. Aș dori să-mi exprim gratitudinea și profundul respect față de domnul Prof. Univ. Dr. Habil. Ing. Edward RAKOSI, mentorul ale cărui contribuții fundamentale au făcut posibilă elaborarea prezentei lucrări. Profesionalismul său academic remarcabil, harul didactic, răbdarea, dedicarea și îndrumarea constantă au constituit factori cu rol determinant în dezvoltarea prezentei lucrări.

În egală măsură, adresez mulțumiri sincere domnului Conf. Univ. Dr. Ing. Gheorghe MANOLACHE cât și domnului Ș.L. Dr. Ing. Tudor – Marian ULIAN, pentru sprijinul acordat, decisiv în elaborarea acestei teze.

C U P R I N S

Capitolul 1 Introducere. Procesul de optimizare. Elemente definitorii ale topologiei. Obiective și direcții de cercetare	1	1
1.1 Introducere. Procesul de optimizare. Topologia	1	1
1.2 Rolul algoritmilor în procesul de optimizare.....	5	2
1.3 Definirea variabilelor de optimizare.....	6	3
1.4 Definirea restricțiilor de optimizare	7	3
1.5 Definirea funcției obiectiv și a proprietăților sale	7	3
1.6 Definirea criteriilor de optimizare	9	4
1.7 Sistematizarea metodelor de optimizare topologică.....	10	5
1.8 Obiective și direcții de cercetare propuse în cadrul lucrării	15	5
Capitolul 2 Studiul posibilităților de integrare a principalelor metode de optimizare în cadrul algoritmilor topologici.....	18	7
2.1 Metode neliniare de optimizare. Metoda gradientului simplu	20	7
2.2 Metoda gradientilor conjugați	24	8
2.3 Metoda <i>Davidon – Fletcher – Powell</i>	25	8
2.4 Optimizarea funcțiilor cu restricții: problema minimizării.....	28	10
2.5 Convexitatea domeniilor și a funcțiilor	28	10
2.6 Condițiile <i>Kuhn – Tucker</i>	29	11
2.7 Metoda funcțiilor de penalizare	34	11
2.8 Metoda SIMP.....	35	12
2.9 Metode liniare de optimizare. Metoda simplex.....	39	13
2.10 Optimizarea topologică a chiulasei prin utilizarea metodei de tip neliniar <i>Kuhn – Tucker</i>	40	14
Capitolul 3 Analiza unor soluții de optimizare topologică aplicată anumitor organe și componente din ingineria mecanică	49	17
3.1 Optimizarea topologică în ingineria mecanică. Structura proceselor de optimizare topologică	49	17
3.2 Optimizarea topologică a unui piston în literatura de specialitate.....	50	18
3.3 Rezultatele analizelor de optimizare topologică	52	19
3.4 Optimizarea topologică a unui organ component al unei turbine dintr-un motor de avion.....	55	21
3.5 Abordarea comportării la fluaj prin metode topologice.....	58	23
3.6 Etrier de frânare optimizat topologic	65	27



C U P R I N S

Capitolul 1 Introducere. Procesul de optimizare. Elemente definitorii ale topologiei. Obiective și direcții de cercetare	1	1
1.1 Introducere. Procesul de optimizare. Topologia	1	1
1.2 Rolul algoritmilor în procesul de optimizare.....	5	2
1.3 Definirea variabilelor de optimizare.....	6	3
1.4 Definirea restricțiilor de optimizare	7	3
1.5 Definirea funcției obiectiv și a proprietăților sale	7	3
1.6 Definirea criteriilor de optimizare.....	9	4
1.7 Sistematizarea metodelor de optimizare topologică.....	10	5
1.8 Obiective și direcții de cercetare propuse în cadrul lucrării	15	5
Capitolul 2 Studiul posibilităților de integrare a principalelor metode de optimizare în cadrul algoritmilor topologici.....	18	7
2.1 Metode neliniare de optimizare. Metoda gradientului simplu	20	7
2.2 Metoda gradientilor conjugați	24	8
2.3 Metoda <i>Davidon – Fletcher – Powell</i>	25	8
2.4 Optimizarea funcțiilor cu restricții: problema minimizării.....	28	10
2.5 Convexitatea domeniilor și a funcțiilor	28	10
2.6 Condițiile <i>Kuhn – Tucker</i>	29	11
2.7 Metoda funcțiilor de penalizare	34	11
2.8 Metoda SIMP.....	35	12
2.9 Metode liniare de optimizare. Metoda simplex.....	39	13
2.10 Optimizarea topologică a chiulasei prin utilizarea metodei de tip neliniar <i>Kuhn – Tucker</i>	40	14
Capitolul 3 Analiza unor soluții de optimizare topologică aplicată anumitor organe și componente din ingineria mecanică	49	17
3.1 Optimizarea topologică în ingineria mecanică. Structura proceselor de optimizare topologică	49	17
3.2 Optimizarea topologică a unui piston în literatura de specialitate.....	50	18
3.3 Rezultatele analizelor de optimizare topologică	52	19
3.4 Optimizarea topologică a unui organ component al unei turbine dintr-un motor de avion.....	55	21
3.5 Abordarea comportării la fluaj prin metode topologice.....	58	23
3.6 Etrier de frânare optimizat topologic	65	27

Capitolul 4 Optimizarea prin metode topologice a principalelor componente ale motoarelor cu combustie internă utilizate în propulsia autovehiculelor.....	70	29
4.1 Optimizarea prin metode topologice a pistonului	70	29
4.1.1 Estimarea parametrilor funcționali și simularea ciclului de lucru al motorului	70	29
4.1.2 Determinarea performanței inițiale a pistonului cu ajutorul analizei de tip FEA	75	31
4.1.3 Optimizarea topologică a pistonului și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării	77	32
4.2 Optimizarea prin metode topologice a blocului motor utilizat în propulsia convențională sau de tip hibrid – electric	94	38
4.2.1 Determinarea parametrilor specifici și a scenariului de simulare utilizând analiza de tip FEA.....	94	38
Capitolul 5 Optimizarea prin metode topologice a unor componente din transmisia, suspensia și sistemul de frânare al autovehiculelor.....	113	45
5.1 Optimizarea prin metode topologice a unui angrenaj cu roți dințate din transmisia autovehiculelor	113	45
5.1.1 Definirea parametrilor geometrico – mecanici specifici ai roților dințate. Determinarea performanțelor inițiale cu ajutorul analizei de tip FEA.....	113	45
5.1.2 Optimizarea topologică a roților dințate și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării	123	47
5.2 Optimizarea prin metode topologice a brațului inferior de suspensie.....	136	55
5.2.1 Definirea parametrilor specifici și a modelului mecanic al brațului inferior. Determinarea performanțelor inițiale cu ajutorul analizei de tip FEA.....	136	55
5.2.2 Optimizarea topologică a brațului inferior și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării	142	58
5.3 Optimizarea prin metode topologice a etrierului de frânare	149	62
5.3.1 Definirea parametrilor geometrico – mecanici specifici ai etrierului de frânare. Determinarea performanțelor inițiale cu ajutorul analizei de tip FEA	149	62
5.3.2 Optimizarea topologică a etrierului de frânare și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării	153	64
Capitolul 6 Modele analitice obținute la nivelul parametrilor specifici ai componentelor sistemului de propulsie în urma optimizării topologice.....	166	69
6.1 Modele analitice ale factorului de siguranță minim.....	166	69
6.2 Modele analitice ale tensiunii echivalente Von Mises	166	69
6.3 Modele analitice ale deplasării	167	70



6.4 Modele analitice ale alungirii	167	70
6.5 Formele polinomiale generale ai principalilor parametri studiați.....	168	71
Capitolul 7 Modele fizice. Determinări și rezultate experimentale.....	171	74
7.1 Modele fizice.....	171	74
7.2 Determinări și rezultate experimentale.....	172	75
Capitolul 8 Concluziile finale. Contribuții personale. Oportunități viitoare de cercetare	186	82
8.1 Concluzii finale.....	186	82
8.2 Contribuții personale	197	91
8.3 Oportunități viitoare de cercetare	199	93
Bibliografie / Bibliografie selectivă	201	94

Capitolul 1

Introducere. Procesul de optimizare. Elemente definitorii ale topologiei. Obiective și direcții de cercetare

1.1 Introducere. Procesul de optimizare. Topologia

Optimizarea, așa cum se arată în literatura de specialitate, este definită ca fiind operația de rezolvare a unei probleme, finalizată cu un rezultat, care, în comparație cu altele posibile, convine cel mai bine din punct de vedere al rezultatelor obținute.

În mod evident, identificarea soluției optime implică luarea în considerare a tuturor elementelor și factorilor care o determină și influențează. În procesul de optimizare aceste elemente nu trebuie abordate separat, ci ca un întreg, între ele existând relații de interdependență. Ideea unei soluții universale valabile și capabilă să rezolve integral problemele de optimizare este, cel puțin în acest moment, puțin fezabilă. În aceste condiții, cercetările efectuate trebuie să aibă în vedere optimizarea celor mai importante aspecte tehnico-economice. Optimizarea doar pe baza unui model matematic, deși poate părea facilă, nu este aplicabilă întotdeauna în rezolvarea problemelor de natură tehnică, având în vedere multitudinea factorilor fizici cu influențe greu controlabile. Abordarea actuală este cea de utilizare a unor ipoteze simplificatoare care să permită utilizarea, în cadrul procesului de optimizare, a unui aparat matematic suplă, fără a influența însă semnificativ viabilitatea modelului teoretic. În consecință, în studiile realizate până în prezent, s-a avut în vedere rezolvarea problemelor de optimizare prin dezvoltarea unor algoritmi și elaborarea unor aplicații software aferente, integrând ipotezele simplificatoare asumate [26, 39, 42, 51, 57, 63].

În cadrul procedurii topologice, domeniul de optimizat, reprezentat mai ales de suprafața sau de volumul unui organ component al unui ansamblu mecanic, este inițial discretizat cu elemente finite, ulterior aplicându-se condițiile la limită, precum și încărcările specifice. În continuare, după definirea funcției obiectiv și a restricțiilor, procedeul de optimizare înlătură în mod iterativ elementele ce nu sunt necesare domeniului analizat, în vederea obținerii formei optime, relativ la problema studiată. În același timp, distribuția materialului pe durata optimizării topologice este controlată de factori, precum condițiile la limită, reprezentate de fapt de constrângerile aplicate piesei, direcția încărcărilor, simetriile aplicate sau combinarea încărcărilor [2, 8, 51].

În acest context, într-o succintă analiză preliminară a problematicii, se consideră util să se precizeze anumite elemente definitorii ale topologiei. Astfel, termenul *topologie* a fost obținut prin alăturarea cuvintelor *topos*, care în limba greacă înseamnă *loc* și *logos*, care, de asemenea în limba greacă semnifică *rațiune*, inițial în filosofia antică avându-se în vedere *rațiunea cosmică*, iar ulterior *studiu*. Topologia reprezintă un domeniu din matematică ce analizează proprietățile geometrice și relațiile spațiale neafectate de schimbarea continuă a formei sau dimensiunii figurilor. În acest sens, numărul de dimensiuni, vecinătatea, contactul, sunt exemple de noțiuni invariante în grup, deci topologice.

1.2 Rolul algoritmilor în procesul de optimizare

Procesul de optimizare este, în majoritatea situațiilor, un proces complex care, așa cum s-a arătat anterior, presupune parcurgerea unor etape de calcule relativ dificile și de decizii specifice, eșalonate prin intermediul unui algoritm. Un algoritm este cu atât mai reușit cu cât intervalul de timp necesar realizării acestor operații este mai scurt. Studiul algoritmilor cuprinde mai mulți pași cunoscuți, sugerați cu ajutorul grafului prezentat în **Fig.1.1**. Aspectele specifice acestor etape sunt detaliate în continuare [3, 10, 37]. Astfel:

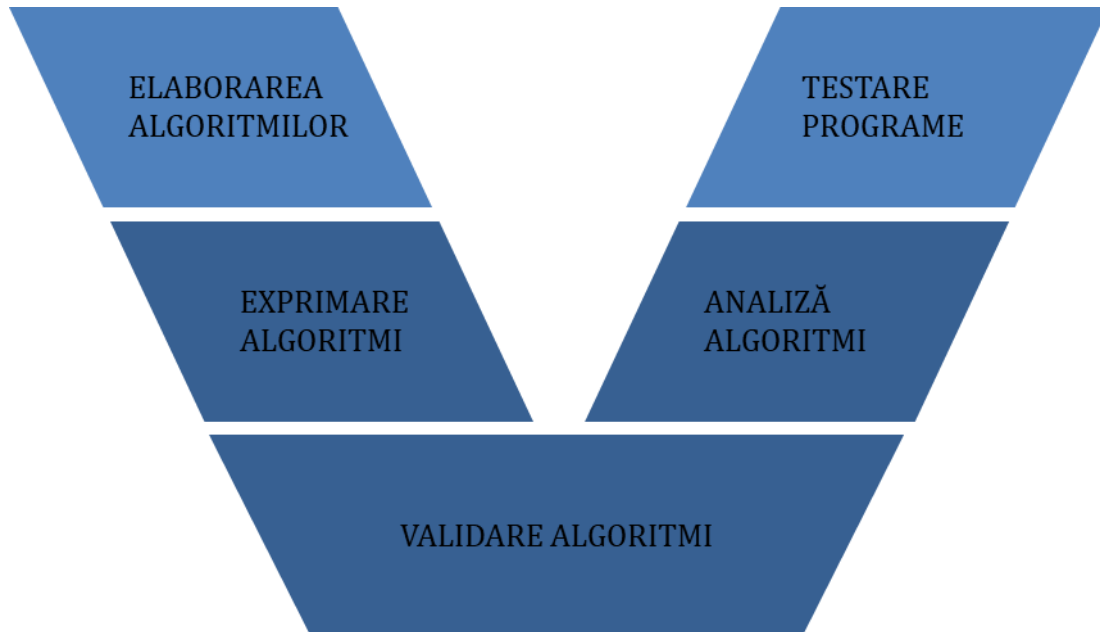


Fig. 1.1 Etapele algoritmilor de optimizare

- **Elaborarea algoritmilor.** Procesul de elaborare al unui algoritm este imposibil de automatizat integral, deoarece implică creativitatea umană, așa cum se sugerează mai jos:

Tehnici de elaborare (reguli) + **Creativitate** (intuiție) = **SOLUȚIE**

- **Exprimarea algoritmilor.** Structura unui algoritm integrat într-o aplicație software trebuie să fie clară și concisă, ceea ce impune o anumită manieră de scriere a codului. Aceasta depinde mai mult de tipul limbajului și mai puțin de limbaj în sine.
- **Validarea algoritmilor.** Reprezintă o etapă absolut necesară pentru asigurarea corectitudinii acestora, indiferent de limbajul de programare în care vor fi transpuse.
- **Analiza algoritmilor.** Pentru a stabili algoritmul optim în soluționarea unei anumite probleme este necesară stabilirea unui criteriu valoric al algoritmilor. Acest criteriu este stabilit de obicei prin cuantificarea intervalului de timp necesar efectuării calculelor și a resurselor de memorie alocate rulării acestui algoritm [2].
- **Testarea programelor.** Această etapă, cuprinde, de fapt, două faze și anume, depanare (*debugging*) și trasare (*profiling*). Depanarea presupune rularea unui program cu utilizarea unor date test pentru a corectea eventualele erori. Determinarea intervalului de timp necesar efectuării calculelor și a resurselor de memorie pe care le presupune rularea acestui algoritm, se realizează în faza trasării, care presupune utilizarea programului cu mai multe seturi de date de test. Ulterior se realizează o analiză comparativă a tuturor rezultatelor obținute [2, 61].

1.3 Definirea variabilelor de optimizare

Variabilele aferente concepției – proiectării – optimizării constituie valori numerice ce se impun a fi cunoscute la efectuarea unor calcule de rezistență. Ele reprezintă parametri independenți aferenți unor elemente care descriu structura din punct de vedere geometric sau al proprietăților mecanice ale materialelor utilizate la confecționarea acestora [51].

1.4 Definirea restricțiilor de optimizare

Funcțiile care definesc domeniile considerate în care variabilele specifice procesului integrat al concepției - proiectării - optimizării iau anumite valori sunt denumite, după cum se cunoaște, restricții. Acestea restrâng aria soluțiilor admisibile pentru problema de optimizare, soluția optimă făcând parte evident din această arie. Se menționează, în continuare, că aceste condiții restrictive se impun a fi particularizate pentru fiecare situație în parte. Proveniența restricțiilor este dată de tipul variabilelor, de structura sistemului sau de impunerea unor anumite cerințe pe care sistemul trebuie să le satisfacă [51, 66].

1.5 Definirea funcției obiectiv și a proprietăților sale

Legătura dintre criteriul de optimizare a variabilelor de concepție – proiectare, așa cum se arată în literatura de specialitate, se exprimă prin intermediul funcției obiectiv, denumită și funcția scop. Funcția scop se poate exprima sub următoarea formă generală:

$$F(X) = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1.1)$$

Funcția obiectiv este notată cu $F(X)$, iar în mod convențional nu se face distincție între minimizarea sau maximizarea funcției obiectiv, deoarece, minimul lui $F(X)$ are loc pentru maximul lui $-F(X)$. Alături de condițiile restrictive, funcția scop conduce la o exprimare analitică a problemei de optimizare, după cum se stipulează și în diverse lucrări din domeniu [28, 46, 51].

În absența condițiilor de restricție, funcția $F(X)$ are un minim local în punctul X_M , dacă în vecinătatea acestuia este satisfăcută condiția de tipul [10, 48]:

$$F(X_M) \leq F(X) \quad (1.2)$$

valabilă pentru orice vector $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]$.

Pentru ca funcția derivabilă $F(X)$ să aibă un minim în punctul X , trebuie satisfăcută relația:

$$\frac{\partial F(X)}{\partial x_i} = 0, i = 1, 2, \dots, n. \quad (1.3)$$

cea ce conduce la faptul că matricea constituită mai jos, sub forma:

$$\mathcal{M}_{ob} = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 F(X)}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial x_1 \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \vdots & \ddots & & \vdots \\ \frac{\partial^2 F(X)}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial x_n \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \quad (1.4)$$

să fie pozitiv definită [10, 51].

Cu ajutorul relațiilor (1.3) și (1.4) se poate determina punctul de minim local, însă acesta nu reprezintă întotdeauna cel mai mic minim, adică punctul de minim global.

În cazul funcțiilor de n variabile fără restricții, metodele de căutare pot fi de următoarele trei tipuri [10, 51]:

- metode aleatoare de căutare;
- metode de căutare unidirecțională;
- metode de gradient;

Referitor la metoda de determinare a extremului, ce constituie esența optimizării, principalele caracteristici ale funcției scop sunt evidențiate mai jos [51]:

- continuitatea sau discontinuitatea funcției;
- constituie funcții unimodale și multimodale;
- cercetarea funcției obiectiv se desfășoară pe domeniul admis;
- variația aleatoare a funcției obiectiv definite;

1.6 Definirea criteriilor de optimizare

Idea care stă la baza procesului de optimizare este evident aceea de stabilire a soluției cele mai convenabile conform unui criteriu predefinit, denumit criteriu de optimizare. În aceste condiții, în mod evident, soluția problemei depinde de criteriul de optimizare ales. Dacă se schimbă criteriul, se va schimba, bineînțeles, și soluția de optimizare. În principal, criteriile de optimizare se pot grupa în două categorii ce au fost ilustrate mai jos, cu ajutorul **Fig. 1.2** [6, 28, 51, 64]:

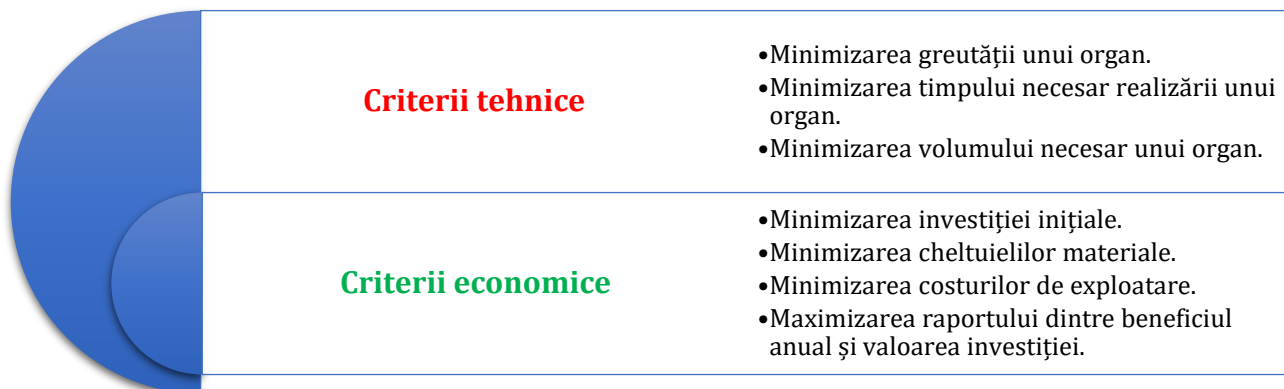


Fig. 1.2 Gruparea criteriilor de optimizare

1.7 Sistematizarea metodelor de optimizare topologică

În urma studiilor, a documentării și a analizelor efectuate în cadrul lucrării, se apreciază că o clasificare unitară a metodelor de optimizare topologică este practic imposibilă, dat fiind varietatea acestora.

În această idee, prin intermediul schematizării din **Fig. 1.3**, sunt evidențiate principalele categorii în care au fost încadrate metodele uzuale de optimizare topologică.

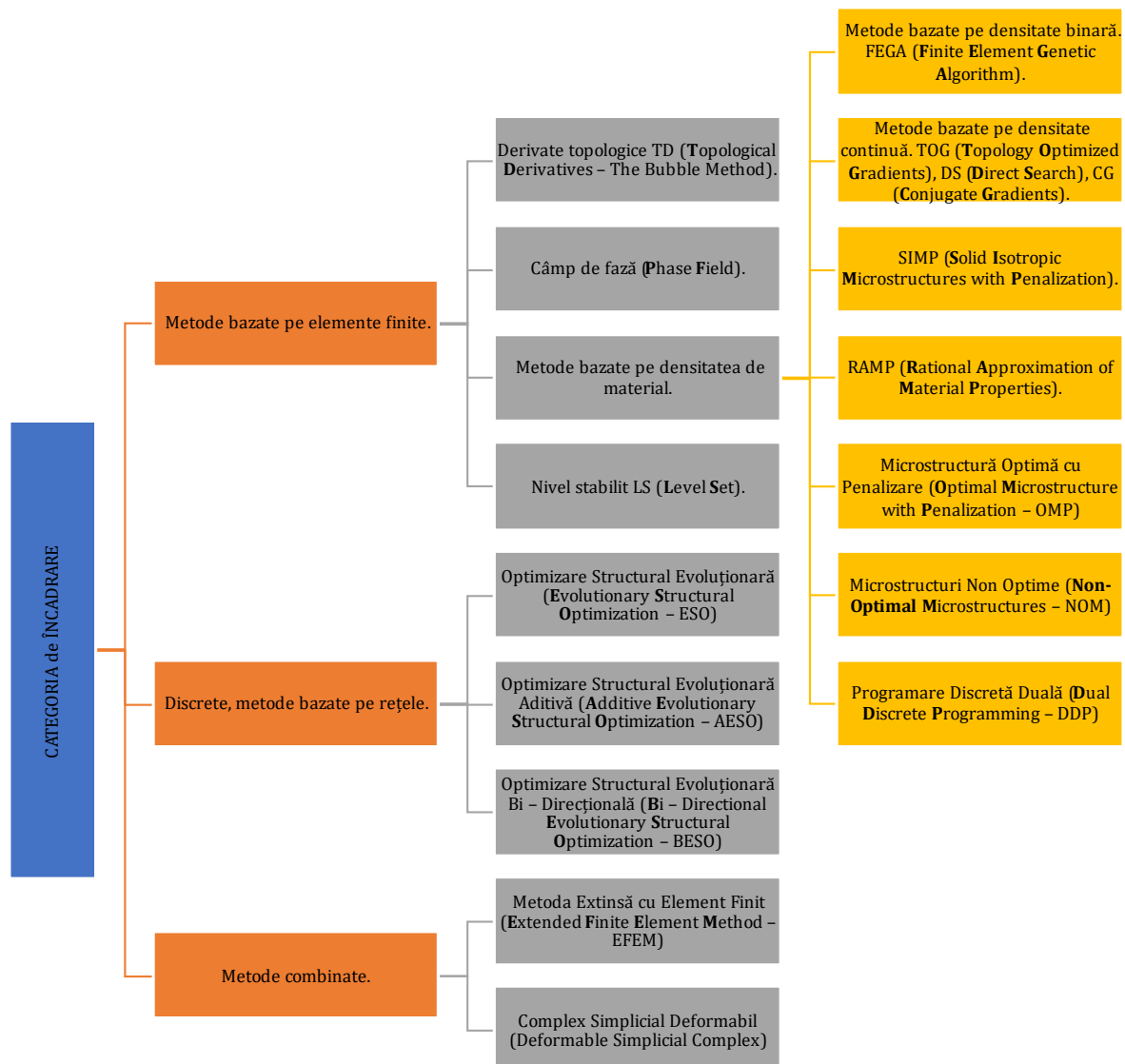


Fig. 1.3 Categoriile ale metodelor de optimizare topologică

1.8 Obiective și direcții de cercetare propuse în cadrul lucrării

Pentru tratarea problematicii adoptate și dezvoltarea prezentei teze de doctorat, autorul a stabilit și a formulat o serie de *obiective*, considerate primordiale.

În acest sens s-a avut în vedere realizarea unei documentări extinse, luându-se în considerare lucrări reprezentative, de referință în domeniu, precum și lucrări actuale. Pe de altă parte, în același timp s-a considerat oportună efectuarea unei analize pertinente a problematicii adoptate, cuprinzând aspecte privind rolul algoritmilor în procesul de optimizare, definirea



variabilelor și a restricțiilor de optimizare, funcția obiectiv și proprietățile sale, definirea criteriilor de optimizare, dar și sistematizarea metodelor de optimizare topologică.

Un alt obiectiv este reprezentat de studiul posibilităților de integrare a principalelor metode de optimizare în cadrul algoritmilor topologici.

Analiza unor soluții de optimizare topologică a anumitor organe și componente din ingineria mecanică, regăsite pe plan mondial, în scopul formulării unor criterii și concluzii specifice, constituie, de asemenea, un obiectiv prioritar al lucrării.

Optimizarea pe cale topologică a sistemului de propulsie al automobilelor, în vederea îmbunătățirii performanțelor energetice, dinamice, de consum și poluare, dar și a unei mai raționale utilizări a materialelor necesare fabricației acestora, simultan cu reducerea costurilor de producție, reprezintă desigur, obiectivul principal al prezentei teze de doctorat.

Se consideră important de subliniat faptul că în dezvoltarea acestei lucrări, alături de obiectivele asumate, au fost formulate și o serie de direcții de cercetare. Astfel, în continuare sunt expuse direcțiile de cercetare adoptate în vederea dezvoltării studiilor, concretizate prin:

- Alegerea, în vederea optimizării topologice, a unor elemente semnificative din punct de vedere constructiv – funcțional, din structura sistemelor de propulsie convenționale și hibrid – electrice din componența automobilelor.
- Optimizarea topologică a chiulasei motorului termic de propulsie, prin utilizarea unei metode neliniare de optimizare.
- Studiul solicitărilor și optimizarea prin metode topologice a pistonului motorului termic cu aprindere prin scânteie, element esențial în structura sistemelor de propulsie convenționale și hibrid – electrice ale automobilelor.
- Studiul și optimizarea topologică a blocului motor – component fundamental al motorului termic de propulsie.
- Studiul și optimizarea topologică a unor elemente din transmisia mecanică a sistemului de propulsie al automobilului.
- Studiul și optimizarea topologică a unor elemente din suspensia automobilului.
- Studiul și optimizarea topologică a unor elemente din sistemul de frânare al automobilului.
- Definirea unor modele teoretice, de tip analitic, ce reflectă comportarea, sub multiple aspecte, a organelor optimizate prin metode topologic.
- Realizarea unor modele virtuale ale elementelor optimizate topologic.
- Realizarea unor modele fizice, la scară reală, prin printare/imprimare 3D, a elementelor optimizate topologic.
- Realizarea unor teste și determinări experimentale, menite să confirme rezultatele obținute pe cale teoretică.

Capitolul 2

Studiul posibilităților de integrare a principalelor metode de optimizare în cadrul algoritmilor topologici

Metodele și tehnicile utilizate pentru determinarea soluției optime sunt, de fapt, cele dezvoltate în programarea matematică. În formularea problemelor de programare matematică obiectivul asupra căruia este concentrată atenția apare sub forma unei funcții ale cărei valori maxime sau minime se caută și care este denumită, după cum s-a arătat anterior, funcție obiectiv. Cele trei aspecte de bază și anume variabilele de concepție-proiectare, funcția obiectiv și restricțiile, conduc la formularea modelului matematic pentru orice problemă de programare matematică.

Variabilele de proiectare, sau variabilele unei probleme de optimizare reprezintă un număr de mărimi prin intermediul cărora este descrisă configurația structurală, proprietățile mecanice sau fizice ale materialelor, sau orice alte mărimi legate de anumite aspecte ale problemei. Pe de altă parte, în multe situații apare prezența pe de o parte a unuia sau mai multor obiective de atins în condiții optime și, pe de altă parte, a unor restricții, adică a unor condiții impuse. Adeseori se constată însă, că probleme de natură diferită se prezintă în condiții analoge. Cu alte cuvinte, identității absolute i se substituie analogia procedeele de rezolvare [10, 32].

De regulă se obțin modele ale unor fenomene studiate foarte diferite; unele sunt foarte simple și conțin puține variabile, putându-se analiza și calcula cu mare ușurință anumite valori ale variabilelor, iar pentru altele trebuie folosite sisteme de calcule matematice puternice, fapt datorat volumului mare de calcule și/sau complexitatea acestora. Se disting, în principal, două feluri de metode:

- modele formale sau deterministe;
- modele probabilistice;

În primele, variabilele sunt legate între ele prin relații funcționale, iar în celelalte intervin mărimi a căror valoare este însoțită de o probabilitate; astfel de mărimi sunt denumite variabile aleatorii. În tehnică, la fel ca și în alte domenii, se întâlnesc modele din ambele categorii. Unele dintre ele sunt universal valabile, un exemplu elocvent fiind reprezentat de teoria uzurii utilajelor, teorie care poate construi și utiliza un model fizic al fenomenului [10, 69].

2.1 Metode neliniare de optimizare. Metoda gradientului simplu

Aceste metode se constituie, de regulă, în procedee pentru aflarea minimumului unei funcții de n variabile, în lipsa relațiilor de restricții. Cu toate că această formulare a problemei de minimizare are puține aplicații practice directe, o serie de probleme de minimizare în prezența restricțiilor pot fi rezolvate reducându-le la probleme de minimizare fără restricții.

Gradientul unei funcții, așa cum se știe, este un vector cu forma generală [10, 28, 60] de mai jos:

$$G = \nabla F(X) = \left(\frac{\partial F}{\partial x_1}, \frac{\partial F}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial F}{\partial x_n} \right) \quad (2.1)$$

unde $F(X)$ constituie funcția de optimizat. Pentru sugestivitate, în cadrul prezentei lucrări ea se va denumi $TOP(X)$, abrevierea de la **Topological OPTimisation**.

Astfel, prin definiție, pentru $TOP(X, Y, Z)$, o funcție reală definită pe $X \subset R^3$, derivabilă parțial pe X , se numește, după cum se cunoaște [59], gradientul funcției TOP sau gradientul câmpului scalar TOP și se notează cu $grad\ TOP$ funcția vectorială:

$$grad\ TOP = \bar{i} \frac{\partial TOP}{\partial X} + \bar{j} \frac{\partial TOP}{\partial Y} + \bar{k} \frac{\partial TOP}{\partial Z}, (X, Y, Z) \in X \subset R^3. \quad (2.2)$$

2.2 Metoda gradientilor conjugați

Deoarece metoda gradientului simplu prezintă dezavantaje legate de realizarea convergenței, de multe ori se preferă utilizarea *metodei gradientilor conjugați*.

În acest sens, se consideră funcția $F(X)$ de variabile x_1, x_2, \dots, x_n , a cărei valoare, în orice punct, se poate calcula cu ajutorul gradientului $\nabla F(X)$. În proximitatea minimului $X_M(x_{M1}, x_{M2}, \dots, x_{Mn})$ funcția $F(X)$ se poate scrie sub forma seriei Taylor:

$$F(X) = F(X_M) + \nabla F_M^T (X - X_M) + \frac{1}{2} (X - X_M)^T J_M (X - X_M) + \dots \quad (2.3)$$

unde indicele M impune ca atât funcția cât și matricea derivatelor parțiale de ordinul al doilea, \mathcal{M}_{ob} să fie evaluate în punctul X_M , așa cum arată lucrări de specialitate [10, 28].

2.3 Metoda Davidon-Fletcher-Powell

Această metodă, în scopul eliminării neajunsurilor procedeelelor anterioare, are în vedere funcția pătratică $F(X)$. Astfel, între un punct oarecare ce corespunde vectorului X și cel corespunzător minimului, dat de vectorul X_M , există distanța definită mai jos:

$$X_M - X = -\frac{1}{\mathcal{M}_{ob}} \nabla F(X) \quad (2.4)$$

În această relație dintre vectorii X și X_M , în mod evident, se constituie, așa cum s-a arătat, gradientul funcției $F(X)$.

$$\nabla F(X) = G \quad (2.5)$$

Matricea \mathcal{M}_{ob}^{-1} nu este calculată direct, ci indirect cu ajutorul unei succesiuni de matrice H' , denumite *matrice de reflexie*, așa cum se specifică în literatura de specialitate [10, 28]. Ea corespunde derivatelor parțiale de ordinul doi. În mod convențional, prima matrice H'_0 poate fi aleasă orice matrice simetrică, pozitiv definită, aceasta modificându-se după fiecare iterație, funcție de informațiile obținute în urma deplasării de-a lungul direcției S_i , exprimată astfel:

$$S_i = H'_i G_i \quad (2.6)$$

Algoritmul *metodei Davidon-Fletcher-Powell*, conform celor arătate de [10, 28], va avea următoarea succesiune logică definită prin pașii expuși în continuare, respectiv:

- alegerea unui punct de plecare X_0 și a unei matrice simetrice, pozitiv definită, H'_0 și stabilirea unei direcții inițiale:

$$S_0 = -H'_0 \nabla F(X_0) \quad (2.7)$$

- determinarea punctului următor, X_{i+1} , ca minim al funcției, în direcția definită de S_i :



$$X_{i+1} = X_i + \alpha_i^* S_i \quad (2.8)$$

unde α_i^* minimizează funcția $F(X_i + \alpha_i S_i)$.

- stabilirea și calculul matricei:

$$H'_{i+1} = H'_i + A_i + B_i \quad (2.9)$$

în care termenii A_i și B_i sunt matrice definite în continuare:

$$A_i = \frac{\Delta X_i \Delta X_i^T}{\Delta X_i^T Y_i} \quad (2.10)$$

$$B_i = -\frac{(H'_i Y_i)(H'_i Y_i)^T}{H'_i Y_i Y_i^T} \quad (2.11)$$

$$\Delta X_i = X_{i+1} - X_i = \alpha_i^* S_i \quad (2.12)$$

$$Y_i = \nabla F(X_{i+1}) - \nabla F(X_i) \quad (2.13)$$

- verificarea, în cadrul ultimului pas al algoritmului, a condiției de oprire, exprimată astfel:

$$S_{i+1} = -H'_{i+1} \nabla F(X_{i+1}) \quad (2.14)$$

Neîndeplinirea condiției de oprire necesită revenirea la pasul 2, iar calculele vor continua până la satisfacerea acestei condiții.

Se menționează că rolul matricei A_i constă în generarea matricei $\mathcal{M}_{\sigma b}^{-1}$ în n pași, aceasta fiind de forma:

$$\sum_{i=1}^n A_i = \mathcal{M}_{\sigma b}^{-1} \quad (2.15)$$

Pe de altă parte, introducerea matricelor B_i are drept scop eliminarea valorii inițiale introduse de H'_0 :

$$\sum_{i=1}^n B_i = -H'_0 \quad (2.16)$$

Date fiind cele ante menționate, matricea ce corespunde iterației $(n + 1)$, ce conține vectorul de poziție al punctului minim, X_M , se definește prin intermediul următoarei succesiuni de relații:

$$\begin{aligned} H'_{n+1} &= H'_n + A_n + B_n \\ &= H'_{n-1} + (A_n + A_{n-1}) + (B_n + B_{n-1}) \\ &\quad \vdots \\ &= H'_0 + \sum_{i=1}^n A_i + \sum_{i=1}^n B_i = \mathcal{M}_{\sigma b}^{-1} \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.4 Optimizarea funcțiilor cu restricții: Problema minimizării

După cum se arată în diverse lucrări [10, 28, 32], pentru tipurile de probleme unde alegerea vectorului X_M este constrânsă sau limitată într-un anumit domeniu, așa cum, de fapt se prezintă majoritatea cazurilor din tehnică, în general, dar mai ales în ingineria mecanică, problema de optim poate fi rezolvată. Astfel, redefinind problema, condițiile inițiale devin:

$$F(X) \rightarrow \text{minim}, g_j(X) \{ \geq; =; \leq \} 0, j = 1, 2, \dots, m \quad (2.18)$$

Odată definite funcția obiectiv, cât și restricțiile aplicabile, în situația liniarității acestora față de variabilele $x_i, i = 1, 2, \dots, n$, modelul matematic definit reprezintă o problemă liniară. În cazul în care nu se îndeplinește condiția de liniaritate, modelul matematic se află într-unul din cazurile următoare:

- restricțiile sunt liniare iar funcția obiectiv este neliniară;
- restricțiile sunt neliniare iar funcția obiectiv este liniară;
- restricțiile și funcția obiectiv sunt neliniare, rezultând o problemă cu un model matematic neliniar;

S-au determinat în acest scop multiple metode de rezolvare, aplicabile doar în câteva cazuri particulare, metode ce se clasifică în:

- metode directe, doar cu aplicabilitate asupra câtorva forme de funcție obiectiv și/sau de restricție;
- metode indirecte unde o problemă de minimizare cu restricții este transformată într-una fără restricții, aceasta fiind rezolvată cu ajutorul metodelor enumerate anterior;

2.5 Convexitatea domeniilor și a funcțiilor

Pornind de la faptul că, după cum se definește în literatură, un vector X al unei mulțimi convexe, Γ' , este un punct de extrem, numit uneori și vârf, dacă pentru X_1 și X_2 aparținând lui Γ' , cu β' parametru de poziție, există generic, condiția:

$$X = \beta' X_1 + (1 - \beta') X_2, 0 < \beta' < 1, \quad (2.19)$$

prezintă interes definirea domeniilor și a funcțiilor convexe.

Astfel, așa cum se știe [10], o mulțime de puncte Γ' definită pe un interval real, cu variabile reale, este convexă dacă în oricare două puncte ale mulțimii Γ' , segmentul de dreaptă definit de acestea este inclus în întregime în Γ' , ceea ce analitic revine la condiția (2.19), definită mai sus:

$$\begin{aligned} X_1, X_2 \in \Gamma' \\ \beta' X_1 + (1 - \beta') X_2 = Y \in \Gamma', \forall \beta' \in [0, 1], \text{ un scalar.} \end{aligned} \quad (2.20)$$

O funcție $F(X)$ este convexă dacă următoarea inegalitate este respectată:

$$F[\beta' X_1 + (1 - \beta') X_2] \leq \beta' F(X_1) + (1 - \beta') F(X_2), \forall \beta' \in [0, 1] \quad (2.21)$$

respectiv concavă dacă se respectă inegalitatea:

$$F[\beta' X_1 + (1 - \beta') X_2] \geq \beta' F(X_1) + (1 - \beta') F(X_2), \forall \beta' \in [0, 1] \quad (2.22)$$

unde $F[\beta' X_1 + (1 - \beta') X_2]$ reprezintă interpolarea liniară a funcției de-a lungul dreptei $X_1 X_2$. În acest context se consideră utilă evidențierea unor proprietăți principale ale funcțiilor convexe, așa cum sunt arătate în diverse lucrări [10, 28]. Astfel:

- $F(X_1) \geq F(X_2) + (X_1 - X_2)\nabla F(X_2)$, $\forall X_1, X_2$;
- matricea derivatelor parțiale de ordin doi, $\left(\frac{\partial^2 F}{\partial x_i \partial x_j}\right)$, este ≥ 0 pentru toate punctele lui X ;
- pentru o funcție convexă fiecare minim local într-un domeniu convex Γ' reprezintă un minim global pentru acel domeniu;

2.6 Condițiile Kuhn – Tucker

Se poate aprecia că o contribuție însemnată, în ceea ce privește obținerea soluției într-o problemă de optimizare convexă, o are teorema *Kuhn – Tucker*, în majoritatea cazurilor fiind vorba de minimizarea unor indici sau parametri ai sistemului tehnic analizat [10, 46].

În vederea determinării minimului funcției obiectiv $TOP(X) = F(X)$, ce urmează a fi optimizată topologic folosind aceste condiții, definită anterior sub forma:

$$F(X) = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.23)$$

se consideră existența unor restricții de tipul egalităților, adică:

$$g_j(X) = g_j(x_1, x_2, \dots, x_m) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, m < n \quad (2.24)$$

Se admite, de asemenea, că funcțiile $F(X)$ și $g_j(X)$ pot avea derivate parțiale de ordinul întâi în raport cu de variabilele x_i . Utilizarea și dezvoltarea acestui algoritm, mai ales în contextul optimizării de tip topologic se bazează pe folosirea metodei matematice a *multiplicatorilor lui Lagrange*. În acest sens se are în vedere faptul că punctele de extremum legat al funcției $TOP(X) = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$ cu $g_1 = 0$, $g_2 = 0$, $g_m = 0$, se găsesc printre punctele staționare ale funcției de $n + m$ variabile, $\Phi = TOP(X) + \lambda_1 g_1 + \lambda_2 g_2 + \dots + \lambda_m g_m$. Se menționează că, așa cum se cunoaște, numerele $\lambda_1, \dots, \lambda_m$ se numesc *multiplicatorii lui Lagrange*, iar metoda folosită mai sus pentru determinarea extremelor legate se numește, așa cum s-a menționat, *metoda multiplicatorilor lui Lagrange* [59, 46].

2.7 Metoda funcțiilor de penalizare

Conform literaturii de specialitate și metoda funcțiilor de penalizare face parte din categoria metodelor indirecte de minimizare. Această metodă rezolvă problema de minimizare prin transformarea problemei dintr-una cu restricții, într-una fără restricții [10, 28]. Pentru a putea defini funcția de penalizare se vor lua în considerare următoarele aspecte:

$$TOP(X) \rightarrow \text{minim} \quad (2.25)$$

cu restricțiile de forma

$$g_j(X) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (2.26)$$

În acest caz, funcția de penalizare va fi definită ca:

$$\varphi(y) = \begin{cases} 0, & y \geq 0 \\ \infty, & y < 0 \end{cases} \quad (2.27)$$

considerându-se totodată și minimizarea fără restricții a funcției, adică:

$$\Phi(X) = TOP(X) + \sum_{j=1}^m \varphi[g_j(X)] \quad (2.28)$$

În cazul îndeplinirii condițiilor impuse de restricțiile definite în relația (2.26), se observă că în cazul relației (2.28), funcția $TOP(X)$ nu contribuie la minimizarea lui Φ , minimul rezultat fiind și minimul funcției $TOP(X)$.

În cazul neîndeplinirii condițiilor de restricții definite în relația (2.26), rezultă:

$$\varphi[g_j(X)] = \infty \quad (2.29)$$

caz în care rezultatul va fi departe de minim. Prin urmare, cel de-al doilea termen al relației (2.28) penalizează abaterea de la restricții.

2.8 Metoda SIMP

Algoritmul *SIMP* (Solid Isotropic Material Penalisation) reprezintă o opțiune viabilă datorită eficienței sale computaționale. Ideea principală care stă la baza acestui algoritm este că folosește principiul *încărcării maxime*, (Fully Stressed Design) [7, 29, 11, 35]. Acest lucru înseamnă că un design este considerat optim atunci când toate regiunile structurii, sau toate elementele de volum infinit de mici, sunt supuse aceluiași stres maxim admisibil. Algoritmul folosit crește iterativ rigiditatea elementelor finite care sunt supuse la eforturi mari și scade rigiditatea elementelor finite care sunt supuse la eforturi mici [41].

În această abordare se calculează tensorul rigidității unui element finit \mathcal{T} , ca produs între tensorul de rigiditate inițială \mathcal{T}_0 , care este dependent de proprietățile geometrice și de materialul modelului analizat, și un coeficient adimensional ρ care poartă denumirea de factor de densitate. Tensorul rigidității va fi de forma:

$$\mathcal{T} = \rho^p \mathcal{T}_0, \quad \rho \in (0,1] \quad (2.30)$$

unde p este exponentul de penalizare, acesta fiind mai mare sau egal cu 1. Exponentul de penalizare este introdus cu scopul de a constrânge algoritmul de optimizare să asigure o distribuție clară de material, cu valori cuprinse doar între 0 și 1. Algoritmul de optimizare va fi de forma:

$$\min_{\rho} f^T u, \quad f = K(\rho)u \quad (2.31)$$

$$\frac{\rho^T v}{V_{ds}} = \text{volfrac}, \quad 0 < \rho_i \leq 1 \quad (2.32)$$

unde f este factorul de încărcare global, u este vectorul de deplasare global, K este matricea globală de rigiditate, matrice ce depinde de vectorul de densitate $\rho = (\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n)^T$, v este vectorul volumelor elementelor geometrice, V_{ds} este volumul inițial total al spațiului de design (Volume design space), *volfrac* este o constrângere de volum, abreviată din limba engleză, din termenii *volume fraction*, care definește raportul dintre volumul final dorit și volumul inițial total al spațiului de design V_{ds} , n este numărul total de elemente finite aflate în spațiul de design iar T_r reprezintă operația de transpunere a factorului de densitate ρ [69, 31]. Prin aplicarea transpunerii, formula exprimă produsul scalar dintre ρ și v ca o înmulțire matricială. Distribuția optimă a densității de material este realizată cu ajutorul unui sistem de tip *container*, distribuție ce poate fi vizualizată grafic prin intermediul **Fig. 2.1**.

Fiecare container reprezintă una din cele unsprezece valori ale densității de material (0,0001, 0,1, ... , 0,9, 1). Fiecare element este repartizat iterativ în unul din cele unsprezece containere, iar în acest fel, odată catalogat, acesta își va însuși valoarea densității containerului

în care se află. Exponentul de penalizare p are tot timpul valoarea 1 în acest algoritm. Atribuirea elementelor în containere se realizează în baza valorilor tensiunilor Von Mises ce apar în timpul solicitării mecanice, iar dacă într-un element apar zone de tranziție ale tensiunii, se consideră valoarea medie a acesteia. În general, ca factor de repartiție, pe lângă valoarea tensiunii Von Mises se pot utiliza orice formulări ale tensiunii echivalente cu condiția ca aceasta să fie raportată în funcție de deformație. Odată cu creșterea numărului de iterații, numărul de elemente cu valori cuprinse între 0 și 1, spre exemplu 0,5 sau 0,6, este redus, astfel încât distribuția elementelor în spațiul de design va fi doar în containerele cu valoarea densității 0 sau 1 [13, 30, 33]. Această repartiție poartă denumirea de repartiție *alb-negru*, denumire provenită de la termenul din limba engleză, *white-black distribution*.

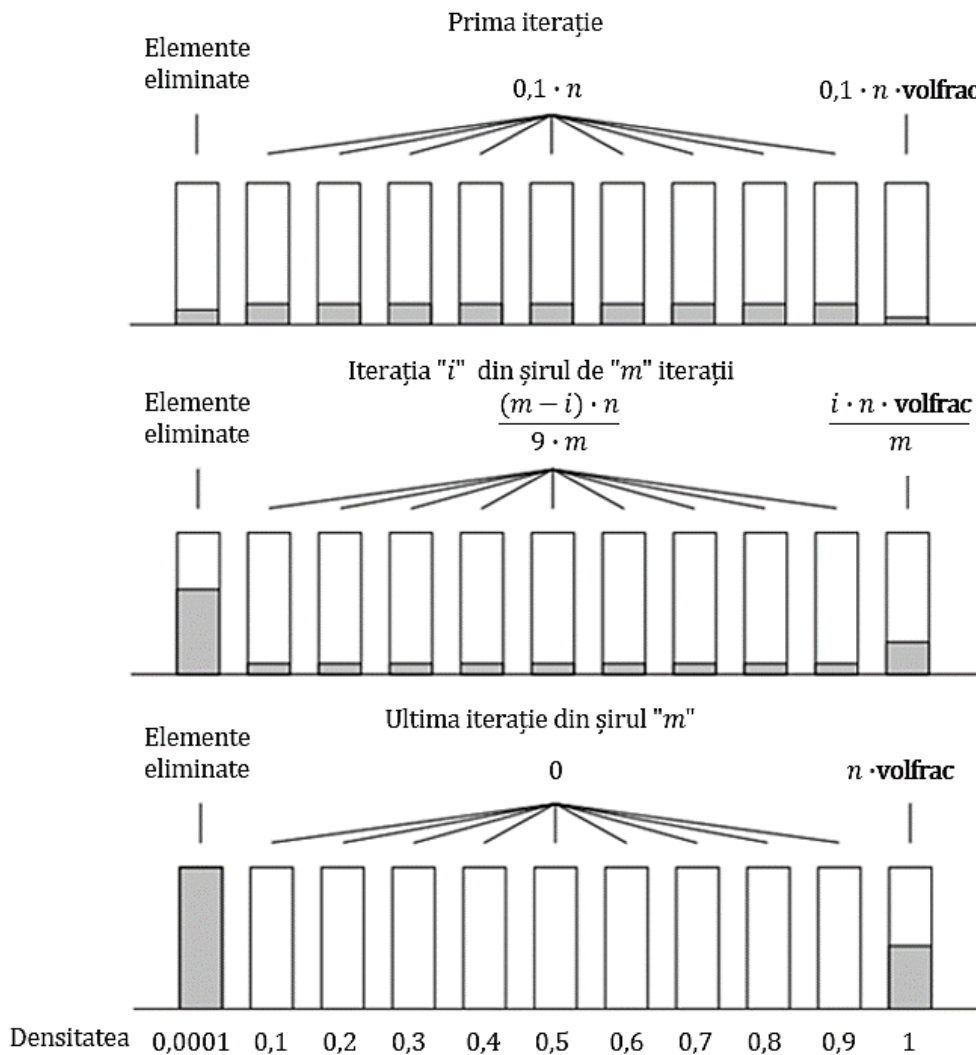


Fig. 2.1 Distribuția densității de material în containere pe parcursul mai multor iterații [35]

2.9 Metode liniare de optimizare. Metoda simplex

Dintre toate metodele matematice ale fenomenelor optimizate, cel al programării liniare ocupă un loc foarte important. Sistemele liniare au importanță în tehnică și în fizică deoarece, adeseori, cunoștințele actuale nu permit, din păcate, folosirea altora mai perfecționate. Astfel, prin problemă de programare liniară se înțelege un fenomen care face să intervină mai multe

variabile. Aceste variabile sunt legate între ele prin relații liniare care formează un sistem de ecuații sau inegalități; ele constituie obiectivele și restricțiile fenomenului. Se dă de fiecare dată o funcție liniară de aceste variabile, care constituie funcția pe care ne propunem să o facem maximă sau minimă, după caz.

În literatura de specialitate se consideră o formă standard de problemă de optimizare, o problemă care are sistemul de restricții format doar din egalități [10, 28, 7]. Această formă standard se regăsește, la modul general, în relația de mai jos, în care f reprezintă funcția obiectiv:

$$\min(\max)[f] = \min(\max)[\sum_{j=1}^n c_j x_j] \quad (2.33)$$

Conform celor prezentate, se aplică următoarele restricții:

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j = b_i, x_j \geq 0, i = (1, 2, \dots, m), j = (1, 2, \dots, n) \quad (2.34)$$

Pentru a putea rezolva o problemă de optimizare liniară de format vectorial, se recomandă [10, 28, 7, 32] parcurgerea următorilor pași:

- determinarea unei soluții de bază care va reprezenta soluția inițială;
- printr-un procedeu de tip iterativ se va progresa către o nouă soluție de bază pentru care funcția obiectiv are o valoare mai bună, sub aspectul optimului, față de cea anterioară;
- stoparea procesului iterativ atunci când soluția este optimă;

2.10 Optimizarea topologică a chiulasei prin utilizarea metodei de tip neliniar Kuhn – Tucker

Dat fiind faptul că în componența motoarelor cu ardere internă din structura sistemelor de propulsie de tip convențional sau de tip hibrid – electric, chiulasa, evidențiată în **Fig. 2.2 a, b**, constituie un important subansamblu cu rol major în definirea formulei constructiv – energetice a acestora, dar, așa cum se observă și cu o complexitate deosebită, în cadrul prezentei teze de doctorat s-a realizat o optimizare de tip topologic a chiulasei, prin integrarea algoritmului *Kuhn – Tucker*.

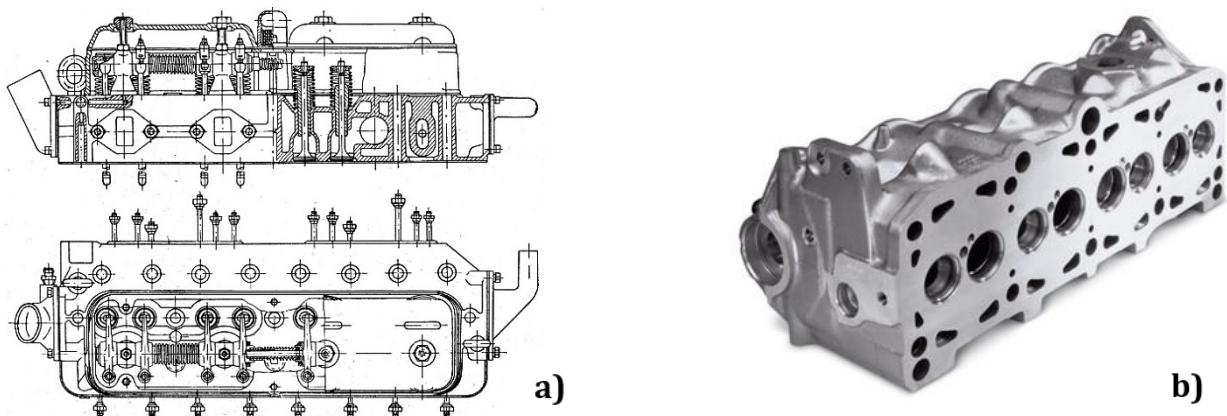


Fig. 2.2 a, b Chiulasa unui motor cu ardere internă destinat propulsiei autovehiculelor

a – Reprezentarea grafică a unei vederi de chiulasă

b – Fotografie a unei chiulase

Așa cum recomandă lucrările de specialitate din domeniu [1, 9, 25, 38, 45, 58, 67], chiulasa trebuie să fie caracterizată, în primul rând de o configurație simplă, având pereți cu grosime cât mai uniformă și racordări largi, rigiditatea fiind asigurată printr-o înălțime corespunzătoare, în

privința predimensionării ei, existând recomandările necesare. Principalele condiții funcționale la nivelul chiulasei, de care s-a ținut seama în acest studiu, derivă din solicitările forțelor de presiune a gazelor, din tensiunile termice, dar și din forța de strângere a șuruburilor.

În continuare, în procesul de optimizare topologică a chiulasei, în special pentru determinarea tensiunilor termoelastice, se asimilează chiulasa cu un corp de formă paralelipipedică, realizat dintr-un material omogen și izotrop. Astfel, calculul tensiunilor termoelastice se face pe baza ecuațiilor fundamentale ale termoelasticității, particularizate pentru cazul deformării plane. În acest sens, se consideră temperatura constantă după axa orientată pe lungimea acesteia funcție numai de coordonatele secțiunii sale transversale. Deplasările tuturor punctelor chiulasei deformate se produc în plane perpendiculare pe lungimea corpului său. Trebuie menționat că rezolvarea ecuațiilor termoelasticității, în cazul cel mai general este complicată, fapt pentru care, de regulă, se introduc anumite ipoteze simplificatoare.

Revenind la modelul teoretic adoptat în vederea dezvoltării studiului, în cadrul acestuia, așa cum s-a arătat anterior, chiulasa se consideră cu o configurație simplificată la un paralelipiped, având partea inferioară, ce corespunde camerelor de ardere, liberă, aspect sugerat în schița din Fig. 2.3:

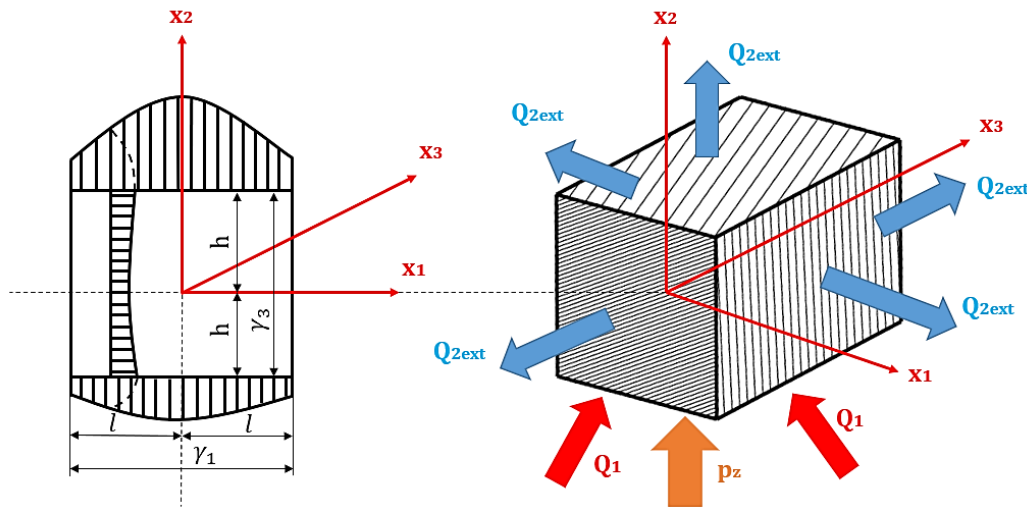


Fig. 2.3 Configurația simplificată a modelului de chiulasă

În vederea definirii și orientării sale spațiale, acestui model virtual i se atașează sistemul de coordonate triaxial, $O_{x_1x_2x_3}$. Considerând că temperatura se modifică doar pe direcția O_{x_1} , respectiv pe lățimea chiulasei, datorită prezenței camerelor de ardere, fără a se considera deci variația ei pe înălțimea chiulasei, ecuațiile tensiunilor, adaptate în acest caz [54], vor avea forma:

$$\sigma_{x_1x_1} \approx \alpha_{ch} E \left[-\frac{1}{6} (3x_2^2 - h^2) \frac{d^2 T}{dx_1^2} + \frac{1}{180} (15 - x_2^4 - x_2^2 h^2 + 7h^4) \frac{d^4 T}{dx_1^4} + \dots \right] \quad (2.35)$$

$$\sigma_{x_1x_2} \approx \alpha_{ch} E \left[\frac{x_2}{6} (x_2^2 - h^2) \frac{d^3 T}{dx_1^3} - \frac{x_2}{180} (x_2^2 - h^2) (7h^2 - 3x_2^2) \frac{d^5 T}{dx_1^5} + \dots \right] \quad (2.36)$$

De regulă, prezintă interes tensiunile maxime, în fibrele limită ale chiulasei, la $x_2 = \pm h$. Astfel, dacă se consideră o variație a temperaturii după legea $T(x) = T_0(x_1/l)^2$, unde T_0 este temperatura pe suprafața laterală a chiulasei, la $x_1 = \pm l$, tensiunea maximă va fi:

$$\sigma_{x_1 x_1 \max} = -\frac{2}{3} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \alpha E T_0 \quad (2.37)$$

În aceste trei ecuații, α_{ch} semnifică coeficientul de dilatație liniară, iar E modulul de elasticitate al materialului din care este confecționată chiulasa motorului.

În cadrul optimizării topologice s-a avut în vedere dimensionarea chiulasei cu un volum dat, impus de masa acesteia, M_{ch} , chiulasa având densitatea, ρ_{Al} , astfel încât aria suprafețelor exterioare să fie minimă. În aceste condiții, funcția obiectiv devine aria suprafețelor exterioare ale chiulasei, A_{ch} , astfel încât:

$$TOP(X) = TOP(x_1, x_2, x_3) = A_{ch}(x_1, x_2, x_3) \quad (2.38)$$

Considerând dimensiunile chiulasei, $\gamma_1 \gamma_2 \gamma_3$, funcția obiectiv devine:

$$TOP(X) = TOP(x_1, x_2, x_3) = A_{ch}(x_1, x_2, x_3) = \gamma_1 \gamma_2 + 2\gamma_1 \gamma_3 + 2\gamma_2 \gamma_3 \quad (2.39)$$

În acest caz, restricția va avea forma:

$$\gamma_1 \gamma_2 \gamma_3 = \rho_{Al}^{-1} \cdot M_{ch} \quad (2.40)$$

În continuare, conform algoritmului adoptat, se formează funcția auxiliară restrânsă, care va avea forma finală:

$$\phi(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \lambda_1) = \gamma_1 \gamma_2 + 2\gamma_1 \gamma_3 + 2\gamma_2 \gamma_3 + \lambda_1 (\gamma_1 \gamma_2 \gamma_3 - \rho_{Al}^{-1} \cdot M_{ch}) \quad (2.41)$$

Egalând cu zero sistemul de ecuații alcătuit din derivatele parțiale de ordinul întâi ale funcției auxiliare se obține soluția $\gamma_1 = \gamma_2$ și $\gamma_3 = \gamma_1/2$. Aceasta minimizează funcția obiectiv deoarece $d^2\phi > 0$.

Se consideră că aceste rezultate obținute pe baza optimizării topologice a chiulasei, prin integrarea algoritmilor *Kuhn - Tucker*, prezentate la nivelul modelului adoptat prin intermediul **Fig. 2.4**, sunt deosebit de utile, mai ales în cazul realizării chiulaselor individuale, soluție constructivă tipică unor motoare policilindrice cu aprindere prin comprimare destinate propulsiei, la care, datorită regimului de lucru sever, apar solicitări termice și mecanice ridicate. O astfel de soluție constructivă de chiulasă individuală este exemplificată în **Fig. 2.5**.

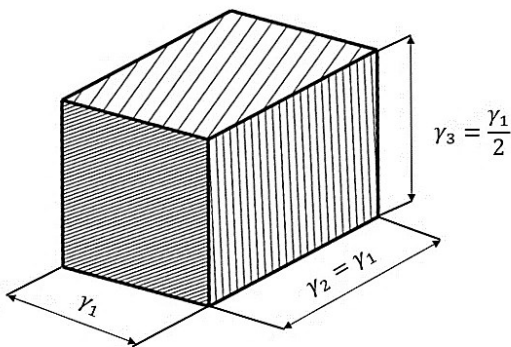


Fig. 2.4 Chiulasa optimizată dimensional



Fig. 2.5 Soluție constructivă de chiulasă individuală

Capitolul 3

Analiza unor soluții de optimizare topologică aplicată anumitor organe și componente din ingineria mecanică

3.1 Optimizarea topologică în ingineria mecanică. Structura proceselor de optimizare topologică

Conform literaturii de specialitate, abordarea rezolvării unei probleme de optimizare se face în mod sistematic, după metodologia prezentată cu ajutorul **Fig. 3.1** [14, 16].

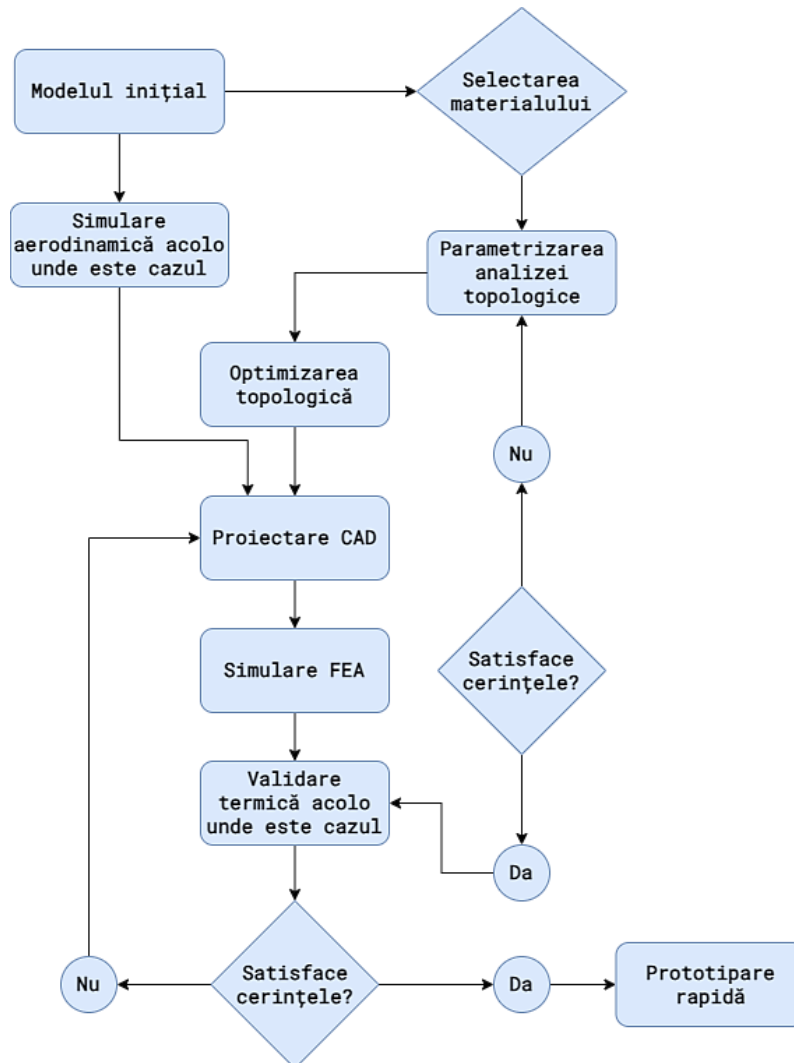


Fig. 3.1 Metodologia parcursă în vederea obținerii unei soluții optimizate topologic [14, 16]

3.2 Optimizarea topologică a unui piston în literatura de specialitate

Se statuează faptul că un piston fabricat din aliaj de aluminiu nu are proprietăți mecanice ridicate în condițiile în care forțele la care este supus sunt considerabile. Generatorii mari de eforturi cum ar fi supraalimentarea, rapoartele mari de comprimare sau tehnologiile avansate de stratificare a carburantului solicită pistonul aproape până de limita constructivă a acestuia.

Pentru partea de început a analizei se realizează un design preliminar al pistonului, design ce respectă toate constrângerile impuse de autor. După realizarea acestui design preliminar, algoritmul de calcul poate începe iterațiile de optimizare. Astfel, în **Fig. 3.2** se poate observa domeniul de design definit de către autori [5].

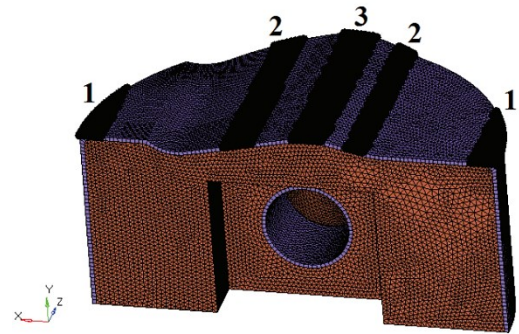


Fig. 3.2 Domeniul de design folosit pentru analiza pistonului [5]

În aceste analize, s-au luat în considerare următoarele 3 cazuri de încărcare:

În cazul **I**, când pistonul este la punctul mort interior, la începutul combustiei, se consideră că forța totală care acționează asupra pistonului este de 40,8 [kN] [5]. Reprezentarea grafică a repartizării presiunilor s-a realizat cu ajutorul **Fig. 3.3 a, b**.

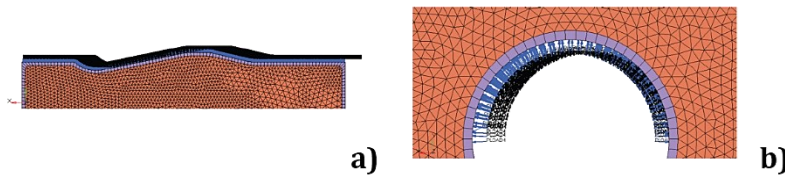


Fig. 3.3 a, b Repartizarea presiunii în diverse zone ale pistonului [5]

a – repartizarea presiunii din capul pistonului

b – repartizarea presiunii care acționează partea superioară a bosajului pentru bolț

În cazul **II**, când pistonul este la punctul mort exterior, la începutul admisiei, forța totală care acționează asupra pistonului este de 18,6 [kN]. Reprezentarea grafică a repartizării presiunilor s-a realizat cu ajutorul **Fig. 3.4 a, b**.

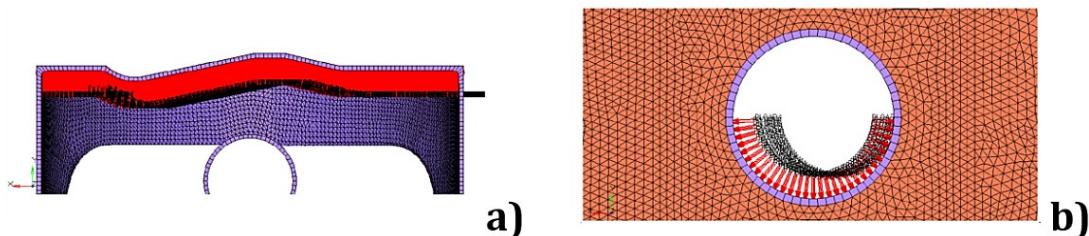


Fig. 3.4 a, b Repartizarea presiunii în diverse zone ale pistonului [5]

a – repartizarea presiunii din capul pistonului

b – repartizarea presiunii pe partea inferioară a bosajului pentru bolț

În analiza cazului III, când forța de presiune instantanee a gazelor din cilindru este maximă, forța totală care acționează asupra pistonului este de 4,2 [kN]. Reprezentarea grafică a repartizării presiunilor s-a realizat prin intermediul Fig. 3.5 a, b prezentate mai jos.

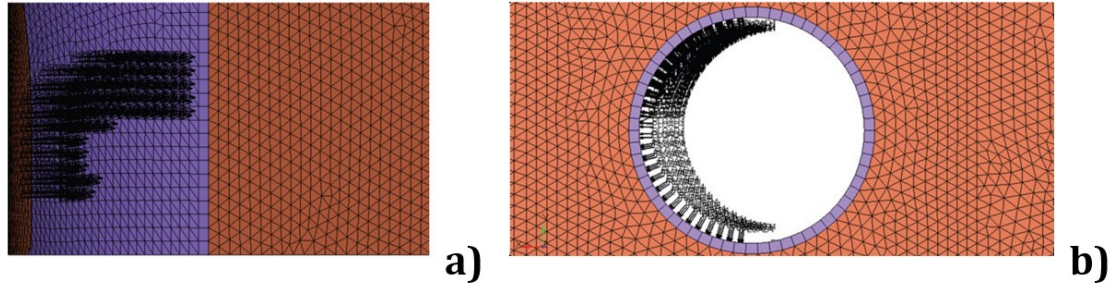


Fig. 3.5 a, b Repartizarea presiunii în diverse zone ale pistonului [5]

a – repartizarea presiunii pe fusta pistonului

b – repartizarea presiunii pe partea laterală a bosajului pentru bolt

3.3 Rezultatele analizelor de optimizare topologică

Se constată pe această cale că în cazul I se atinge convergența procesului de optimizare după 40 de iterații. Convergența iterativă este atinsă atunci când datele reziduale rezultate în urma optimizării sunt nule sau aproape nule, deoarece tind asimptotic către 0. Cu ajutorul Fig. 3.6 a, b a fost reprezentată, în mod grafic, influența factorului de densitate, ρ , asupra rezultatelor finale. Factorul de densitate în optimizarea topologică reprezintă o măsură a concentrației de material într-o regiune dată a geometriei, fiind utilizat pentru a controla nivelul de detaliere și complexitate al structurii optimizate, având impact asupra rezistenței și masei componentei.

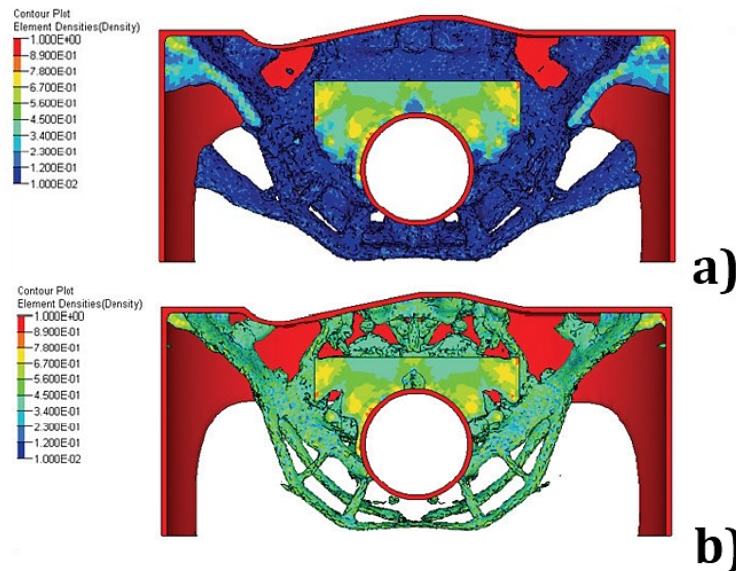


Fig. 3.6 a, b Influența factorului de densitate, ρ , asupra rezultatului final al cazului I [5]

a – rezultat cu factor de densitate egal cu 0,1

b – rezultat cu factor de densitate egal cu 0,4

Din analiza cazului **II** reiese că se atinge convergența procesului de optimizare după 41 de iterații. În același timp, cu ajutorul **Fig. 3.7 a, b** se poate observa influența factorului de densitate asupra rezultatelor finale.

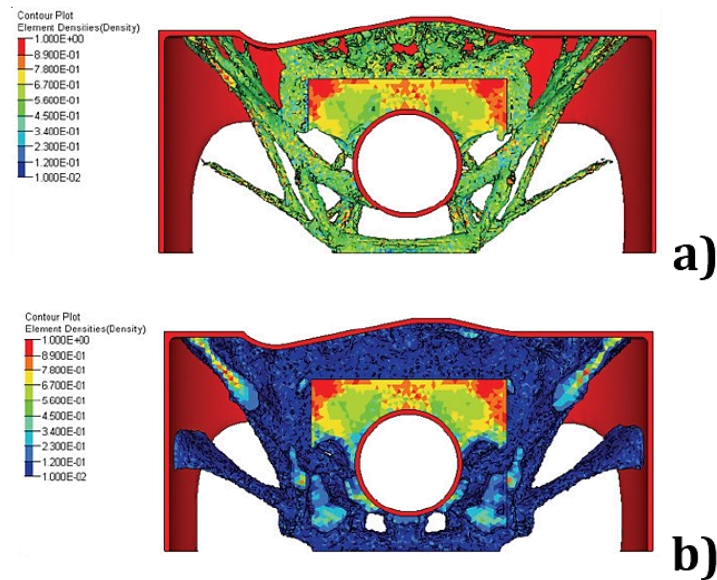


Fig. 3.7 a, b Influența factorului de densitate, ρ , asupra rezultatului final al cazului **II** [5]

a – rezultat cu factor de densitate egal cu 0,1

b – rezultat cu factor de densitate egal cu 0,5

Studiul realizat în cazul **III** indică rezultate finale după ce se atinge convergența procesului de optimizare la iterația cu numărul 16. Cu ajutorul **Fig. 3.8 a, b** se poate vizualiza, pe cale grafică, influența factorului de densitate asupra rezultatelor finale.

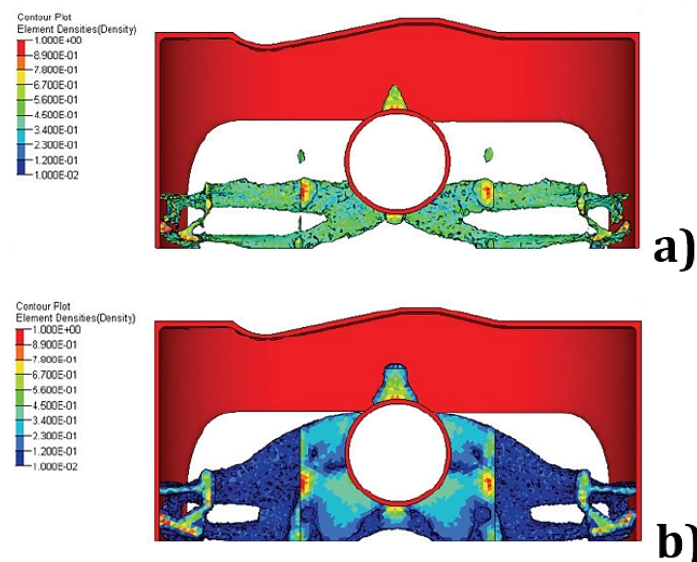


Fig. 3.8 a, b Influența factorului de densitate, ρ , asupra rezultatului final al cazului **III** [5]

a – rezultat cu factor de densitate egal cu 0,1

b – rezultat cu factor de densitate egal cu 0,4

În **Fig. 3.9** se poate observa un prototip de piston optimizat topologic, fabricat cu ajutorul tehnologiilor neconvenționale și anume printarea 3D. Acest prototip a fost testat cu succes de către MAHLE, pe autoturismul Porsche GT2RS, iar cu ajutorul **Fig. 3.10** se poate observa

circuitul de răcire integrat în piston, circuit ce îmbunătățește răcirea pistonului față de un piston fabricat în mod convențional.



Fig. 3.6 Prototip de piston optimizat topologic [72]

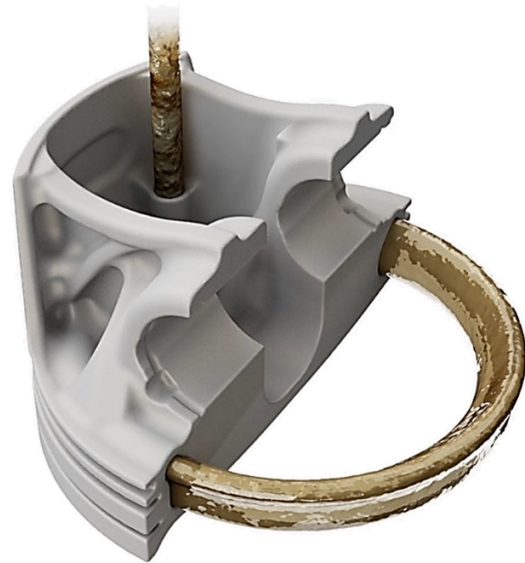


Fig. 3.7 Circuitul de răcire integrat în piston [72]

3.4 Optimizarea topologică a unui organ component al unei turbine dintr-un motor de avion

Organul component prezentat în acest subcapitol este folosit pentru a acoperi interstițiile dintre lamelele unei turbine cu gaz. Denumirea tehnică din limba engleză *Annulus Filler*, nu are echivalent în limba română. Reprezentarea grafică a acestui organ de mașină este redată prin intermediul figurii Fig. 3.11.

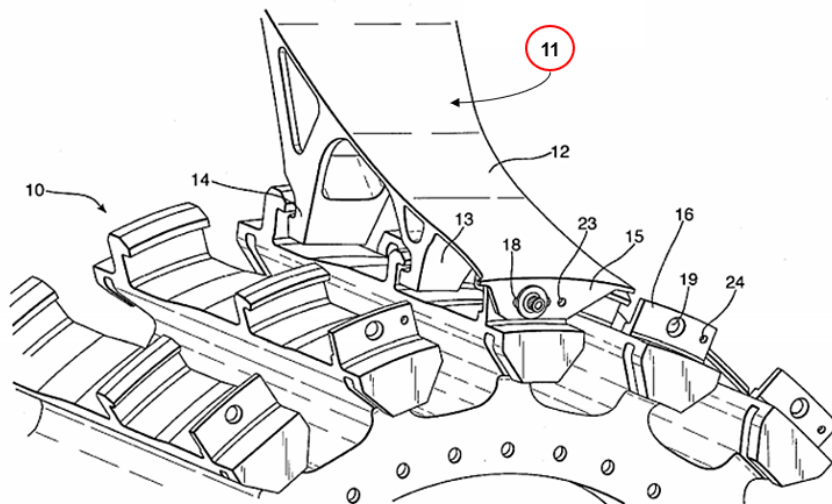


Fig. 3.8 Piesa analizată (EN: *Annulus Filler* - 11) [12]

10. Disc suport; 11. Piesa optimizată; 12. Capac/Protecție metalică; 13. Cârlig suport anterior; 14. Cârlig suport posterior; 15. Flanșă de retenție; 16. Placă de fixare; 18. Alezaj pentru șurub; 19. Gaură pentru șurub; 23. Gaură pentru aliniere; 24. Gaură pentru centrare

Rolurile funcționale ale acestei piese constau în a asigura o suprafață netedă, suprafață care nu opune rezistență, pentru trecerea curenților de aer în rotor și totodată protejează rotorul împotriva eventualelor factori dăunători cum ar fi pietre, particule metalice, etc. Organul de mașină în cauză este, în principal, solicitat de către forța centrifugă, forță care este generată de către mișcarea de rotație a rotorului în jurul axei longitudinale.

Pentru a putea efectua o analiză comparativă s-a efectuat mai întâi o analiză clasică cu elemente finite, analiză ce va servi drept etalon de comparație pentru analizele viitoare. Rezultatele analizei inițiale sunt reprezentate în **Fig. 3.12**.

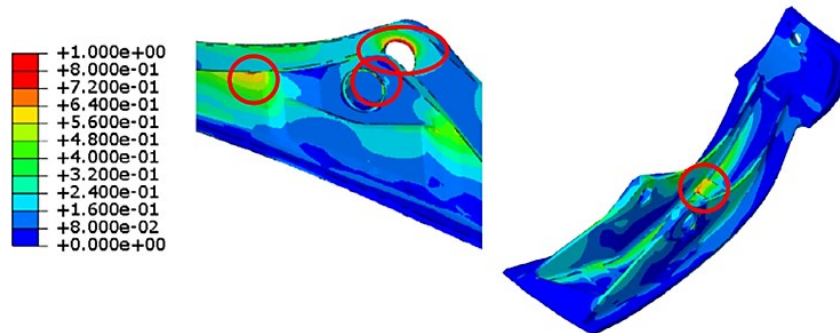


Fig. 3.9 Reprezentarea grafică a tensiunii echivalente Von Mises în piesă [35]

Odată stabilite eforturile care apar în interiorul piesei, următorul pas constă în definirea spațiului de design și anume, crearea matricei de discretizare a piesei.

După ce spațiul de design a fost determinat, se pot stabili condițiile de constrângere și anume, condiția de rigiditate, condiția de volum maxim, condiția de masă maximă, determinarea zonelor funcționale ale piesei, etc. Rezultatele analizei de optimizare se pot observa sub formă grafică în **Fig. 3.13**.

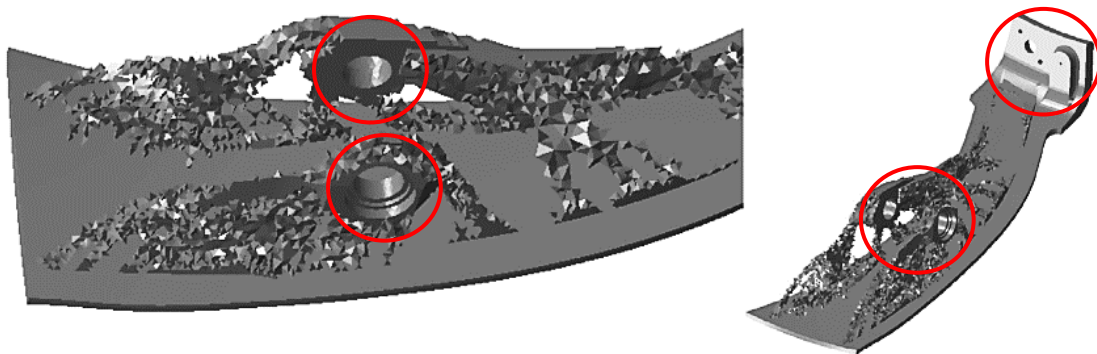


Fig. 3.10 Rezultatul analizei de optimizare topologică [35]

După interpretarea rezultatelor analizei de optimizare de către autori, geometria nou rezultată trebuie să treacă printr-un proces de validare înainte de a putea fi fabricată. Astfel, în figura **Fig. 3.14 a, b** se regăsește designul nou și îmbunătățit cât și noua repartitie a tensiunilor echivalente Von Mises. Raportând rezultatele nou obținute la cele etalon, se observă o scădere cu 30% a valorii tensiunii echivalente Von Mises. În egală măsură, față de masa inițială s-a înregistrat o scădere de 7%.

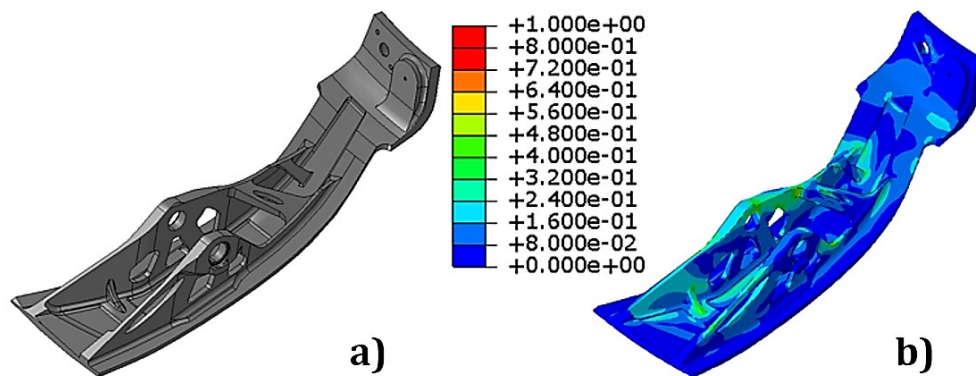


Fig. 3.11 a, b Rezultatele analizei de optimizare topologică [35]
a – noul design CAD
b – distribuția tensiunii echivalente Von Mises

3.5 Abordarea comportării la fluaj prin metode topologice

De regulă, fluajul are în vedere, în special, la calculul organelor de mașini ce funcționează timp îndelungat în stare încălzită. Pentru ambele piese realizate din oțeluri și fonte, fenomenul de fluaj este important la temperaturi ridicate, în special la temperaturi mai mari de 300 [°C], așa cum se arată de altfel în diverse lucrări de specialitate [47, 53]. Astfel, cu cât temperatura este mai mare, cu atât procesul de fluaj se desfășoară mai intens. Așa cum se știe însă, la temperaturi mici, variația în timp a deformațiilor și eforturilor unitare, care apar în urma încărcării, este neînsemnată și se poate neglija.

La studiul fluajului prezintă importanță cunoașterea relației între timpul t și următorii trei parametri: temperatura T , tensiunea σ și deformația specifică ε . În cazul cel mai general, când se admite că toți cei trei parametri se modifică în timp, deformația specifică a epruvetei variază conform ecuației:

$$\varepsilon = (d\sigma)/E + \alpha_T dT + v_f dt \quad (3.1)$$

unde E este modulul de elasticitate, $d\sigma/E$ este deformația specifică elastică, $\alpha_T dT$ este deformația specifică de dilatare termică, α_T fiind coeficientul de dilatare termică liniară, v_f este viteza de fluaj iar $v_f dt$ este deformația specifică permanentă sau fluajul.

În continuare, cu ajutorul **Fig. 3.15** este reprezentată geometria suport care va fi analizată la fluaj. Ca date de intrare pentru analiză, s-a avut în vedere în special natura și valorile solicitărilor termice și mecanice, autorii folosind câteva înregistrări de zbor de tip *FDR* (**F**light **D**ata **R**ecords), furnizate de o companie de aviație comercială [34, 36]. În reprezentarea grafică din **Fig. 3.16** se pot observa forțele definite pentru trei condiții de încărcare. De asemenea, valorile acestor forțe au fost consemnate în **Tab. 3.1**. Componenta a fost fabricată din aliajul de aluminiu 7050-T7451. Obiectivul este de a reduce greutatea, menținând însă, același prag maxim de valori ale tensiunii echivalente, ca și la piesa originală, fabricată din aliaj de titan Ti6Al4V [4, 68].

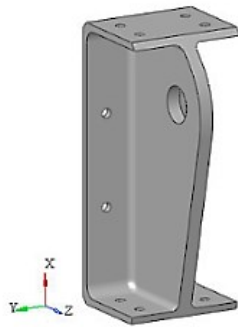


Fig. 3.12 Piesa suport analizată la fluaj [4]

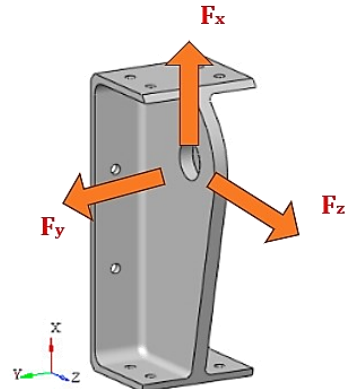


Fig. 3.16 Repartizarea forțelor în piesa analizată [4]

Tab. 3.1 Valorile forțelor pentru fiecare caz de încărcare analizat [4]

Cazul de încărcare	F_x [kN]	F_y [kN]	F_z [kN]
I	5	0	-3
II	6	0	0
III	3	3	-2

Analiza efectuată evidențiază că în vederea obținerii unei soluții optime, se parcurg jaloanele expuse în **Fig. 3.17**:



Fig. 3.17 Jaloanele necesare a fi parcurse în vederea obținerii unei soluții optime [4]

Prin intermediul **Fig. 3.18** și **Fig. 3.19** s-au ilustrat constrângerile impuse analizei de optimizare și totodată o soluție preliminară de distribuție a materialului. În egală măsură, în **Fig. 3.18** se poate observa repartizarea încărcărilor în piesă și, de asemenea, se pot observa și punctele în care piesa este încastrată, reprezentate prin triunghiurile cu puncte galbene [4].

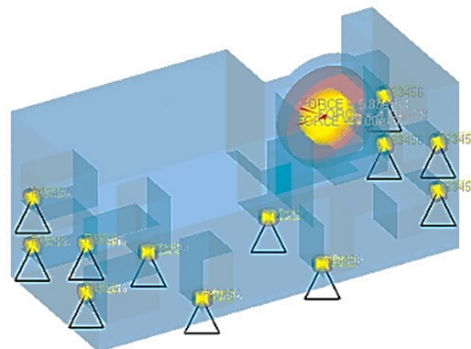


Fig. 3.18 Constrângerile din analiza de optimizare [4]

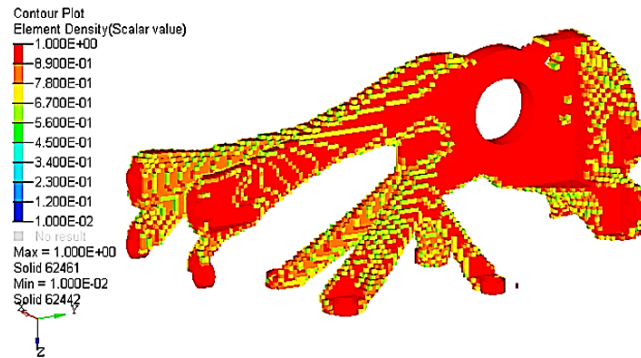


Fig. 3.19 Rezultatul iterației primare de optimizare [4]

După obținerea formei optime în condițiile de lucru impuse, s-a reproiectat geometria piesei, astfel încât să respecte cât mai fidel posibil forma rezultată din analiza de optimizare. În aceste condiții, în Fig. 3.20 a se poate observa soluția oferită de către algoritm, iar în Fig. 3.20 b noua geometrie îmbunătățită.

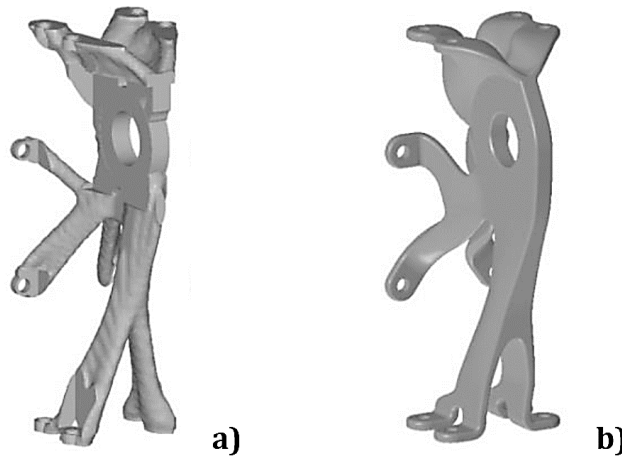


Fig. 3.13 a, b Geometriile piesei analizate [4]
 a – geometria oferită ca soluție de către algoritmul de calcul
 b – geometria îmbunătățită

Matricea de rigiditate inițială se regăsește în Fig. 3.21 iar matricea de rigiditate a geometriei noi poate fi observată în Fig. 3.22.

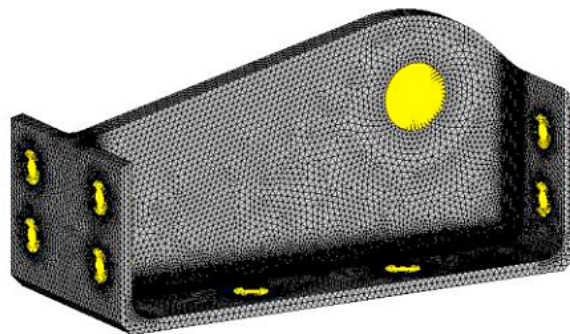


Fig. 3.14 Matricea de rigiditate a piesei inițiale, înainte de optimizare [4]

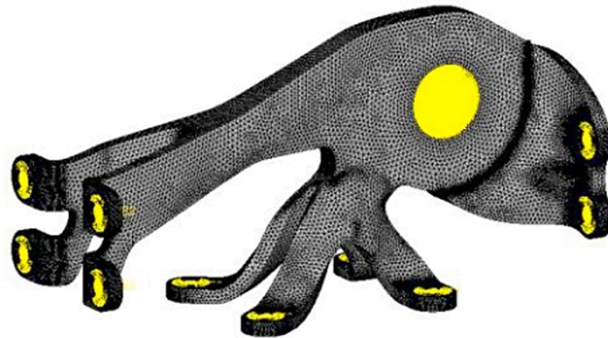


Fig. 3.15 Matricea de rigiditate a piesei optimizate [4]

Repartizarea tensiunii echivalente von Mises înainte și după optimizarea topologică poate fi observată, la rândul ei, cu ajutorul Fig. 3.23 și Fig. 3.24.

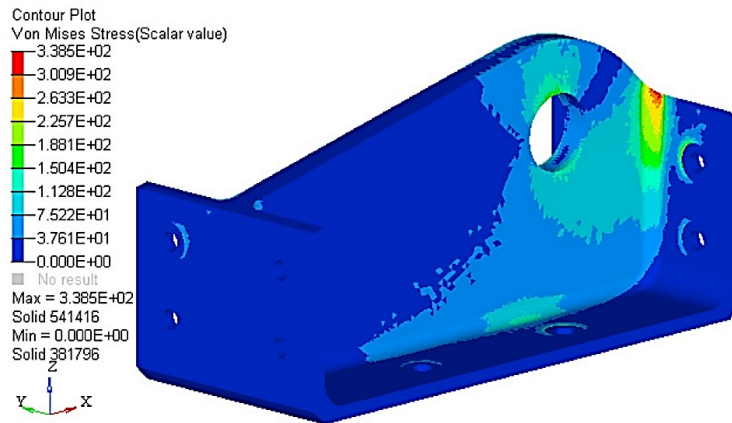


Fig. 3.16 Repartizarea tensiunii echivalente Von Mises în cadrul piesei neoptimizate topologic [4]

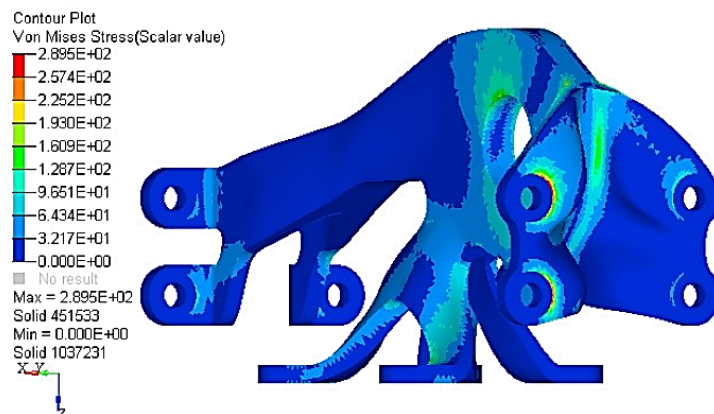


Fig. 3.17 Repartizarea tensiunii echivalente Von Mises în cadrul piesei optimizate topologic [4]

Se menționează că volumul total de material a scăzut cu 54%, fapt ce a condus la o reducere a masei piesei cu 28%. De menționat este faptul că materialul s-a schimbat cu unul superior, și

anume, s-a făcut trecerea de la aliajul de aluminiu 7050-T7451 la aliajul de titan Ti6Al4V, acest fapt dublând, de asemenea, și valoarea coeficientului de siguranță.

3.6 Etrier de frânare optimizat topologic

S-a pornit de la ideea sporirii performanțelor în timpul frânării unui autoturism de tip formula Student Design, organizată de *SAE International*, prin creșterea cantității de căldură disipată de sistemul de frânare al acestuia.

Obiectivele sunt următoarele [16]:

- media temperaturii absolute din proximitatea suprafeței de fricțiune a garniturii de fricțiune din interiorul etrierului nou, trebuie să fie cel puțin cu 10% mai mică față de aceeași medie a etrierului vechi;
- media temperaturii absolute din interiorul cilindrilor de frânare, din etrierul nou, trebuie să fie cu cel puțin 5% mai mică față de aceeași medie a temperaturii absolute din interiorul cilindrilor de frânare din etrierul vechi, și, de asemenea, disiparea căldurii rezultate din timpul frânării trebuie să fie uniformă, fără zone fierbinți;
- deplasarea axială a etrierului, rezultată în urma reacțiunilor dintre garnitura de fricțiune și discul de frânare, nu trebuie să depășească 0,9 [mm];
- masa totală a etrierului nou trebuie să fie cu cel puțin 10% redusă față de etrierul de frânare folosit inițial;

Cu ajutorul **Fig. 3.25** s-a reprezentat grafic repartizarea forțelor care vor fi folosite în simularea numerică. Astfel încât:

- forțele axiale vor fi aplicate în interiorul cilindrilor de frânare;
- forța tangențială va fi generată de momentul de frecare dintre discul de frânare și garnitura de fricțiune;

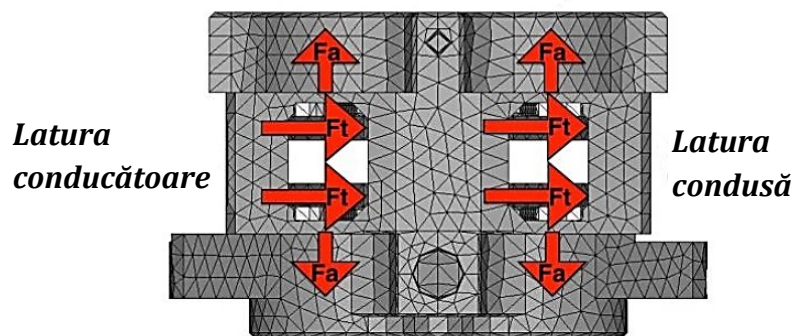


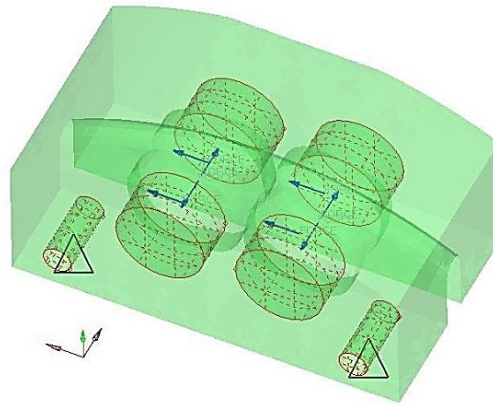
Fig. 3.25 Reprezentarea forțelor axiale și tangențiale din etrierul de frânare [16]

Pentru fabricarea etrierului de frânare au fost comparate caracteristicile următoarelor două aliaje, și anume, AlSi10Mg, respectiv Ti64. Limita de curgere a aliajului de aluminiu devine astfel $R_{p0,2} = 250 \pm 15$ [MPa], iar modulul de elasticitate $E = 70 \pm 10$ [GPa]. Densitatea aliajului de aluminiu este de $\rho_{Al} = 2,68$ [g/cm³], în timp ce densitatea aliajului de titan este $\rho_{Ti} = 4,41$ [g/cm³], limita de elasticitate a aliajului de titan fiind de patru ori mai mare decât cea a aliajului din aluminiu. Aliajul din aluminiu conferă însă proprietăți termice sporite. În acest sens, prezintă interes valorile conductivității termice care se regăsesc în **Tab. 3.2** [16], în care sunt prezentate, în mod comparativ, proprietățile materialelor folosite la fabricarea produsului.

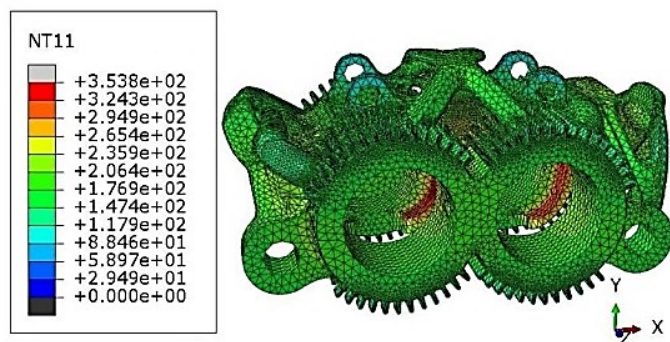
Tab. 3.2 Proprietățile mecanice și termice ale etrierului analizat [16]

Material	AlSi10Mg	Ti64
Limita de curgere $R_{p0,2}$	250 ± 15 [MPa]	1055 ± 50 [MPa]
Modulul de elasticitate E	70 ± 10 [GPa]	110 ± 10 [GPa]
Temperatura de operare pe termen îndelungat	Fără date înregistrate	350 [°C]
Conductivitatea termică k	111 ± 5 [W/m°C]	$7,2 \pm 5$ [W/m°C]
Densitatea ρ	2,68 [g/cm ³]	4,41 [g/cm ³]

În continuarea analizei, regiunile limită unde algoritmul poate îndepărta sau adăuga material pot fi vizualizate grafic cu ajutorul **Fig. 3.26**, în care volumul alocat spațiului de design este evidențiat cu verde [16].

**Fig. 3.26** Reprezentarea grafică a volumului alocat spațiului de design [16]

Pe de altă parte, în vederea validării performanțelor noului model de etrier, s-au efectuat noi analize termice, rezultatul lor fiind evidențiat cu ajutorul **Fig. 3.27**. Astfel, se constată că temperatura medie în zona garniturilor de fricțiune variază între 340 [°C] și 305 [°C]. Temperatura medie a fost redusă, pe această cale, cu 7% față de designul inițial, iar temperatura medie de-a lungul cilindrilor de frânare a scăzut, de asemenea, de la 268 [°C] la 233 [°C]. În egală măsură se pot observa regiunile de culoare roșie, ce semnifică acele regiuni unde garniturile de fricțiune se află în contact cu discul de frânare.

**Fig. 3.27** Analiza termică a etrierului de frânare aflat într-un stadiu avansat de proiectare [16]

Capitolul 4

Optimizarea prin metode topologice a principalelor componente ale motoarelor cu combustie internă utilizate în propulsia autovehiculelor

4.1 Optimizarea prin metode topologice a pistonului

4.1.1 Estimarea parametrilor funcționali și simularea ciclului de lucru al motorului

Prin această abordare s-a studiat impactul pe care îl are optimizarea topologică asupra pistonului din motorul cu combustie internă al unui automobil convențional sau hibrid – electric. Astfel, pornind de la simularea ciclului motorului, s-a ajuns la calculul organologic, după care s-a efectuat o analiză clasică cu elemente finite în vederea stabilirii valorilor de referință. Odată stabilite valorile de referință, pistonul a fost optimizat topologic. În cadrul algoritmului de lucru, geometria obținută a fost din nou supusă unei simulări cu elemente finite, iar rezultatele obținute în urma noii simulări au fost comparate cu rezultatele de referință, stabilite anterior.

În acest context, pentru dezvoltarea simulării s-au ales drept parametri de intrare următorii itemi: diametrul pistonului $D = 70$ [mm], cursa pistonului $S = 71$ [mm] și turația nominală $n_{mot} = 6000$ [rpm], valorile aferente calculelor fiind prezentate în **Anexa 2**. Folosind aceste date de intrare s-a putut genera atât ciclul de funcționare al motorului, prezentat în **Fig. 4.1**, cât și graficul repartiției presiunii din cilindru, în funcție de unghiul dintre manivelă și axa verticală, α , respectiv, $p_{cil} = f(\alpha)$, vizibil în **Fig. 4.2**.

Forța de presiune a gazelor din cilindru, F_p , se poate calcula utilizând relația:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p_z - p_{cart}) \rightarrow F_p = 26707 \text{ [N]} \quad (4.1)$$

unde, așa cum s-a arătat, D este diametrul pistonului considerat egal cu cel al cilindrului, unde p_z este, după cum s-a arătat, presiunea maximă a gazelor din cilindru iar p_{cart} este presiunea gazelor din carter care lucrează pe partea interioară a capului pistonului. Aceasta, în mod uzual, are valoarea de 0,1 [MPa] [25].

Forța de inerție a maselor aflate în mișcare translație, F_i , se poate calcula utilizând următoarea relație [25, 9]:

$$F_i = -m_p j_p \rightarrow F_i = -5487 \text{ [N]} \quad (4.2)$$

unde m_p este suma maselor pistonului, segmentilor și bolțului, iar j_p este accelerația pistonului.

Forța rezultantă maximă, F_{RMAX} , în punctul $\alpha = 370$ [°RAC]:

$$F_{RMAX} = F_p + F_i = 21220 \text{ [N]} \quad (4.3)$$

Pentru $\alpha = 370$ [°RAC], unghiul la care forțele sunt maxime, vor rezulta următoarele valori:

$$\begin{cases} F_B = 21616,2 \text{ [N]} \\ F_N = 4115,2 \text{ [N]} \end{cases} \quad (4.4)$$

Aceste două forțe servesc drept parametri de intrare pentru primul set de simulări ale pistonului. În setul secund de simulări s-a studiat posibilitatea optimizării topologice a unui piston, în condițiile unei presiuni maxime din cilindru cu valoarea de 9 [MPa], o presiune specifică, în general, motoarelor cu ardere internă supraalimentate.

Pentru o mai bună sistematizare a procesului de optimizare topologică a pistonului, adoptat în cadrul acestei lucrări, în continuare se prezintă ipoteze utilizate, notate generic, **IPT_P1**, ..., **IPT_P5**, cuantificate sub forma datelor de intrare folosite pentru simulările prin metoda elementelor finite.

IPT_P1: Constrângeri structurale:

Pistonul a fost constrâns pe direcție radială cât și pe direcție axială.

IPT_P2: Solicitări mecanice:

IPT_P2.1: Forța rezultantă a fost descompusă în două forțe. Una repartizată în axa bielei, la unghiul β , atunci când unghiul α este la 370 [°RAC]. A doua forță aplicată este forța normală la axa cilindrului. Această forță a fost aplicată perpendicular pe axa bolțului, în planul secțiunii longitudinale;

IPT_P2.2: În această ipoteză s-a utilizat presiunea maximă, p_z , de 9 [MPa], presiune ce apare în mod uzual, așa cum s-a arătat anterior, în motoarele cu ardere internă supraalimentate.

IPT_P3: Materialul din care este fabricat pistonul:

Sub acest aspect a fost adoptat un material care să reziste la amplitudinea forțelor la care este supus și, de asemenea, să fie ușor de prelucrat. Pentru acest caz s-a ales aliajul de aluminiu Al7075.

IPT_P4: Procentul de reducere al masei:

Pentru optimizarea topologică a pistonului, în ambele scenarii de simulare, s-a optat pentru reducerea graduală a masei acestuia, începând cu 1% și continuând până la reducerea masei inițiale cu 5%.

IPT_P5: Temperaturile aplicate în capul pistonului:

IPT_5.1: În această ipoteză, pentru fidelitatea datelor obținute în cadrul simulării, s-a aplicat temperatura de 518,15 [K] pe suprafața exterioară a capului pistonului;

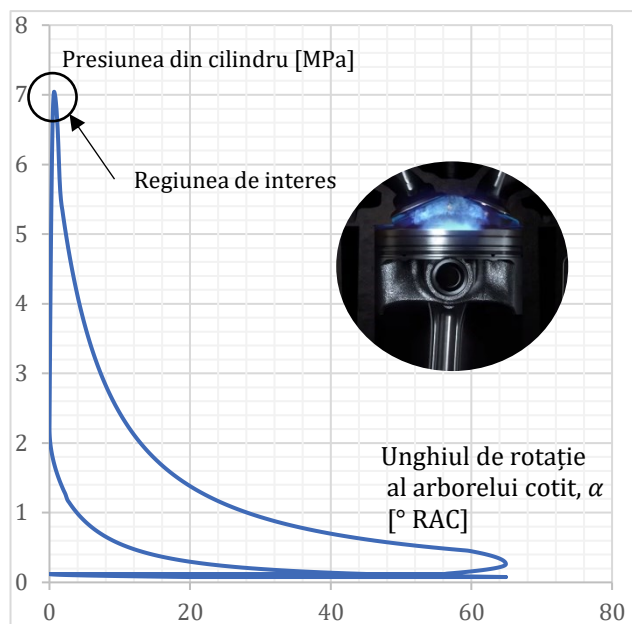


Fig. 4.1 Ciclul de funcționare al motorului [18]

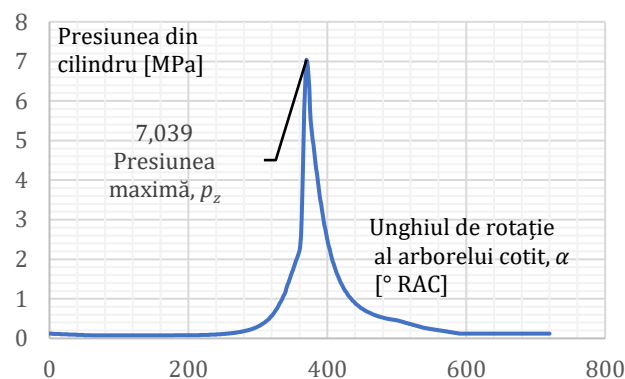


Fig. 4.2 Diagrama $p_{cil} = f(\alpha)$ [18]

IPT_5.2: În ipoteza curentă s-a aplicat temperatura de 522,15 [K] pe suprafața exterioară a capului pistonului, temperatură ușor crescută din cauza faptului că presiunea din interiorul camerei de ardere este mai ridicată.

Optimizarea topologică presupune, în acest caz, un set de calcule care determină forma optimă a piesei, în funcție de constrângerile impuse [35]. Reprezentările grafice ale pistonului care va fi optimizat topologic se regăsesc în **Fig. 4.3** și **Fig. 4.4**.

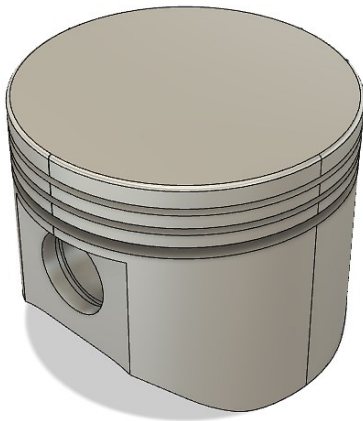


Fig. 4.3 Modelul CAD de piston optimizat topologic [21]

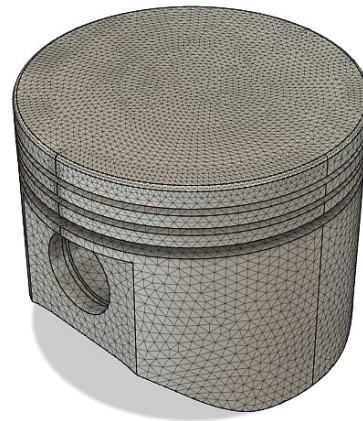


Fig. 4.4 Matricea de discretizare a pistonului optimizat topologic [21]

4.1.2 Determinarea performanței inițiale a pistonului cu ajutorul analizei de tip FEA

Rezultatele obținute în ambele ipoteze analizate au fost centralizate în tabelul **Tab. 4.1**.

Tab. 4.1 Centralizarea rezultatelor obținute pentru ipotezele **IPT_P2.1** și **IPT_P2.2** [21]

Ipoteza de analiză	F_{SigMin_Piston}	$\sigma_{EchivVM_Piston}$ [MPa]	d_{Piston} [mm]	ϵ_{Piston}	∇T_{Piston} [K/mm]
IPT_P2.1	2,47	58,7	0,245	0,00748	3,15
IPT_P2.2	1,94	74,4	0,2486	0,007633	3,48

Așa cum s-a evidențiat și în figurile anterioare, notațiile din tabel au semnificațiile descrise mai jos. Astfel, F_{SigMin_Piston} este factorul de siguranță minim, $\sigma_{EchivVM_Piston}$ este tensiunea echivalentă maximă Von Mises, d_{Piston} este deplasarea maximă, ϵ_{Piston} este alungirea maximă, iar ∇T_{Piston} este gradientul termic. Factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Piston} , reprezintă un parametru esențial în proiectarea structurală, acesta având drept scop garantarea siguranței în exploatare a componentei sau a sistemului conceput, în fața variabilităților spectrului posibil de solicitări. Acest factor, exprimat sub forma unui raport între rezistența calculată a materialului sau a sistemului, și solicitarea aplicată, asigură o marjă adecvată de rezistență, prevenindu-se astfel eșecurile premature. Se menționează că gradientul termic reprezintă în acest caz, așa cum se știe, variația globală a temperaturii pistonului pe unitatea de lungime, exprimată în [K/mm]. Aceasta descrie în ce direcție și în ce ritm temperatura se schimbă în jurul unei anumite regiuni [5]. Se menționează că tabelul **Tab. 4.1**, la nivelul parametrilor $\sigma_{EchivVM_Piston}$, d_{Piston} , ϵ_{Piston} și ∇T_{Piston} , redă valorile numerice maxime, reieșite din analizele efectuate.

4.1.3 Optimizarea topologică a pistonului și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării

Continuând procesul de optimizare topologică, masa pistonului a fost penalizată, în partea inferioară a fustei, în mod succesiv, cu procente de 1%, 2%, 3%, 4% și 5%. În acest context, rezultatele optimizării, la nivelul geometriei pistonului, pentru reducerile masice adoptate, sunt expuse prin intermediul Fig. 4.5, Fig. 4.6, Fig. 4.7, Fig. 4.8 și Fig. 4.9.

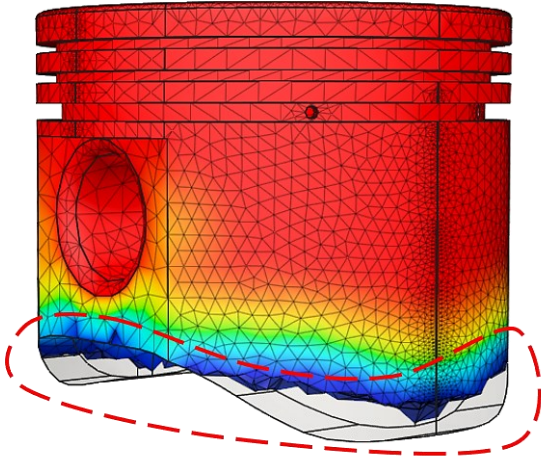


Fig. 4.1 Piston redus masic cu 1% [21]

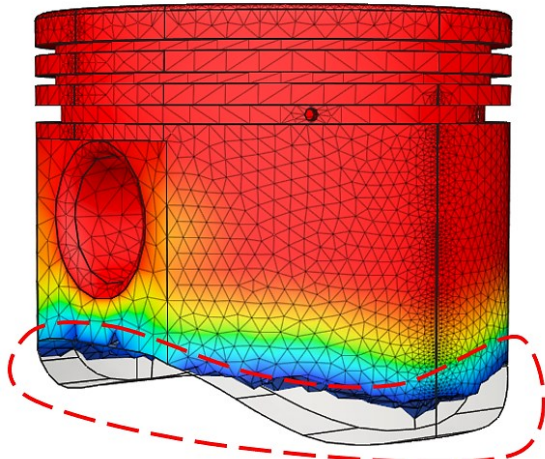


Fig. 4.6 Piston redus masic cu 2% [21]

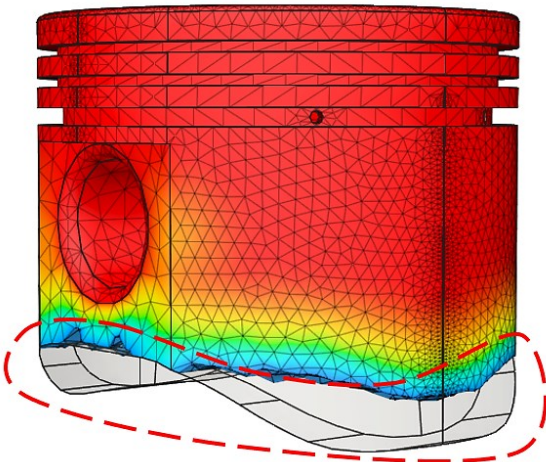


Fig. 4.7 Piston redus masic cu 3% [21]

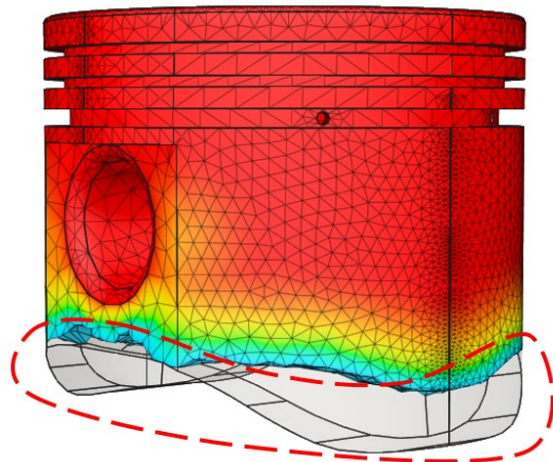


Fig. 4.8 Piston redus masic cu 4% [21]

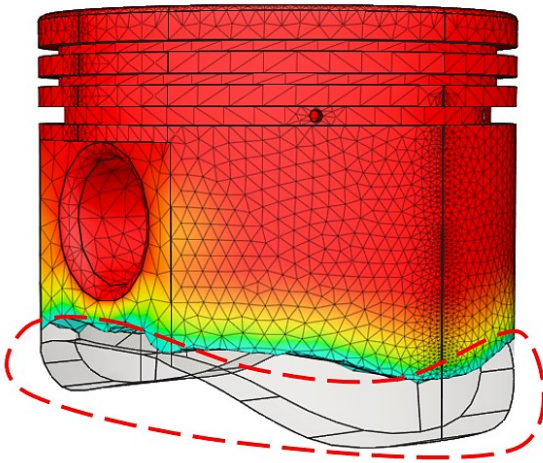


Fig. 4.9 Piston redus masic cu 5% [21]

În cadrul algoritmului de optimizare topologică, adoptat de autor, pentru fiecare scenariu de încărcare, care la rândul său poate avea 5 opțiuni de reducere masică, s-a reefectuat simularea inițială, urmărindu-se variația parametrilor principali. Rezultatele simulărilor, în valori absolute, sunt centralizate și prezentate cu ajutorul tabelului **Tab. 4.2**. Se menționează că în cea de a doua coloană, parametrul δ_m reprezintă procentul de reducere masică sau de penalizare a masei pistonului.

Abaterile procentuale ale parametrilor principali, față de valorile obținute la pistonul cu geometria inițială, s-a centralizat și expus în tabelul **Tab. 4.3**

Tab. 4.2 Centralizarea rezultatelor obținute după reefectuarea simulărilor cu elemente finite [21]

Ipoteza de analiză	δ_m [%]	F_{SigMin_Piston}	$\sigma_{EchivVM_Piston}$ [MPa]	d_{Piston} [mm]	ε_{Piston}	∇T_{Piston} [K/mm]
IPT_P2.1	1%	2,27	63,6	0,247	0,00747	3,82
	2%	2,32	62,3	0,242	0,00747	3,53
	3%	2,32	61,1	0,263	0,00747	3,60
	4%	2,45	59,1	0,262	0,00747	3,54
	5%	2,44	59,4	0,260	0,00747	3,52
IPT_P2.2	1%	1,80	80,3	0,248	0,00761	4,34
	2%	1,83	79,1	0,244	0,00761	4,08
	3%	1,86	77,5	0,265	0,00761	4,16
	4%	1,93	75,1	0,264	0,00761	4,09
	5%	1,92	75,4	0,262	0,00761	4,07

Tab. 4.3 Centralizarea abaterilor procentuale ai principalilor parametri studiați [21]

Ipoteza de analiză	δ_m [%]	ΔF_{SigMin_Piston} [%]	$\Delta \sigma_{EchivVM_Piston}$ [%]	Δd_{Piston} [%]	$\Delta \varepsilon_{Piston}$ [%]	$\Delta (\nabla T_{Piston})$ [%]
IPT_P2.1	1%	-7,73%	+8,36%	+0,57%	-0,09%	+21,29%
	2%	-5,91%	+6,27%	-1,22%	-0,09%	+12,07%
	3%	-5,79%	+4,10%	+7,25%	-0,09%	+14,29%
	4%	-0,81%	+0,80%	+6,80%	-0,09%	+12,42%
	5%	-1,21%	+1,23%	+6,23%	-0,09%	+11,75%
IPT_P2.2	1%	-7,24%	+7,80%	+0,08%	-0,29%	+24,76%
	2%	-5,96%	+6,31%	-1,69%	-0,25%	+17,38%
	3%	-4,01%	+4,13%	+6,68%	-0,29%	+19,71%

	4%	-0,87%	+0,86%	+6,36%	-0,26%	+17,72%
	5%	-1,28%	+1,26%	+5,71%	-0,18%	+17,04%

Analizând rezultatele obținute în urma simulărilor, se remarcă faptul că valoarea minimă a factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Piston} , are cea mai redusă abatere față de valoarea inițială, centralizată în tabelul **Tab. 4.1**, atunci când $\delta_m = 4[\%]$, în cazul ipotezei **IPT_P2.1**. În mod similar, tensiunea echivalentă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Piston}$, prezintă cea mai mică deviere față de valoarea inițială, în situația în care $\delta_m = 4[\%]$, de asemenea, în cazul ipotezei **IPT_P2.1**. Din datele centralizate ale simulărilor, se constată că alungirea, ε , suferă modificări neglijabile, în ambele ipoteze de simulare. Această valoare pare să fie constantă, indiferent de variația lui δ_m , în principal datorită faptului că precizia de calcul a programului de simulare nu afișează valori dincolo de a cincea zecimală. Prin urmare, putem considera că modificările de ordinul sutimilor de mii sunt neglijabile în acest caz. În schimb, deplasarea maximă, d , are parte de cele mai mari aprecieri în ambele ipoteze de simulare. În cazul ipotezei **IPT_P2.1**, atunci când $\delta_m = 3[\%]$, valoarea lui d crește cu 7,25%, iar în cazul ipotezei **IPT_P2.2**, atunci când $\delta_m = 3[\%]$, deplasarea maximă d se apreciază cu 6,68%. De asemenea, conform datelor prezentate în tabelul **Tab 4.3**, reiese faptul că abaterea gradientului termic, $\Delta(\nabla T_{Piston})$, față de valoarea inițială, pentru ambele ipoteze de încărcare, are valoarea cea mai mare atunci când $\delta_m = 1[\%]$.

Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Piston} , pentru ambele ipoteze analizate, a fost reprezentată grafic, în funcție de procentul de reducere al masei, prin intermediul **Fig. 4.10** și **Fig. 4.11**.

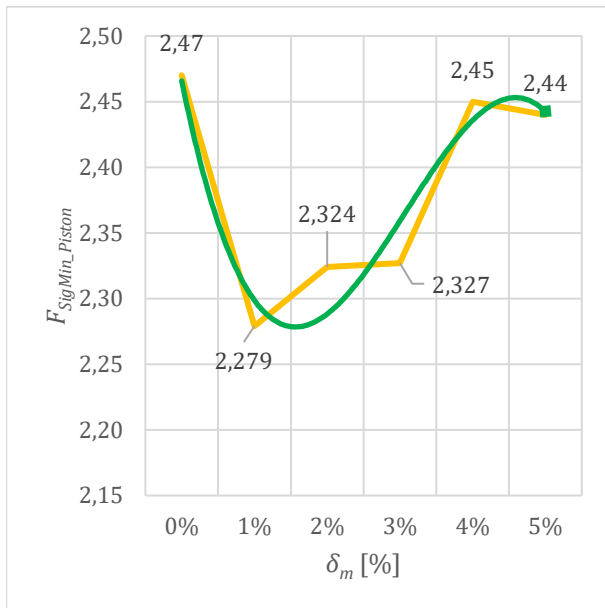


Fig. 4.10 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Piston} , **IPT_P2.1** [21]

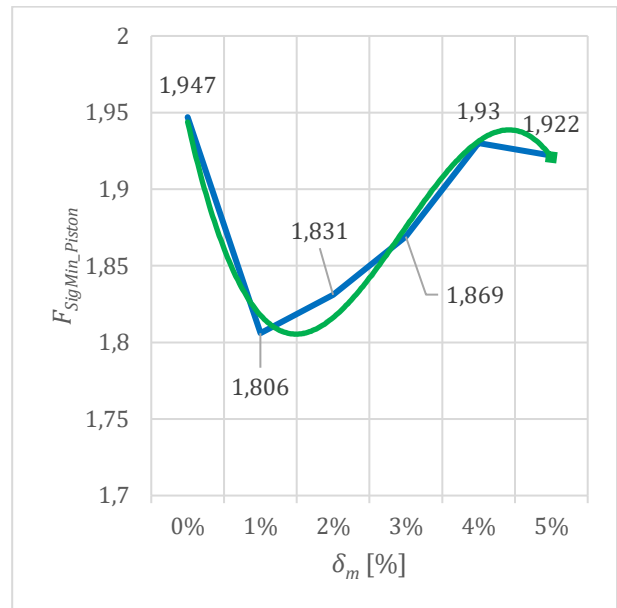


Fig. 4.2 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Piston} , **IPT_P2.2** [21]

În același timp, variația deplasărilor maxime d , cât și a alungirilor ε , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , a fost reprezentată cu ajutorul **Fig. 4.12** și **Fig.4.13**:

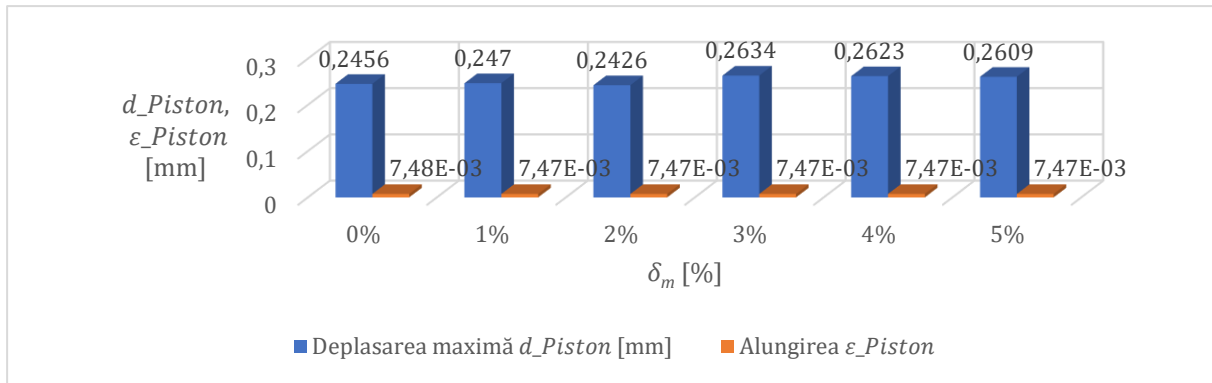


Fig. 4.12 Variația deplasărilor d și a alungirilor ϵ , IPT_P2.1 [21]

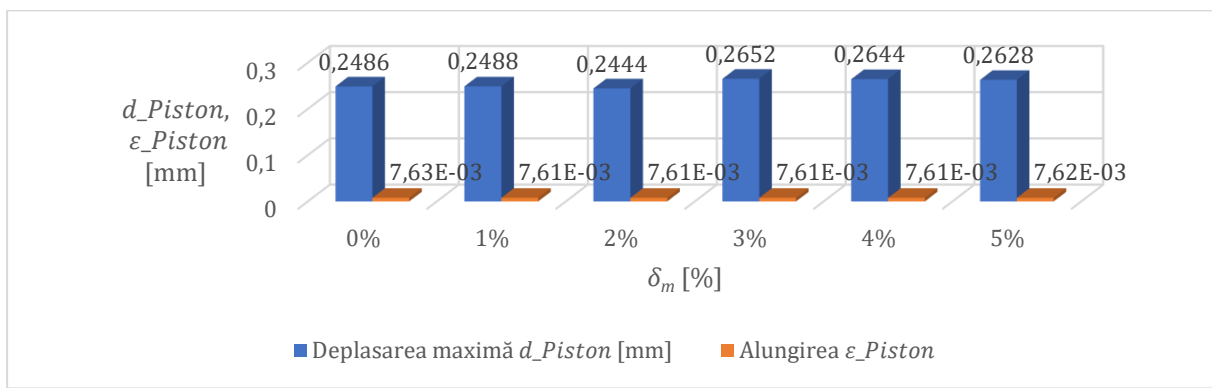


Fig. 4.13 Variația deplasărilor d și a alungirilor ϵ , IPT_P2.2 [21]

Variația tensiunii echivalente, $\sigma_{EchivVM_Piston}$, în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 4.14 și Fig. 4.15.

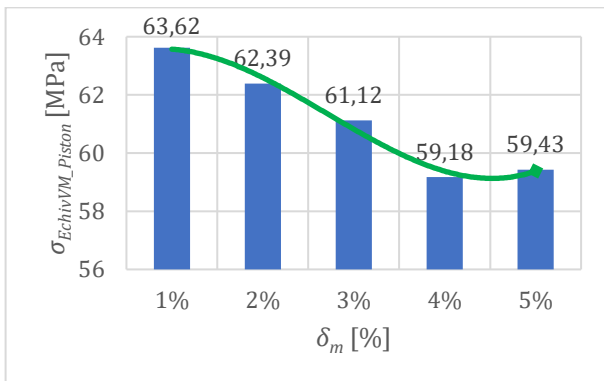


Fig. 4.14 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Piston}$, IPT_P2.1 [21]

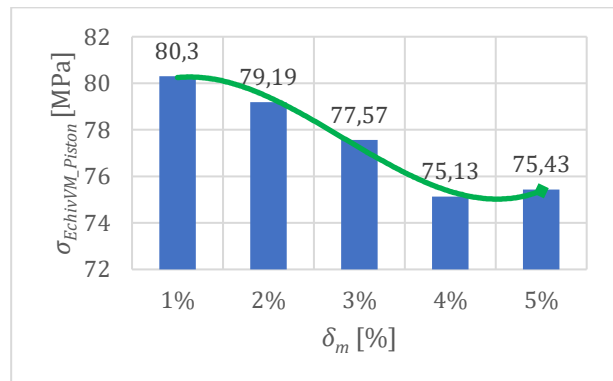


Fig. 4.15 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Piston}$, IPT_P2.2 [21]

Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente, $\Delta\sigma_{EchivVM_Piston}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 4.16 și Fig. 4.17.

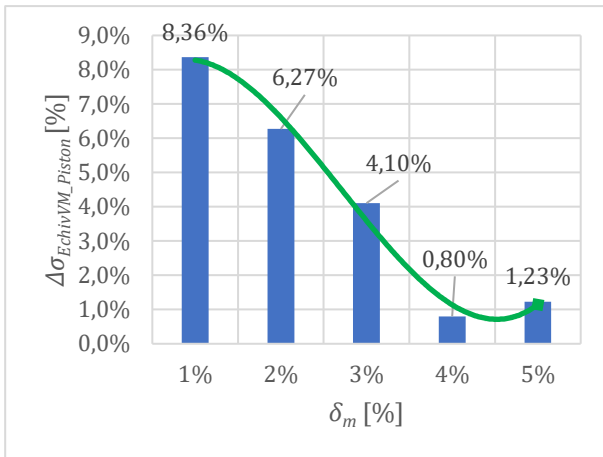


Fig. 4.16 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Piston}$, IPT_P2.1 [21]

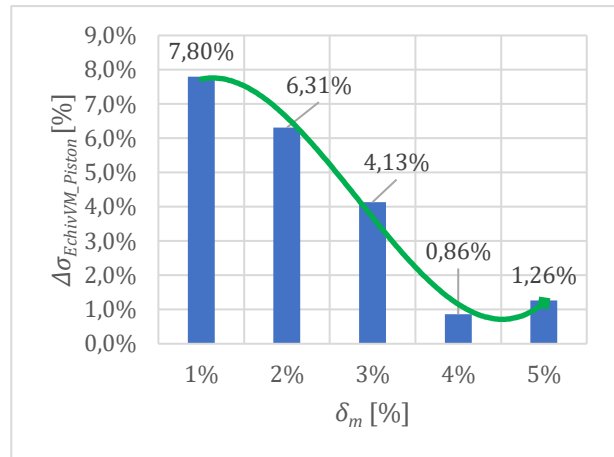


Fig. 4.17 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Piston}$, IPT_P2.2 [21]

Variația alungirii, ε_{Piston} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.18 și Fig. 4.19.

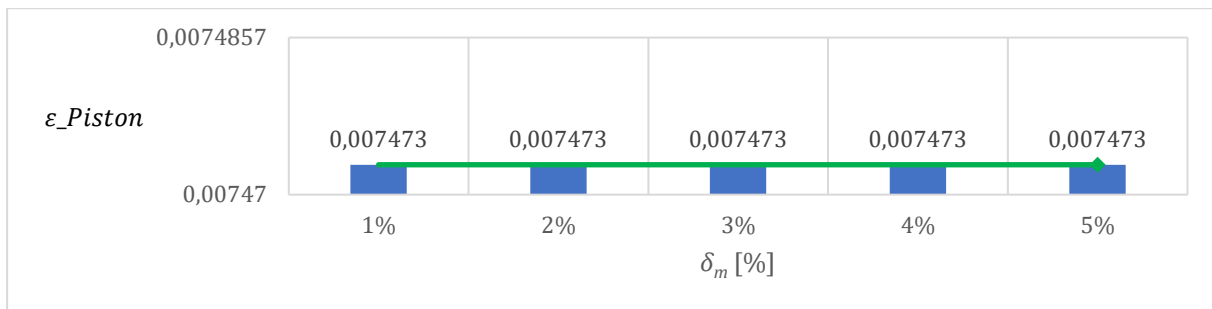


Fig. 4.18 Variația alungirii, ε_{Piston} , IPT_P2.1 [21]

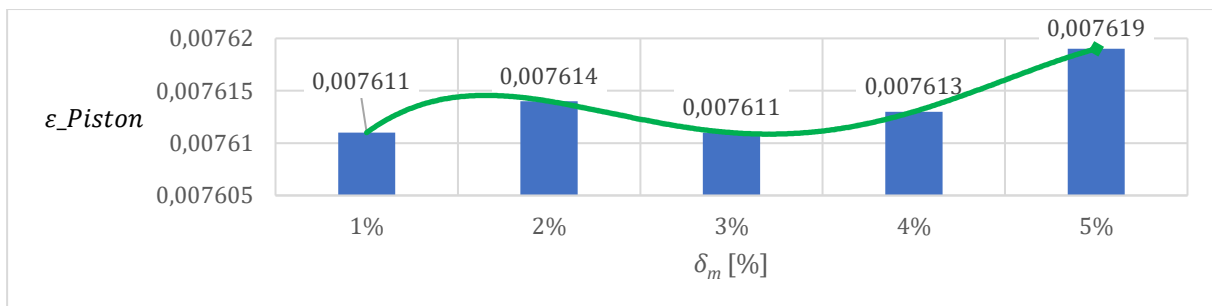


Fig. 4.19 Variația alungirii, ε_{Piston} , IPT_P2.2 [21]

Variația abaterii procentuale a valorilor alungirii, $\Delta\varepsilon_{Piston}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.20 și Fig. 4.21.

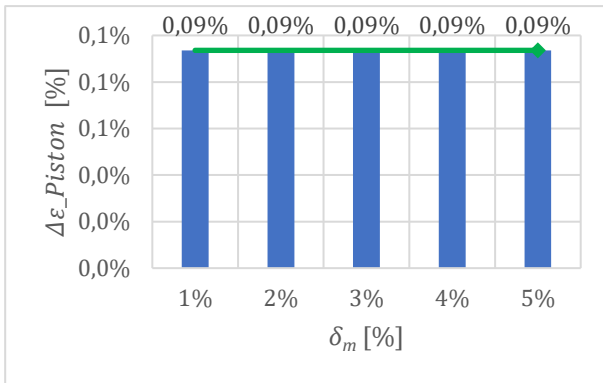


Fig. 4.20 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta \varepsilon_{Piston}$, IPT_P2.1 [21]

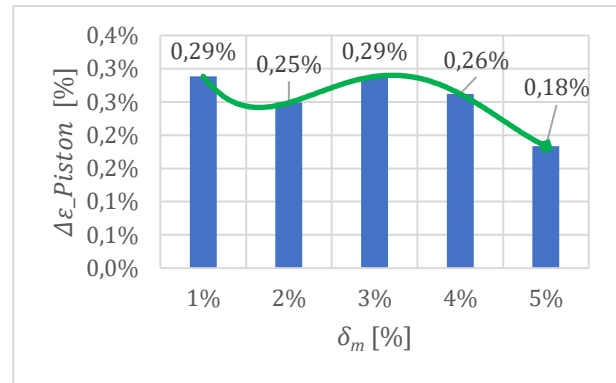


Fig. 4.21 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta \varepsilon_{Piston}$, IPT_P2.2 [21]

Variația deplasării maxime, d_{Piston} , în valori absolute, în funcție de procentul de penalizare al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.22 și Fig. 4.23.

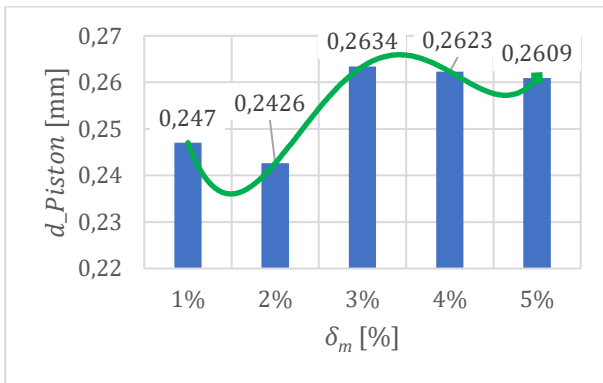


Fig. 4.22 Variația deplasării maxime, d_{Piston} , IPT_P2.1 [21]

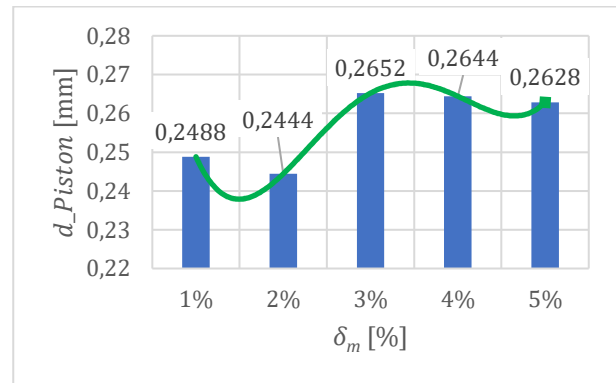


Fig. 4.23 Variația deplasării maxime, d_{Piston} , IPT_P2.2 [21]

Variația abaterii a deplasării maxime, Δd_{Piston} , exprimate procentual în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.24 și Fig. 4.25.

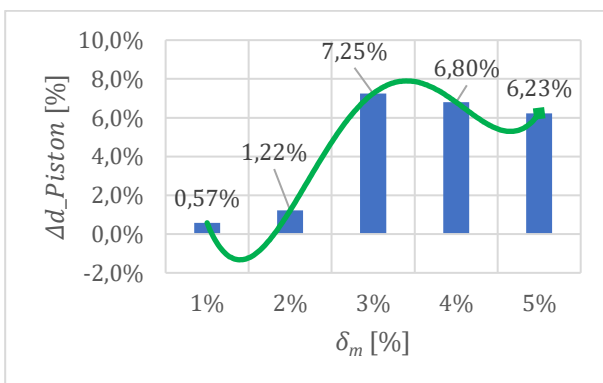


Fig. 4.24 Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Piston} , IPT_P2.1 [21]

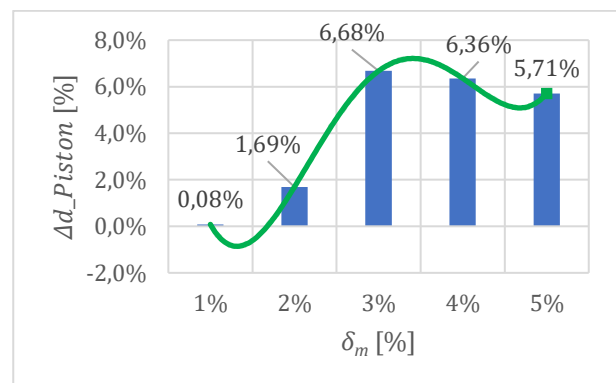


Fig. 4.25 Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Piston} , IPT_P2.2 [21]

În continuarea analizei realizate în cadrul optimizării topologice a pistonului, s-a considerat oportună prezentarea, în egală măsură, a variației abaterilor procentuale ale gradientului

termic, $\Delta(\nabla T_{Piston})$, funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , corespunzătoare celor două ipoteze adoptate, **IPT_P2.1** respectiv, **IPT_P2.2**. Aceste variații pot fi vizualizate prin intermediul **Fig. 4.26** și **Fig.4.27**.

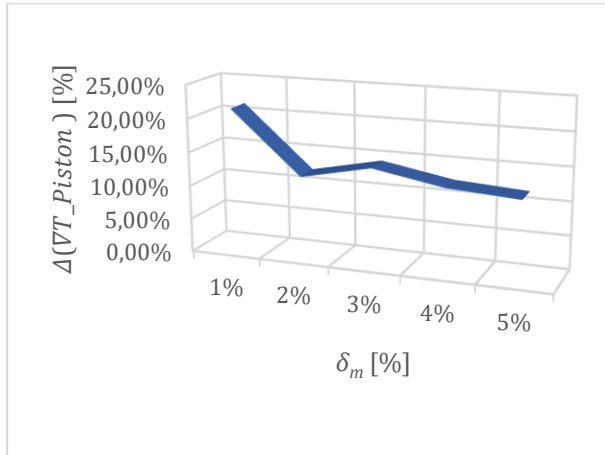


Fig. 4.26 Variația abaterii procentuale a gradientului termic, $\Delta(\nabla T_{Piston})$, **IPT_P2.1** [21]

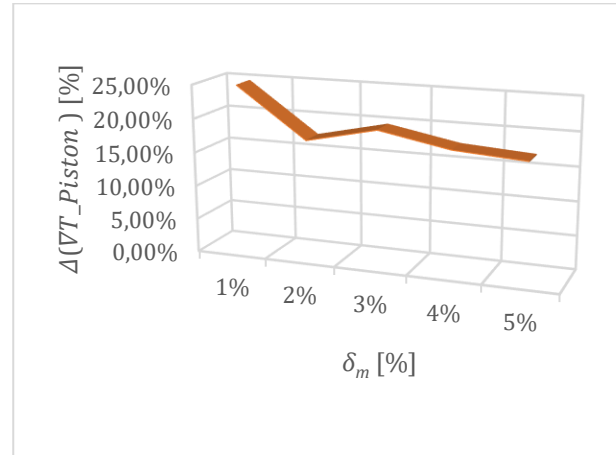


Fig. 4.27 Variația abaterii procentuale a gradientului termic, $\Delta(\nabla T_{Piston})$, **IPT_P2.2** [21]

4.2 Optimizarea prin metode topologice a blocului motor utilizat în propulsia convențională sau de tip hibrid – electric

4.2.1 Determinarea parametrilor specifici și a scenariului de simulare utilizând analiza de tip FEA

Având în vedere tendințele actuale de echipare, mai ales a sistemelor de propulsie hibrid – electrice din componența automobilelor de clasă medie și mare, datorită avantajelor legate de regimurile de funcționare și de fiabilitate, cu motoare de capacitate ridicată, motorul folosit pentru simulare este un motor cu dispunerea cilindrilor în V, cu 8 cilindri.

În cadrul procesului de optimizare topologică a blocului motor, s-au evidențiat, într-un cadru general, ipotezele **IPT_B1**, ..., **IPT_B5**, ipoteze care stau la baza simulărilor cu elemente finite.

Astfel, prima ipoteză, **IPT_B1**, constă în optimizarea topologică a unui bloc motor fabricat dintr-un aliaj hipereutectic de aluminiu, ATC Si18-CuMgNi, care se utilizează la firma producătorului MAHLE, sub denumirea MAHLE 138 [55], matrițat, a cărui limită de curgere, $R_{p0,2}$, la temperatura de 250[°C], este de 140 [MPa].

În continuare, a doua ipoteză, **IPT_B2**, constă în optimizarea unui bloc motor fabricat din fontă cenușie. Acest material este utilizat pe scară largă în industria grea, în principal datorită gradului ridicat de prelucrabilitate, cât și a prețului scăzut. Fonta cenușie are o structură de grafit asemănătoare unui fulg, structură ce facilitează gradul ridicat de prelucrabilitate. Limita de rupere, R_m , la temperatura de 250[°C] este de 150 [MPa] [15].

Ambele simulări evidențiază avantajele și dezavantajele fiecărui tip de material, alături de constrângerile de proiectare caracteristice, cum ar fi gradul de prelucrabilitate, comportamentul la solicitările statice și dinamice, costurile de întreținere, durata de viață, etc. [19, 23, 40, 43, 62]. Pentru stabilirea rezultatelor preliminare s-au folosit, de asemenea, o serie de ipoteze, concretizate în parametri de simulare. Aceste ipoteze sunt descrise mai jos:

IPT_B3: Presiunea din interiorul cilindrului, generată de combustie, a fost adoptată la valoarea de 7 [MPa]. Aceasta a fost aplicată pe suprafața interioară a cilindrului.

IPT_B4: Blocul motor a fost constrâns la baza acestuia, cu o constrângere de tip fix.

IPT_B5: Pentru fidelitatea rezultatelor, pe suprafața interioară a cilindrului a fost aplicată o temperatură de 543,15 [K].

Datorită resurselor hardware limitate a fost posibilă simularea doar la nivelul unui cilindru din cei opt disponibili. Cilindrul simulat este evidențiat cu ajutorul **Fig. 4.28** [19].

Modelul tridimensional al blocului motor care a fost simulat poate fi vizualizat în cadrul **Fig. 4.29** iar modelul discretizat poate fi vizualizat, la rândul său, în cadrul **Fig. 4.30**.

Odată stabiliți toți parametrii de intrare, au fost efectuate simulările cu elemente finite. Primul set de rezultate aparține ipotezei **IPT_B1**, în care s-a folosit aliajul de aluminiu drept material component, iar setul secund de rezultate aparține ipotezei **IPT_B2**, în care s-a folosit fonta cenușie drept material component.

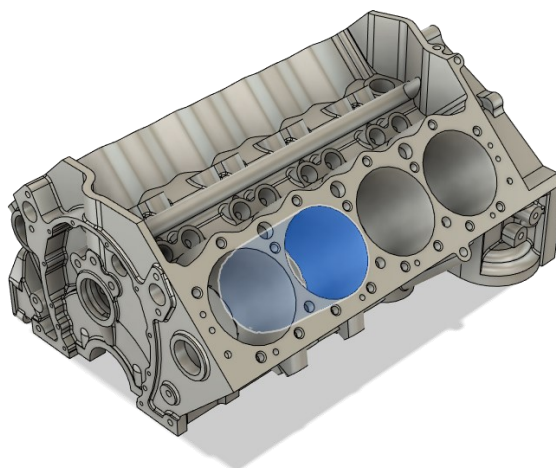


Fig. 4.28 Cilindrul simulat, evidențiat în culoarea albastră [19]



Fig. 4.29 Modelul tridimensional al blocului motor [19]

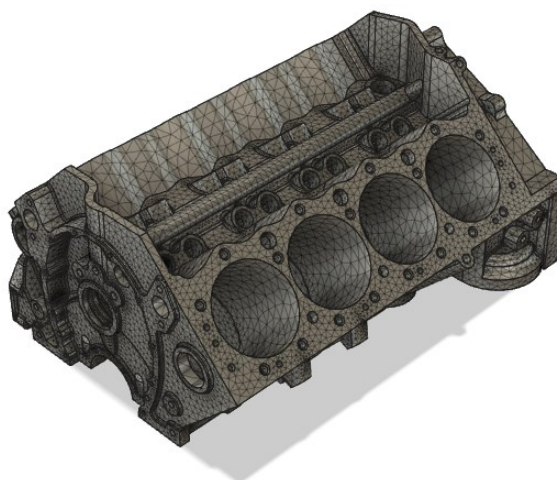


Fig. 4.30 Rețeaua de discretizare aplicată pe modelul tridimensional [19]

Tab. 4.4 Centralizarea rezultatelor obținute pentru ipotezele IPT_B1 și IPT_B2 [19]

Ipoteza de analiză	Materialul utilizat	F_{SigMin_Bloc}	$\sigma_{EchivVM_Bloc}$ [MPa]	d_{Bloc} [mm]	ε_{Bloc}	∇T_{Bloc} [K/mm]
IPT_B1	Aliaj aluminiu ATC Si18-CuMgNi	1,5	96,7	1,832	0,00812	1,564
IPT_B2	Fontă cenușie	1,557	97,4	1,012	0,00488	1,768

În urma analizei acestor rezultate, se poate observa că factorul de siguranță minim F_{SigMin_Bloc} , prezintă valori relativ similare, în ambele ipoteze de simulare, 1,5 pentru **IPT_B1**, respectiv 1,557 pentru **IPT_B2**. Valorile tensiunii echivalente Von Mises $\sigma_{EchivVM_Bloc}$, evidențiază o diferență mică între ipotezele **IPT_B1** și **IPT_B2**, fapt ce denotă o comportare similară a materialelor în ceea ce privește distribuția tensiunilor în blocul motor. În **IPT_B2**, deplasarea maximă d_{Bloc} , este mai mică față de **IPT_B1**, 1,012 [mm] față de 1,832 [mm], aspect ce sugerează faptul că blocul motor fabricat din fontă cenușie prezintă o rigiditate mai mare față de blocul motor fabricat din aliaj de aluminiu. Similar, în cazul alungirii ε_{Bloc} , în **IPT_B2** aceasta are o valoare aproape înjumătățită față de **IPT_B1**, 0,00488 față de 0,00812, reiterându-se faptul că blocul motor fabricat din fontă cenușie este mai rigid. Gradientul termic, ∇T_{Bloc} , are o valoare mai mare în cazul **IPT_B2**, 1,768 [K/mm] față de 1,564 [K/mm], aspect ce este atribuit faptului că fonta cenușie are o conductivitate termică mai mică față de aliajul de aluminiu, 53 [W/mK] pentru fonta cenușie, respectiv 237 [W/mK] pentru aliajul de aluminiu, rezultând astfel un gradient de temperatură mai mare pentru ipoteza **IPT_B2** [24, 66].

Scopul principal al acestei optimizări este reducerea masei blocului motor, păstrându-se totodată și rigiditatea inițială a acestuia.

În această idee, ținându-se cont de ipotezele de simulare menționate anterior, au fost realizate câte trei simulări distincte. Astfel, fiecare simulare are următoarea particularitate:

- reducerea masei inițiale cu 1% și păstrarea rigidității la 100%;
- reducerea masei inițiale cu 2% și păstrarea rigidității la 100%;
- reducerea masei inițiale cu 3% și păstrarea rigidității la 100%;

Rezultatele optimizării la nivelul blocului motor, pentru reducerile masice de 1%, 2% și respectiv 3%, sunt expuse prin intermediul **Fig. 4.31**, **Fig. 4.32** și **Fig. 4.33**.

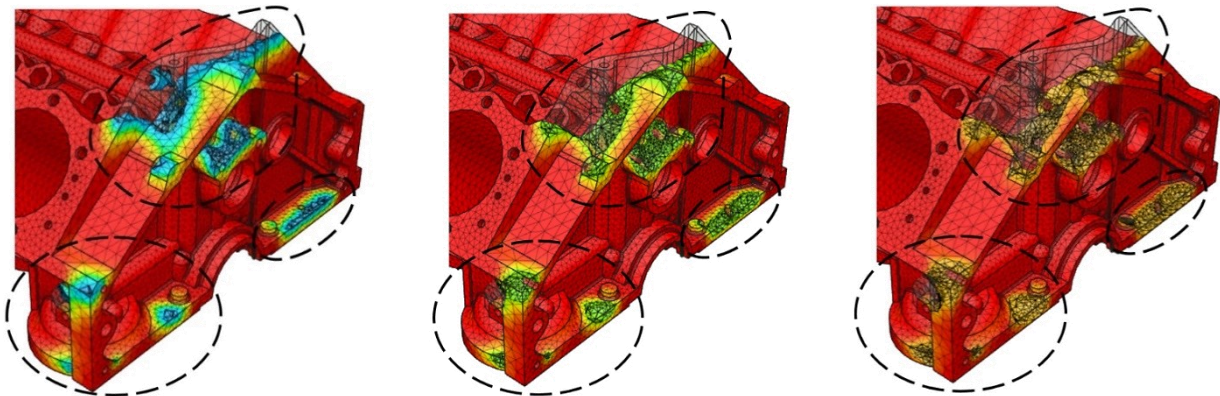


Fig. 4.31 Bloc motor redus masic cu 1% [19] **Fig. 4.32** Bloc motor redus masic cu 2% [19] **Fig. 4.33** Bloc motor redus masic cu 3% [19]

Tab. 4.5 Centralizarea rezultatelor obținute după reefectuarea simulărilor cu elemente finite [19]

Ipozeza de analiză	Materialul utilizat	δ_m [%]	F_{SigMin_Bloc}	$\sigma_{EchivVM_Bloc}$ [MPa]	d_{Bloc} [mm]	ε_{Bloc}	∇T_{Bloc} [K/mm]
IPT_B1	Aliaj aluminiu ATC Si18-CuMgNi	1%	1,394	104	1,831	0,0082	1,153
		2%	1,395	103,9	1,836	0,0082	1,355
		3%	1,389	104,4	1,843	0,0082	1,251
IPT_B2	Fontă cenușie	1%	1,469	103,2	1,012	0,00493	1,385
		2%	1,47	103,2	1,014	0,00493	1,626
		3%	1,468	103,3	1,019	0,00494	1,502

Abaterile procentuale ale acestor parametri, față de valorile specifice blocului motor cu geometria inițială, respectiv masa nepenalizată, s-a centralizat și expus în tabelul **Tab. 4.6**.

Tab. 4.6 Centralizarea abaterilor procentuale ai principalilor parametri studiați [19]

Ipozeza de analiză	Materialul utilizat	δ_m [%]	ΔF_{SigMin_Bloc} [%]	$\Delta \sigma_{EchivVM_Bloc}$ [%]	Δd_{Bloc} [%]	$\Delta \varepsilon_{Bloc}$ [%]	$\Delta(\nabla T_{Bloc})$ [%]
IPT_B1	Aliaj aluminiu ATC Si18-CuMgNi	1%	-7,07%	+7,55%	-0,05%	+0,92%	-26,28%
		2%	-7%	+7,45%	+0,22%	+0,92%	-13,36%
		3%	-7,4%	+7,69%	+0,6%	+0,92%	-20,01%
IPT_B2	Fontă cenușie	1%	-5,65%	+5,94%	0%	+1,17%	-21,66%
		2%	-5,59%	+5,94%	+0,2%	+1,19%	-8,03%
		3%	-5,72%	+6,05%	+0,69%	+1,23%	-15,05%

Analizând rezultatele obținute în urma simulărilor se poate constata că atât pentru ipoteza **IPT_B1**, cât și pentru ipoteza **IPT_B2**, se observă o descreștere a variației factorului de siguranță minim ΔF_{SigMin_Bloc} , față de valorile inițiale, odată cu creșterea procentului de reducere masică δ_m , variația fiind în jurul procentului de -7% pentru **IPT_B1** și -5,5% pentru **IPT_B2**. În mod similar, variația tensiunii echivalente Von Mises $\Delta \sigma_{EchivVM_Bloc}$, crește în mod constant, invers proporțional cu factorul de siguranță minim ΔF_{SigMin_Bloc} , în ambele ipoteze de simulare, variația situându-se în jurul pragului de +7% pentru **IPT_B1** și +6% pentru **IPT_B2**. Variația deplasării maxime Δd_{Bloc} , nu a înregistrat abateri notabile față de valorile inițiale, în ambele ipoteze de simulare. În schimb, variația alungirii $\Delta \varepsilon_{Bloc}$, crește cu aproximativ 1% atât în cazul ipotezei **IPT_B1** cât și în cazul ipotezei **IPT_B2**. În cadrul ipotezei **IPT_B1**, variația gradientul termic $\Delta(\nabla T_{Bloc})$, înregistrează cea mai mare abatere, pentru cazul când $\delta_m = 1\%$, de -26%, aspect ce sugerează un impact semnificativ asupra distribuției temperaturilor din cadrul blocului motor, cât și al comportamentului termic al acestuia. Similar, în cadrul ipotezei **IPT_B2**, cea mai mare abatere a variației gradientului termic $\Delta(\nabla T_{Bloc})$, se înregistrează atunci când $\delta_m = 1\%$, într-un procent de -21%.

Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Bloc} , pentru ambele ipoteze de analiză, a fost reprezentată grafic prin intermediul **Fig. 4.34** și **Fig. 4.35**.

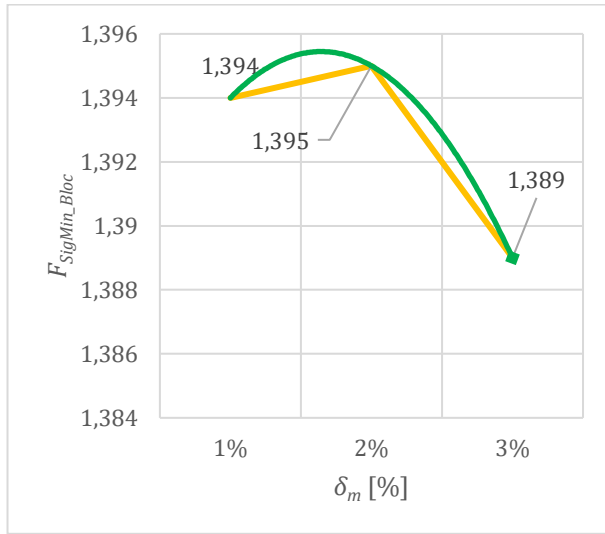


Fig. 4.34 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Bloc} , IPT_B1 [19]

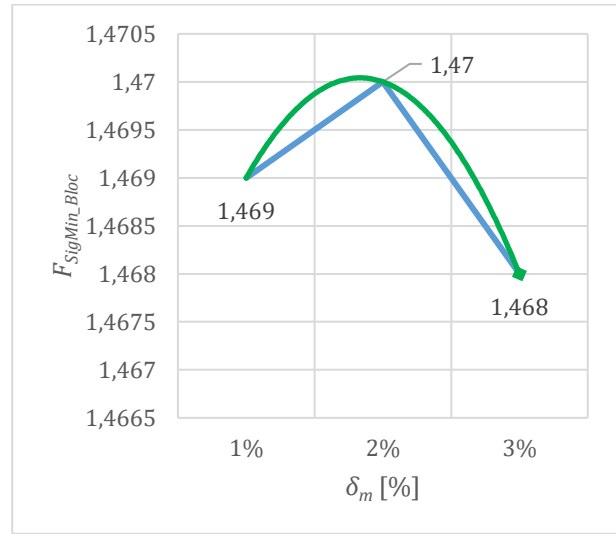


Fig. 4.35 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Bloc} , IPT_B2 [19]

Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Bloc}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , a fost reprezentată vizual cu ajutorul **Fig. 4.36** și **Fig. 4.37**.

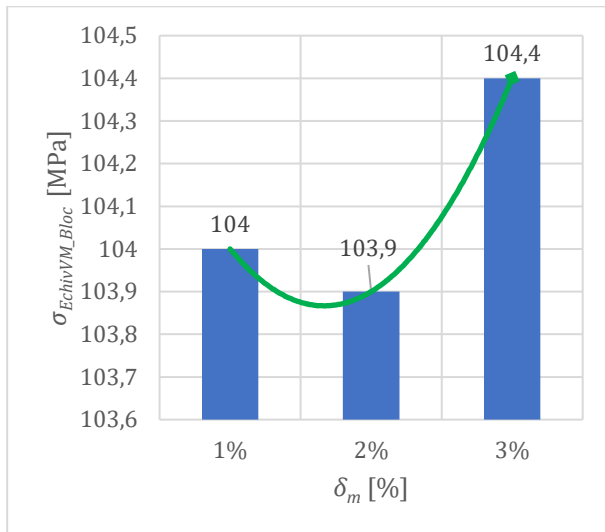


Fig. 4.36 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Bloc}$, IPT_B1 [19]

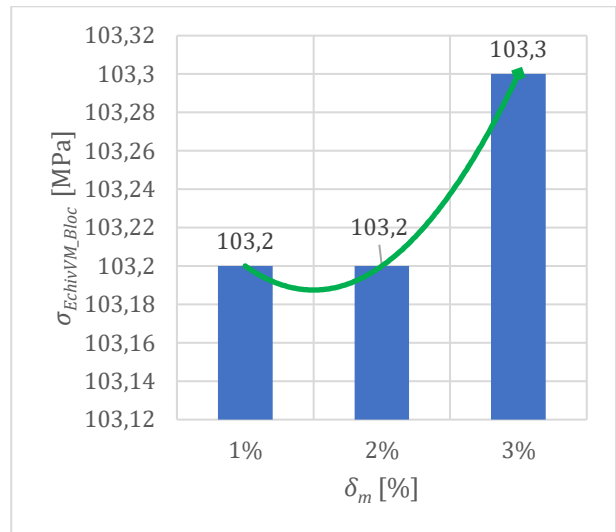


Fig. 4.37 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Bloc}$, IPT_B2 [19]

Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente $\Delta\sigma_{EchivVM_Bloc}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul **Fig. 4.38** și **Fig. 4.39**.

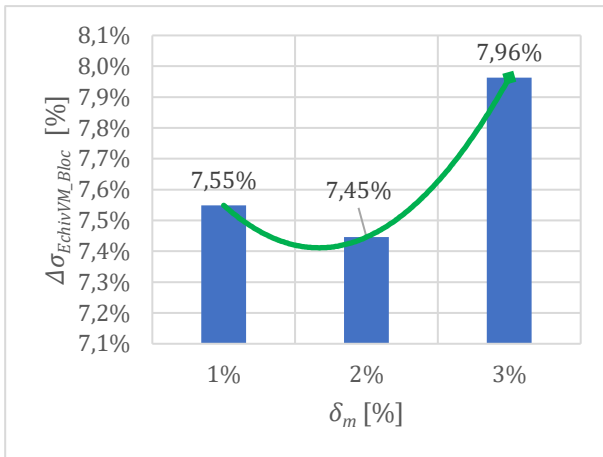


Fig. 4.38 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Bloc}$, IPT_B1 [19]

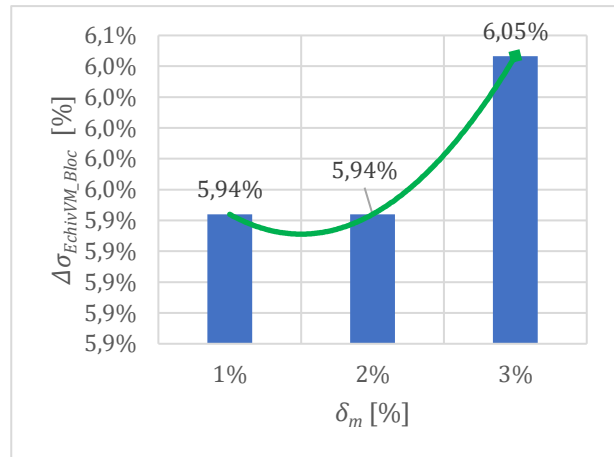


Fig. 4.39 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Bloc}$, IPT_B2 [19]

Variația alungirii, ε_{Bloc} , în valori absolute, în funcție de procentul de penalizare, respectiv de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.40 și Fig. 4.41.

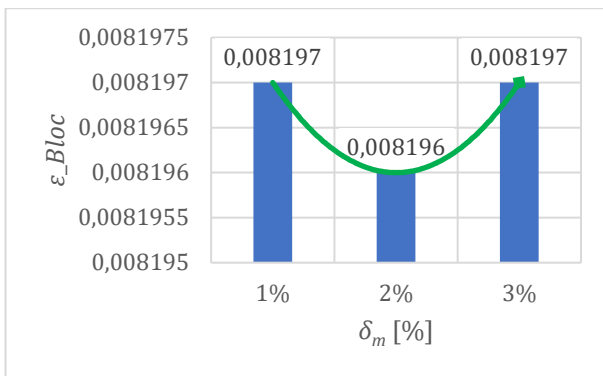


Fig. 4.40 Variația alungirii, ε_{Bloc} , IPT_B1 [19]

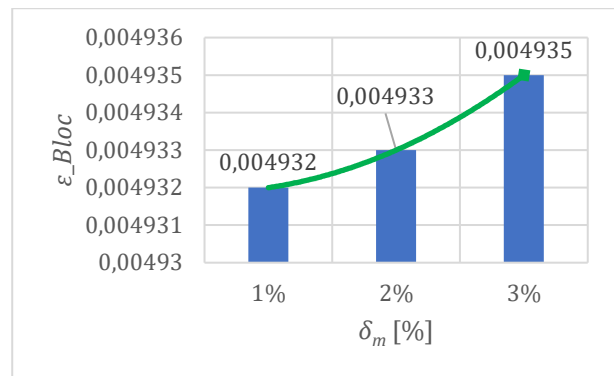


Fig. 4.41 Variația alungirii, ε_{Bloc} , IPT_B2 [19]

În același timp, variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\varepsilon_{Bloc}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.42 și Fig. 4.43.

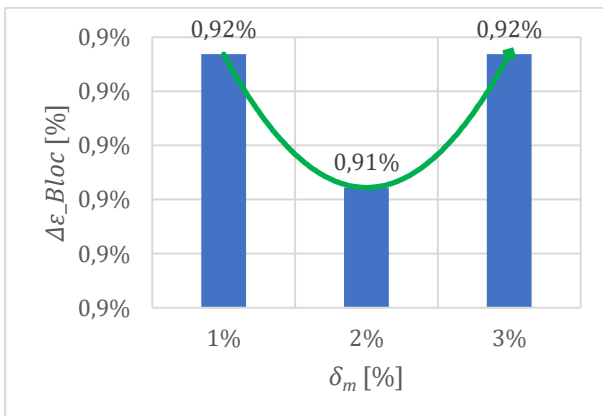


Fig. 4.42 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\varepsilon_{Bloc}$, IPT_B1 [19]

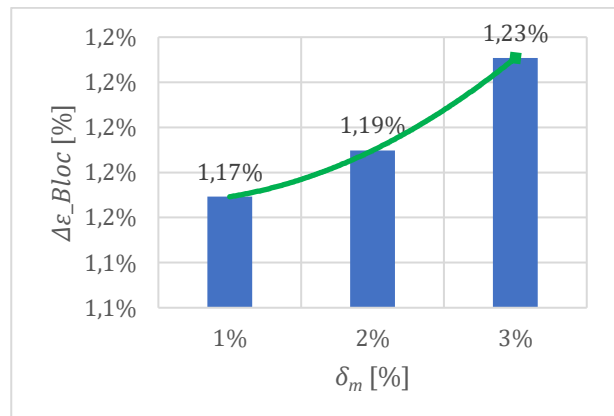


Fig. 4.43 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\varepsilon_{Bloc}$, IPT_B2 [19]

Pe de altă parte, variația deplasării maxime, d_{Bloc} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.44 și Fig. 4.45.

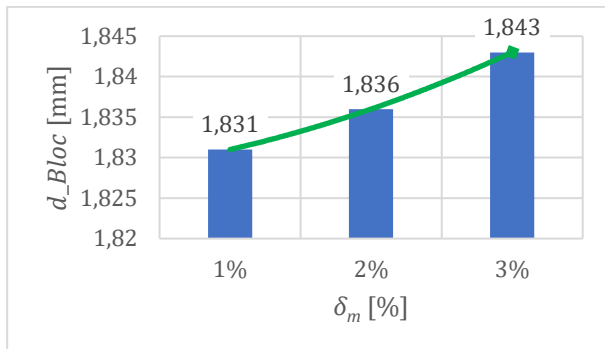


Fig. 4.44 Variația deplasării maxime, d_{Bloc} , IPT_B1 [19]

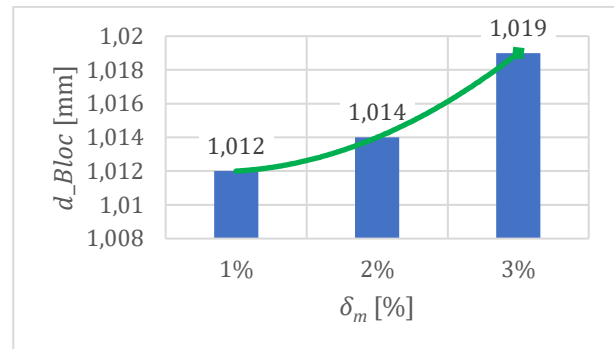


Fig. 4.45 Variația deplasării maxime, d_{Bloc} , IPT_B2 [19]

Variația abaterii procentuale a variația deplasării maxime, Δd_{Bloc} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 4.46 și Fig. 4.47.

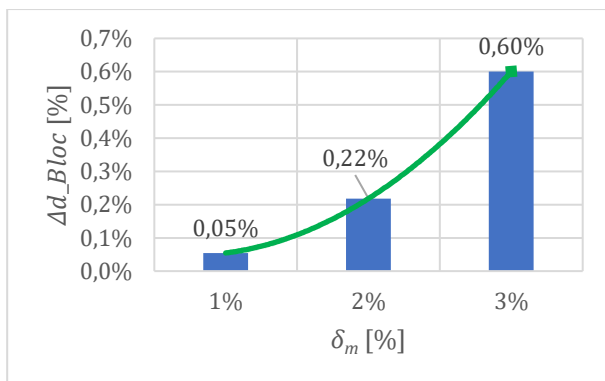


Fig. 4.46 Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Bloc} , IPT_B1 [19]

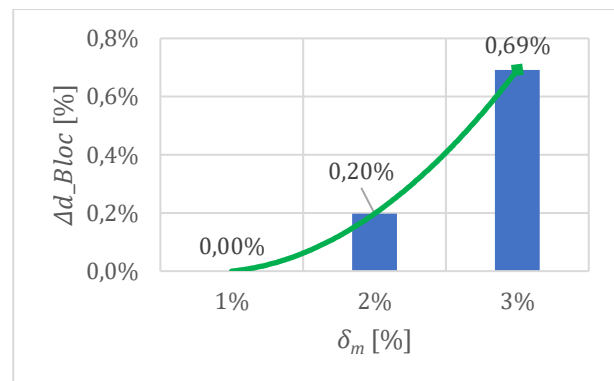


Fig. 4.47 Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Bloc} , IPT_B2 [19]

Variația unui parametru, de asemenea, important la nivelul blocului motor, obținută prin analizele realizate, și anume a gradientului termic, ∇T_{Bloc} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , poate fi vizualizată prin intermediul Fig. 4.48 și Fig. 4.49.

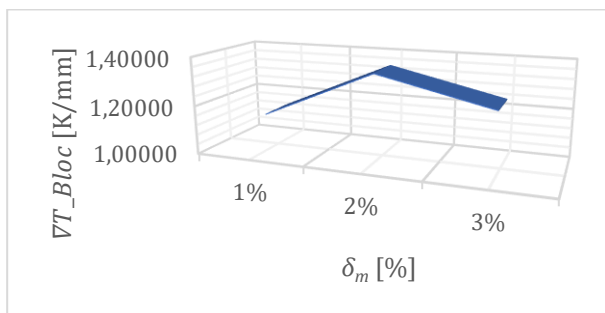


Fig. 4.48 Variația gradientului termic, ∇T_{Bloc} , IPT_B1 [19]

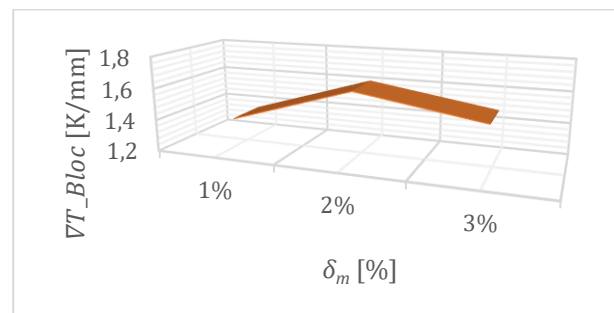


Fig. 4.49 Variația gradientului termic, ∇T_{Bloc} , IPT_B2 [19]

Capitolul 5

Optimizarea prin metode topologice a unor componente din transmisia, suspensia și sistemul de frânare al autovehiculelor

5.1 Optimizarea prin metode topologice a unui angrenaj cu roți dințate din transmisia autovehiculelor

5.1.1 Definirea parametrilor geometrico - mecanici specifici ai roților dințate. Determinarea performanțelor inițiale cu ajutorul analizei de tip FEA

În această parte a lucrării s-a studiat impactul unei optimizări topologice asupra unei perechi de roți dințate utilizate într-o transmisie mecanică din componența sistemului de propulsie al autovehiculelor. În acest sens s-a avut în vedere o cutie de viteze, mecanică, cu angrenaje cilindrice cu dantură înclinată. Astfel, pornind de la considerentele organologice specifice componentelor în cauză, s-au stabilit parametrii dimensionali necesari pentru concepție și proiectare. În următoarea etapă s-au analizat piesele prin metoda elementelor finite, analize ce au permis stabilirea valorilor de referință folosite drept date comparative pentru analizele de optimizare [50, 52, 56]. Odată determinate răspunsurile roților dințate la solicitările mecanice s-a trecut la următoarea etapă și anume optimizarea topologică propriu-zisă. După optimizarea topologică, în diferite scenarii de optimizare, piesele rezultate au fost din nou supuse unor analize cu elemente finite, pentru a valida noile geometrii. Rezultatele analizelor cu elemente finite pentru noile geometrii au fost centralizate, iar în ultima etapă s-a efectuat o analiză comparativă cu valorile de referință.

- Pentru stabilirea parametrilor geometrico - mecanici specifici s-au folosit următoarele elemente de intrare: puterea nominală a motorului termic de propulsie, $P_{mot} = 150$ [kW], viteza maximă a autovehiculului, $V_{MAX} = 225$ [km/h], respectiv 62 [m/s], momentul maxim transmis, $M_{MAX} = 250$ [N · m], turația la viteză maximă a arborelui motor, $n_{VMAX} = 5500$ [rpm], turația la momentul maxim, $n_M = 2600$ [rpm] iar masa totală a autovehiculului, $M_a = 1735$ [kg].
- Forțele preliminare tangențiale specifice angrenajelor pentru treptele 4 și 5 de viteză vor fi:

$$F_{T4P} = 10^3 \cdot M_{MAX} \cdot \frac{i_{CV4} + 1}{a_w} \rightarrow F_{T4P} = 2777 \text{ [N]} \quad (5.1)$$

$$F_{T5P} = 10^3 \cdot M_{MAX} \cdot \frac{i_{CV5} + 1}{a_w} \rightarrow F_{T5P} = 2354 \text{ [N]} \quad (5.2)$$

- Roțile dințate R_{d8} și R_{d9} vor avea următorul număr minim de dinți:

$$R_{d8} = R_{d7} \cdot i_{CV4} \rightarrow R_{d8} = \frac{2 \cos \beta_{Rd} (a_w - 0,75 \cdot m_n)}{m_n (i_{CV4} + 1)} \cdot 1 \rightarrow R_{d8} = 38 \quad (5.3)$$

$$R_{d9} = \frac{2 \cos \beta_{Rd} (a_w - 0,75 \cdot m_n)}{m_n (i_{CV5} + 1)} \rightarrow R_{d9} = 44 \quad (5.4)$$

Ținând cont de complexitatea analizelor cu elemente finite cât și de faptul că resursele hardware sunt limitate, pentru optimizarea topologică s-au ales două roți dințate, și anume R_{d8} și R_{d9} . Se menționează că numărul final de dinți ai roților dințate aflate în angrenare a fost ales astfel încât să se asigure o distribuție mai uniformă a sarcinii și totodată să se minimizeze uzura prematură a dinților, contribuind astfel la durabilitatea și eficiența sistemului.

Pentru simularea prin metoda elementelor finite, forța tangențială a fost aplicată normal pe suprafața flancului dintelui roții dințate în cauză [20].

În schema de încărcare a roților dințate s-au ținut cont de următoarele ipoteze, sub forma condițiilor prezentate în continuare:

IPT1_Rd: Constrângerile structurale:

Asupra ambelor roți dințate s-au aplicat constrângeri de tip fix, pe geometriile de fixare ale acestora.

IPT2_Rd: Solicitățile mecanice:

Valorile forțelor care vor fi aplicate provin din estimările expuse mai sus. Roțile dințate vor avea câte o solicitare de tip tangențial, de valoare F_T , valabilă pentru fiecare raport de transmitere în parte, i_4 respectiv i_5 . Se menționează că în cadrul simulărilor s-a folosit valoarea forței normale pe flancul dintelui, rezultată din forța tangențială F_T .

IPT3_Rd: Materialul folosit pentru analiză este oțelul de cementare 33CrNiMo6, limita de curgere $R_{p0,2}$ având valoarea de 1200 [MPa], iar limita de rupere R_m de 1240 [MPa]. Cu ajutorul **Fig. 5.1**, **Fig. 5.2**, **Fig. 5.3** și **Fig. 5.4** au fost reprezentate, în format izometric, atât roțile dințate R_{d8} și R_{d9} cât și rețelele de discretizare specifice pentru fiecare roată dințată [20].

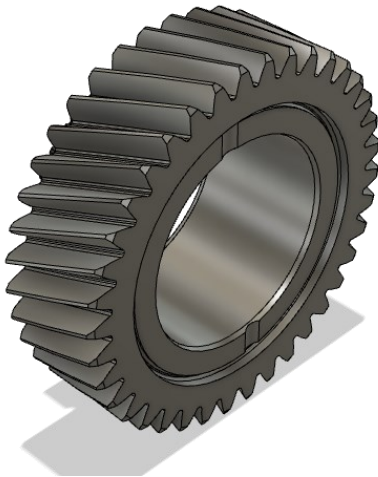


Fig. 5.1 Geometria roții dințate R_{d8} [20]

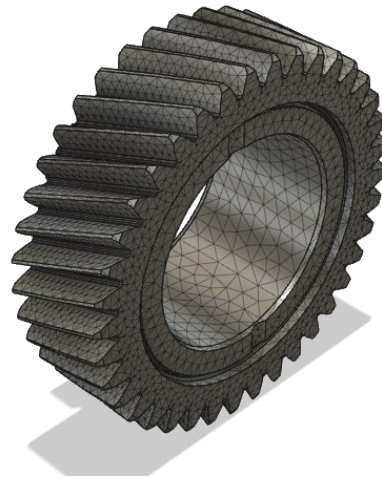


Fig. 5.2 Rețeaua de discretizare a roții dințate R_{d8} [20]

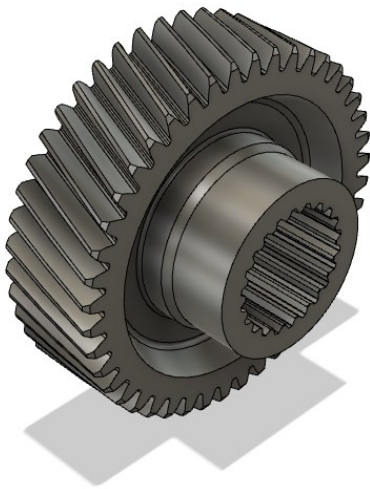


Fig. 5.3 Geometria roții dințate R_{d9} [20]

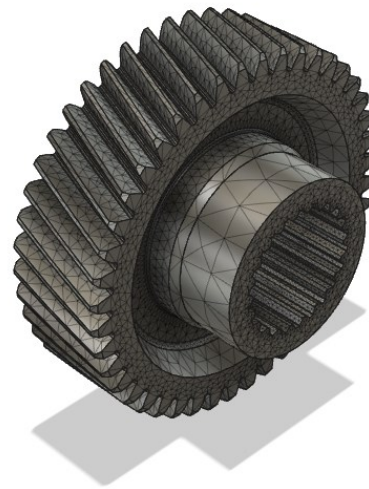


Fig. 5.4 Rețeaua de discretizare a roții dințate R_{d9} [20]

Rezultatele simulărilor, concretizate în valori ale factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Rd} , ale tensiunii echivalente maxime Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Rd}$, ale deplasării maxime, d_{Rd} , și ale alungirii maxime, ϵ_{Rd} , au fost centralizate în tabelul **Tab. 5.1** [20].

Tab. 5.1 Centralizarea rezultatelor obținute pentru roțile dințate analizate, R_{d8} , respectiv R_{d9} [20]

Roata dințată analizată	F_{SigMin_Rd}	$\sigma_{EchivVM_Rd}$ [MPa]	d_{Rd} [mm]	ϵ_{Rd}
Roata dințată R_{d8}	14,26	82,6	0,00394	0,00063
Roata dințată R_{d9}	7,52	161,6	0,01313	0,00137

5.1.2 Optimizarea topologică a roților dințate și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării

Rezultatele optimizării pentru reducerile masice de 3%, 4% și respectiv 5%, la nivelul fiecărui pinion, sunt expuse prin intermediul **Fig. 5.5**, **Fig. 5.6**, **Fig. 5.7**, **Fig. 5.8**, **Fig. 5.9** și **Fig. 5.10** [42].

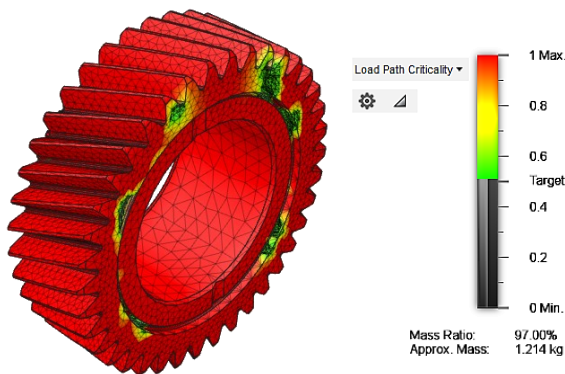


Fig. 5.5 Roata dințată, R_{d8} , redusă masic cu 3% [20]

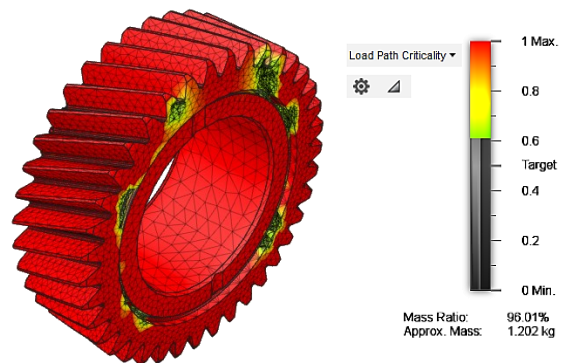


Fig. 5.6 Roata dințată, R_{d8} , redusă masic cu 4% [20]

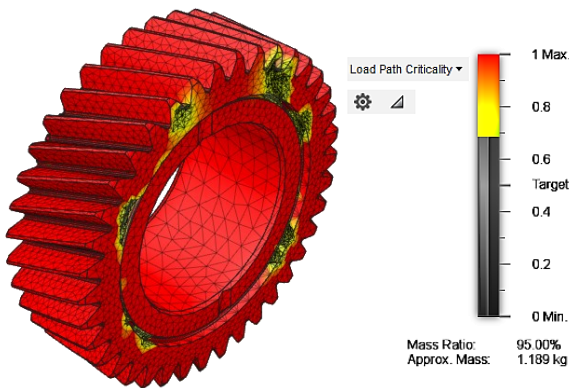


Fig. 5.7 Roata dințată, R_{d8} , redusă masic cu 5% [20]

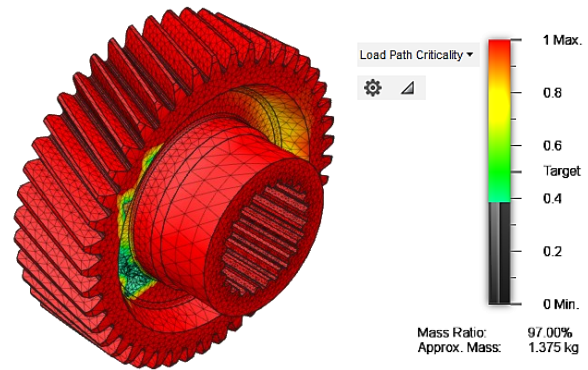


Fig. 5.8 Roata dințată, R_{d9} , redusă masic cu 3% [20]

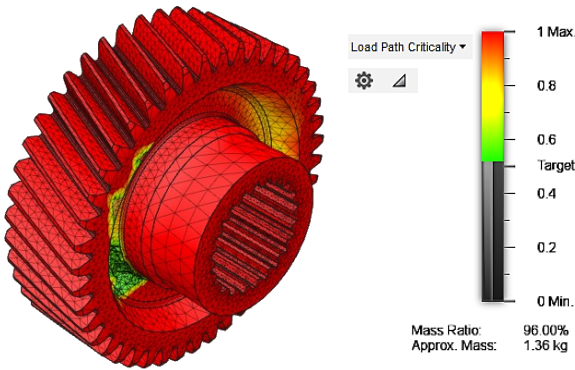


Fig. 5.9 Roata dințată, R_{d9} , redusă masic cu 4% [20]

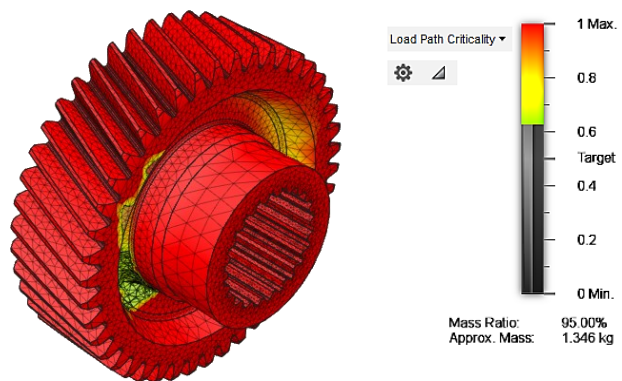


Fig. 5.10 Roata dințată, R_{d9} , redusă masic cu 5% [20]

Impactul optimizărilor, pentru toate procentele de penalizare masică, s-a studiat și centralizat în tabelul **Tab. 5.2**. De asemenea, abaterea procentuală a parametrilor analizați, față de valoarea de referință obținută cu geometria inițială, a fost studiată și centralizată în tabelul **Tab. 5.3** [20].

Tab. 5.2 Centralizarea rezultatelor obținute după reeefectuarea simulărilor cu elemente finite [20]

Roata dințată analizată	δ_m [%]	F_{SigMin_Rd}	$\sigma_{EchivVM_Rd}$ [MPa]	d_{Rd} [mm]	ϵ_{Rd}
Roata dințată R_{d8}	3%	13,45	87,57	0,00420	0,000734
	4%	14,40	81,79	0,00380	0,000695
	5%	14,26	82,61	0,00394	0,000631
Roata dințată R_{d9}	3%	7,25	162,4	0,01430	0,001374
	4%	7,17	164,1	0,01530	0,001388
	5%	7,52	156,5	0,01762	0,001259

Se menționează că în aceste tabele, δ_m reprezintă procentul de reducere sau de penalizare masică, și se exprimă în procente [%].

Tab. 5.3 Centralizarea abaterilor procentuale ai principalilor parametri studiați [20]

Roata dințată analizată	δ_m [%]	ΔF_{SigMin_Rd} [%]	$\Delta \sigma_{EchivVM_Rd}$ [%]	Δd_{Rd} [%]	$\Delta \varepsilon_{Rd}$ [%]
Roata dințată R_{d8}	3%	-5,28%	+5,53%	+9,41%	+3,07%
	4%	+1,41%	-1,43%	-1,22%	-2,40%
	5%	+0,42%	-0,45%	+2,63%	-11,32%
Roata dințată R_{d9}	3%	-0,53%	+0,50%	+8,91%	-0,22%
	4%	-1,58%	+1,55%	+16,53%	+0,80%
	5%	+3,25%	-3,16%	+34,20%	-8,57%

În esență, aceste rezultate evidențiază o serie de aspecte, ce pot fi considerate importante în contextul lucrării, expuse în continuare [20].

Astfel, *cazul I* de optimizare topologică, în care masa roții dințate R_{d8} a fost redusă cu 3%, înregistrează regres asupra tuturor parametrilor analizați, valorile acestora depreciindu-se cu procente cuprinse între 3 și 10%.

Cazul II de optimizare topologică, ce corespunde unei penalizări de 4% a masei roții dințate R_{d8} , aduce îmbunătățiri considerabile asupra tuturor parametrilor analizați, aceștia înregistrând creșteri între 1 și 3% față de valorile de referință.

Cazul III de optimizare topologică, în care geometria roții dințate R_{d8} rezultă în urma reducerii cu 5% a masei, aduce îmbunătățiri asupra parametrilor analizați, excepție făcând deplasarea maximă, d_{Rd} , parametru ce crește cu aproximativ 3% față de valoarea de referință. Factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Rd} , și tensiunea echivalentă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Rd}$, se îmbunătățesc marginal, cu aproximativ 0,5%, iar alungirea, ε_{Rd} , se îmbunătățește considerabil, cu aproximativ 12% față de valoarea inițială.

Cazul IV de optimizare topologică, generat prin diminuarea cu 3% a masei roții dințate R_{d9} , nu aduce îmbunătățiri semnificative, excepție făcând doar alungirea, ε_{Rd} , parametru ce se îmbunătățește marginal, cu aproximativ 0,2% față de valoarea inițială. Factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Rd} , și tensiunea echivalentă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Rd}$, înregistrează o depreciere de aproximativ 0,5% față de valoarea inițială, iar deplasarea maximă, d_{Rd} , crește cu aproximativ 9%.

În *cazul V* de optimizare topologică, ce corespunde cu reducerea de 4% a masei roții dințate R_{d9} , nu se înregistrează nicio îmbunătățire asupra parametrilor studiați. Astfel, toți parametrii analizați au înregistrat depreciere cu valori cuprinse între 1 și 17%.

Cazul VI de optimizare topologică, în care masa se penalizează cu 5%, reprezintă cel mai avantajos scenariu de optimizare dintre cele studiate pentru roata dințată R_{d9} . Toți parametrii analizați înregistrează îmbunătățiri de natură să amelioreze comportamentul piesei la solicitarea impusă, excepție făcând doar deplasarea maximă, d_{Rd} , parametru ce crește cu aproximativ 35%. Factorul de siguranță minim F_{SigMin_Rd} , și tensiunea echivalentă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Rd}$, se îmbunătățesc cu aproximativ 3% față de valorile inițiale iar alungirea, ε_{Rd} , se apreciază cu aproximativ 9% față de valoarea inițială.

Variația factorului de siguranță minim F_{SigMin_Rd} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , pentru ambele roți dințate, a fost reprezentată grafic prin intermediul **Fig. 5.11** și **Fig. 5.12** [20].

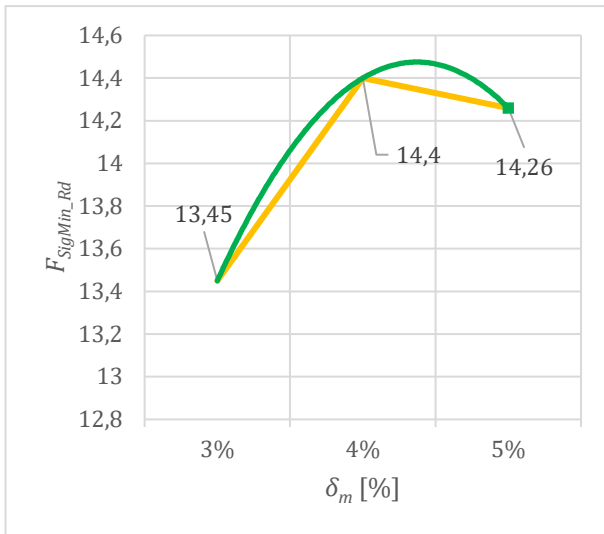


Fig. 5.11 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Rd} , pentru roata dințată R_{d8} [20]

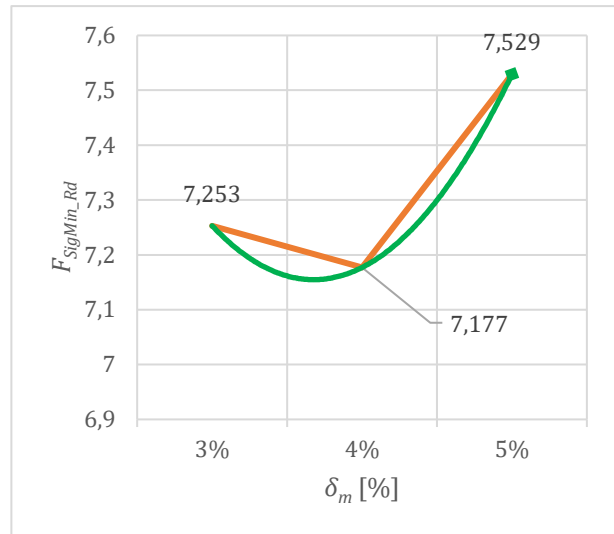


Fig. 5.12 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Rd} , pentru roata dințată R_{d9} [20]

Variația abaterii procentuale a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Rd} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.13 și Fig. 5.14 [20].

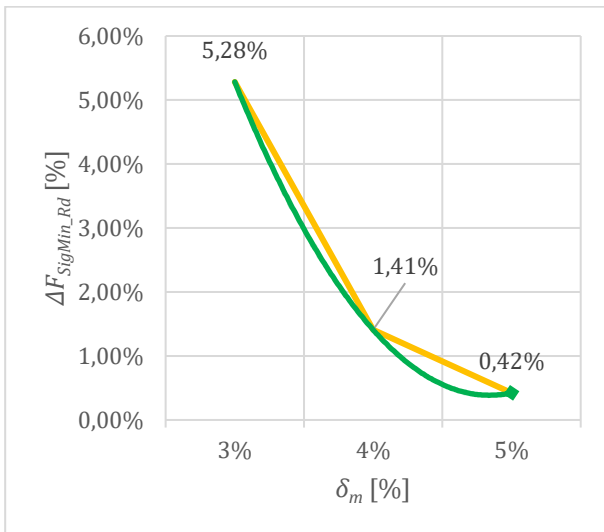


Fig. 5.13 Variația abaterii procentuale a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Rd} , pentru roata dințată R_{d8} [20]

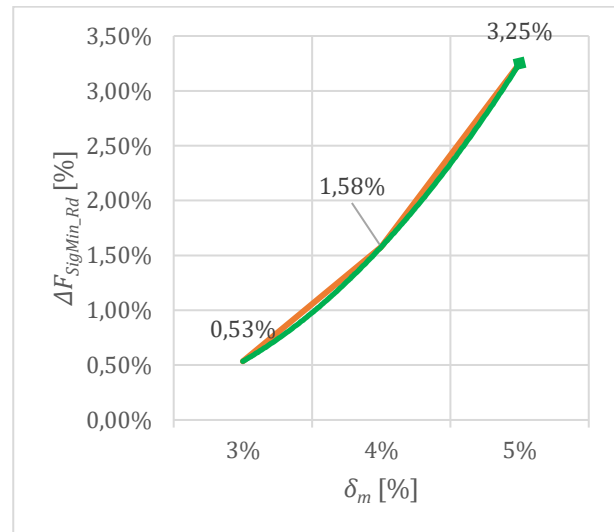


Fig. 5.14 Variația abaterii procentuale a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Rd} , pentru roata dințată R_{d9} [20]

Variația tensiunii echivalente, $\sigma_{EchivVM_Rd}$, în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.15 și Fig. 5.16 [20].

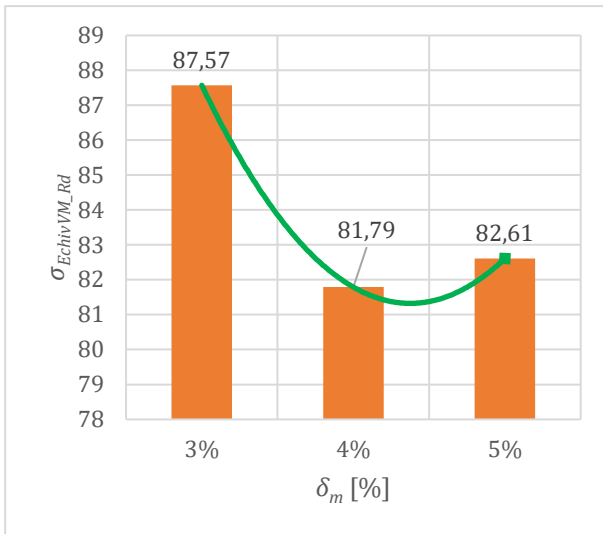


Fig. 5.15 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Rd}$, pentru roata dințată R_{d8} [20]

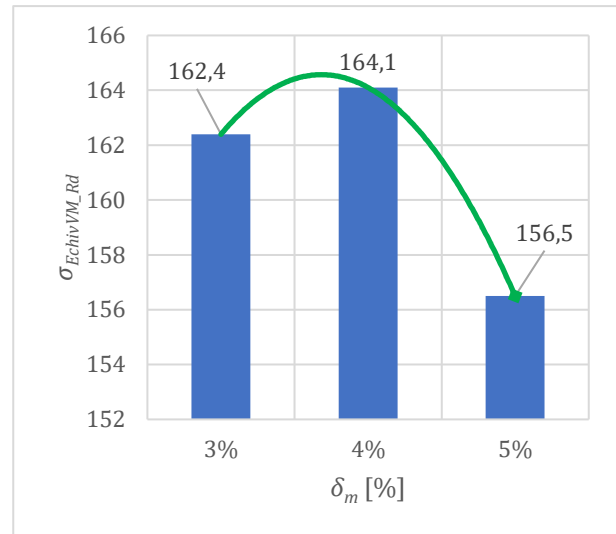


Fig. 5.16 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Rd}$, pentru roata dințată R_{d9} [20]

Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente, $\Delta\sigma_{EchivVM_Rd}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul **Fig. 5.17** și **Fig. 5.18** [20].

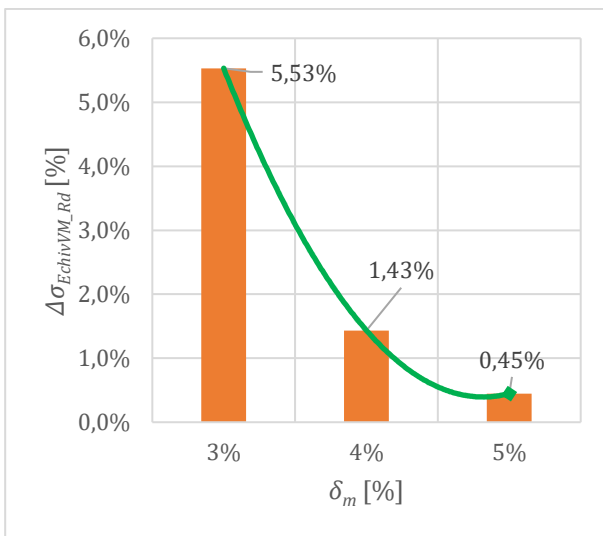


Fig. 5.17 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Rd}$, pentru roata dințată R_{d8} [20]

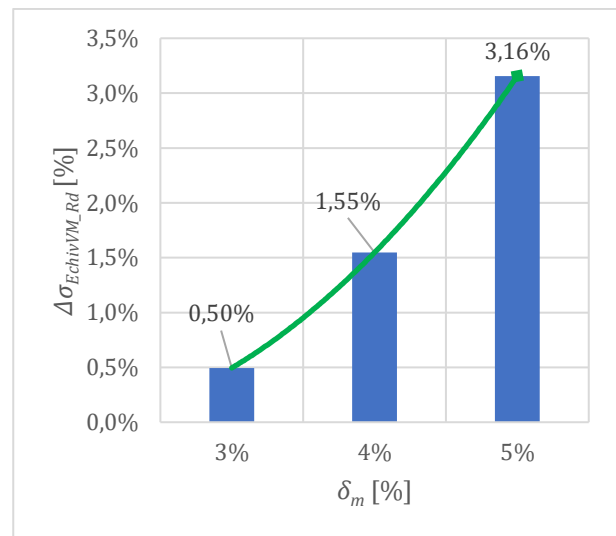


Fig. 5.18 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Rd}$, pentru roata dințată R_{d9} [20]

Variația deplasării maxime, d_{Rd} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată în **Fig. 5.19** și **Fig. 5.20** [20].

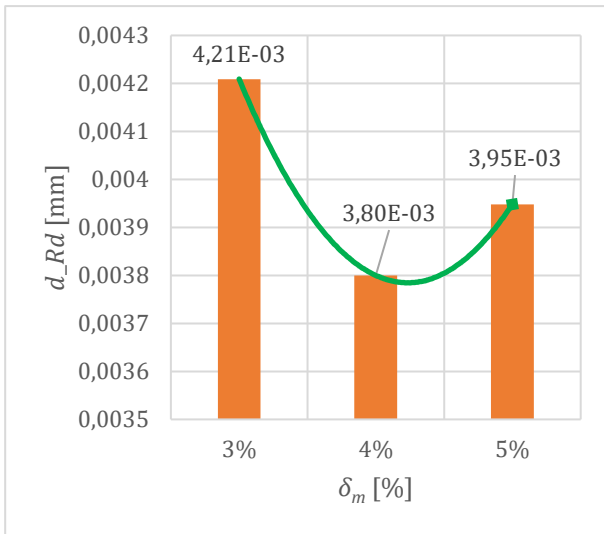


Fig. 5.19 Variația deplasării maxime, d_{Rd} , pentru roata dințată R_{d8} [20]

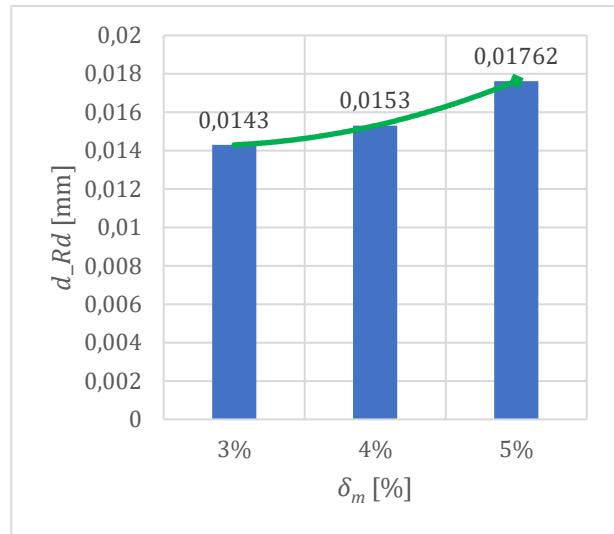


Fig. 5.20 Variația deplasării maxime, d_{Rd} , pentru roata dințată R_{d9} [20]

Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Rd} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul **Fig. 5.21** și **Fig. 5.22** [20].

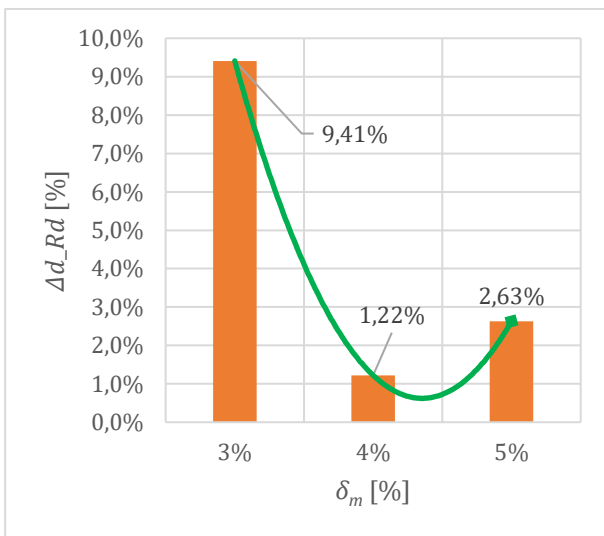


Fig. 5.21 Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Rd} , pentru roata dințată R_{d8} [20]

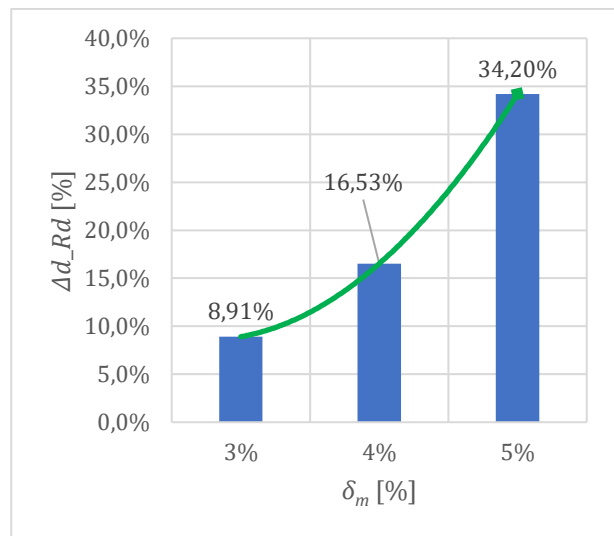


Fig. 5.22 Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Rd} , pentru roata dințată R_{d9} [20]

În continuarea analizei efectuate, variația alungirii, ε_{Rd} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul **Fig. 5.23** și **Fig. 5.24** [20].

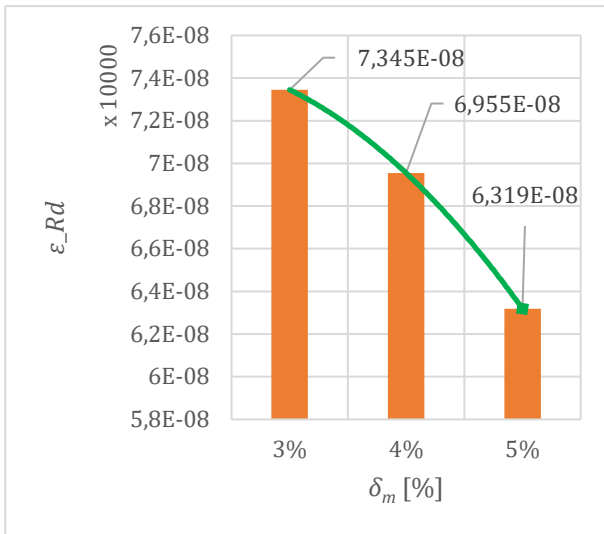


Fig. 5.23 Variația alungirii, ϵ_{Rd} , pentru roata dințată R_{d8} [20]

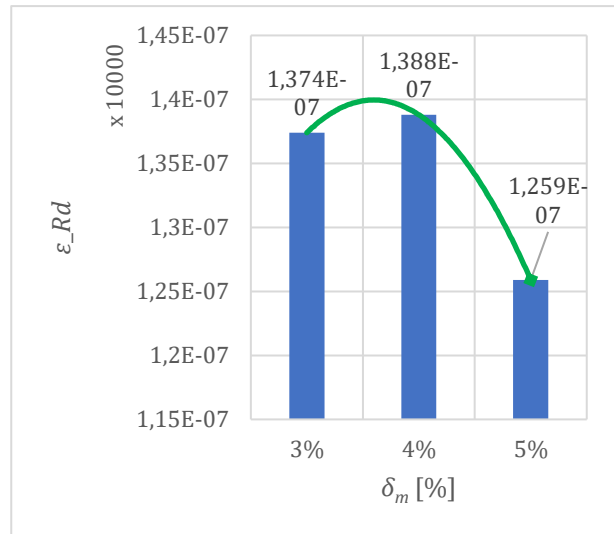


Fig. 5.24 Variația alungirii, ϵ_{Rd} , pentru roata dințată R_{d9} [20]

Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\epsilon_{Rd}$, funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.25 și Fig. 5.26 [20].

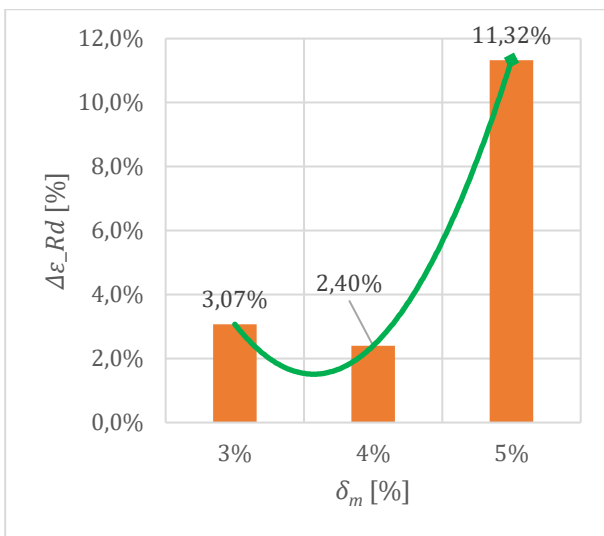


Fig. 5.25 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\epsilon_{Rd}$, pentru roata dințată R_{d8} [20]

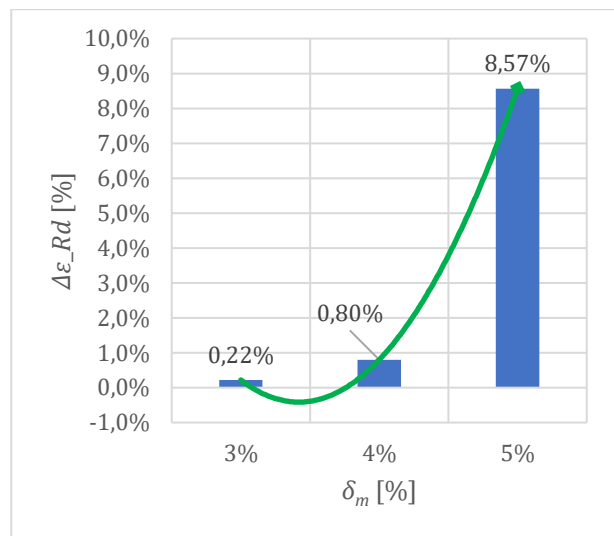


Fig. 5.26 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\epsilon_{Rd}$, pentru roata dințată R_{d9} [20]

Pe de altă parte, variația masei, m , în valori absolute, în funcție de procentul de penalizare al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 5.27 și Fig. 5.28 [20].

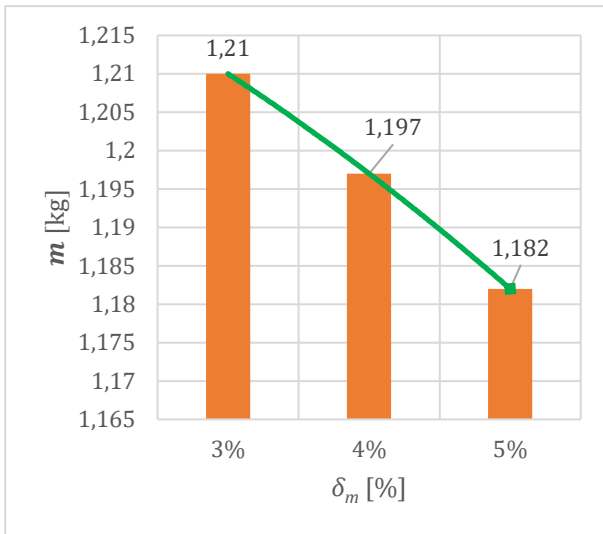


Fig. 5.27 Variația masei, m , pentru roata dințată R_{d8} [20]

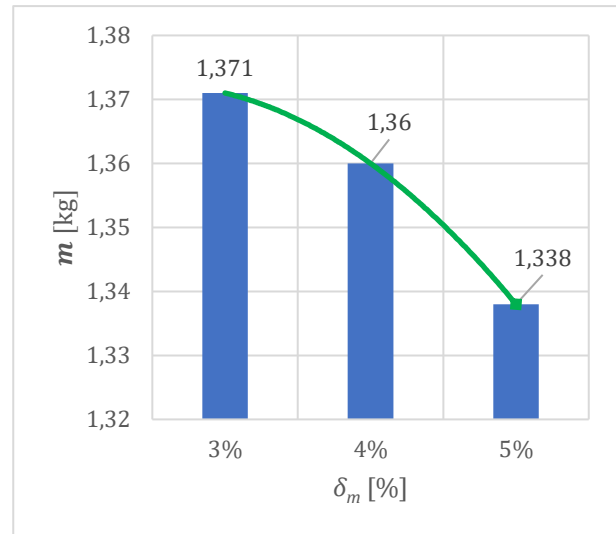


Fig. 5.28 Variația masei, m , pentru roata dințată R_{d9} [20]

Variația abaterii procentuale a masei, Δm , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.29 și Fig. 5.30 [20].

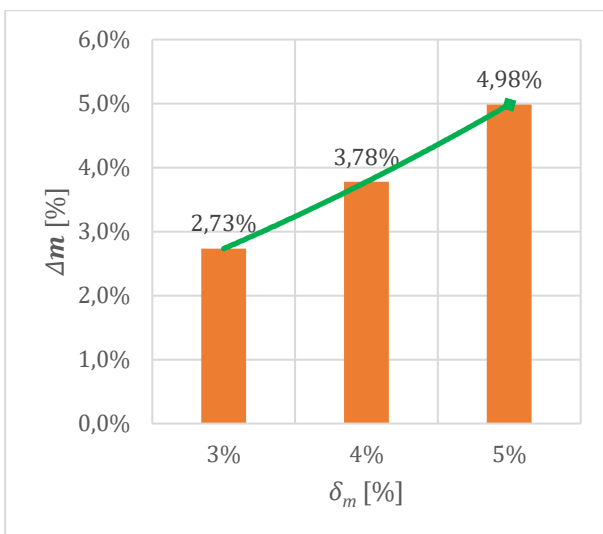


Fig. 5.29 Variația abaterii procentuale a masei, Δm , pentru roata dințată R_{d8} [20]

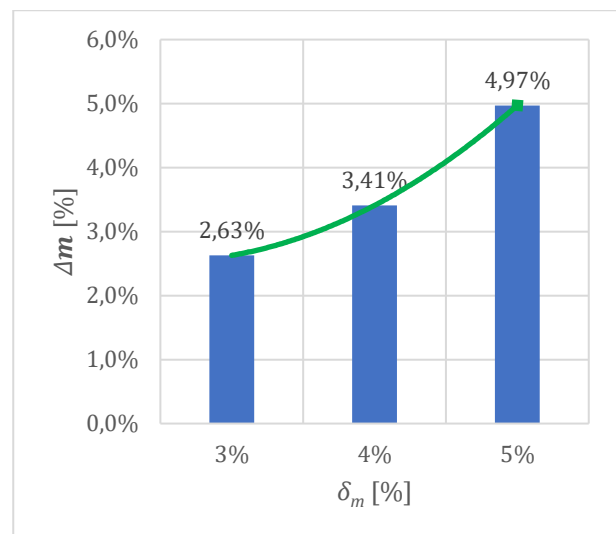


Fig. 5.30 Variația abaterii procentuale a masei, Δm , pentru roata dințată R_{d9} [20]

5.2 Optimizarea prin metode topologice a brațului inferior de suspensie

5.2.1 Definirea parametrilor specifici și a modelului mecanic al brațului inferior. Determinarea performanțelor inițiale cu ajutorul analizei de tip FEA

În această parte a lucrării s-a studiat impactul unei optimizări topologice asupra unui braț inferior de suspensie. Pornind de la considerentele organologice tipice componentei în cauză s-au stabilit parametrii dimensionali necesari pentru concepție și proiectare. În următoarea etapă s-a analizat piesa prin metoda elementelor finite, analiză ce a permis stabilirea valorilor de referință folosite drept date comparative pentru analizele de optimizare. Odată determinate răspunsurile brațului inferior la solicitările mecanice, s-a trecut la următoarea etapă, și anume, optimizarea topologică propriu-zisă. După optimizarea topologică, piesele rezultate au fost din nou supuse unor analize cu elemente finite, pentru a valida noile geometrii. Rezultatele analizelor cu elemente finite, pentru noile geometrii, au fost centralizate iar în ultima etapă s-a efectuat o analiză comparativă față de valorile de referință stabilite inițial.

Pentru definirea parametrilor geometrico – mecanici specifici se vor folosi următoarele elemente de intrare:

- masa autovehiculului $M_a = 1735$ [kg];
- panta maximă $\alpha_p = 30\%$;
- înălțimea centrului de greutate al autovehiculului $h_G = 400$ [mm];
- înălțimea centrului de aplicare a rezistenței aerului $h_A = 400$ [mm];
- lungimea autovehiculului $L = 2600$ [mm];
- coordonata centrului de greutate pe direcție axială $b = L/2 = 1300$ [mm];
- coeficientul de aderență $\varphi = 0,7$. Coeficientul de aderență a fost stabilit ca fiind între cauciuc și asfalt uscat, conform standardului SR ISO 8349 din 2002 [27];

Reprezentarea grafică a parametrilor utilizați pentru determinarea forțelor care acționează asupra brațului suspensiei se realizează cu ajutorul **Fig. 5.31**.

În continuare s-au avut în vedere toți parametrii necesari pentru estimarea reacțiilor normale, adoptându-se următoarele ipoteze:

1. forța de tracțiune cât și forța de frânare acționează asupra tuturor roților;
2. se vor neglija oscilațiile generate de către sistemul de suspensie, aspect ce va conduce la comportarea autovehiculului similar unui sistem rigid;
3. raza de rulare este aceeași pentru toate cele patru roți;
4. coeficientul de rezistență la rulare se consideră același pentru toate cele patru roți;
5. metacentrul C_a se află la înălțimea h_A față de sol, pe direcția normalei la sol, aceeași ca direcția centrului de greutate C_g ;

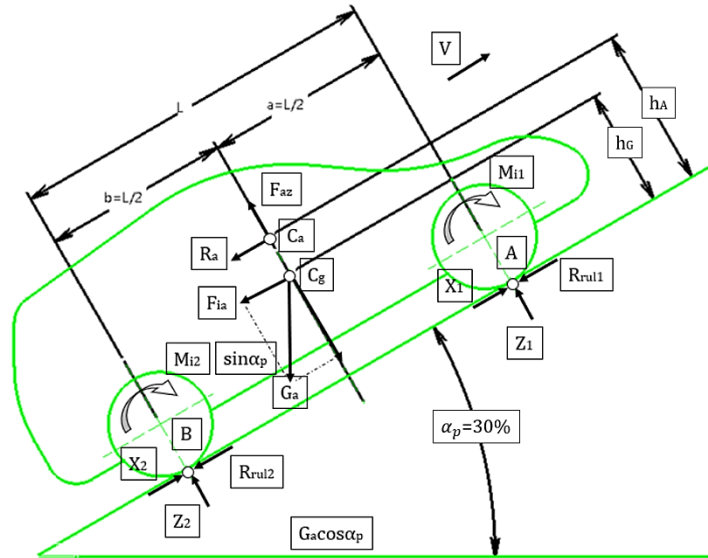


Fig. 5.31 Forțele și reacțiunile normale în plan longitudinal [17]

6. se adoptă o repartiție uniformă a greutateii autovehiculului față de planele longitudinale și transversale de simetrie;
7. forțele transversale nu se vor lua în considerare;
8. efectul momentului motor asupra reacțiunilor normale, de asemenea, nu se va lua în considerare;

Conform procedeeleor recomandate de literatura de specialitate [17, 55, 49] s-au adoptat și o serie de parametri specifici, în concordanță cu etapele redate mai jos.

Forța de inerție a autovehiculului aflat în mișcare de translație va fi:

$$F_{ia} = \frac{G_a}{g} \cdot d_v/d_t \rightarrow F_{ia} = 520,5 \text{ [N]} \quad (5.5)$$

Suma momentelor de inerție M_{i1} și M_{i2} va fi:

$$M_{i1} + M_{i2} = \frac{\sum_{i=1}^2 J_{ri}}{r_r} \cdot \frac{d_v}{d_t} \rightarrow M_{i1} + M_{i2} = 6,045 \text{ [Nm]} \quad (5.6)$$

Determinarea reacțiunii Z_1 se realizează, așa cum se știe, din echilibrul de momente față de punctul de contact al roții din spate a autovehiculului cu calea de rulare, B, impunând condiția $\sum M_B = 0$:

$$\begin{aligned} Z_1 \cdot L - G_a \cdot \cos \alpha_p \cdot b + G_a \cdot \sin \alpha_p \cdot h_G + F_{ia} \cdot h_G + R_a \cdot h_A + F_{az} \cdot b + M_{i1} + M_{i2} \\ = 0 \rightarrow Z_1 = 7010 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Forța aerodinamică portantă, F_{az} , fiind foarte mică, se va neglija în calcul.

Determinarea reacțiunii Z_2 se realizează, la rândul său, din echilibrul de momente față de punctul de contact al roții din față a autovehiculului cu calea de rulare, A, folosind condiția $\sum M_A = 0$:

$$\begin{aligned} -Z_2 \cdot L + G_a \cdot \cos \alpha_p \cdot a + G_a \cdot \sin \alpha_p \cdot h_G + F_{ia} \cdot h_G + R_a \cdot h_A - F_{az} \cdot a + M_{i1} + M_{i2} \\ = 0 \rightarrow Z_2 = 9293 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (5.8)$$

Astfel, reacțiunile normale din timpul frânării, pentru puntea față, vor avea următoarele valori:

$$Z_{FS} = \frac{G_1 \cdot m_{1F}}{2} \rightarrow Z_{FS} = Z_{FD} = 4080 \text{ [N]} \quad (5.9)$$

Unde G_1 reprezintă greutatea din punctul de contact A.

Reacțiunile tangențiale din timpul frânării, pentru puntea față, vor avea, la rândul lor, următoarele valori:

$$X_{FS} = Z_{FS} \cdot \varphi \rightarrow X_{FS} = X_{FD} = 2856 \text{ [N]} \quad (5.10)$$

Conform modelului mecanic adoptat de autor în **Fig.5.32**, forța elementului elastic, Q_{AS} , va avea următoarea relație de calcul [17]:

$$Q_{AS} = Z_{FS} \cdot \frac{l_4}{l} \rightarrow Q_{AS} = 12241 \text{ [N]} \quad (5.11)$$

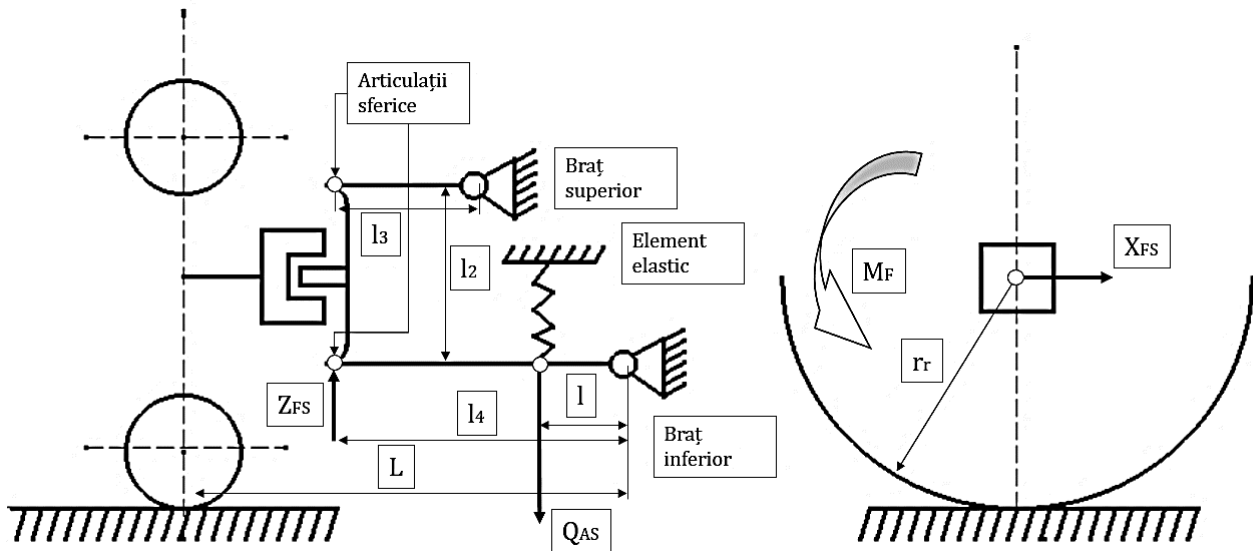


Fig. 5.32 Modelul mecanic al punții față articulate [39]

În acest model de calcul se va considera lungimea l_4 de 300 [mm] iar lungimea l egală cu 100 [mm].

Forțele care vor fi uzitate pentru simularea prin metoda elementelor finite a brațului inferior vor fi: Z_{FS} – pentru solicitarea la încovoiere, X_{FS} – pentru solicitarea tangențială și Q_{AS} – forța elementului elastic.

Pentru schema de încărcare a brațului inferior, s-au ținut cont de următoarele condiții, redată în continuare.

C1_BI Constrângerile structurale:

Asupra brațului inferior s-au aplicat două constrângeri de tip fix, pe geometriile de fixare ale acestuia.

C2_BI Solicitățile mecanice:

Valorile forțelor care vor fi aplicate provin din considerentele și estimările realizate în etapa anterioară. Conform schemei de încărcare prezentate în **Fig. 5.32**, brațul inferior va fi supus la încovoiere, în planul YZ, de către vectorul forță Z_{FS} , iar în planul XY apare tot o solicitare de tip încovoiere, solicitare realizată de către vectorul forță X_{FS} . Forța Q_{AS} a fost aplicată pe suprafața superioară a brațului inferior, pe direcția normală a suprafeței. În **Fig. 5.33** se poate observa, prin intermediul softului de simulare, repartizarea forțelor pe piesă.

C3_BI Materialul folosit pentru fabricarea acestei piese este aliajul de aluminiu Al7075 - T6. Acest aliaj are limita de curgere $R_{p0,2}$ de 503 [MPa], iar limita de rupere R_m este de 572 [MPa] [71].

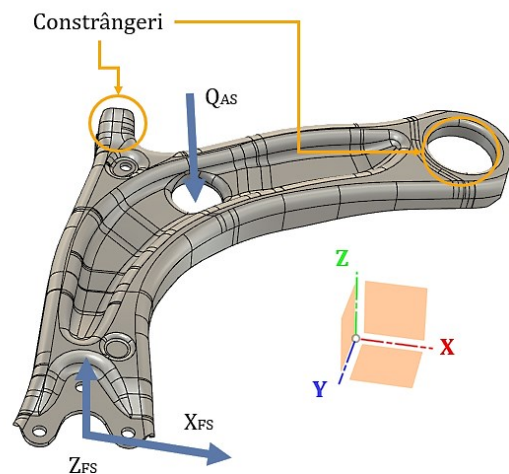


Fig. 5.33 Repartizarea constrângerilor și a forțelor în programul de simulare

Cu ajutorul **Fig. 5.34** și **Fig. 5.35** au fost reprezentate, în format izometric, geometria brațului inferior cât și rețeaua de discretizare aplicată.



Fig. 5.34 Brațul inferior



Fig. 5.35 Rețeaua de discretizare aplicată pe geometria brațului inferior

Rezultatele simulărilor concretizate în acest caz prin intermediul factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Bi} , tensiunea echivalentă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Bi}$, deplasarea maximă, d_{Bi} și alungirea, ϵ_{Bi} , au fost centralizate în tabelul **Tab. 5.4**.

Tab. 5.4 Centralizarea rezultatelor obținute pentru brațul inferior

F_{SigMin_Bi}	$\sigma_{EchivVM_Bi}$ [MPa]	d_{Bi} [mm]	ϵ_{Bi}
1,52	294	4,65	0,00599

5.2.2 Optimizarea topologică a brațului inferior și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării

Rezultatele optimizării, pentru reducerile masice de 2%, 3% și respectiv 4%, sunt expuse prin intermediul **Fig. 5.36**, **Fig. 5.37** și **Fig. 5.38**.

Impactul fiecărei optimizări, pentru toate procente de reducere masică, s-a studiat și centralizat în tabelul **Tab. 5.5**. De asemenea, variația abaterii procentuale a fiecărui parametru analizat a fost studiată și centralizată în tabelul **Tab. 5.6**.

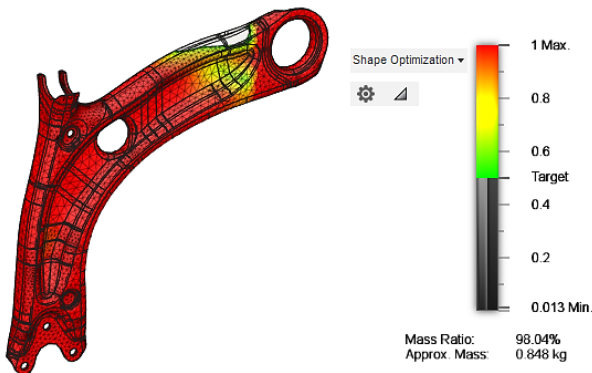


Fig. 5.36 Braț inferior redus masic cu 2%

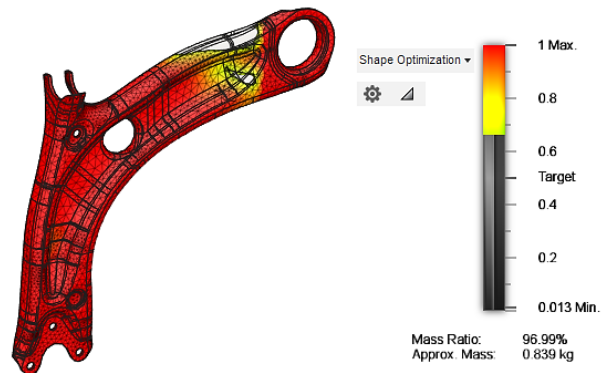


Fig. 5.37 Braț inferior redus masic cu 3%

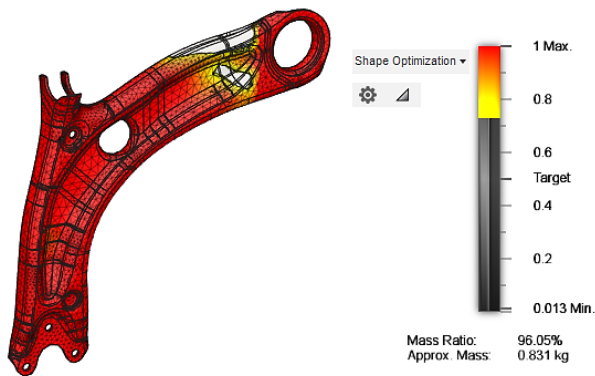


Fig. 5.38 Braț inferior redus masic cu 4%

Tab. 5.5 Centralizarea rezultatelor obținute după reeefectuarea simulărilor cu elemente finite

δ_m [%]	F_{SigMin_Bi}	$\sigma_{EchivVM_Bi}$ [MPa]	d_{Bi} [mm]	ε_{Bi}
2%	1,453	307,6	5,309	0,00677
3%	1,453	307,6	5,019	0,00682
4%	1,452	307,9	4,865	0,00677

Unde δ_m reprezintă procentul de reducere masică [%].

Tab. 5.6 Centralizarea abaterilor procentuale ai principalilor parametri studiați

δ_m [%]	ΔF_{SigMin_Bi} [%]	$\Delta \sigma_{EchivVM_Bi}$ [%]	Δd_{Bi} [%]	$\Delta \varepsilon_{Bi}$ [%]
2%	-4,41%	+4,63%	+14,15%	+13,11%
3%	-4,41%	+4,63%	+7,91%	+13,85%
4%	-4,47%	+4,73%	+4,6%	+13,1%

Din analizele efectuate se constată că factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Bi} , rămâne relativ constant, cu o scădere ușoară pe măsură ce procentul de penalizare al masei, δ_m , crește de la 2% la 4%. În același timp, tensiunea echivalentă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Bi}$, rămâne relativ constantă, cu o creștere ușoară pe măsură ce reducerea masei, δ_m , crește de la 2% la 4%. Abaterea procentuală a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta \sigma_{EchivVM_Bi}$, variază oarecum proporțional cu abaterea procentuală a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Bi} , dar evident, în limite restrânse.

Se observă că parametrul deplasare maximă, d_{Bi} , inițial crește odată cu reducerea masei brațului inferior, apoi scade din nou pe măsură ce procentul de reducere masică, δ_m , crește. Acest lucru indică faptul că există un punct optim de reducere al masei, unde deplasarea este minimă, și anume când δ_m are valoarea de 4%.

Pe de altă parte, alungirea, ε_{Bi} , crește odată cu reducerea masei, apoi se stabilizează. Astfel, abaterea procentuală a alungirii, $\Delta \varepsilon_{Bi}$, este centrată în jurul valorii de 13,1%. Acest lucru confirmă faptul că punctul optim de reducere la masei este când δ_m are valoarea de 4%.

Ținând cont de observațiile menționate anterior, cazul când masa a fost redusă cu 4% prezintă cel mai ridicat grad de relevanță pentru optimizarea designului piesei analizate.

Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Bi} , în valori absolute, în funcție de procentul de penalizare masică, δ_m , a fost reprezentată grafic prin intermediul Fig. 5.39.

Variația abaterii procentuale a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Bi} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 5.40.

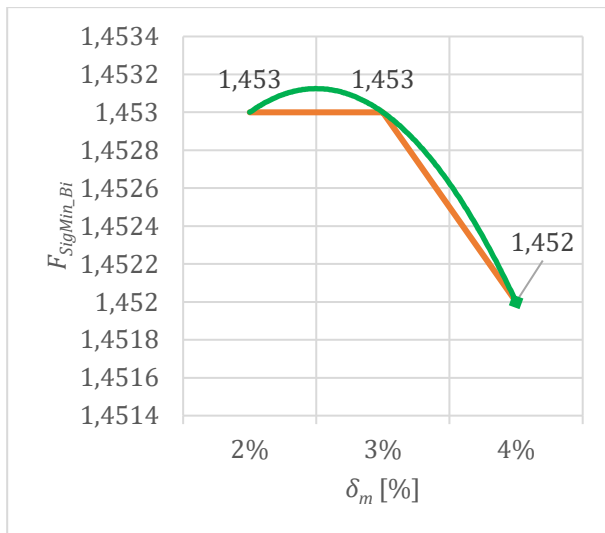


Fig. 5.39 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Bi}

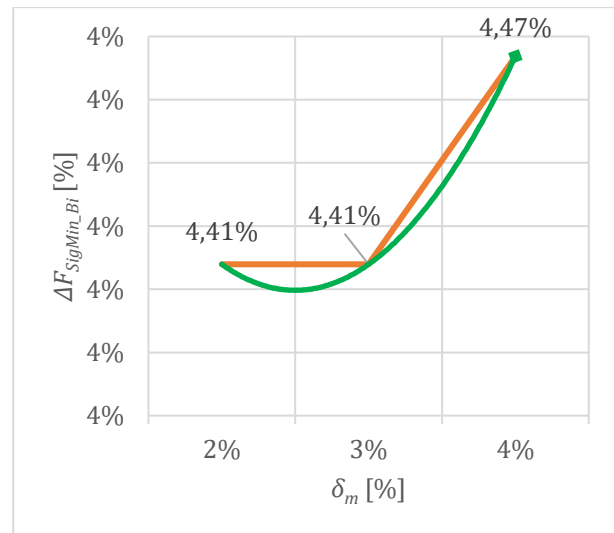


Fig. 5.40 Variația abaterii procentuale a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Bi}

În continuare, variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Bi}$, în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.41.

Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Bi}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.42.

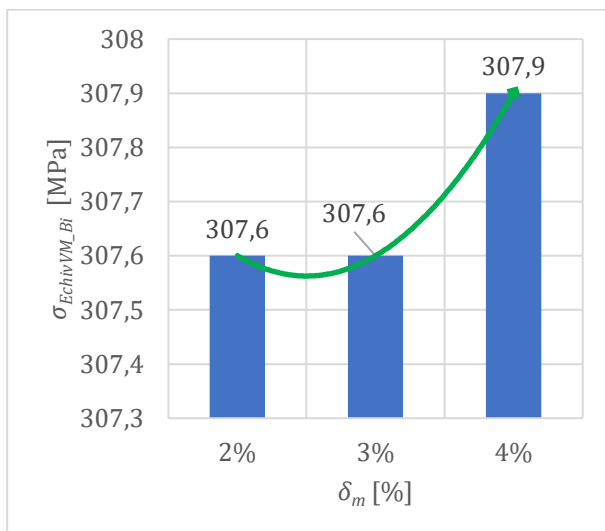


Fig. 5.41 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Bi}$

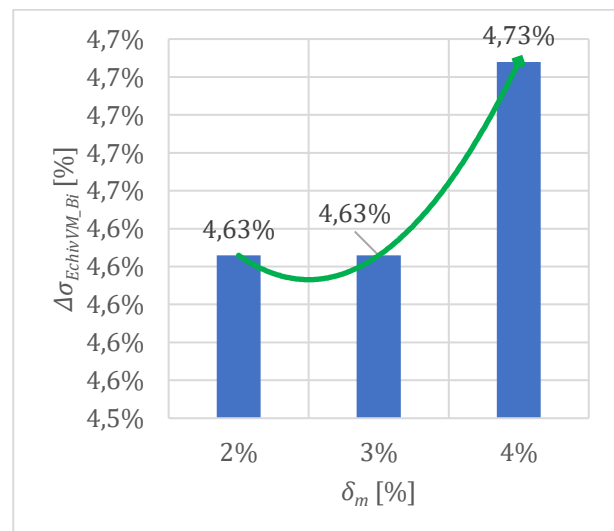


Fig. 5.42 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Bi}$

La rândul său, variația deplasării maxime, d_{Bi} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată în Fig. 5.43.

Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Bi} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.44.

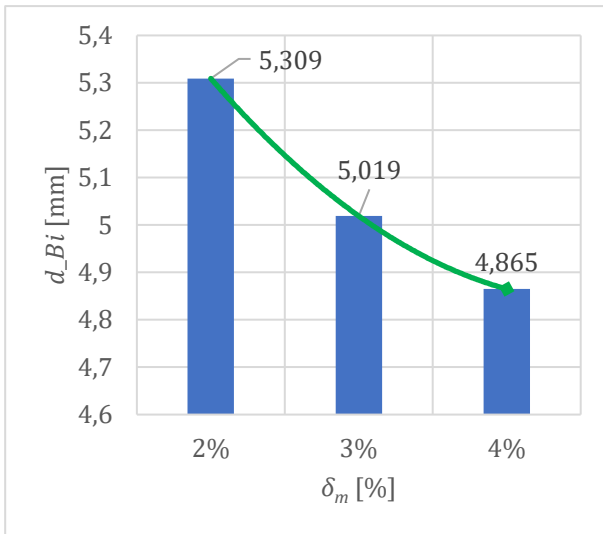


Fig. 5.43 Variația deplasării maxime, d_{Bi}

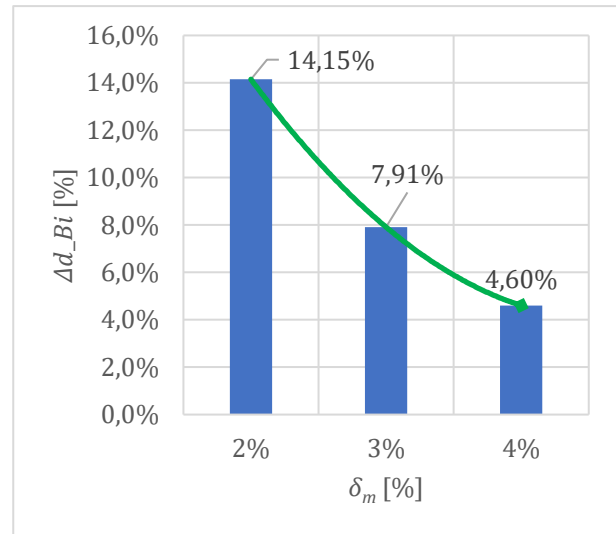


Fig. 5.44 Variația abaterii procentuale a deplasării totale, Δd_{Bi}

În figura Fig. 5.45 este evidențiată variația alungirii, ε_{Bi} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m .

Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\varepsilon_{Bi}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.46.

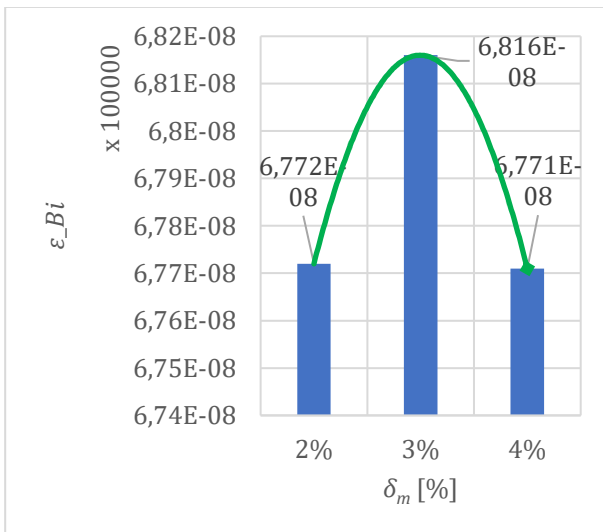


Fig. 5.45 Variația alungirii, ε_{Bi}

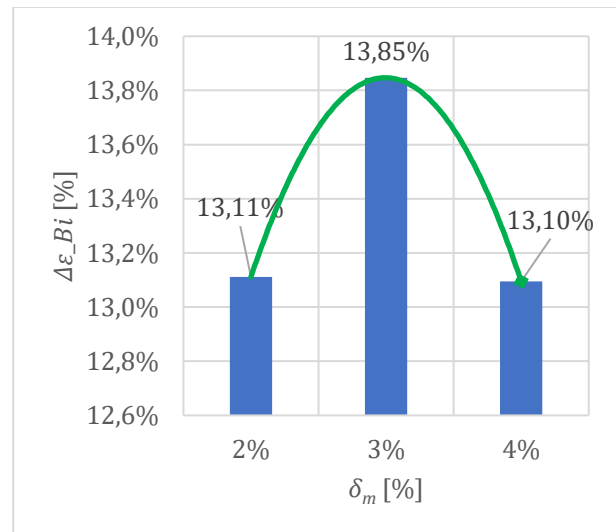
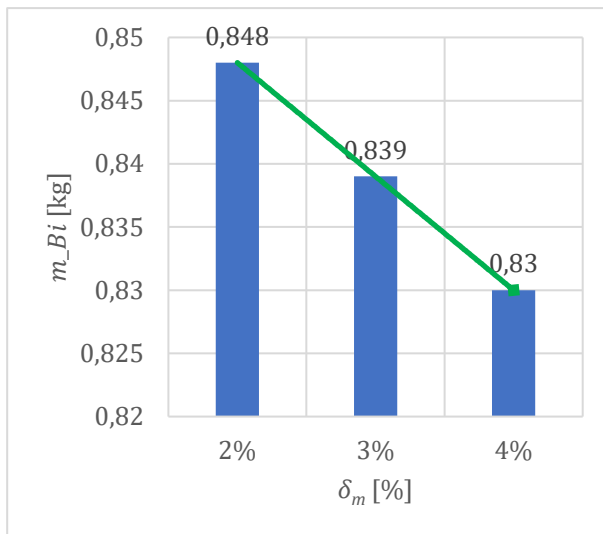
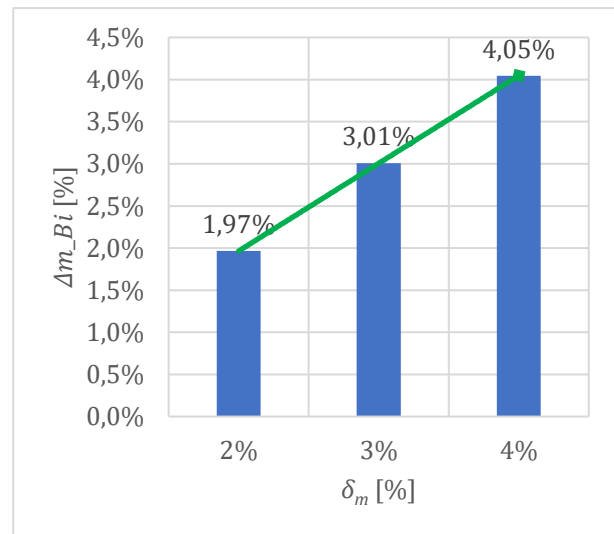


Fig. 5.46 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\varepsilon_{Bi}$

În cadrul analizei realizate în lucrare s-a reprezentat cu ajutorul Fig. 5.47 variația masei, m_{Bi} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m .

Variația abaterii procentuale a masei, Δm_{Bi} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată prin intermediul Fig. 5.48.

Fig. 5.47 Variația masei, m_{Bi} Fig. 5.48 Variația abaterii procentuale a masei, Δm_{Bi}

5.3 Optimizarea prin metode topologice a etrierului de frânare

5.3.1 Definirea parametrilor geometrico – mecanici specifici ai etrierului de frânare. Determinarea performanțelor inițiale cu ajutorul analizei de tip FEA

Această parte a lucrării este dedicată studiului impactului optimizării topologice a unui etrier de frânare. Pornind de la considerentele organologice specifice componentei în cauză s-au stabilit parametrii dimensionali necesari pentru concepție și proiectare. În continuare s-a analizat piesa prin metoda elementelor finite, analiză ce a permis stabilirea valorilor de referință folosite drept date comparative pentru analizele de optimizare. Odată determinate răspunsurile etrierului de frânare la solicitările mecanice s-a trecut la următoarea etapă și anume, optimizarea topologică propriu – zisă. După optimizarea topologică, în diferite scenarii de optimizare, piesele rezultate au fost din nou supuse unor analize cu elemente finite pentru a valida noile geometrii. Rezultatele analizelor cu elemente finite pentru noile geometrii au fost centralizate, iar în ultima etapă s-a efectuat o analiză comparativă în raport cu valorile de referință stabilite în cadrul primei etape.

Pentru stabilirea parametrilor geometrico – mecanici specifici s-au evaluat forțele care prezintă interes la nivelul etrierului, iar ulterior, acestea au servit drept parametri de intrare pentru analiza cu elemente finite [22].

În vederea determinării forțelor se stabilesc următoarele elemente, considerate date de intrare:

- valoarea presiunii din interiorul circuitului hidraulic al sistemului de frânare, $P = 10$ [MPa];
- coeficientul de fricțiune al garniturilor de fricțiune, $\mu = 0,4$;
- diametrul cilindrului principal de frânare, $d_1 = 45$ [mm];
- diametrul cilindrului secundar de frânare, $d_2 = 40$ [mm];
- diametrul cilindrului terțiar de frânare, $d_3 = 35$ [mm];

Ca soluție constructivă s-a optat pentru construcția unui etrier fix cu șase cilindri. În mod uzual un etrier poate conține de la doi până la șase cilindri de acționare, cei din urmă fiind utilizați pentru solicitări foarte mari. Diametrele diferite ale cilindrilor sunt o consecință a faptului că apar forțe laterale mari, cilindrii din exteriorul etrierului fiind solicitați mai mult

decât cilindrul din mijloc. Prin această metodă s-a asigurat un echilibru al repartizării presiunii pe garnitura de fricțiune și implicit s-a asigurat eficiența frânării [16].

Pentru determinarea forțelor axiale s-a folosit următoarea ecuație cunoscută:

$$A_x = \frac{\pi d_x^2}{4} \rightarrow A_x = \begin{cases} A_1 = 1590 \text{ [mm}^2\text{]} \\ A_2 = 1256 \text{ [mm}^2\text{]} \\ A_3 = 962 \text{ [mm}^2\text{]} \end{cases}, \quad x = 1, 2, 3 \quad (5.12)$$

$$F_{Ax} = P \cdot A_x \rightarrow F_{Ax} = \begin{cases} F_{A1} = 15900 \text{ [N]} \\ F_{A2} = 12560 \text{ [N]} \\ F_{A3} = 9620 \text{ [N]} \end{cases} \quad (5.13)$$

Odată estimate forțele care acționează în interiorul cilindrului se vor determina și forțele tangențiale de pe suprafața garniturii de fricțiune. Acestea se vor calcula cu ecuația următoare, unde μ este coeficientul de frecare dintre garnitura de fricțiune și discul de frânare [36]:

$$F_{Tx} = \mu \cdot P \cdot A_x \rightarrow F_{Tx} = \begin{cases} F_{T1} = 6361 \text{ [N]} \\ F_{T2} = 5026 \text{ [N]} \\ F_{T3} = 3848 \text{ [N]} \end{cases}, \quad x = 1, 2, 3 \quad (5.14)$$

Schema de încărcare utilizată pentru determinarea forțelor care acționează în interiorul ansamblului etrier de frânare – garnitură de fricțiune – disc de frânare este reprezentată cu ajutorul Fig. 5.49 și Fig. 5.50.

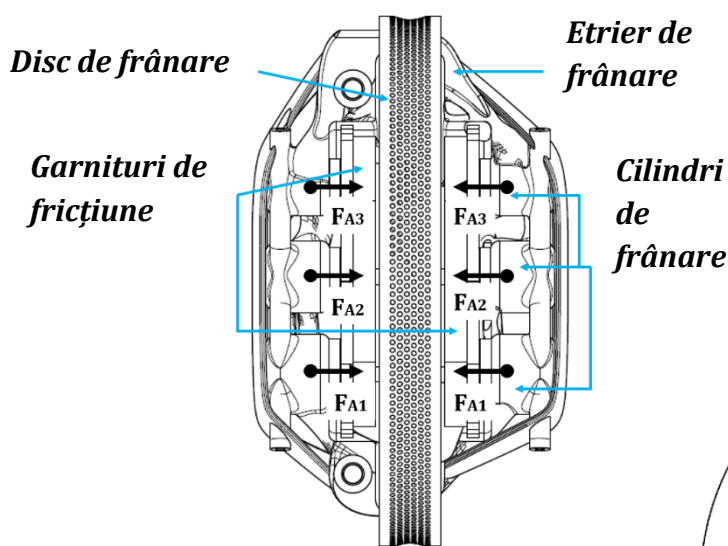


Fig. 5.49 Repartizarea forțelor axiale din cilindrii de frânare

C2_ET Solicitări mecanice:

Valorile forțelor care vor fi aplicate provin din estimările realizate în etapa anterioară. Conform schemelor de încărcare prezentate în cadrul Fig. 5.49 și Fig. 5.50, etrierul de frânare va avea o solicitare tangențială, de valoare F_{Tx} , aferentă fiecărui cilindru în parte, și o solicitare de tip axială, de valoare F_{Ax} , la fel, aferentă fiecărui cilindru de frânare în parte. Aceste forțe au fost aplicate pe suprafețele de contact dintre

Pentru schema de încărcare a etrierului de frânare, s-au ținut cont de următoarele condiții descrise în continuare:

C1_ET Constrângerile structurale:

Asupra etrierului de frânare s-au aplicat două constrângeri de tip fix, pe geometriile de fixare ale acestuia.

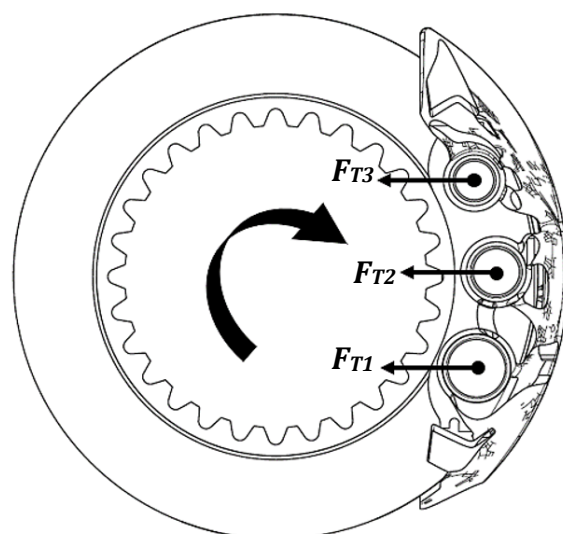


Fig. 5.50 Repartizarea forțelor tangențiale aferente fiecărui cilindru de frânare

cilindrii de frânare și garniturile de fricțiune. Forțele tangențiale au fost aplicate normal la axa cilindrului, cu sensul opus direcției de deplasare a autovehiculului, iar forțele axiale au fost aplicate de-a lungul axelor fiecărui cilindru de frânare în parte, cu sensul spre rotorul de frânare.

C3_ET Materialul folosit pentru fabricarea etrierului de frânare este aliajul de aluminiu Al7075-T6. Acest aliaj are limita de curgere $R_{p0,2}$ de 503 [MPa], iar limita de rupere R_m este de 572 [MPa] [71].

În **Fig. 5.51** se observă geometria etrierului de frânare, iar în **Fig. 5.52** se poate observa rețeaua de discretizare a acestuia. Rezultatele simulărilor au fost expuse în tabelul **Tab. 5.7**.



Fig. 5.51 Geometria etrierului de frânare

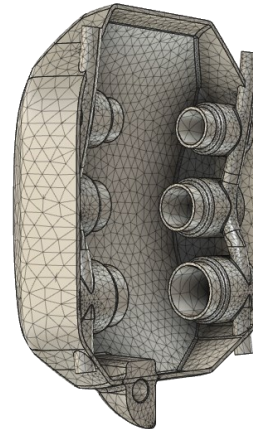


Fig. 5.52 Rețeaua de discretizare a etrierului de frânare

Tab. 5.7 Centralizarea rezultatelor obținute pentru etrierul de frânare

F_{SigMin_Et}	$\sigma_{EchivVM_Et}$ [MPa]	d_{Et} [mm]	ϵ_{Et}
1,745	256,1	0,6708	0,00578

5.3.2 Optimizarea topologică a etrierului de frânare și evidențierea rezultatelor obținute în urma optimizării

Rezultatele optimizării geometrice a etrierului pentru reducerile masice de 1%, 2%, 3%, 4% și respectiv 5% pot fi vizualizate cu ajutorul **Fig. 5.53**, **Fig. 5.54**, **Fig. 5.55**, **Fig. 5.56** și **Fig. 5.57**:

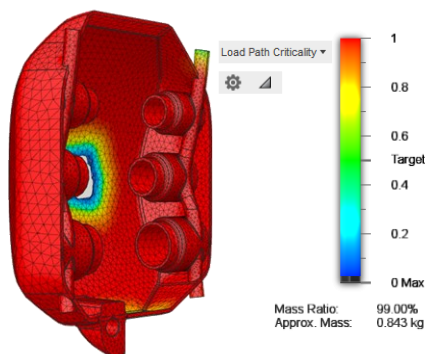


Fig. 5.53 Etrier de frânare redus masic cu 1%

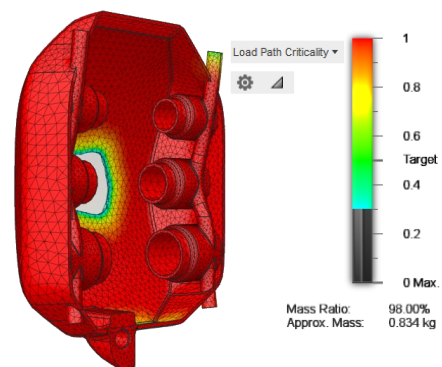


Fig. 5.54 Etrier de frânare redus masic cu 2%

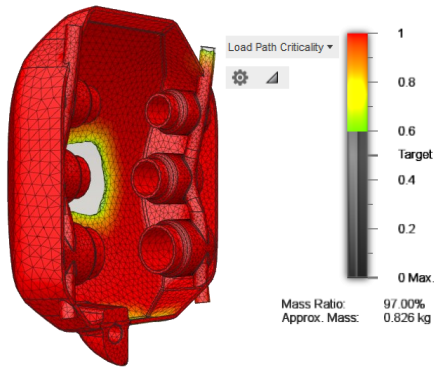


Fig. 5.55 Etrier de frânare redus masic cu 3%

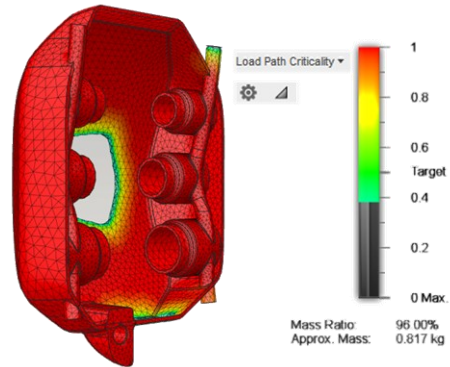


Fig. 5.56 Etrier de frânare redus masic cu 4%

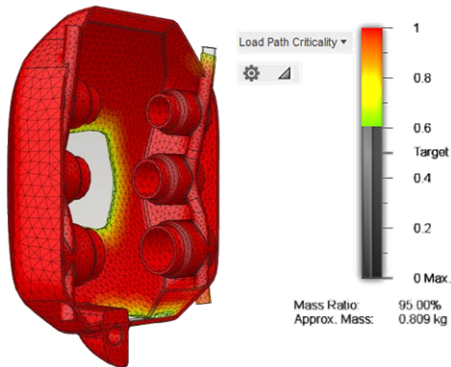


Fig. 5.57 Etrier de frânare redus masic cu 5%

Variația valorilor parametrilor cercetați, pentru toate procentele de reducere masică, s-a centralizat și studiat în tabelul **Tab. 5.8**. De asemenea, variația abaterii procentuale față de valorile de referință, a fiecărui parametru, a fost centralizată și studiată în tabelul **Tab. 5.9**.

Tab. 5.8 Centralizarea rezultatelor obținute după reeefectuarea simulărilor cu elemente finite

δ_m [%]	F_{SigMin_Et}	$\sigma_{EchivVM_Et}$ [MPa]	d_{Et} [mm]	ε_{Et}
1%	1,9	235,2	0,598	0,00514
2%	1,808	247,2	0,590	0,00557
3%	1,773	252,1	0,589	0,00517
4%	1,823	245,2	0,581	0,00530
5%	1,741	256,8	0,574	0,00521

Tab. 5.9 Centralizarea abaterilor procentuale ai principalilor parametri studiați

δ_m [%]	ΔF_{SigMin_Et} [%]	$\Delta \sigma_{EchivVM_Et}$ [%]	Δd_{Et} [%]	$\Delta \varepsilon_{Et}$ [%]
1%	+8,88%	-8,16%	-10,79%	-11,09
2%	+3,61%	-3,48%	-11,97%	-3,56%

3%	+1,6%	-1,56%	-12,08%	-10,52%
4%	+4,47%	-4,26%	-13,39%	-8,27%
5%	-0,23%	+0,27%	-14,42%	-9,85%

În scenariul primar de optimizare, unde s-a încercat optimizarea topologică în procent de 1%, se poate observa că indicatorul factor de siguranță minim, F_{SigMin_Et} , crește în proporție de $\cong +9\%$, consecință a scăderii tensiunii echivalente maxime Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Et}$, cu $\cong -8\%$. Alungirea, ε_{Et} , s-a îmbunătățit, acest indicator înregistrând o scădere de $\cong -11\%$. Deplasarea maximă, d_{Et} , s-a redus cu $\cong -11\%$ în comparație cu valoarea de referință.

În scenariul secund de optimizare, în care factorul de penalizare masică a fost de 2%, se evidențiază faptul că factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Et} , a crescut cu $\cong +4\%$, tensiunea echivalentă maximă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Et}$, s-a redus invers proporțional cu F_{SigMin_Et} , cu $\cong -3\%$, deplasarea maximă, d_{Et} , a scăzut cu $\cong -12\%$, iar alungirea, ε_{Et} , a înregistrat o scădere de $\cong -4\%$.

În scenariul terțiar de optimizare, în care factorul de penalizare masică a fost de 3%, se evidențiază faptul că factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Et} , a crescut cu $\cong +2\%$, tensiunea echivalentă maximă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Et}$, s-a redus invers proporțional cu F_{SigMin_Et} , cu $\cong -2\%$, deplasarea maximă, d_{Et} , a scăzut cu $\cong -12\%$, iar alungirea, ε_{Et} , a înregistrat o scădere de $\cong -11\%$.

În scenariul cuaternar de optimizare, în care factorul de penalizare masică a fost de 4%, se evidențiază faptul că factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Et} , a crescut cu $\cong +4\%$, tensiunea echivalentă maximă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Et}$, s-a redus invers proporțional cu F_{SigMin_Et} , cu $\cong -4\%$, deplasarea maximă, d_{Et} , a scăzut cu $\cong -13\%$, iar alungirea, ε_{Et} , a înregistrat o scădere de $\cong -8\%$.

În ultimul scenariu de optimizare, unde reducerea masică a fost de 5%, se evidențiază faptul că factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Et} , s-a redus foarte puțin, cu $\cong -0,2\%$, tensiunea echivalentă maximă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Et}$, a crescut invers proporțional cu F_{SigMin_Et} , cu $\cong +0,2\%$, deplasarea maximă, d_{Et} , a scăzut cu $\cong -14\%$, iar alungirea, ε_{Et} , a înregistrat o scădere de $\cong -10\%$.

Din punct de vedere tehnic, considerând cele enunțate anterior, se consideră că scenariul primar de optimizare are cel mai mare grad de fezabilitate dintre toate cele studiate.

Pe de altă parte, variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Et} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , a fost reprezentată grafic prin intermediul **Fig. 5.58**.

Variația abaterii procentuale a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Et} , este reprezentată cu ajutorul **Fig. 5.59**.

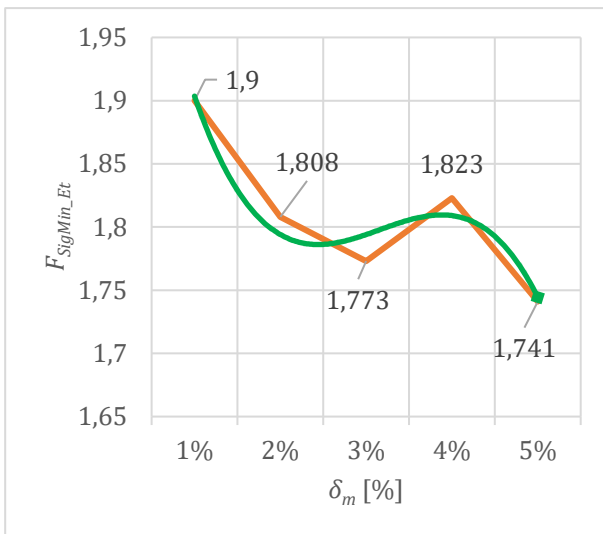


Fig. 5.58 Variația factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Et}

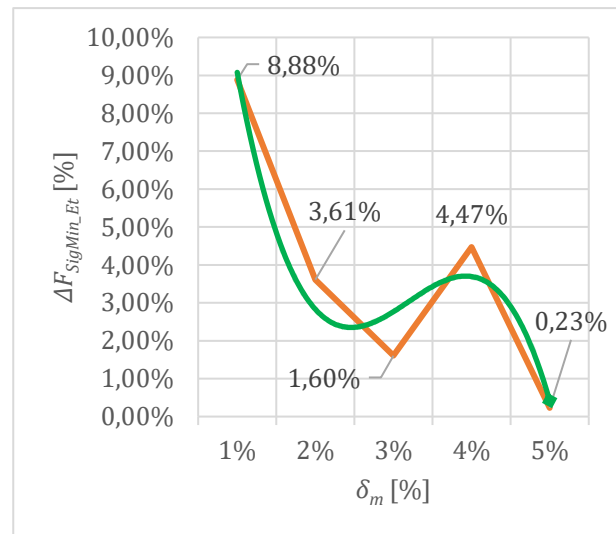


Fig. 5.59 Variația abaterii procentuale a factorului de siguranță minim, ΔF_{SigMin_Et}

Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Et}$, în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , a fost reprezentată grafic prin intermediul **Fig. 5.60**.

Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente, $\Delta\sigma_{EchivVM_Et}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul **Fig. 5.61**.

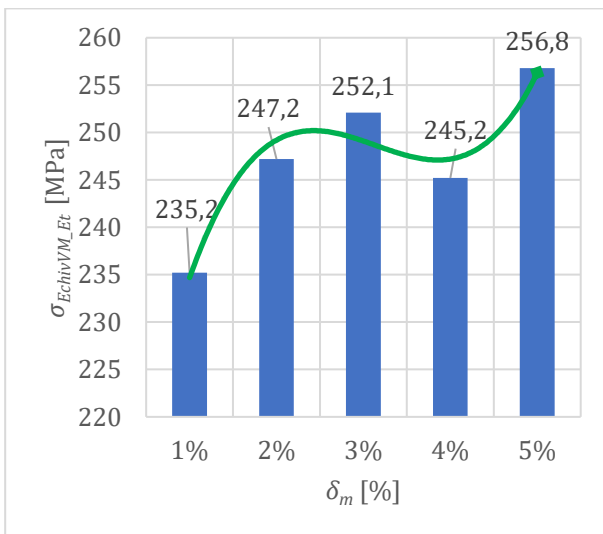


Fig. 5.60 Variația tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Et}$

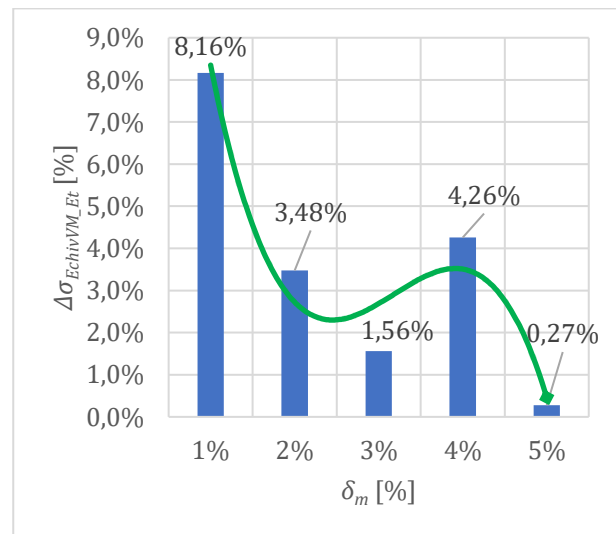
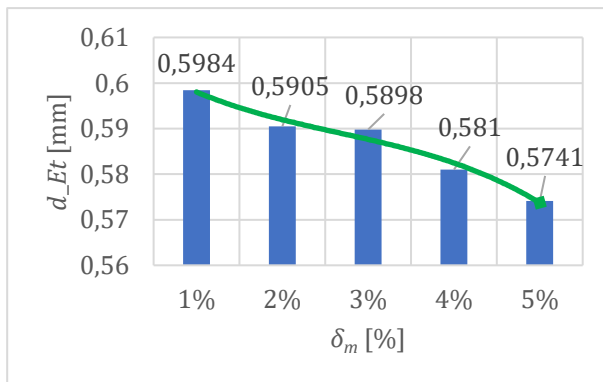
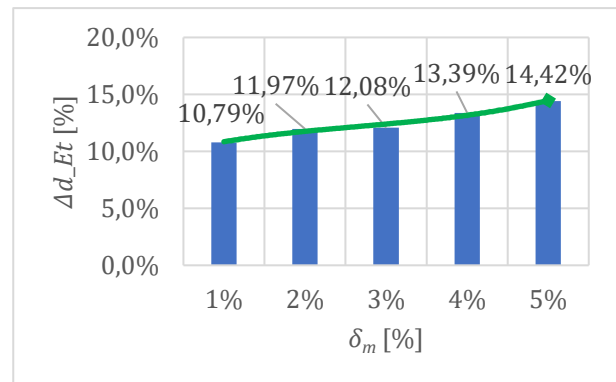


Fig. 5.61 Variația abaterii procentuale a tensiunii echivalente Von Mises, $\Delta\sigma_{EchivVM_Et}$

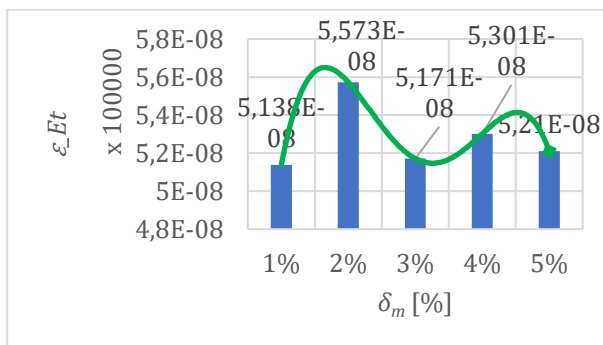
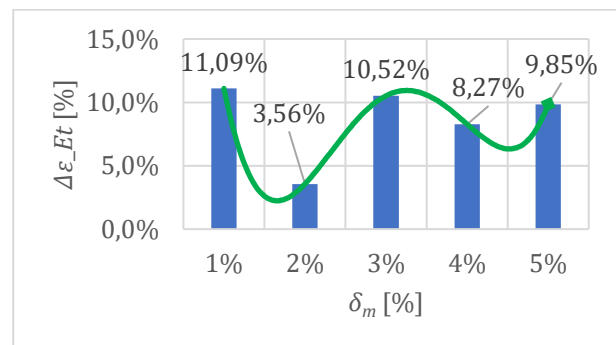
Considerând variația deplasării maxime, d_{Et} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , ea a fost reprezentată grafic prin intermediul **Fig. 5.62**.

Simultan s-a avut în vedere și variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Et} , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , fiind reprezentată cu ajutorul **Fig. 5.63**.

Fig. 5.62 Variația deplasării maxime, d_{Et} Fig. 5.63 Variația abaterii procentuale a deplasării maxime, Δd_{Et}

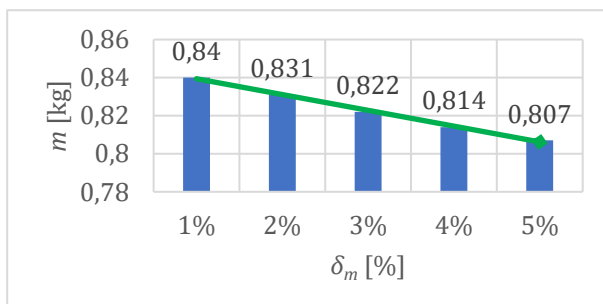
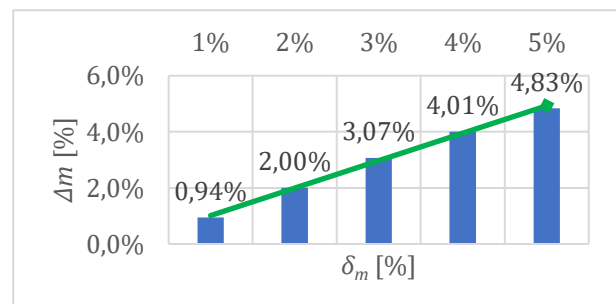
În continuare, variația alungirii, ε_{Et} , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , a fost reprezentată grafic în Fig. 5.64.

În acest context s-a reprezentat și studiat, variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\varepsilon_{Et}$, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , cu ajutorul Fig. 5.65.

Fig. 5.64 Variația alungirii, ε_{Et} Fig. 5.65 Variația abaterii procentuale a alungirii, $\Delta\varepsilon_{Et}$

Analiza efectuată pe baza simulărilor, la nivelul etrierului, a avut în vedere și modificarea valorilor masei acestuia, corespunzător procentelor de penalizare adoptate. Astfel, variația masei, m , în valori absolute, în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este prezentată prin intermediul Fig. 5.66.

Variația abaterii procentuale a masei, Δm , în funcție de procentul de reducere al masei, δ_m , este reprezentată cu ajutorul Fig. 5.67.

Fig. 5.66 Variația masei, m Fig. 5.67 Variația abaterii procentuale a masei, Δm

Capitolul 6

Modele analitice obținute la nivelul parametrilor specifici ai componentelor sistemului de propulsie în urma optimizării topologice

6.1 Modele analitice ale factorului de siguranță minim

În continuare, acest subcapitol sintetizează modelele analitice de variație ale factorului de siguranță minim, F_{SigMin} , pentru toate cazurile de optimizare topologică, la nivelul fiecărui component analizat din sistemul de propulsie. Se menționează că la nivelul pistonului ecuațiile redau ambele ipoteze de încărcare, generate în principal de valorile presiunii maxime din cilindru, așa cum s-a arătat în **Capitolul 4**. Aceste variații sunt exprimate în funcție de procentul de penalizare masică, δ_m , prin intermediul ecuațiilor (6.1),..., (6.8).

$$F_{SigMin_Piston} = -12,6 \cdot 10^{-3} \delta_m^3 + 15,39 \cdot 10^{-2} \delta_m^2 - 54,06 \cdot 10^{-2} \delta_m + 2,86 \quad (6.1)$$

$$F_{SigMin_Piston} = -10,6 \cdot 10^{-3} \delta_m^3 + 12,58 \cdot 10^{-2} \delta_m^2 - 42,91 \cdot 10^{-2} \delta_m + 2,25 \quad (6.2)$$

$$F_{SigMin_Bloc} = -3,5 \cdot 10^{-3} \delta_m^2 + 1,15 \cdot 10^{-2} \delta_m + 1,386 \quad (6.3)$$

$$F_{SigMin_Bloc} = -1,5 \cdot 10^{-3} \delta_m^2 + 5,5 \cdot 10^{-3} \delta_m + 1,465 \quad (6.4)$$

$$F_{SigMin_Rd8} = -54,5 \cdot 10^2 \delta_m^2 + 2,585 \delta_m + 11,41 \quad (6.5)$$

$$F_{SigMin_Rd9} = 21,4 \cdot 10^2 \delta_m^2 - 71,8 \cdot 10^2 \delta_m + 7,757 \quad (6.6)$$

$$F_{SigMin_Bi} = -5 \cdot 10^{-4} \delta_m^2 + 1,5 \cdot 10^{-3} \delta_m + 1,452 \quad (6.7)$$

$$F_{SigMin_Et} = -1,58 \cdot 10^{-2} \delta_m^3 + 1,493 \cdot 10^{-1} \delta_m^2 - 4,47 \cdot 10^{-1} \delta_m + 2,217 \quad (6.8)$$

6.2 Modele analitice ale tensiunii echivalente Von Mises

Modelele analitice de variație ale tensiunii echivalente Von Mises, $\sigma_{EchivVM}$, pentru toate cazurile de optimizare topologică studiate, pentru fiecare componentă analizată a sistemului de propulsie, sunt redate mai jos. Este important de menționat că la nivelul pistonului s-au avut în vedere ambele ipoteze de încărcare, detaliate în **Capitolul 4**. Aceste variații sunt exprimate în funcție de procentul de penalizare masică, δ_m .

$$\sigma_{EchivVM_Piston} = 18,58 \cdot 10^{-2} \delta_m^3 - 15,089 \cdot 10^{-1} \delta_m^2 + 22,452 \cdot 10^{-1} \delta_m + 62,648 \quad (6.9)$$

$$\sigma_{EchivVM_Piston} = 27,08 \cdot 10^{-2} \delta_m^3 - 22,946 \cdot 10^{-1} \delta_m^2 + 41,545 \cdot 10^{-1} \delta_m + 78,114 \quad (6.10)$$

$$\sigma_{EchivVM_Bloc} = 0,3 \delta_m^2 - 1 \delta_m + 104,7 \quad (6.11)$$

$$\sigma_{EchivVM_Bloc} = 0,05\delta_m^2 - 0,15\delta_m + 103,3 \quad (6.12)$$

$$\sigma_{EchivVM_Rd8} = 3,3\delta_m^2 - 15,68\delta_m + 99,95 \quad (6.13)$$

$$\sigma_{EchivVM_Rd9} = -4,65\delta_m^2 + 15,65\delta_m + 151,4 \quad (6.14)$$

$$\sigma_{EchivVM_Bi} = 0,15\delta_m^2 - 0,45\delta_m + 307,9 \quad (6.15)$$

$$\sigma_{EchivVM_Etrier} = 2,133\delta_m^3 - 20,1\delta_m^2 + 59,867\delta_m + 192,8 \quad (6.16)$$

6.3 Modele analitice ale deplasării

Modelele analitice de variație prezentate mai jos exprimă deplasările, d , pentru toate cazurile de optimizare topologică studiate, aferente fiecărei componente a sistemului de propulsie, în funcție de procentul de penalizare masică, δ_m . Aceste modele de variație reprezintă o bază esențială pentru evaluarea și optimizarea deplasărilor, reflectând influența procentului de penalizare masică, δ_m , asupra acestora.

$$d_{Piston} = 2,9 \cdot 10^{-3} \delta_m^4 - 3,65 \cdot 10^{-2} \delta_m^3 + 15,99 \cdot 10^{-2} \delta_m^2 - 27,17 \cdot 10^{-2} \delta_m + 39,24 \quad (6.17)$$

$$d_{Piston} = 2,8 \cdot 10^{-3} \delta_m^4 - 3,6 \cdot 10^{-2} \delta_m^3 + 15,8 \cdot 10^{-2} \delta_m^2 - 26,88 \cdot 10^{-2} \delta_m + 39,28 \quad (6.18)$$

$$d_{Bloc} = 1,5 \cdot 10^{-3} \delta_m^2 - 2,5 \cdot 10^{-3} \delta_m + 10^{-3} \quad (6.19)$$

$$d_{Bloc} = 10^{-3} \delta_m^2 + 2 \cdot 10^{-3} \delta_m + 1,828 \quad (6.20)$$

$$d_{Rd8} = 3 \cdot 10^{-4} \delta_m^2 - 1,2 \cdot 10^{-3} \delta_m + 5,2 \cdot 10^{-3} \quad (6.21)$$

$$d_{Rd9} = 7 \cdot 10^{-4} \delta_m^2 - 10^{-3} \delta_m + 0,0146 \quad (6.22)$$

$$d_{Bi} = 6,8 \cdot 10^{-2} \delta_m^2 - 0,494 \delta_m + 5,735 \quad (6.23)$$

$$d_{Et} = -4 \cdot 10^{-4} \delta_m^3 + 3,5 \cdot 10^{-3} \delta_m^2 - 1,36 \cdot 10^{-2} \delta_m + 0,6086 \quad (6.24)$$

6.4 Modele analitice ale alungirii

Ultimul set de modele analitice de variație prezentate au în vedere parametrului alungire, ε , pentru toate cazurile de optimizare topologică studiate, valabile pentru fiecare piesă componentă studiată a sistemului de propulsie. Acestea sunt exprimate în funcție de procentul de penalizare masică, δ_m .

$$\varepsilon_{Piston} = 7,5 \cdot 10^{-3} \delta_m \quad (6.25)$$

$$\varepsilon_{Piston} = -5 \cdot 10^{-7} \delta_m^4 + 7 \cdot 10^{-6} \delta_m^3 - 3 \cdot 10^{-5} \delta_m^2 + 6 \cdot 10^{-5} \delta_m + 7,6 \cdot 10^{-3} \quad (6.26)$$

$$\varepsilon_{Bloc} = 10^{-6} \delta_m^2 - 4 \cdot 10^{-6} \delta_m + 8,2 \cdot 10^{-3} \quad (6.27)$$

$$\varepsilon_{Bloc} = 5 \cdot 10^{-7} \delta_m^2 - 5 \cdot 10^{-7} \delta_m + 4,9 \cdot 10^{-3} \quad (6.28)$$

$$\varepsilon_{R_{dB}} = -10^{-5}\delta_m^2 - 2 \cdot 10^{-6}\delta_m + 7 \cdot 10^{-4} \quad (6.29)$$

$$\varepsilon_{R_{d9}} = -7 \cdot 10^{-5}\delta_m^2 + 2 \cdot 10^{-4}\delta_m + 1,2 \cdot 10^{-3} \quad (6.30)$$

$$\varepsilon_{Bi} = -4 \cdot 10^{-5}\delta_m^2 + 2 \cdot 10^{-4}\delta_m + 6,6 \cdot 10^{-3} \quad (6.31)$$

$$\varepsilon_{Et} = -9 \cdot 10^{-5}\delta_m^4 + 1,1 \cdot 10^{-3}\delta_m^3 - 4,9 \cdot 10^{-3}\delta_m^2 + 8,6 \cdot 10^{-3}\delta_m + 4 \cdot 10^{-4} \quad (6.32)$$

6.5 Formele polinomiale generale ai principalilor parametri studiați

- Din analiza acestor modele reiese că variația acestor principali parametri avuți în vedere se poate exprima prin forme polinomiale, având gradul maxim patru, redate mai jos:

$$F_{SigMin_{OP}} = a_i \delta_m^\alpha + b_j \delta_m^\beta + c_k \delta_m^\gamma + d_l \delta_m^\theta + e_m \delta_m^\tau$$

unde a_i, b_j, c_k, d_l și e_m sunt dați în ordinea ecuațiilor prin matricele coloană, redate în continuare:

$$a_i = |0|; b_j = \begin{bmatrix} -12,6 \cdot 10^{-3} \\ -10,6 \cdot 10^{-3} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1,58 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}; c_k = \begin{bmatrix} 15,39 \cdot 10^{-2} \\ 12,58 \cdot 10^{-2} \\ -3,5 \cdot 10^{-3} \\ -1,5 \cdot 10^{-3} \\ -54,5 \cdot 10^2 \\ 21,4 \cdot 10^2 \\ -5 \cdot 10^{-4} \\ -1,58 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}; d_l = \begin{bmatrix} -54,06 \cdot 10^{-2} \\ -42,91 \cdot 10^{-2} \\ 1,15 \cdot 10^{-2} \\ 5,5 \cdot 10^{-3} \\ 2,585 \\ -71,8 \cdot 10^2 \\ 1,5 \cdot 10^{-3} \\ -4,47 \cdot 10^{-1} \end{bmatrix}; e_m = \begin{bmatrix} 2,86 \\ 2,25 \\ 1,386 \\ 1,465 \\ 11,41 \\ 7,757 \\ 1,452 \\ 2,217 \end{bmatrix}$$

$$\alpha = 4$$

$$\beta = 3$$

$$\text{unde } \gamma = 2$$

$$\theta = 1$$

$$\tau = 0$$

$$\sigma_{EchivVM_{OP}} = f_n \delta_m^\alpha + g_o \delta_m^\beta + h_p \delta_m^\gamma + i_q \delta_m^\theta + j_r \delta_m^\tau$$

unde f_n, g_o, h_p, i_q și j_r sunt dați în ordinea ecuațiilor prin matricele coloană, redate în continuare:

$$f_n = |0|; g_o = \begin{bmatrix} 18,58 \cdot 10^{-2} \\ 27,08 \cdot 10^{-2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2,133 \end{bmatrix}; h_p = \begin{bmatrix} -15,089 \cdot 10^{-1} \\ -22,946 \cdot 10^{-1} \\ 0,3 \\ 0,05 \\ 3,3 \\ -4,65 \\ 0,15 \\ -20,1 \end{bmatrix}; i_q = \begin{bmatrix} 22,452 \cdot 10^{-1} \\ 41,545 \cdot 10^{-1} \\ -1 \\ -0,15 \\ -15,68 \\ 15,65 \\ -0,4 \\ 59,867 \end{bmatrix}; j_r = \begin{bmatrix} 62,648 \\ 78,114 \\ 104,7 \\ 103,3 \\ 99,95 \\ 151,4 \\ 307,9 \\ 192,8 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}\alpha &= 4 \\ \beta &= 3 \\ \text{unde } \gamma &= 2 \\ \theta &= 1 \\ \tau &= 0\end{aligned}$$

$$d_{OP} = k_s \delta_m^\alpha + l_t \delta_m^\beta + m_u \delta_m^\gamma + n_v \delta_m^\theta + o_w \delta_m^\tau$$

unde k_s, l_t, m_u, n_v și o_w sunt dați în ordinea ecuațiilor prin matricele coloană, redată în continuare:

$$k_s = \begin{bmatrix} 2,9 \cdot 10^{-3} \\ 2,8 \cdot 10^{-3} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad l_t = \begin{bmatrix} -3,65 \cdot 10^{-2} \\ -3,6 \cdot 10^{-2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -4 \cdot 10^{-4} \end{bmatrix}; \quad m_u = \begin{bmatrix} 15,99 \cdot 10^{-2} \\ 15,8 \cdot 10^{-2} \\ 1,5 \cdot 10^{-3} \\ 10^{-3} \\ 3 \cdot 10^{-4} \\ 7 \cdot 10^{-4} \\ 6,8 \cdot 10^{-2} \\ 3,5 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix}; \quad n_v = \begin{bmatrix} 27,17 \cdot 10^{-2} \\ -26,88 \cdot 10^{-2} \\ -2,5 \cdot 10^{-3} \\ 2 \cdot 10^{-3} \\ -1,2 \cdot 10^{-3} \\ -10^{-3} \\ -0,494 \\ -1,36 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix};$$

$$o_w = \begin{bmatrix} 39,24 \cdot 10^{-2} \\ 39,28 \cdot 10^{-2} \\ 10^{-3} \\ 1,828 \\ 5,2 \cdot 10^{-3} \\ 0,0146 \\ 5,735 \\ 0,6086 \end{bmatrix}, \quad \text{unde } \begin{aligned}\alpha &= 4 \\ \beta &= 3 \\ \gamma &= 2 \\ \theta &= 1 \\ \tau &= 0\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{OP} = p_x \delta_m^\alpha + q_y \delta_m^\beta + r_z \delta_m^\gamma + s_\rho \delta_m^\theta + t_\omega \delta_m^\tau$$

unde p_x, q_y, r_z, s_ρ și t_ω sunt dați în ordinea ecuațiilor prin matricele coloană, redată în continuare:

$$p_x = \begin{bmatrix} 0 \\ -5 \cdot 10^{-7} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -9 \cdot 10^{-5} \end{bmatrix}; \quad q_y = \begin{bmatrix} 0 \\ 7 \cdot 10^{-6} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1,1 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix}; \quad r_z = \begin{bmatrix} 0 \\ -3 \cdot 10^{-5} \\ 10^{-6} \\ 5 \cdot 10^{-7} \\ -10^{-5} \\ -7 \cdot 10^{-5} \\ -4 \cdot 10^{-5} \\ -4,9 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix}; \quad s_\rho = \begin{bmatrix} 7,5 \cdot 10^{-3} \\ 6 \cdot 10^{-5} \\ -4 \cdot 10^{-6} \\ -5 \cdot 10^{-7} \\ -2 \cdot 10^{-6} \\ 2 \cdot 10^{-4} \\ 2 \cdot 10^{-4} \\ 8,6 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix};$$



$$t_{\omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ 7,6 \cdot 10^{-3} \\ 8,2 \cdot 10^{-3} \\ 4,9 \cdot 10^{-3} \\ 7 \cdot 10^{-4} \\ 1,2 \cdot 10^{-3} \\ 6,6 \cdot 10^{-3} \\ 4 \cdot 10^{-4} \end{bmatrix}, \quad \text{unde } \begin{matrix} \alpha = 4 \\ \beta = 3 \\ \gamma = 2 \\ \theta = 1 \\ \tau = 0 \end{matrix}$$

- Pe baza acestor modele obținute se pot realiza optimizări cu pași incrementali mai reduși, menite să conducă la forme geometrice mai rafinate și, nu în ultimul rând, mai tehnologice.
- În același timp, studiul derivatelor acestor funcții poate asigura determinarea procentului de penalizare masică, δ_m , corespunzător valorii minime, respectiv maxime a parametrului de interes în cadrul optimizării geometriei organului avut în vedere, din sistemul de propulsie.

Capitolul 7

Modele fizice. Determinări și rezultate experimentale

7.1 Modele fizice

Pentru o mai bună vizualizare a componentelor optimizate topologic, pe lângă simulări, fiind vorba de piese importante, s-a considerat util să se facă și un model fizic din PLA (Polylactic Acid), printat 3D. Astfel, modele din material plastic, la nivelul pistonului, pinioanelor și etrierului, sunt reprezentate cu ajutorul **Fig. 7.1 a, b**, **Fig. 7.2**, **Fig. 7.3** și **Fig. 7.4 a, b**.

**a)****b)**

Fig. 7.1 a, b Pistonul printat 3D
a - reprezentare în vedere izometrică
b - reprezentare în secțiune



Fig. 7.2 Angrenajul de roți dințate, $R_{d7} - R_{d8}$, printat 3D, reprezentare în vedere izometrică



Fig. 7.3 Angrenajul de roți dințate, $R_{d8} - R_{d9}$, printat 3D, reprezentare în vedere izometrică

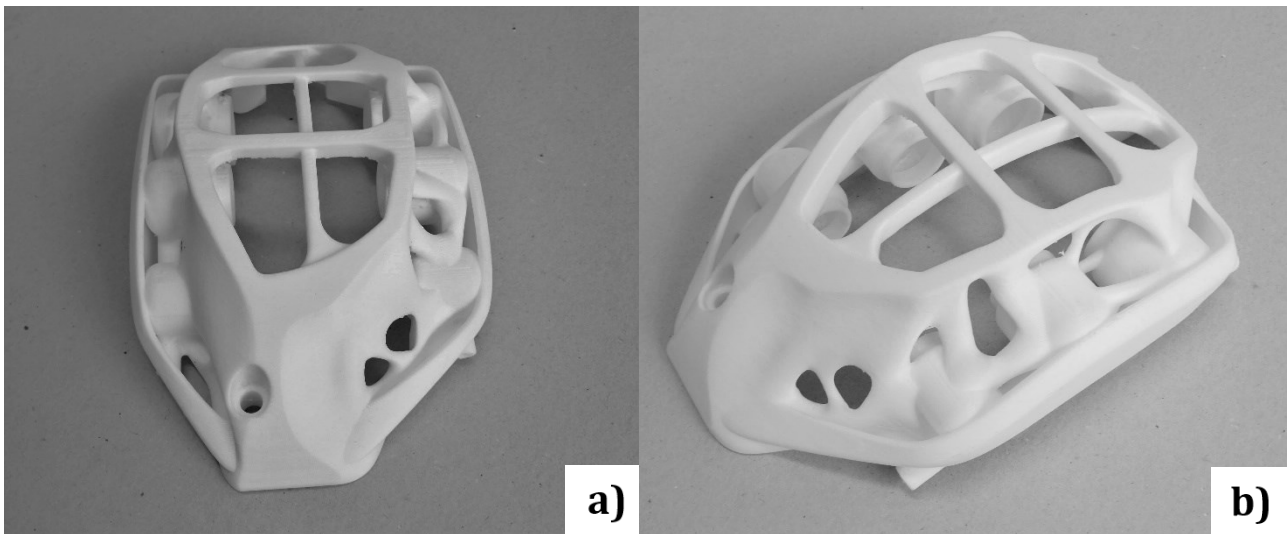


Fig. 7.4 a, b Etrierul de frânare printat 3D
a - vedere frontală
b - vedere izometrică

7.2 Determinări și rezultate experimentale

În cadrul încercării s-au măsurat deplasările din cele două regiuni de interes ale pistonului, deplasări generate de forțele date de presiunile maxime ce corespund fiecărui scenariu de încărcare considerat în cadrul simulărilor din **Capitolul 4**. Este vorba de presiunea de 7 [MPa] în cazul ipotezei **IPT_P2.1**, respectiv 9 [MPa] pentru ipoteza de încărcare **IPT_P2.2**. Prima regiune de interes este regiunea port segment, iar cea de-a doua este fusta pistonului. În cadrul **Fig. 7.5** și **Fig. 7.6** se exemplifică măsurătorile efectuate în cazul solicitării corespunzătoare ipotezei **IPT_P2.2**. Aceste deplasări au fost măsurate cu ajutorul a unui ceas comparator, fixat cu ajutorul dispozitivului propriu de fixare magnetică.



Fig. 7.5 Măsurarea parametrului deplasare în regiunea port segment, cu ceasul comparator și pistonul în prim cadru



Fig. 7.6 Măsurarea parametrului deplasare în regiunea fusteii pistonului, cu ceasul comparator în prim cadru

Din multitudinea de determinări efectuate s-a constatat că abaterile între valorile simulate și cele măsurate în cele două regiuni sunt sub 10%, ceea ce confirmă veridicitatea simulărilor efectuate. În acest sens, se prezintă mai jos abaterile obținute pentru ipoteza **IPT_P2.2**, cu factorul de penalizare masică $\delta_m = 2$ [%]. S-a ales pentru exemplificare situația ce corespunde cu $\delta_m = 2$ [%] deoarece ea reprezintă o situație optimă pentru piston, din punct de vedere al valorilor deplasărilor. Astfel, pentru regiunea port segment, deplasarea simulată, $d_{RPS_{SIM}}$, este:

$$d_{RPS_{SIM}} \cong 0,225 \text{ [mm]} \quad (7.1)$$

De cealaltă parte, așa cum se observă și în **Fig. 7.5** deplasarea măsurată, $d_{RPS_{M\grave{A}S}}$, este:

$$d_{RPS_{M\grave{A}S}} \cong 0,21 \text{ [mm]} \quad (7.2)$$

În aceste condiții, abaterea deplasării măsurate față de cea simulată, a_{RPS} , este de aproximativ 6,66%, deci sub 10%, respectiv:

$$a_{RPS} \cong 6,66\% < 10\% \quad (7.3)$$

Pentru regiunea aflată la extremitatea de jos a fustei pistonului, deplasarea simulată, $d_{FUS_{SIM}}$, este:

$$d_{FUS_{SIM}} \cong 0,113 \text{ [mm]} \quad (7.4)$$

iar deplasarea măsurată, conform **Fig. 7.6** este:

$$d_{FUS_{M\grave{A}S}} \cong 0,112 \text{ [mm]} \quad (7.5)$$

Avem astfel:

$$a_{FUS} \cong 0,885\% < 1\% \quad (7.6)$$

În acest caz, ținând cont de valorile deplasării, atât simulată cât și măsurată în regiunea aflată în extremitatea de jos a fustei pistonului, abaterea calculată, a_{FUS} , va fi circa 0,885%, fiind mai mică decât 1%. Și în acest caz abaterea confirmă exactitatea simulărilor.

Pentru verificarea simulărilor referitoare la distribuția de temperaturi în piston, precum și gradientul termic, s-au efectuat, de asemenea, determinări experimentale.

În acest scop, s-a procedat la încălzirea capului pistonului cu ajutorul unui dispozitiv de brazare cu flacără oxiacetilenică. Pentru a simula condițiile din interiorul camerei de ardere a motorului, s-a realizat un depozit superficial de carbon pe suprafața capului pistonului, de culoare neagră, prin expunerea la flacăra aparatului, la o temperatură scăzută. Ulterior, s-a realizat încălzirea capului cu flacără la temperatură mai mare, prin intermediul unui ecran subțire din tablă de aluminiu, asigurându-se astfel distribuția uniformă a temperaturii, conform ipotezei de simulare.

Pentru a determina temperaturile de pe suprafețele pistonului s-a utilizat o cameră de termoviziune. Imaginile pistonului supus încălzirii, obținute prin intermediul camerei de

termoviziune, sunt redată în **Fig. 7.7 a, b, c, d**. Acestea corespund ipotezei de simulare **IPT_P2.2**, definită în **Capitolul 4** al lucrării.

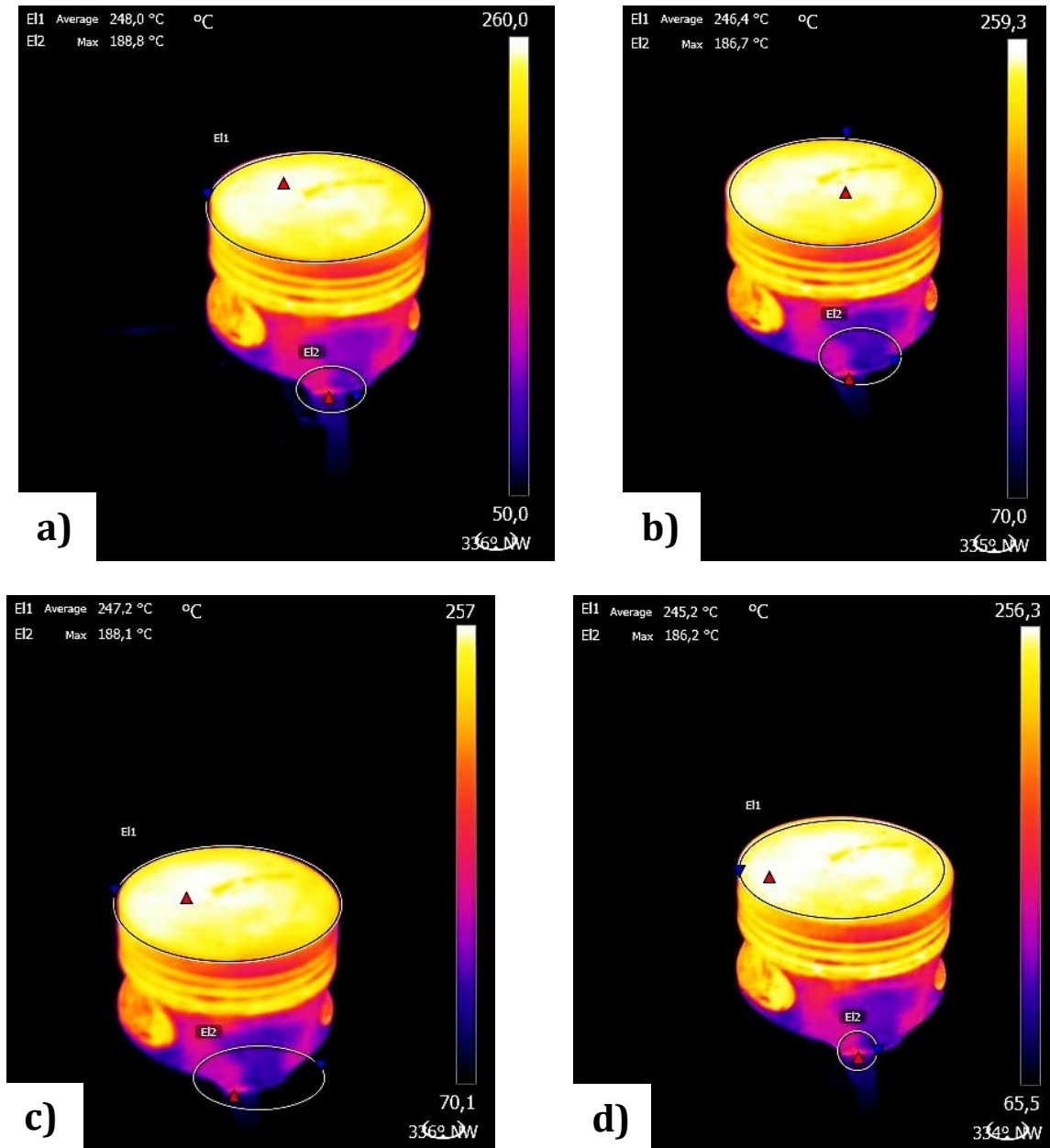


Fig. 7.7 a, b, c, d Temperatura pistonului scanată cu ajutorul camerei de termoviziune

- a – pentru pistonul neoptimizat topologic
- b – pentru pistonul cu procentul de penalizare masică $\delta_m = 2$ [%]
- c – pentru pistonul cu procentul de penalizare masică $\delta_m = 3$ [%]
- d – pentru pistonul cu procentul de penalizare masică $\delta_m = 4$ [%]

În urma determinărilor efectuate, se concluzionează că abaterile între valorile măsurate experimental prin scanare termică și cele simulate sunt inferioare valorii de 6%, considerându-se astfel că modelele simulate ale distribuției temperaturii în piston pot fi validate. În continuare sunt prezentate abaterile obținute pentru fiecare caz de penalizare masică, cazuri indicate în **Fig. 7.7 a, b, c, d**. Astfel, pentru pistonul neoptimizat topologic, ilustrat în **Fig. 7.7 a**,

abaterile măsurate în regiunea port segment, $a_{T_0_{RPS}}$, și în extremitatea inferioară a fustei pistonului, $a_{T_0_{FUS}}$, sunt:

$$a_{T_0_{RPS}} \cong 0,8\% \quad (7.7)$$

$$a_{T_0_{FUS}} \cong 4,9\% \quad (7.8)$$

În cazul expus în **Fig. 7.7 b**, unde pistonul a fost optimizat masic cu $\delta_m = 2$ [%], abaterea valorilor de temperatură în regiunea port segment, $a_{T_2_{RPS}}$, și abaterea valorilor de temperatură în extremitatea inferioară a fustei pistonului, $a_{T_2_{FUS}}$, au următoarele valori:

$$a_{T_2_{RPS}} \cong 2\% \quad (7.9)$$

$$a_{T_2_{FUS}} \cong 5\% \quad (7.10)$$

În continuare, în următorul caz, cel prezentat în **Fig. 7.7 c**, unde pistonul a fost optimizat masic cu $\delta_m = 3$ [%], valorile abaterii de temperatură, determinate în regiunile cheie ale pistonului, anume în regiunea port segment, $a_{T_3_{RPS}}$, și extremitatea inferioară a fustei, $a_{T_3_{FUS}}$, sunt:

$$a_{T_3_{RPS}} \cong 0,9\% \quad (7.11)$$

$$a_{T_3_{FUS}} \cong 4,2\% \quad (7.12)$$

În cazul pistonului optimizat masic cu $\delta_m = 4$ [%], prezentat în **Fig. 7.7 d**, valorile abaterii de temperatură în regiunea port segment, $a_{T_4_{RPS}}$, cât și valorile abaterii de temperatură în extremitatea inferioară a fustei pistonului, $a_{T_4_{FUS}}$, prezintă următoarele valori:

$$a_{T_4_{RPS}} \cong 0,8\% \quad (7.13)$$

$$a_{T_4_{FUS}} \cong 5,2\% \quad (7.14)$$

Se precizează faptul că s-a considerat utilă studierea abaterilor temperaturilor de-a lungul profilului longitudinal al pistonului, pentru cazurile de optimizare topologică pentru care s-au făcut măsurători termice. Conform **Fig. 7.8** s-au evidențiat două regiuni de interes suplimentare față de cele enunțate anterior și anume, planul median – **PM2** și planul median secundar – **PM3**.

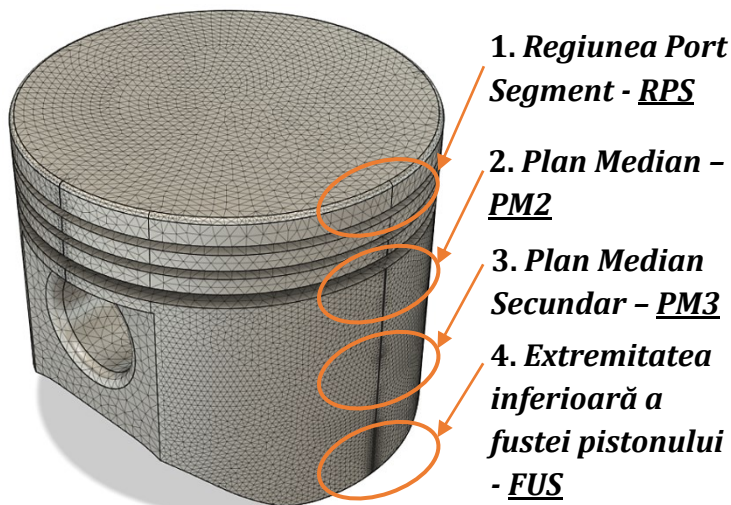


Fig. 7.8 Regiunile de interes ale pistonului

Concluzionând, în raport cu rezultatele din simularea termică, cât și cu graficul variației abaterilor valorilor temperaturilor în regiunile de interes, reprezentat în **Fig. 7.9**, analiza abaterilor de temperatură relevă că modificările structurale aduse pistonului prin optimizarea masică nu generează variații semnificative ale temperaturilor măsurate în

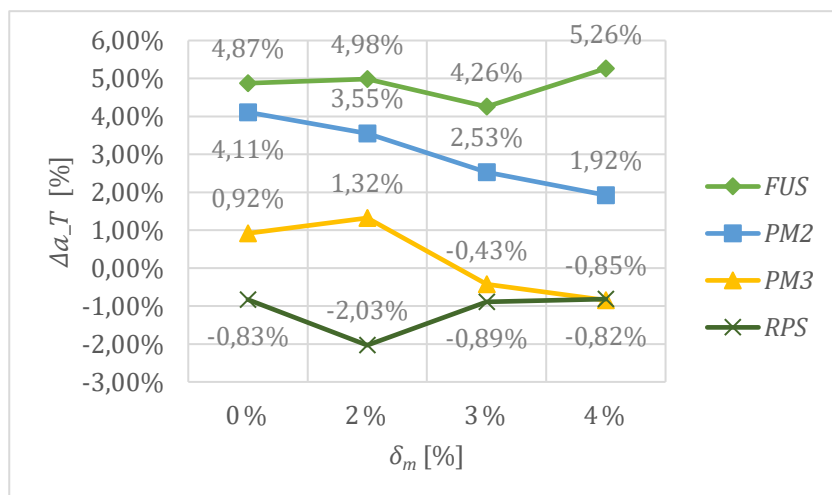


Fig. 7.9 Variația abaterilor valorilor temperaturilor în zonele de interes ale pistonului

regiunile analizate. Astfel, abaterile temperaturilor se mențin sub pragul de 6%, confirmând fidelitatea rezultatelor obținute în ceea ce privește temperatura pistonului.

În continuare, în cadrul acestui capitol, având în vedere importanța tehnică a problemei, s-a considerat utilă verificarea experimentală a comportării pistoanelor motorului de propulsie, la fluj.

În cadrul lucrării se va avea în vedere fluajul plastic,

denumit pe scurt fluaj. În egală măsură se consideră important de precizat că într-o serie întreagă de cazuri, unde legăturile exterioare limitează deformațiile pieselor, precum și în cazul existenței unor legături interioare, cum este cazul problemelor static nedeterminate din punctul de vedere al eforturilor unitare, în urma dezvoltării deformațiilor plastice, se produce o variație în timp a eforturilor unitare, relaxarea. În multe cazuri eforturile unitare se regroupează în volumul piesei.

În același timp, conform lucrărilor de specialitate, calculul pieselor la fluaj se bazează pe rezultatele studiului experimental al fluajului, în cazul stării de eforturi unitare omogene și mono-axiale, cel mai simplu tip de încercare fiind cercetarea experimentală a fluajului piesei încărcată cu o sarcină constantă în timp. În cadrul lucrării s-a avut în vedere că încercarea de fluaj este cea mai răspândită și constă în determinarea deformației remanente a pistonului și a intervalului de timp după care are loc ruperea atunci când solicitarea are loc fără a varia tensiunea și temperatura în timpul încercării.

În acest context, pentru buna desfășurare a acestui tip de experiment, dispozitivul necesar a fost realizat astfel încât să asigure caracteristicile de fluaj cu precizie satisfăcătoare în condițiile de încercare stabilite. Dispozitivul prezentat în **Fig. 7.10 a, b** are în vedere sistemul de solicitare cu o forță constantă a pistonului și sistemul de asigurare a temperaturii constante a pistonului, constituit de un cuptor electric pentru tratament termic, prevăzut cu o incintă izolată și software propriu, așa cum reiese în **Fig. 7.11 a, b**. Temperatura maximă de operare a cuptorului este de 1200 [°C].

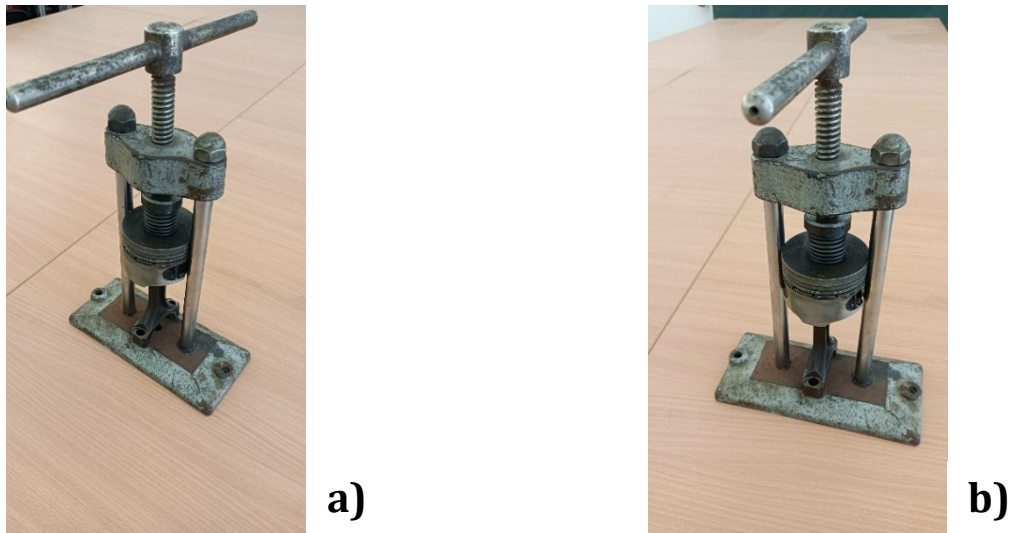


Fig. 7.10 a, b Dispozitiv de fixare a pistonului, folosit pentru solicitarea de fluaj
a – vedere din profil b – vedere frontală

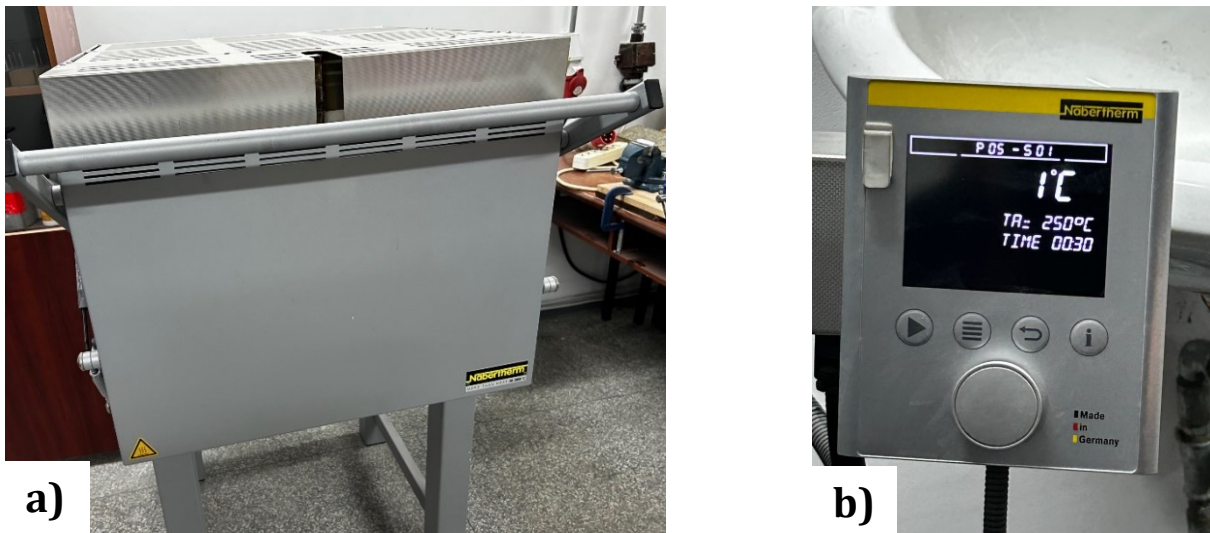


Fig. 7.11 a, b Vedere generală a incintei cuptorului
a – vedere frontală a cuptorului
b – vedere în detaliu a panoului de comandă

Astfel, pistonul a fost supus unei forțe constante, generată de presiunea medie efectivă din ciclul de funcționare al motorului, la regim nominal, $p_e = 0,7$ [MPa], aplicată pe suprafața capului acestuia cu ajutorul unei chei dinamometrice.

În același timp, temperatura de lucru adoptată a fost de aproximativ 250 [°C], așa cum s-a considerat și în simularea efectuată în **Capitolul 4**, corespunzând temperaturii medii a ciclului

motorului. Pentru realizarea acestor condiții ale experimentului, ansamblul dispozitiv – piston a fost introdus în incinta cuptorului electric termostatat, așa cum se arată în **Fig. 7.12 a, b**.



Fig. 7.12 a, b Poziționarea pistonului cu dispozitivul de fixare în incinta cuptorului
a – vedere frontală a incintei cuptorului
b – vedere frontală a cuptorului

Ținând seama de prevederile stabilite în STAS 6635-87 [655], cât și din manualul de testare al pistoanelor specific producătorului MAHLE [44], privind încercarea motoarelor cu ardere internă pentru automobile și tractoare, durata experimentului a fost stabilită la cca. 500 de ore.

Determinările realizate astfel s-au desfășurat în mod comparativ, atât pe pistonul aflat în stare inițială, nemodificat, cât și pe varianta de piston considerată optimă în urma simulărilor realizate, respectiv pistonul cu masa penalizată cu $\delta_m = 2$ [%]. Măsurătorile efectuate pe lungimea mantalei pistoanelor, așa cum se exemplifică în **Fig. 7.13**, dar și pe diametrul acestora, în mai multe planuri, nu au evidențiat în nici una dintre situații modificări dimensionale sesizabile, putându-se astfel concluziona că nu apar manifestări sau influențe ale fenomenului de fluaj, care să afecteze, în special, soluția de piston optimizată topologic.



Fig. 7.2 Măsurarea lungimii pistonului

Capitolul 8

Concluziile finale. Contribuții personale. Oportunități viitoare de cercetare

8.1 Concluzii finale

Abordarea tematică, analiza și sinteza specifică, elaborarea aspectelor teoretice inovatoare, exemplificate cu ajutorul modelelor fizico – matematice, alături de realizarea concretă a modelului fizice și fizic funcționale, a determinărilor experimentale și a interpretării acestora, conduc la formularea unor concluzii importante. Aceste concluzii nu subliniază doar importanța lor în contextul lucrării, ci oferă, de asemenea, contribuții semnificative în evoluția și optimizarea soluțiilor propuse, cu accent asupra avantajelor optimizării topologice în domeniul ingineriei mecanice.

- În primul capitol al acestei lucrări se evidențiază faptul că în domeniul științelor tehnice, variantele de concepție și proiectare a reperelor, dispozitivelor sau instalațiilor sunt influențate de criterii variate, cum ar fi lungimi, presiuni, temperaturi etc. Indiferent de criterii, proiectarea optimă din punct de vedere topologic se definește prin alegerea valorilor variabilelor, în conformitate cu limitele și restricțiile impuse.
- În contextul problemelor de concepție – proiectare se subliniază că soluțiile optime sunt determinate utilizând metode dezvoltate în programarea matematică. Problemele de optimizare sunt formulate prin definirea variabilelor de concepție – proiectare, a funcției obiectiv și a restricțiilor. Astfel, se conturează baza matematică esențială pentru abordarea și rezolvarea problemelor de optimizare topologică în diverse domenii tehnice.
- Metoda gradientilor conjugați reprezintă o abordare eficientă în optimizarea problemelor de concepție – proiectare definite prin funcții pătratice. Prin utilizarea direcțiilor conjugate, această metodă permite minimizarea funcțiilor în cel mult n iterații, indiferent de punctul de pornire, asigurând convergență rapidă și eliminând neajunsurile întâmpinate de metoda gradientului simplu, oferind un suport util pentru constituirea algoritmilor topologici.
- Metoda *Davidon-Fletcher-Powell* reprezintă o extindere și o îmbunătățire a metodelor anterioare, având în vedere funcțiile pătratice. Prin utilizarea matricelor de reflexie și ajustarea acestora în fiecare iterație, această metodă oferă o abordare eficientă pentru minimizarea funcțiilor neliniare, utilizate deseori în procesul de optimizare topologică.
- Optimizarea, în special în cadrul algoritmilor topologici, a funcțiilor cu restricții reprezintă o abordare esențială în rezolvarea problemelor de minimizare, unde determinarea minimului local al funcției este supusă unor constrângeri specifice. Problemele pot fi clasificate în funcție de liniaritatea restricțiilor și a funcției obiectiv, iar soluționarea lor necesită adesea metode directe sau indirecte, depinzând de natura problemelor.
- Convexitatea joacă un rol crucial în analiza și rezolvarea problemelor de optimizare, proprietățile funcțiilor convexe, cum ar fi existența minimelor locale și globale, făcând din convexitate un concept fundamental în teoria optimizării.
- Condițiile *Kuhn-Tucker* extind metoda multiplicatorilor lui *Lagrange* pentru a include restricții de inegalitate în problemele de optimizare. Aceste condiții furnizează un cadru

teoretic pentru determinarea minimelor sau maximelor condiționate ale unei funcții obiectiv, luând în considerare și restricțiile de inegalitate. În esență, condițiile *Kuhn-Tucker* reprezintă un instrument esențial pentru analiza problemelor complexe de optimizare topologică.

- În acest context, metoda funcțiilor de penalizare reprezintă, în egală măsură, o abordare eficientă în rezolvarea problemelor de minimizare cu restricții, transformându-le în probleme fără restricții. Utilizarea unei funcții de penalizare flexibile, precum cea propusă în literatura de specialitate, permite obținerea unor soluții convergente în cadrul unui proces topologic iterativ, având în vedere și penalizarea abaterilor de la restricții.
- Metoda *SIMP* reprezintă o opțiune viabilă în optimizarea topologică, având la bază principiul încărcării maxime. Algoritmul *SIMP* ajustează rigiditatea elementelor finite în funcție de eforturile lor, obținând astfel o distribuție optimă de material în structură. Prin utilizarea unui sistem de tip *container* și a unui exponent de penalizare, algoritmul converge către soluții eficiente și ușor interpretabile.
- Metoda simplex, în contextul programării liniare, oferă o modalitate eficientă de abordare a problemelor de optimizare cu restricții liniare, inclusiv a celor de optimizare topologică. Prin formularea problemei sub forma standard, canonică sau vectorială și aplicarea unei proceduri iterative, se poate ajunge la soluții optime pentru funcții obiectiv liniare.
- Subansamblul chiulasei în motoarele cu ardere internă are o influență semnificativă asupra performanțelor și eficienței motoarelor. Optimizarea topologică a chiulasei prin metoda *Kuhn-Tucker*, realizată în cadrul acestui capitol se dovedește esențială în definirea formulei constructiv-energetice a acestor motoare, integrate în sistemele de propulsie convenționale sau hibrid – electrice.
- Metoda topologică propusă de autor pentru optimizarea chiulasei are în vedere criteriile de optimizare precum rigiditatea, rezistența mecanică și termică, distribuția uniformă a temperaturii și reducerea masei. Prin analiza termoelastică și termică se conturează necesitatea unei configurări și a unor dimensiuni care să minimizeze suprafețele exterioare de cedare a căldurii către mediul extern, contribuind pe această cale la obținerea unui randament efectiv cât mai ridicat al motorului.
- Metodologia de optimizare topologică structurală, abordată în lucrare, vizând componentele sistemului de propulsie al automobilelor, parcurge un set bine definit de etape: de la crearea modelului geometric și analiza cu elemente finite, la optimizarea designului și evaluarea impactului prin analiza topologică. Procesul include implementarea îmbunătățirilor de natură topologică, refacerea analizei cu elemente finite și, în final, compararea rezultatelor pentru a evalua eficacitatea optimizărilor. Se poate suplimenta analiza de optimizare topologică cu un studiu de fezabilitate, studiu ce are rolul de a determina cum poate fi implementată, într-un mod eficient, noua configurație a piesei în linia de producție.
- Metodologia de optimizare structurală în proiectarea topologică încorporează două abordări distincte. Designul *predictiv*, care prin definirea precisă a cerințelor inițiale și a interfețelor funcționale, vizează atingerea unei soluții optime în etapa inițială, evitând iterațiile ulterioare. În contrast, designul *iterativ* se concentrează pe ajustarea unei geometrii inițiale prin multiple iterații, adaptându-se la condițiile de constrângere și încărcare pentru a obține o formă optimizată. Alegerea între aceste două metode depinde de natura proiectului și prioritățile asociate eficienței inițiale versus flexibilității de ajustare continuă. Indiferent de abordarea aleasă, obiectivul rămâne optimizarea structurală, cu succesul implementării influențat de echilibrul între complexitatea proiectului, resursele disponibile și cerințele de performanță impuse.

- În eventualitatea optării pentru producerea în masă a unei piese prin procedeul SLM (Selective Laser Melting), chiar la cadență maximă, costurile producerii ar fi tot ridicate, deoarece o eventuală reducere de costuri ar presupune fie ca viteza de fabricare să crească, fie ca prețul de achiziție a materialelor să scadă în timp.
- În condițiile analizate, o altă abordare economică de interes ar fi mărirea duratei de viață a pieselor create, cu ajutorul tehnologiilor inovatoare, nou emergente în domeniul ingineriei.
- În cazul optimizării topologice a pistonului, urmată de analiza rezultatelor simulărilor, valoarea factorului de siguranță minim, F_{SigMin_Piston} , prezintă cea mai mică abatere față de valoarea inițială în cazul ipotezei **IPT_P2.1**, la o variație a procentului de penalizare $\delta_m = 4\%$. În ambele ipoteze, valoarea factorului de siguranță minim scade odată cu creșterea procentului de penalizare masică.
- Tensiunea echivalentă Von Mises specifică pistonului, $\sigma_{EchivVM_Piston}$, prezintă cea mai mică abatere față de valoarea inițială în ipoteza **IPT_P2.1**, la o valoare a procentului de penalizare $\delta_m = 4\%$. Acest parametru crește odată cu creșterea procentului de penalizare masică, în ambele ipoteze de simulare.
- Alungirea pistonului, ε_{Piston} , nu suferă modificări semnificative în niciuna dintre ipotezele de simulare, valorile acestui parametru fiind relativ constante, indiferent de valoarea procentului de penalizare masică, δ_m . Stabilitatea dimensională constantă a alungirii ε_{Piston} arată că acest parametru nu este influențat semnificativ de variația masei, sugerând că deformările materialului sunt uniforme și constante.
- Parametrul deplasare maximă, d_{Piston} , în cadrul analizei specifice pistonului, suferă abateri față de valoarea inițială, în ambele ipoteze de simulare. În ipoteza **IPT_P2.1**, valoarea lui d_{Piston} crește cu 7,25% la o variație a procentului de penalizare $\delta_m = 3\%$, în timp ce în ipoteza **IPT_P2.2**, deplasarea maximă d_{Piston} se apreciază cu 6,68% la o variație a procentului de penalizare $\delta_m = 3\%$.
- Se observă în cazul analizei pistonului că abaterea gradientului termic, ∇T_{Piston} , este la valoarea maximă atunci când procentul de penalizare $\delta_m = 1\%$, în ambele ipoteze de simulare.
- Reducerea masei pistonului este plauzibilă, putându-se obține în același timp și păstrarea rigidității inițiale. În unele cazuri în care tensiunea echivalentă maximă Von Mises, $\sigma_{EchivVM_Piston}$, sau factorul de siguranță minim, F_{SigMin_Piston} , suferă deprecieri, ca și performanță, acestea se situează totuși în câmpul optim de valori.
- În concluzie, reducerea masică a pistonului cu $\delta_m = 4\%$ se evidențiază ca fiind cea mai bună soluție pentru optimizarea topologică în ambele scenarii de analiză, și anume **IPT_P2.1**, respectiv **IPT_P2.2**. Această optimizare determină variații mici ale parametrilor critici analizați, indicând o performanță superioară în comparație cu alte valori ale procentului de penalizare.
- Reducerea masei pistonului, chiar și cu un procent modest, contribuie la diminuarea solicitărilor inerționale, ceea ce oferă posibilitatea creșterii turației nominale și implicit a puterii nominale a motorului de propulsie.
- Factorul de siguranță minim al blocului motor, F_{SigMin_Bloc} , descrește odată cu creșterea procentului de penalizare masică, cu o variație în jurul procentului de -7% pentru **IPT_B1** și $-5,5\%$ pentru **IPT_B2**.
- Tensiunea echivalentă Von Mises specifică blocului motor, $\sigma_{EchivVM_Bloc}$, crește în mod constant și invers proporțional cu factorul de siguranță minim F_{SigMin_Bloc} , în ambele ipoteze de simulare, cu o variație în jurul procentului de $+7\%$ pentru **IPT_B1** și $+6\%$ pentru **IPT_B2**.

- Deplasarea maximă a blocului motor, d_{Bloc} , nu înregistrează abateri semnificative față de valorile inițiale, în ambele ipoteze de simulare, indicând stabilitatea acestui parametru în cadrul analizei.
- În cadrul ipotezei **IPT_B1**, variația gradientului termic specific blocului motor, ∇T_{Bloc} , înregistrează cea mai mare abatere atunci când procentul de penalizare $\delta_m = 1\%$, abatere cu o valoare de -26% , sugerând un impact semnificativ asupra distribuției temperaturilor din cadrul blocului motor. Similar, în cadrul ipotezei **IPT_B2**, cea mai mare abatere a variației gradientului termic, ∇T_{Bloc} , se înregistrează atunci când procentul de penalizare $\delta_m = 1\%$, cu o valoare de -21% .
- În cazul blocului motor, variația alungirii, ε_{Bloc} , înregistrată în simulările actuale, este relativ mică și constantă în ambele ipoteze de analiză, fapt ce sugerează că acest parametru nu este influențat semnificativ de procentul de penalizare masică δ_m . Cu toate acestea, precizia de calcul poate fi îmbunătățită pentru a putea evalua variații mai mici de ordinul 10^{-5} .
- Optimizarea topologică a blocului motor este plauzibilă, sub rezerva că anumite condiții de constrângere vor trebui impuse. Pentru a nu altera zone cheie sau funcționale ale blocului motor, cum ar fi flanșele sau bosajele pentru montarea anexelor de exemplu, acesta zone trebuie definite în prealabil, înainte ca procesul de optimizare să aibă loc.
- În rezumat, pentru ipotezele de analiză studiate, **IPT_B1** și **IPT_B2**, la nivelul blocului motor, cel mai avantajos procent de penalizare masică este $\delta_m = 2\%$. În această configurație, folosind fontă cenușie pentru **IPT_B2** și aliaj de aluminiu ATC Si18-CuMgNi pentru **IPT_B1**, se înregistrează variații reduse ale parametrilor critici, evidențiindu-se o performanță superioară în comparație cu celelalte procente de penalizare.
- În contextul optimizării topologice a angrenajului cu roți dințate din componența transmisiei, în *cazul I* de optimizare, unde masa, m , a roții dințate R_{d8} a fost redusă cu 3% , se constată că această modificare nu aduce îmbunătățiri semnificative asupra parametrilor analizați în cadrul studiului de optimizare al piesei, cu excepția reducerii masei în sine.
- În ceea ce privește optimizarea topologică a roților dințate, *cazul II*, unde masa, m , a roții dințate R_{d8} a fost redusă cu 4% , se remarcă ca fiind benefic, generând îmbunătățiri notabile asupra tuturor parametrilor cercetați.
- În contrast, *cazul III* de optimizare topologică, unde masa, m , a roții dințate R_{d8} a fost redusă cu 5% , aduce îmbunătățiri asupra majorității parametrilor analizați. Reducerea masei cu 5% trebuie justificată și din punct de vedere economico – tehnic, astfel încât, în eventualitatea unei optimizări, să se ia la cunoștință și să se calculeze raportul între posibilele riscuri și câștiguri, asta deoarece o reducere a masei de 5% implică și o creștere a deplasării maxime, d_{Rd} , cu $\cong 3\%$.
- *Cazul IV* de optimizare topologică a roților dințate, unde masa, m , a roții dințate R_{d9} a fost redusă cu 3% , nu aduce îmbunătățiri asupra parametrilor cercetați în cadrul studiului de optimizare al piesei, alta decât reducerea masei în sine.
- În *cazul V* de optimizare topologică, unde masa, m , a roții dințate R_{d9} a fost redusă cu 4% , se înregistrează deprecieri cu valori cuprinse între 1 și 17% , asupra tuturor parametrilor analizați, astfel că, acest scenariu devine cel mai dezavantajos scenariu de optimizare topologică.
- Pe de altă parte, în *cazul VI* de optimizare topologică, unde masa, m , a roții dințate R_{d9} a fost redusă cu 5% , se înregistrează progrese asupra majorității parametrilor analizați. Cu toate acestea, în perspectiva unei optimizări, este esențială o analiză detaliată în care să se evidențieze avantajele reducerii masei cu 5% , în contextul creșterii cu $\cong 35\%$ a deplasării maxime, d_{Rd} .

- Optimizarea topologică poate duce la creșterea eficienței transmisiei din sistemul de propulsie al autovehiculului prin crearea unui angrenaj cu roți dințate mai rigid și mai capabil să reziste la deformări și încărcări mai mari.
- Utilizând optimizarea topologică se poate reduce greutatea totală a angrenajului cu roți dințate prin identificarea cantității minime de material necesar pentru a îndeplini cerințele de rezistență și rigiditate.
- Aplicarea metodelor topologice poate conduce la îmbunătățirea durabilității angrenajului cu roți dințate prin optimizarea configurației materialului pentru a rezista uzurii și degradării în timp.
- Optimizarea topologică poate spori randamentul vehiculului prin reducerea greutății totale a angrenajului cu roți dințate și îmbunătățirea comportării funcționale a transmisiei.
- Pe cale topologică, în egală măsură, se pot îmbunătăți caracteristicile de funcționare ale angrenajului, cum ar fi zgomotul și vibrațiile.
- Așa cum reiese din analiza efectuată, se are în vedere unui singur tip de material pentru întregul angrenaj, simplificându-se astfel procesul de fabricație și reducerea costurilor.
- Metodele de optimizare topologică pot conduce la crearea unor angrenaje mai compacte și mai economice, ceea ce poate facilita integrarea lor în sistemele de transmisie ale vehiculelor.
- În egală măsură, optimizarea topologică poate reduce costurile de producție prin eliminarea materialelor în exces și optimizarea proceselor de fabricație, la nivelul acestor componente.
- În concluzie, pentru roata dințată R_{d8} , rezultatele studiului indică procentul de reducere masică $\delta_m = 4\%$ drept cea mai avantajoasă alegere. Acest caz aduce îmbunătățiri semnificative asupra tuturor parametrilor analizați, consolidându-se astfel ca soluție preferată pentru optimizarea topologică a acestei roți dințate.
- În ceea ce privește roata dințată R_{d9} , concluziile evidențiază că niciunul dintre cazurile de optimizare topologică, respectiv *cazurile IV, V și VI*, nu contribuie semnificativ la îmbunătățirea parametrilor cercetați, cu excepția reducerii masei în *cazul VI*. Astfel, pentru această roată dințată, opțiunile de optimizare topologică nu aduc beneficii semnificative și, în consecință, se impune o analiză atentă a costurilor și avantajelor înainte de a decide asupra unei strategii de optimizare.
- Modificarea geometriei inițiale a brațului de suspensie analizat, respectând zonele de penalizare a materialului indicate de către analiza de optimizare, poate fi realizată cu ușurință iar integrarea noii geometrii în producția de serie este plauzibilă.
- Analiza de optimizare topologică îmbunătățește durabilitatea brațului de suspensie prin distribuirea eficientă a solicitărilor de încărcare și poate optimiza geometria pentru a satisface criteriile de performanță ale vehiculului, contribuind astfel la îmbunătățirea performanțelor dinamice.
- Optimizarea de tip topologic poate reduce zgomotul și vibrațiile prin ameliorarea modului de răspuns al brațului inferior la solicitările dinamice.
- Analiza de optimizare topologică poate îmbunătăți confortul pasagerilor prin reducerea vibrațiilor și zgomotului transmise prin brațul inferior la caroserie.
- Optimizarea topologică, prin reducerea greutății totale a brațului inferior, poate contribui la o reducere a consumului de combustibil și a emisiilor de carbon ale autovehiculului.
- De asemenea, această optimizare poate aduce economii semnificative în producție prin eliminarea materialelor în exces sau prin adoptarea materialelor mai ieftine, dar mai puternice și mai ușoare. Astfel, optimizarea topologică se impune ca o strategie eficientă și holistică pentru îmbunătățirea performanței, durabilității și eficienței vehiculelor.



- Avantajul utilizării unei piese optimizate topologic surclasează varianta utilizării unei piese standard, neoptimizate, chiar și în cazurile cu rezultate mai modeste.
- În concluzie, optimizarea topologică a brațului inferior de suspensie aduce multiple beneficii semnificative. Reducerea masei inițiale cu 2% sau 4%, în special 4%, se dovedește a fi plauzibilă și preferată, indicând o eficiență maximă în contextul optimizării topologice.
- Optimizarea topologică poate îmbunătăți performanța etrierului prin reducerea greutății totale ale componentelor, fără a compromite rezistența și integritatea structurală.
- Optimizarea topologică poate permite o mai bună configurare a componentelor etrierului în vederea îndeplinirii codințiilor de spațiu și montaj, condiții care sunt din ce în ce mai restrictive.
- Optimizarea topologică poate permite o mai bună disipare a căldurii, prevenind supraîncălzirea etrierului.
- La nivelul etrierului, optimizarea topologică asigură izolare termică, limitând astfel transferul de căldură către componentele adiacente.
- Optimizarea topologică a etrierului poate conduce la o mai bună integrare a sistemului de frânare cu alte componente ale vehiculului, îmbunătățind astfel performanța generală a acestuia.
- În egală măsură, etrierul optimizat topologic poate contribui la o mai bună eficiență energetică, reducându-se pe această cale consumul de energie și emisiile de CO₂.
- După examinarea celor cinci scenarii de optimizare a etrierului, se evidențiază faptul că în scenariul în care procentul de reducere masică $\delta_m = 1\%$, parametrii studiați prezintă cele mai bune deviații față de valorile inițiale. Astfel, comportamentul global al etrierului la solicitările mecanice s-a îmbunătățit sub toate aspectele analizate.
- Centralizând rezultatele obținute la nivelul ansamblului de propulsie al automobilului, s-a considerat oportună o reprezentare generală a procentelor de reducere masică, δ_m , considerate optime, pentru fiecare parametru de interes analizat. Acestea sunt reprezentate cu ajutorul **Fig. 8.1, Fig. 8.2, Fig. 8.3, Fig. 8.4 și Fig. 8.5.**

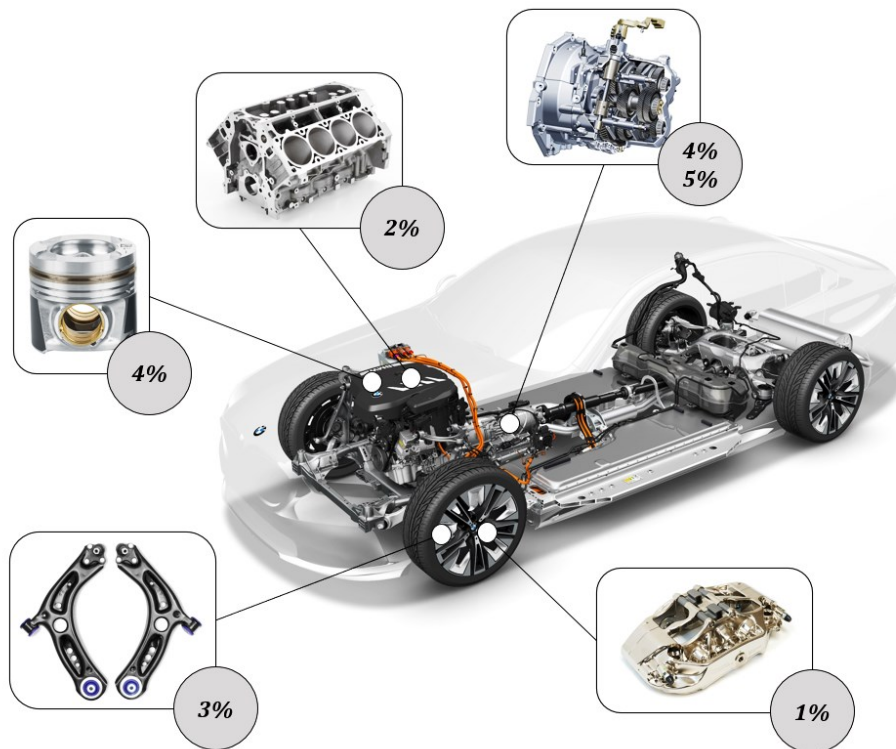


Fig. 8.1 Procentele de reducere masică considerate optime din punct de vedere al factorului de siguranță minim

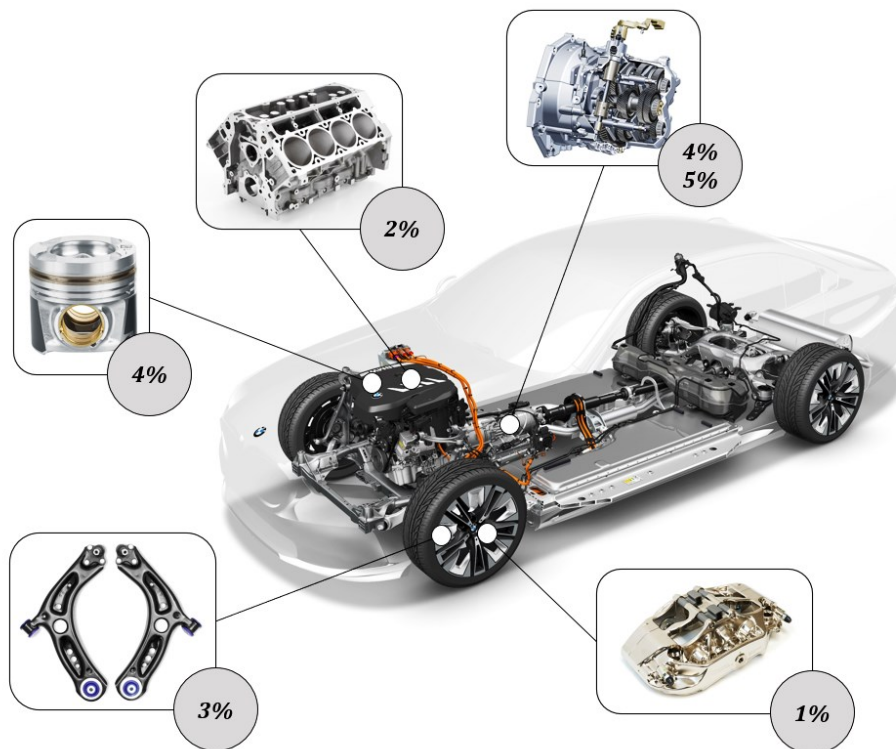


Fig. 8.2 Procentele de reducere masică considerate optime din punct de vedere al tensiunii echivalente Von Mises

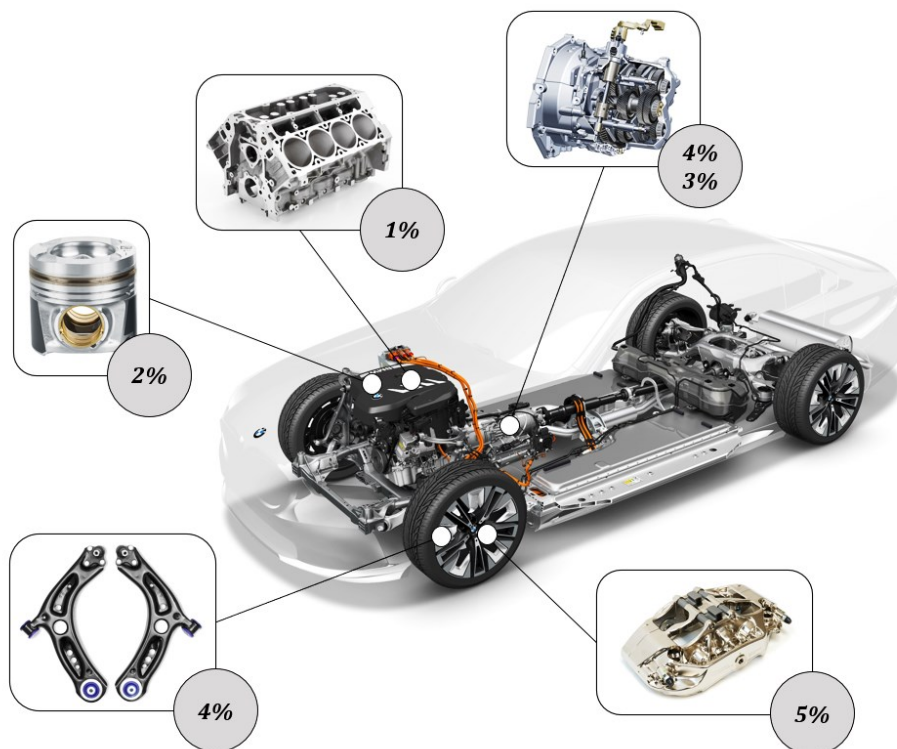


Fig. 8.3 Procentele de reducere masică considerate optime din punct de vedere al deplasării maxime

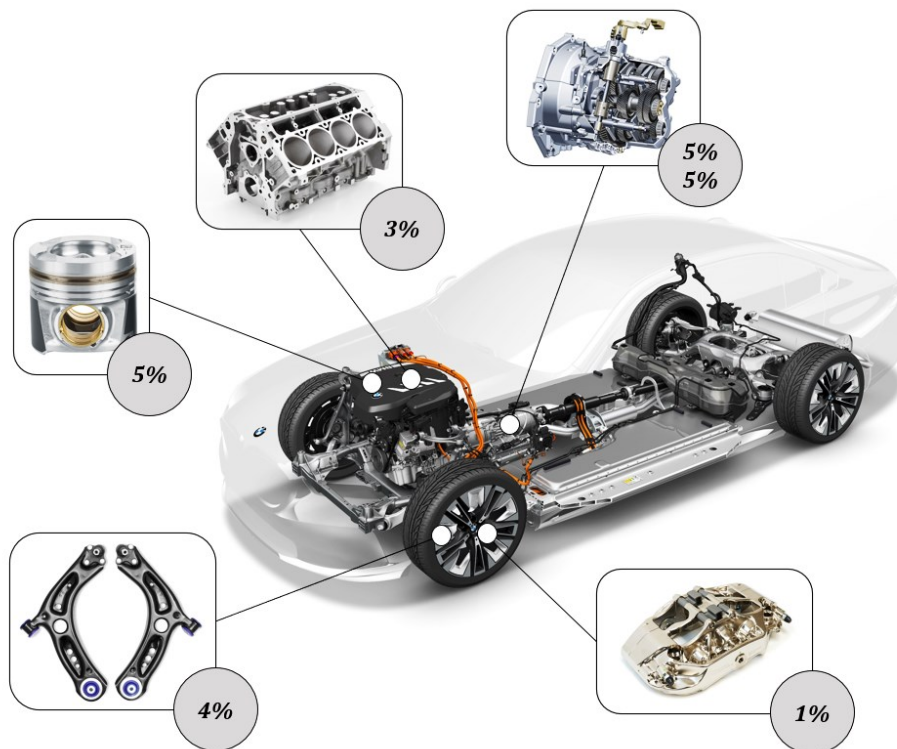


Fig. 8.4 Procentele de reducere masică considerate optime din punct de vedere al alungirii

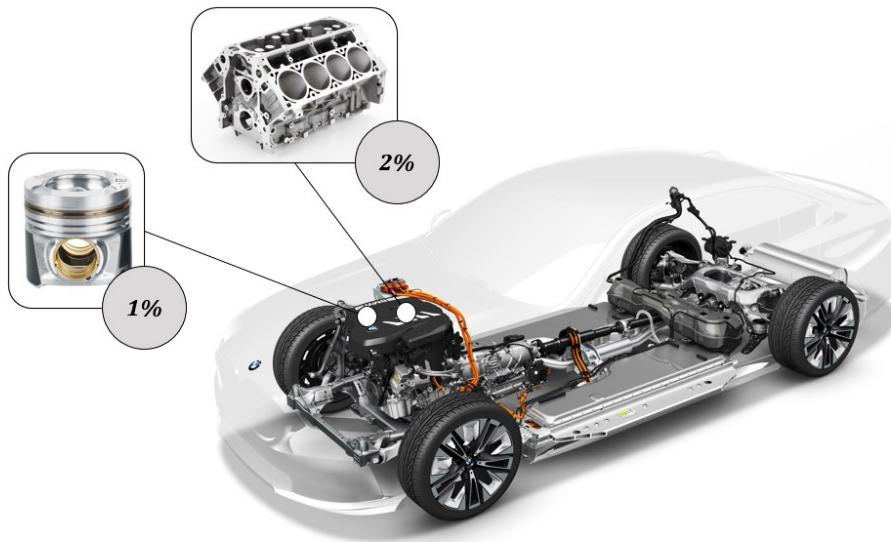


Fig. 8.5 Procentele de reducere masică considerate optime din punct de vedere al gradientului termic

- Modelele analitice obținute, exprimate prin ecuațiile polinomiale prezentate pe larg în cadrul **Capitolului 6**, reprezintă modele matematice fundamentale pentru realizarea optimizărilor de tip topologic în contextul concepției – proiectării geometriei unui organ din sistemul de propulsie. Aceste ecuații permit ajustarea parametrilor specifici cu pași incrementalii reduși, facilitând astfel obținerea unor forme geometrice mai rafinate.
- În paralel, studiul derivatelor acestor funcții furnizează informații esențiale pentru determinarea procentului de penalizare masică, δ_m , asociat atât valorii minime, cât și celei maxime a parametrului de interes. Astfel, ecuațiile rezultate nu descriu doar modelele analitice, dar permit și identificarea extremelor acestora, contribuind la optimizarea eficientă a geometriei organului din cadrul sistemului de propulsie analizat.
- Prin intermediul măsurărilor efectuate în cadrul capitolului de determinări experimentale, s-a constatat că modificările structurale aduse pistonului prin optimizarea masică nu au generat variații semnificative ale temperaturilor în niciunul dintre scenariile de penalizare masică, cu 2%, 3% și 4%, considerate relevante din punct de vedere constructiv.
- În ceea ce privește abaterile deplasărilor măsurate, în comparație cu cele simulate, în regiunea port segment – *RPS* a pistonului, s-a înregistrat o abatere, $a_{RPS} \cong 6,66\%$, ceea ce indică o concordanță semnificativă între modelele simulate și cele reale.
- Similar, în regiunea extremității inferioare a fustei pistonului – *FUS*, abaterea deplasării măsurată, față de cea simulată este $a_{FUS} \cong 0,885\%$, confirmând astfel și pentru această regiune un grad sporit de fidelitate a simulărilor.
- De asemenea, abaterile temperaturilor măsurate în raport cu cele simulate au rămas sub pragul de 6% în toate cazurile de penalizare masică, indicând astfel coerența dintre simulările termice și datele experimentale obținute pe modelele reale.

- Studiul experimental asupra comportamentului pistonului privind fenomenul de fluaj a relevat că modificările structurale aduse pistonului, prin optimizare topologică, nu au favorizat apariția acestui fenomen pentru soluția de penalizare masică, $\delta_m = 2\%$, considerată optimă.
- Într-o evaluare globală, din punct de vedere termic, a comportării pistonului, se poate concluziona că datele termice obținute pe cale experimentală au confirmat faptul că simulările termice efectuate reflectă cu precizie condițiile de lucru ale pistonului.
- În același timp studiul experimental realizat a inclus o analiză atentă a temperaturilor pistonului sub diferite condiții de încălzire, apreciindu-se astfel că el contribuie la înțelegerea comportamentului termic al acestuia.
- Pentru a garanta fezabilitatea unei viitoare optimizări topologice, este esențial să se ia în considerare constrângerile de natură economică. Având în vedere costurile semnificative asociate echipamentelor și soluțiilor software specializate necesare pentru acest tip de analiză, este crucial să se evalueze cu atenție posibilul beneficiu al optimizării înainte de a începe orice demers care presupune astfel de analize.
- Analiza de optimizare topologică poate fi folosită drept unealtă adițională în procesul de verificare și validare al produselor. Rămâne la latitudinea echipei de cercetare și dezvoltare implementarea cu succes a unuia sau mai multor criterii de îmbunătățire, totodată menținându-se și costurile de producție la o valoare optimă.
- Posibilele câștiguri de pe urma îmbunătățirii calității, indiferent de natura piesei optimizate, se pot cuantifica, în final, într-o creștere a prețului de vânzare a piesei optimizate.
- Aceste concluzii evidențiază fidelitatea și coerența rezultatelor simulate cu realitatea experimentală, oferind o bază solidă pentru dezvoltarea și optimizarea ulterioară a componentei mecanice studiate.
- Pe baza analizelor efectuate se poate concluziona că echipa de concepție – cercetare și dezvoltare, responsabilă de proiectarea produsului, trebuie să decidă gradul de fezabilitate a procesului de optimizare, care poate diferi de la material la material, de la scenariu de încărcare la scenariu de încărcare, ș.a.m.d.
- Procesul de optimizare topologică reprezintă o alternativă pentru proiectarea de tip *proof of concept*. De asemenea, datorită posibilității modificării în timp real a tuturor parametrilor analizei, se facilitează scenariile de tipul *ce ar fi dacă...*, aspect ce poate genera soluții tehnice noi de proiectare.

8.2 Contribuții personale

Într-o evaluare comprehensivă a lucrării, corelată cu documentația tehnică relevantă și stadiul actual al problematicei abordate, se conturează contribuțiile personale ale autorului. Aceste contribuții sunt expuse detaliat în secțiunile următoare, oferind o perspectivă în detaliu asupra aportului distinct al cercetării realizate în domeniul optimizării topologice.

- În acest sens s-a avut în vedere, în primul rând, așa cum este firesc, realizarea unei documentări extinse, luându-se în considerare lucrări reprezentative, de referință în domeniu, precum și lucrări actuale.
- Pe de altă parte, în același timp s-a considerat oportună efectuarea unei analize pertinente a problematicei adoptate, cuprinzând, așa cum s-a arătat mai sus, aspecte privind rolul algoritmilor în procesul de optimizare, definirea variabilelor de optimizare și a restricțiilor de optimizare, funcția obiectiv în procesul de optimizare și proprietățile sale, definirea criteriilor de optimizare, dar și sistematizarea metodelor de optimizare topologică.



- O altă contribuție, apreciată drept importantă în cadrul lucrării, o reprezintă studiul posibilităților de integrare a principalelor metode de optimizare în cadrul algoritmilor topologici.
- Analiza unor soluții de optimizare topologică a anumitor organe și componente din ingineria mecanică, regăsite pe plan mondial, în scopul formulării unor criterii și concluzii specifice, constituie, de asemenea, o contribuție importantă în cadrul lucrării.
- Optimizarea pe cale topologică a sistemului de propulsie al automobilelor, în vederea îmbunătățirii performanțelor energetice, dinamice, de consum și poluare, dar și a unei mai raționale utilizări a materialelor necesare fabricației acestora, simultan cu reducerea costurilor de producție, reprezentând, așa cum s-a menționat, obiectivul principal al prezentei teze de doctorat, constituie în mod cert o contribuție a dezvoltării domeniului.
- Selectarea, în vederea optimizării topologice, a unor elemente semnificative din punct de vedere constructiv – funcțional, din structura sistemelor de propulsie convenționale și hibrid – electrice din componența automobilelor.
- Studiul solicitărilor și optimizarea prin metode topologice a pistonului motorului termic cu aprindere prin scânteie, element esențial în structura sistemelor de propulsie convenționale și hibrid – electrice ale automobilelor.
- Studiul și optimizarea topologică a blocului motor – component fundamental al motorului termic de propulsie.
- Studiul și optimizarea topologică a unor elemente din transmisia mecanică a sistemului de propulsie al automobilului.
- Studiul și optimizarea topologică a unor elemente din suspensia automobilului.
- Studiul și optimizarea topologică a unor elemente din sistemul de frânare al automobilului.
- Definirea unor modele teoretice, de tip analitic, ce reflectă comportarea, sub multiple aspecte, a organelor optimizate prin metode topologice.
- Definirea unei metodologii adecvate optimizării topologice a sistemului de propulsie al automobilului care include: crearea modelului virtual, stabilirea și definirea condițiilor de încărcare specifice piesei analizate, analiza cu elemente finite, centralizarea rezultatelor analizei cu elemente finite, stabilirea parametrilor de interes, analiza de optimizare topologică cu ajutorul programelor specifice, calcularea deviațiilor parametrilor de interes în funcție de procentul de penalizare masică, realizarea determinărilor experimentale, evaluarea abaterilor dintre rezultatele experimentale și simulări, formularea recomandărilor de optimizare.
- Optimizarea topologică a chiulasei motorului termic de propulsie, prin utilizarea unei metode neliniare de optimizare.
- Realizarea unor modele virtuale ale elementelor optimizate topologic.
- Realizarea unor modele fizice, la scară reală, prin printare 3D, a elementelor optimizate topologic.
- Stabilirea unei metodologii pentru efectuarea determinărilor experimentale în concordanță cu specificul lucrării și cu normele și standardele în domeniu.
- Concepția și realizarea unui dispozitiv de poziționare a pistonului în vederea aplicării forței de apăsare pe suprafața capului acestuia.
- Realizarea unor teste și determinări experimentale, menite să confirme rezultatele obținute pe cale teoretică.



8.3 Oportunități viitoare de cercetare

Studiile și cercetările din prezenta teză de doctorat se consideră că pot constitui o bază solidă pentru înțelegerea subiectului, cu analize detaliate și metodologii specifice, iar concluziile extrase nu rezolvă doar problemele propuse, ci sunt de natură să indice direcții pentru îmbunătățiri și cercetări viitoare, contribuind astfel la dezvoltarea tematicii abordate în domeniul ingineresc. Aceste direcții sunt prezentate în continuare:

- Dezvoltarea, plecând de la rezultatele obținute în lucrare, a unui program sau a unor proceduri de optimizare accesibile utilizatorului în care acesta să poată introduce piesa 3D într-o platformă, să definească condițiile de utilizare și constrângerile, pentru ca în final să se obțină, într-o manieră eficientă și rapidă, rezultatele dorite.
- Examinarea amănunțită a mai multor componente importante din grupul moto – propulsor, inclusiv din materiale alternative sau neconvenționale, în scopul identificării și evaluării performanțelor acestora.
- Elaborarea și asamblarea primelor prototipuri, marcând astfel primul pas în procesul de fabricație și de predicție a fezabilității acestora.
- Evaluarea rezistenței și a durabilității unui ansamblu ce cuprinde componente optimizate, prin teste de duranță și oboseală.
- Dezvoltarea unei proceduri universale pentru optimizarea, testarea, validarea și implementarea eficientă în procesul de producție a componentelor studiate, asigurându-se astfel un cadru standardizat pentru îmbunătățirea continuă a proceselor industriale.
- Construirea, în perspectivă, a unei baze de date de tip *open – source*, în care fiecare utilizator poate adăuga contribuții la modelul matematic, facilitându-se astfel un proces de îmbunătățire continuă a procedurii de optimizare topologică. Acest model poate fi supus oricând recenzării și evaluării de către specialiști din domeniu, asigurându-se astfel calitatea și fiabilitatea evoluției acestuia.